

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем
вищої освіти зі спеціальності

142 «Енергетичне машинобудування» на тему:

"Теплонасосна установка
на базі рідинно-парового ежектора з робочим
середовищем R718 для системи опалення"

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Здобувач

Д. О. Снісаренко

Група

ХК-61

Керівник роботи

С. О. Шарапов

ЗМІСТ

	с.
Вступ	3
1 Розрахунок теплового навантаження приміщення	7
2 Принципова схема опалюваного приміщення	20
3 Розрахунок параметрів циклу теплонасосної установки	24
4 Розрахунок енергоефективності циклу	27
5 Розрахунок геометричних параметрів рідинно-парового ежектора	28
6 Розрахунок і підбір апаратів	29
7 Охорона праці	39
Висновки	47
Перелік посилань	48

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>ХМ 05.00.00.00 ПЗ</i>			
Розроб.		Снісаренко			<i>Теплонасосна установка на базі рідинно парового ежектора з робочим середовищем R718 в системі опалення</i>	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Шарапов				2	49	
Реценз.						СумДУ, ХК-61		
Н. Контр.		Шарапов						
Затверд.		Ванєєв						

ВСТУП

Однією з основних проблем, що вирішується світовою спільнотою на цей час, є енергозбереження. Одночасно реалізуються дві мети – збереження невідновлюваних енергоресурсів і скорочення шкідливих викидів в атмосферу продуктів згорання, що є, зокрема, основним фактором глобального потепління.

Одним із найважливіших напрямів вирішення зазначеної проблеми є використання енергозбережних технологій на основі використання теплових насосів [1, 2].

Теплові насоси, здійснюючи зворотний термодинамічний цикл на низькокиплячій робочій речовині, утилізують низькопотенційну теплоту природних, технологічних і побутових джерел та трансформують її на більш високий температурний рівень. До того ж первинної енергії витрачається у 1,2–2,3 рази менше ніж у разі прямого спалювання палива.

Використання теплових насосів перспективне в комбінованих схемах за умови поєднання з іншими технологіями використання поновлюваних джерел енергії – сонячної та геотермальної. Можливості та економічна доцільність застосування теплових насосів й установок залежать від кліматичних особливостей регіону, рівня розвитку паливно-енергетичного сектору, співвідношення цін на основні види палива та електроенергії та інших чинників.

Енергетична ефективність теплових насосів залежить від характеристик теплових джерел, що беруть участь у термотрансформації: від температурного рівня нагрівання середовища споживача теплового навантаження і від температури надходження утилізованого низько-потенціального середовища.

Рівень нагрівання середовища споживача теплоти залежить від цільового призначення тепlopостачання, і найкращі техніко-економічні результати зазвичай відповідають застосуванню теплонасосних систем для побутового гарячого водопостачання.

Застосування теплових насосів для опалювальних цілей ефективно лише для систем «м'якого режиму», наприклад, для повітряних або водяних систем

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підлогового опалювання. Адаптація теплових насосів до характеристик водяного батарейного опалювання для регіонів країни із середньозимовою температурою нижче за 2°C пов'язана з використанням бівалентних теплонасосних установок, в яких догрівання теплоносія забезпечується традиційними теплогенерувальними пристроями.

Можливість використання в теплопостачанні потоків низькопотенційних вторинних енергоресурсів значно розширює ресурсну базу теплопостачання, робить її менше залежною від постачань паливних ресурсів. Задіявши тепловий насос, що працює на джерелах природної теплоти (атмосферне повітря, природні води), ми ніби умовно забезпечили системи теплопостачання ресурсом на 15–20 років її роботи.

Утилізація низькопотенційної теплоти у промисловому виробництві може істотно підвищити ефективність енерговикористання. Особливо це стосується технологій, пов'язаних із споживанням парових потоків, таких як: випаровування, кристалізація, ректифікація та інші. Утилізація низькопотенційної теплоти систем оборотного водопостачання підприємств дозволяє істотно понизити витрату підживлювальної води за рахунок вимикання відкритих пристроїв охолодження (градирень, басейнів), зменшується загальне енергоспоживання подібних систем за рахунок вимикання вентиляторів для градирень.

Сучасні теплові насоси використовують в якості холодоагентів переважно аміак і хладони (фреони). Термодинамічні властивості цих речовин такі, що виробництво холоду в широкому діапазоні низьких температур (від 0°C до –40°C) як правило здійснюється при тиску в системі вище атмосферного. Більше того, робота випарника теплового насоса при тисках, близьких до атмосферного, вважається позаштатним режимом, який небезпечний для установки з точки зору можливого підсосу атмосферного повітря [3].

У схемі автоматизації установки зазвичай передбачено навіть відключення компресора при зниженні тиску всмоктування до близькоатмосферного рівня. Експлуатація теплового насоса в вакуумному режимі не бажана ще й тому, що

					<i>ХМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при наявності вбудованого електродвигуна опір всмоктувального тракту в компресорі різко збільшується, ступінь стиснення підвищується, відповідно падають коефіцієнт подачі і загальна енергетична ефективність машини. Існуючі види холодоагентів при всьому різноманітті не забезпечують в повному обсязі виконання комплексу вимог, що випливають з екологічних, токсикологічних, санітарних і економічних міркувань.

Пошук альтернативних робочих речовин поширеним в недавньому минулому Хладон R12 і R22 триває в широкому колі речовин, в тому числі і серед тих, властивості яких в традиційному розумінні мало підходять до теплонасосної установки. В першу чергу мова йде про речовини низького тиску: воді, водних розчинах солей, спиртах, ефірах [4].

У холодильній техніці вода більше відома як холодоносіє. Використання води в якості холодоагенту автоматично призводить до робочих тисків нижче атмосферного, що і реалізовано в теплонасосних установках з пароструминними вакуумними насосами [5].

У прийнятій в холодильній техніці класифікації до робочих речовин низького тиску зазвичай відносять цілий ряд сполук, нормальна температура кипіння яких вище -10°C .

Велика частина з представлених тут речовин містить у своєму складі хлор, негативно впливають на атмосферний озон, тому нижче будуть розглянуті речовини, пружність пари яких в робочих діапазонах низьких температур знаходиться в межах 0,5–15 мм рт. ст. (70–2000 Па). Такий діапазон тисків на всмоктуванні забезпечує отримання температур від $+20$ до $+30^{\circ}\text{C}$ при використанні таких робочих речовин як вода, водні розчини солей, спиртів, ефірів.

Фактично, такі речовини є холодоносіями, і по робочому діапазону тисків, прийнятому в холодильній ЄП можуть вважатися речовинами з особливо низькими робочими тисками.

					<i>ХМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування води в якості холодоагенту у світовій технічній практиці відомо в пароежекторних холодильних установках. Вода має низку унікальних властивостей, в тому числі високою теплотою пароутворення r , що становить для вакуумних режимів близько 2500 кДж / кг, що в 10 разів вище, ніж у хладону R22.

Питома теплоємність води C_p , також висока і становить приблизно 4186 Дж / кг · К). Відповідно відношення C_p / r мале у порівнянні з іншими речовинами і приблизно дорівнює $1,87 \cdot 10^{-3}$ 1/К. Для етилового спирту, наприклад, цей показник дорівнює $2,373 \cdot 10^{-3}$ 1/К, для метилового близький до значення $2,1 \cdot 10^{-3}$ 1/К. З фізики процесу вакуумного охолодження випливає, що ефективність його найкраща для речовин, де відношення C_p / r менше.

Вода – дешевий і доступний холодоагент, однак має високу температуру замерзання, що обмежує область її застосування. Слід зважати і корозію металу в присутності кисню повітря. Розширення температурного діапазону речовин на основі води можливо з використанням солей, спиртів і ефірів [4].

					<i>ХМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ПРИМІЩЕННЯ

Схема приміщення, що розглядається, представлена на рис. 1.1.

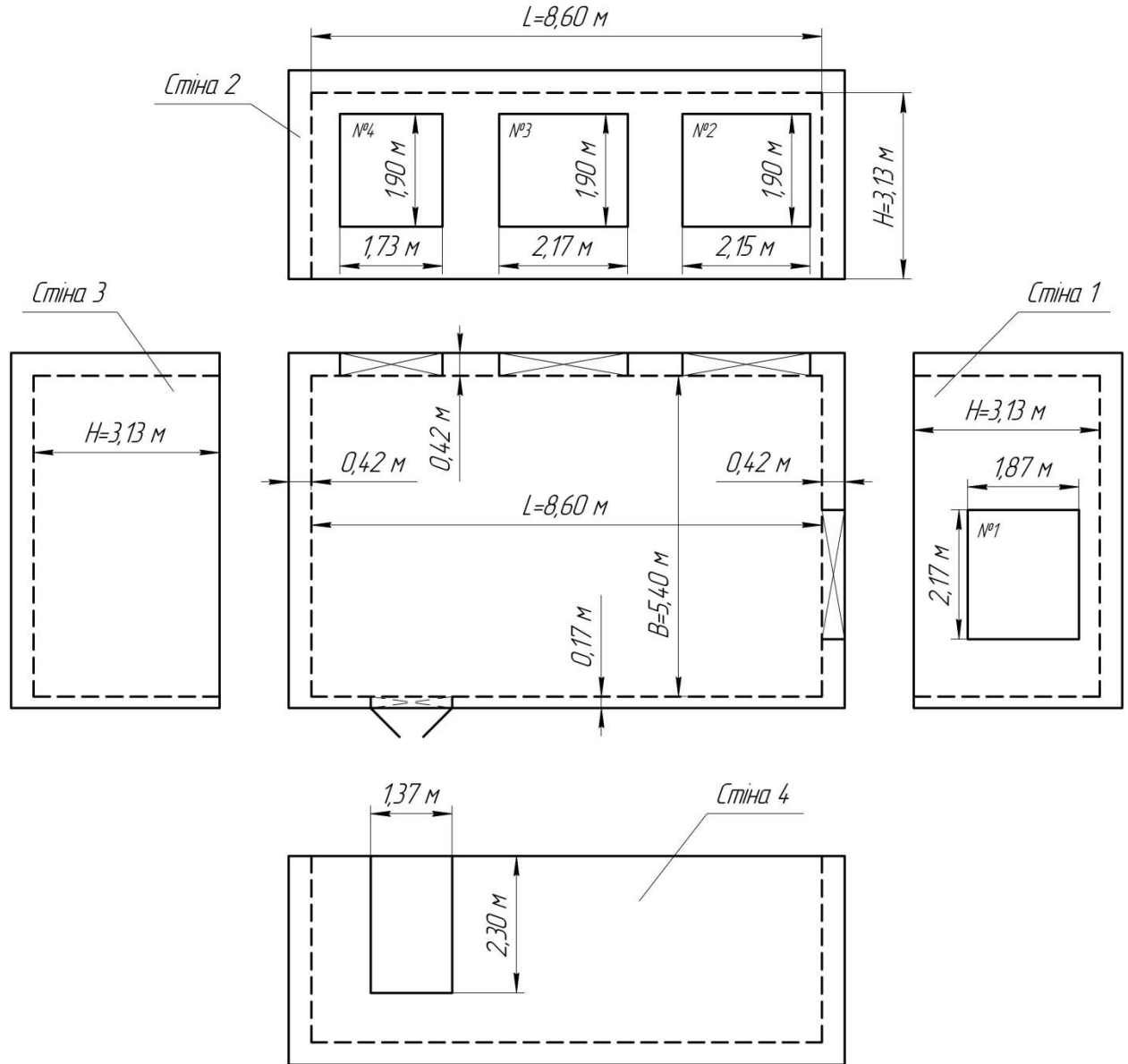


Рисунок 1.1 – Схема приміщення

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Тепловтрати через огорожувальні конструкції, кВт

$$Q_{oz} = Q_{cm} + Q_{дах} + Q_{під} + Q_{вік} + Q_{дв}, \quad (1.1)$$

де Q_{cm} – тепловтрати через стіни;

$Q_{дах}$ – тепловтрати через дах;

$Q_{під}$ – тепловтрати через підлогу;

$Q_{вікн}$ – тепловтрати через вікна;

$Q_{дв}$ – тепловтрати через двері.

Розглянемо тепловтрати через стіни. Схема розрізу стіни представлена на рис. 1.2.

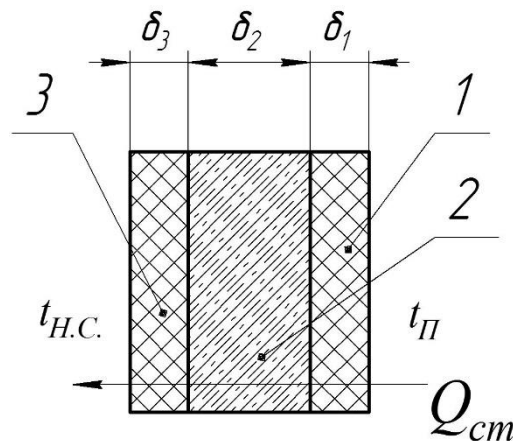


Рис. 1.2 – Розріз стіни:

1 – внутрішній шар штукатурки $\left(\lambda_1 = 0,9 \frac{Вт}{м \cdot К}, \delta_1 = 0,020 м \right)$;

2 – цегляна кладка $\left(\lambda_2 = 0,82 \frac{Вт}{м \cdot К}, \delta_2 = 0,380 м \right)$;

3 – зовнішній шар штукатурки $\left(\lambda_3 = 0,9 \frac{Вт}{м \cdot К}, \delta_3 = 0,020 м \right)$;

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

Значення коефіцієнтів теплопровідності λ вибрані згідно даних, наведених у [6, табл. 3.5, с. 9].

Отже тепловтрати через стіни, кВт

$$Q_{ст} = k_{зov.ст} \cdot \Sigma F_{ст} \cdot (t_{II} - t_{H.C.}), \quad (1.2)$$

$$k_{зov.ст} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{BT}}} \quad \frac{Bm}{m^2 \cdot K},$$

де

тут $\alpha_3, \alpha_{BT},$ – коефіцієнти тепловіддачі відповідно для зовнішньої та внутрішньої сторони стін. Згідно [5, табл. 3.4, с. 7]:

$$\alpha_3 = 23,2 \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \quad \alpha_{BT} = 8,7 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для стін

$$k_{зov.ст} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{1}{8,7}} = 1,5 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

У даній роботі згідно рис. 1.1 зовнішніми стінами є три стіни товщиною 0,42 м. Площа стін обраховується як різниця повної площі стіни і площі вікон та дверей. Отже маємо

$$F_{зov.ст.1} = H \cdot B - F_{вікн.1} = 3,13 \cdot 5,40 - 2,17 \cdot 1,87 = 12,8 \text{ м}^2;$$

$$F_{зov.ст.2} = H \cdot L - \Sigma F_{вікн} = 3,13 \cdot 8,60 - (1,73 \cdot 1,90 + 2,17 \cdot 1,90 + 2,15 \cdot 1,90) = 15,4 \text{ м}^2;$$

$$F_{зov.ст.3} = H \cdot B = 3,13 \cdot 5,40 = 16,9 \text{ м}^2.$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розглянемо тепловтрати через внутрішню стіну.

Принципова схема розрізу внутрішньої стіни (стіна 4 на рис. 1.1) представлена на рис. 1.2 із уточненнями, а саме товщина цегляної кладки $\delta_2 = 0,120 \text{ м}$, товщина шарів штукатурки $\delta_1 = 0,030 \text{ м}$, $\delta_3 = 0,020 \text{ м}$.

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішньої стіни

$$k_{\text{вн.ст.4}} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,03}{0,9} + \frac{0,12}{0,82} + \frac{0,02}{0,9} + \frac{1}{8,7}} = 2,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Площа стіни

$$F_{\text{вн.ст.4}} = H \cdot L - F_{\text{об}} = 3,13 \cdot 8,60 - 1,37 \cdot 2,30 = 23,8 \text{ м}^2$$

Загальна тепловитрата через стіни:

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{зов.ст}} \cdot \Sigma F_{\text{ст.1,2,3}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}) + k_{\text{вн.ст.4}} \cdot F_{\text{вн.ст.4}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}) = \\ = (20 - (-20)) \cdot (1,5 \cdot (16,9 + 15,4 + 12,8) + 2,4 \cdot 23,8) = 4,99 \text{ кВт}$$

Розглянемо тепловтрати через дах. Схема розрізу даху представлена на рис. 1.3.

Значення коефіцієнтів теплопровідності λ вибрані згідно даних, наведених у [6, табл. 3.5, с. 9].

Тепловтрати через дах, кВт

$$Q_{\text{дах}} = k_{\text{дах}} \cdot F_{\text{дах}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}) = k_{\text{дах}} \cdot L \cdot B \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}), \quad (1.3)$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_{\text{дах}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{ВТ}}}} \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де

тут $\alpha_3, \alpha_{\text{ВТ}}$, – коефіцієнти тепловіддачі відповідно для зовнішньої та внутрішньої сторони даху. Згідно [6, табл. 3.4, с. 7]:

$$\alpha_3 = 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad \text{та} \quad \alpha_{\text{ВТ}} = 8,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

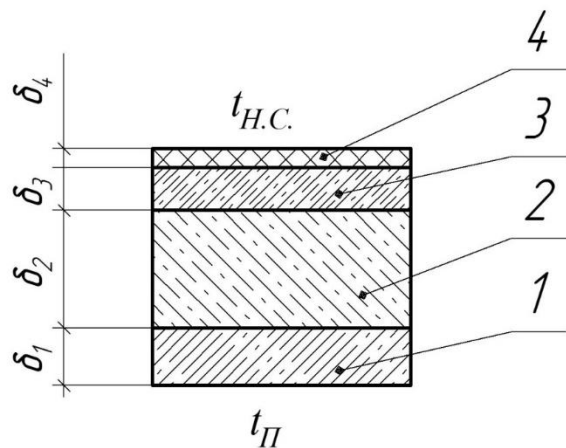


Рис. 1.3 – Розріз даху:

1 – залізобетонна плита $\left(\lambda_1 = 1,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_1 = 0,220 \text{ м} \right)$;

2 – керамзитовий ґравій $\left(\lambda_2 = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_2 = 0,400 \text{ м} \right)$;

3 – бетонна стяжка $\left(\lambda_3 = 1,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_3 = 0,040 \text{ м} \right)$;

4 – гідроізоляційне покриття – руберойд $\left(\lambda_4 = 0,18 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_4 = 0,012 \text{ м} \right)$.

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для даху

$$k_{\text{дах}} = \frac{1}{\frac{1}{23,2} + \frac{0,22}{1,5} + \frac{0,4}{0,23} + \frac{0,04}{1,2} + \frac{0,012}{0,18} + \frac{1}{8,7}} = 0,47 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

									Арк.
									111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ХМ 05.00.00.00 ПЗ

Тепловтрати через дах

$$Q_{\text{дах}} = k_{\text{дах}} \cdot L \cdot B \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{н.с.}}) = 0,47 \cdot 8,6 \cdot 5,4 \cdot (20 - (-20)) = 0,87 \text{ кВт}$$

Розглянемо тепловтрати через підлогу. Розподіл підлоги на сектори представлений на рис. 1.4.

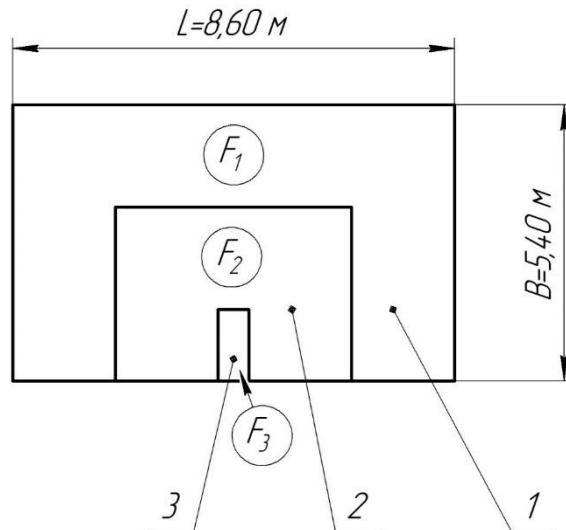


Рисунок 1.4 – Розподіл підлоги на сектори

Тепловтрати через підлогу, кВт

$$Q_{\text{під}} = \sum (k_y \cdot F_i) \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{н.с.}}) \cdot m_{\text{під}} \quad (1.4)$$

де k_y – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Згідно [7, с. 60] $k_{y1} = 0,47 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, $k_{y2} = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, $k_{y3} = 0,12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

F_i – площа відповідної зони підлоги, м^2 ;

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		122

$$m_{\text{нід}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \sum \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)},$$

$m_{\text{нід}}$ – коефіцієнт,

де λ та δ – товщини та коефіцієнти теплопровідності матеріалів, які складають конструкцію підлоги:

1 – залізобетонна плита $\left(\lambda_1 = 1,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_1 = 0,22 \text{ м} \right);$

2 – керамзитовий ґравій $\left(\lambda_2 = 0,23 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_2 = 0,2 \text{ м} \right);$

3 – бетонна стяжка $\left(\lambda_3 = 1,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, \delta_3 = 0,04 \text{ м} \right);$

Таким чином,

$$m_{\text{нід}} = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left(\frac{0,22}{1,5} + \frac{0,2}{0,23} + \frac{0,04}{1,2} \right)} = 0,433$$

Знаходимо площі секторів підлоги

$$F_1 = 2 \cdot B + 2 \cdot B + 2 \cdot L = 2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 8,6 = 38,8 \text{ м}^2;$$

$$\begin{aligned} F_2 &= 2 \cdot (L - 4) + 2 \cdot (B - 4) + 2 \cdot (B - 4) = \\ &= 2 \cdot (8,6 - 4) + 2 \cdot (5,4 - 4) + 2 \cdot (5,4 - 4) = 14,8 \text{ м}^2; \end{aligned}$$

$$F_3 = (L - 8) \cdot (B - 4) = (8,6 - 8) \cdot (5,4 - 4) = 0,84 \text{ м}^2.$$

Площа першої двометрової зони враховується кожного разу за напрямками всіх зовнішніх стін, які складають зовнішній кут [7, с. 60].

						ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			133

Таблиця 1.1 – Площі секторів підлоги

Сектор i	1	2	3
Площа F_i, m^2	38,8	14,8	0,84

$$Q_{n\dot{d}} = (0,47 \cdot 38,8 + 0,23 \cdot 14,8 + 0,12 \cdot 0,84) \cdot (20 - (-20)) \cdot 0,433 = 0,38 \text{ кВт}$$

Розглянемо тепловтрати через вікна.

$$Q_{\text{вікн}} = k_{\text{вікн}} \cdot \sum F_{\text{вікн}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}) \quad (1.5)$$

де $k_{\text{вікн}} = 1,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – середній коефіцієнт теплопередачі через вікна;

$\sum F_{\text{вікн}}$ – сумарна площа вікон, m^2 .

Отже,

$$Q_{\text{вікн}} = 1,5 \cdot (2,17 \cdot 1,87 + 1,9 \cdot 2,15 + 1,9 \cdot 2,17 + 1,9 \cdot 1,73) \cdot (20 - (-20)) = 0,93 \text{ кВт}$$

Розглянемо тепловтрати через двері.

$$Q_{\text{дв}} = k_{\text{дв}} \cdot F_{\text{дв}} \cdot (t_{\text{П}} - t_{\text{Н.С.}}) \quad (1.6)$$

де $k_{\text{дв}} = 1,35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ – коефіцієнт теплопередачі через двері;

$F_{\text{дв}}$ – площа дверей, m^2 .

Отже,

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		144

$$Q_{ог} = 1,35 \cdot 2,3 \cdot 1,37 \cdot (20 - (-20)) = 0,17 \text{ кВт}$$

Таким чином, загальні тепловтрати через огорджувальні конструкції

$$Q_{ог} = 4,99 + 0,87 + 0,38 + 0,93 + 0,17 = 7,34 \text{ кВт}$$

Проведемо аналіз зміни теплопродуктивності ТНУ від зміни температури навколишнього середовища $t_{н.с.}$ в залежності від температури у приміщенні $t_{п.}$. Для автоматизації розрахунків тепловтрат через огорджувальні конструкції при різних температурах у програмному комплексі Borland Delphi на мові програмування Pascal автором роботи було створено програму розрахунку, загальний вигляд якої наведено на рис. 1.5.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						155
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок тепловтрат у приміщенні

Початкові дані

Температура у приміщенні, С	22	Приміщення	Довжина, м	Ширина, м	Висота, м	
Температура оточуючого середовища, С	-20	Вікно 1	8,6	5,4	3,13	
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м*К):		Вікно 2		2,17	1,87	
штукатурки	0,9	Вікно 3		2,15	1,9	
цегляної кладки	0,82	Вікно 4		2,17	1,9	
залізобетонної плити	1,5	Двері		1,73	1,9	
керамзитового гравію	0,23			1,37	2,3	
бетонної стяжки	1,2		61, м	62, м	63, м	64, м
гідроізоляції (рубероїду)	0,18	Зовнішня стінка	0,02	0,38	0,02	
Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м2*К):		Внутрішня стінка	0,03	0,12	0,02	
для зовнішньої стінки	23,2	Дах	0,22	0,4	0,04	0,012
для внутрішньої стінки 1	8,7	Підлога	0,22	0,2	0,04	
для внутрішньої стінки 2	10					
Умовний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2*К):						
для 1-ї зони	0,47	Результати розрахунку				
для 2-ї зони	0,23	Тепловтрати, кВт:				
для 3-ї зони	0,12	через стіни	5,24			
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м2*К):		через дах	0,91			
через вікна	1,5	через підлогу	0,39			
через двері	1,35	через вікна	0,98			
		через двері	0,18			
		СУМАРНІ	7,71			

Розрахувати

Рисунок 1.5 – Вікно програми розрахунку тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення

Результати розрахунку тепловтрат у приміщенні за цією програмою при різних температурах навколишнього середовища $t_{H.C.}$ в залежності від температури у приміщенні t_{II} наведені у табл. 1.2–1.5.

Таблиця 1.2 – Тепловтрати через огорожувальні конструкції при температурі в приміщенні $t_{п} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C}$

№	Вид тепловтрат, кВт	Температура навколишнього середовища $t_{н.с.}, \text{ }^{\circ}\text{C}$			
		-20	-10	0	+10
1	$Q_{ст}$	5,24	3,99	2,75	1,50
2	$Q_{дах}$	0,91	0,70	0,48	0,26
3	$Q_{нід}$	0,39	0,30	0,21	0,11
4	$Q_{вік}$	0,98	0,75	0,51	0,28
5	$Q_{дв}$	0,18	0,14	0,09	0,05
6	$Q_{оз}$	7,71	5,88	4,04	2,20

Таблиця 1.3 – Тепловтрати через огорожувальні конструкції при температурі в приміщенні $t_{п} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

№	Вид тепловтрат, кВт	Температура навколишнього середовища $t_{н.с.}, \text{ }^{\circ}\text{C}$			
		-20	-10	0	+10
1	$Q_{ст}$	4,99	3,74	2,5	1,25
2	$Q_{дах}$	0,87	0,66	0,44	0,22
3	$Q_{нід}$	0,38	0,28	0,19	0,09
4	$Q_{вік}$	0,93	0,70	0,47	0,23
5	$Q_{дв}$	0,17	0,13	0,09	0,04
6	$Q_{оз}$	7,34	5,51	3,69	1,83

Таблиця 1.4 – Тепловтрати через огорожувальні конструкції при температурі в приміщенні $t_{п} = 18^{\circ}\text{C}$

№	Вид тепловтрат, кВт	Температура навколишнього середовища $t_{н.с.}, ^{\circ}\text{C}$			
		-20	-10	0	+10
1	$Q_{ст}$	4,74	3,49	2,25	1,00
2	$Q_{дах}$	0,83	0,61	0,39	0,18
3	$Q_{нід}$	0,36	0,26	0,17	0,08
4	$Q_{вік}$	0,89	0,65	0,42	0,19
5	$Q_{дв}$	0,16	0,12	0,08	0,03
6	$Q_{оз}$	6,98	5,13	3,31	1,48

Таблиця 1.5 – Тепловтрати через огорожувальні конструкції при температурі в приміщенні $t_{п} = 16^{\circ}\text{C}$

№	Вид тепловтрат, кВт	Температура навколишнього середовища $t_{н.с.}, ^{\circ}\text{C}$			
		-20	-10	0	+10
1	$Q_{ст}$	4,49	3,24	2,00	0,75
2	$Q_{дах}$	0,79	0,57	0,35	0,13
3	$Q_{нід}$	0,34	0,25	0,15	0,06
4	$Q_{вік}$	0,84	0,61	0,37	0,14
5	$Q_{дв}$	0,15	0,11	0,07	0,03
6	$Q_{оз}$	6,61	4,78	2,94	1,11

Аналіз зміни тепловтрат у графічному вигляді представлений на рис. 1.6.

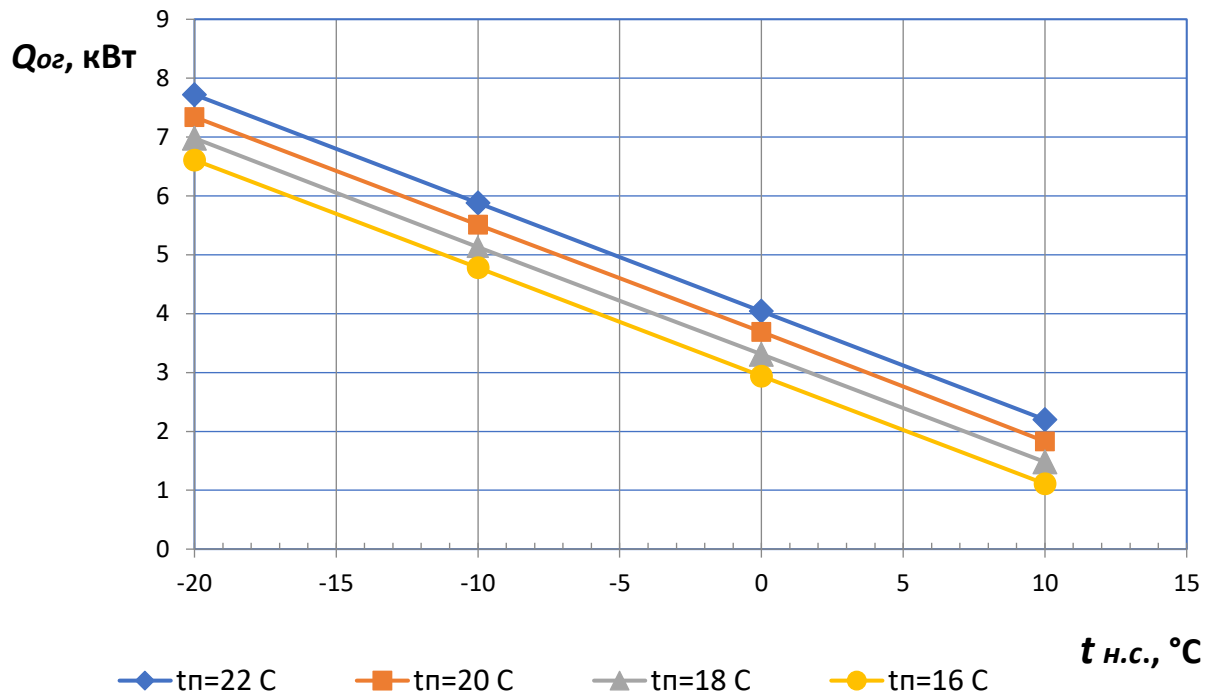


Рисунок 1.6 – Залежність тепловтрат від температури навколишнього середовища

У відповідності до рис. 1.6 тепловтрати з приміщення значно збільшуються при зниженні температури навколишнього середовища, а також при підвищенні рівня температур у опалювальному приміщенні. Так при температурі навколишнього середовища -20°C навіть при температурі у приміщенні $+16^\circ\text{C}$ буде спостерігатись значне теплове навантаження на ТНУ у розмірі 6,61 кВт.

Подальший розрахунок режимних параметрів ТНУ будемо виконувати для найбільш навантаженого режиму роботи, тобто при температурі навколишнього середовища -20°C і температурі у опалюваному приміщенні $+22^\circ\text{C}$.

2 ПРИНЦИПОВА СХЕМА ОПАЛЮВАНОВОГО ПРИМІЩЕННЯ

У якості теплонасосної установки, яка застосовується у системі опалення приміщення, використовуємо парокомпресійний тепловий насос з регенеративним теплообмінником (рис. 2.1). Він відрізняється від традиційного тим, що замість звичайного холодильного спірального компресора у ньому використовується вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора.

У якості холодильного агенту контуру парокомпресійного теплового насоса використовується вода (R718), в опалювальному контурі використовується мережева вода, а у контурі випарника циркулює 27,4%-ий розчин пропіленгліколя.

Температура конденсації холодильного агенту у контурі теплового насоса дорівнює +60, у температура випаровування – +5°C.

Схемне рішення системи опалення приміщення передбачає включення до лінії системи централізованого опалення з можливістю автономної роботи в тому числі. Утилізація низькотенційного джерела енергії передбачає використання теплоти ґрунту. У схемі передбачена робота ТНУ як у моновалентному, так і у бівалентному режимі. Випарник виконано кожухотрубного типу, де у трубному просторі циркулює вода, а у міжтрубно-му – 27,4%-ий розчин пропіленгліколя. Режим течії теплоносіїв – перехресний.

Конденсатор в схемі ТНУ виконує роль проміжного теплообмінника між холодильним агентом контуру ТНУ та теплоносієм системи опалення. Конденсатор виконаний у якості вискоелективного теплообмінного апарату пластинчастого типу для забезпечення максимальної теплопередачі до рідини системи опалення.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

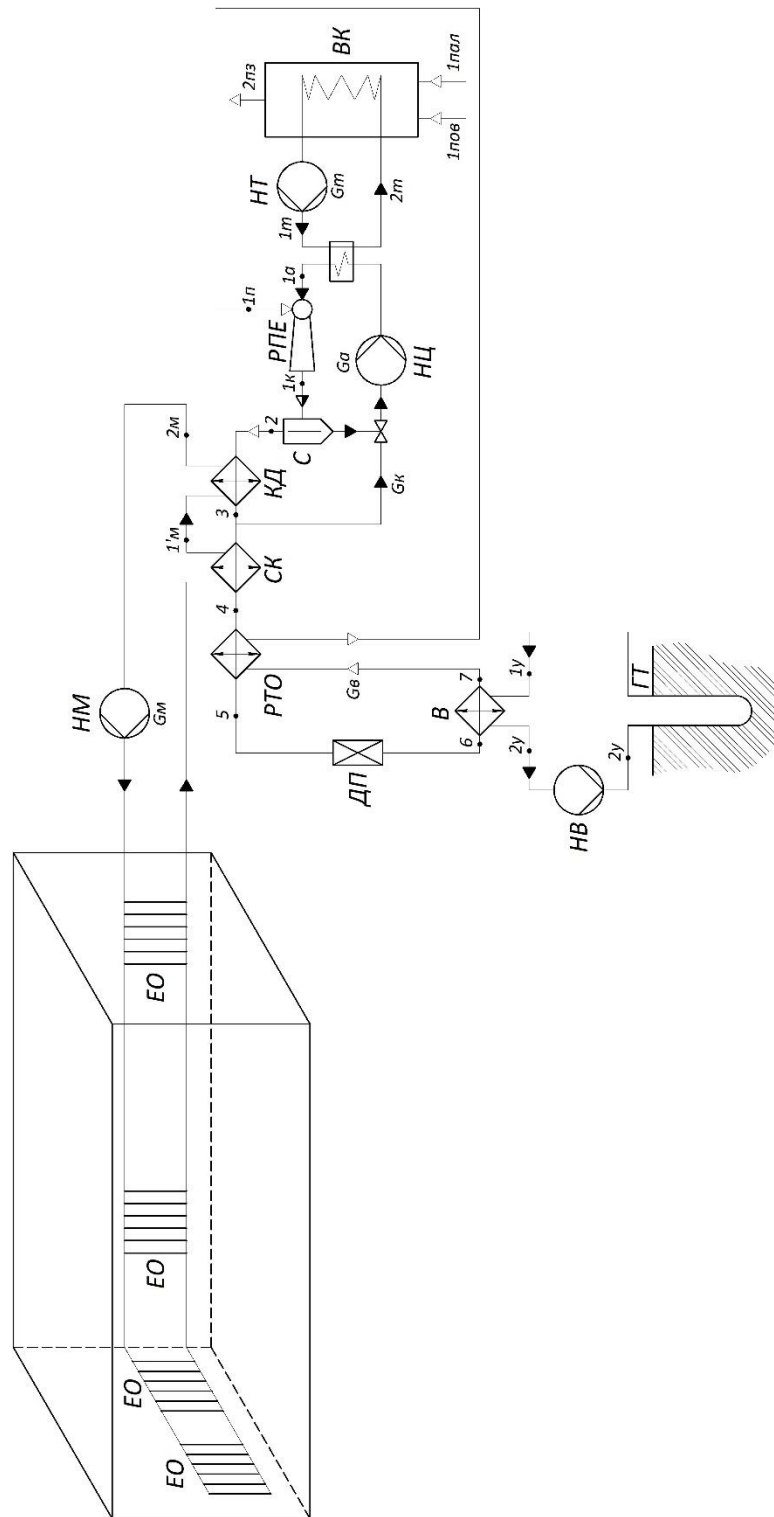


Рисунок 2.1 – Принципова схема теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора:

РПЕ – рідинно-паровий ежектор, С – сепаратор, НЦ – насос контуру рідинно-парового ежектора, ТП – теплообмінник-підігрівач, НТ – насос теплоносія, ВК – водогрійний котел, КД – конденсатор, СК – субкулер, РТО – регенеративний теплообмінник, ДП – дросельний пристрій, В – випарник, НВ – насос розсільний, ГТ – ґрунтовий теплообмінник, НМ – насос мережевої води, ЕО – елемент опалення

						Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ХМ 05.00.00.00 ПЗ	

У даній технологічній схемі замість звичайного холодильного спірального компресора використовується вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора, робочий процес якого заснований на принципі струминної термокомпресії (рис. 2.2).

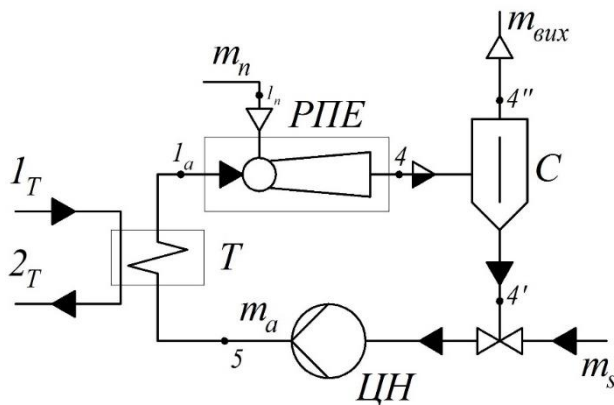


Рисунок 2.2 – Схема вакуумного агрегату на базі РПЕ:

С – сепаратор; Т – теплообмінник-підігрівач; ЦН – циркуляційний насос

Цей принцип базується на тому, що проходження робочої речовини активного потоку через сопло Лавалю супроводжується процесом релаксаційного пароутворення в тій його частині, яка розширюється. Кінетика цих процесів характеризується наявністю трьох критичних перерізів, в яких відбувається структурна перебудова потоку. У вихідному перерізі сопла активного потоку РПЕ формується надзвуковий струмінь дрібнодисперсної парокраплинної структури з високим об'ємним вмістом пари, тиск якої менший, ніж тиск навколишнього середовища ($p_a < p_{o.c.}$). Протікання робочого середовища активного потоку через сопло Лавалю відповідає процесу $1a-2a$ (рис. 2.3). Потім ця пара інжектуює робочу речовину пасивного потоку, що надходить до приймальної камери з тиском p_{02} .

На вході до камери змішування тиски робочих речовин активного та пасивного потоків вирівнюються (процеси $2a-2k$ та $1n-2k$ відповідно), і відбувається їх змішування в єдиний двофазний потік з досягненням тиску p_3

										Арк.
										22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

(процес 2к–3), після цього в дифузорі відбувається подальше стиснення змішаного потоку і досягнення тиску p_4 , що дорівнює тиску на виході з ежектора (процес 3–4).

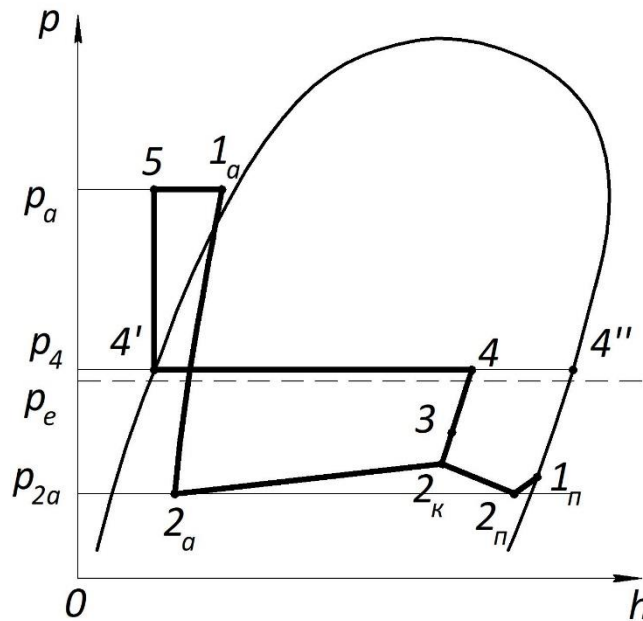


Рисунок 2.3 – Зображення робочого процесу РПЕ у p,h -координатах

Стиснена в РПЕ пара відділяється в сепараторі інерційного типу (процес 4–4'), з якого насичена рідина відводиться насосом у циркуляційний контур (процес 4'–5) і після підігрівання в теплообміннику-підігрівачі (процес 5–1а) знову подається у сопло активного потоку.

3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

На рис. 3.1 представлено цикл теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора.

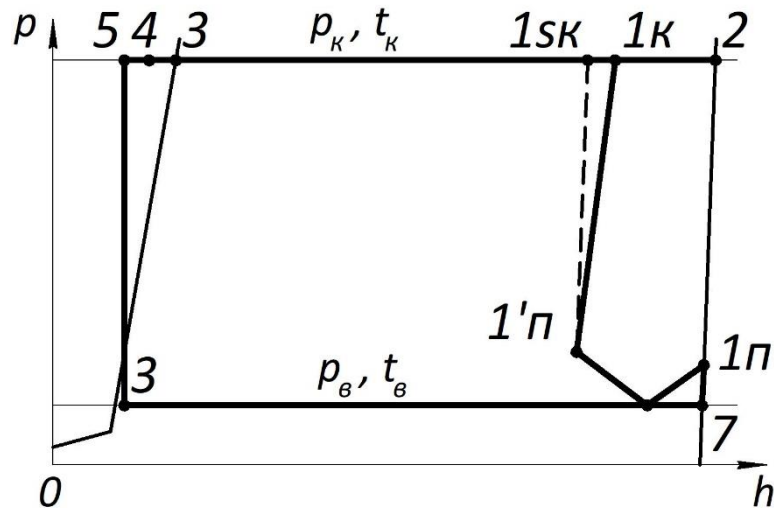


Рисунок 3.1 – Цикл теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора у p,h -координатах

Для розрахунку параметрів циклу ТНУ необхідно попередньо виконати розрахунок режимних параметрів рідинно-парового ежектора. Розрахунок виконуємо за програмою, яка була створена автором роботи [8] за розробленою ним математичною моделлю. Результати розрахунку подані на рис. 3.2.

Після розрахунку рідинно-парового ежектора, визначаємо параметри холодильного агента в інших вузлових точках циклу і заносимо їх до табл. 3.1 [9].

Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего насыщенный водяной пар

Исходные данные		Результаты расчета					
Исходные данные		Рабочая струя пара					
Температура рабочей среды на входе в активное сопло P_01, С	113	t_01н, С	delta_t_01, град.	(1-e_s0)	h_01, кДж/кг	s_01, кДж/(кг*К)	w_f, м/с
Давление рабочей среды на входе в активное сопло P_01, бар	2	120,23	7,23	0,21	473,9	1,4515	9,367
Давление смеси на выходе из эжектора P_4, бар	0,2	w_a, м/с	v_a, м³/кг	x_a	s_a, кДж/(кг*К)	f_a	z_a
Давление рабочей среды на срезе активного сопла P_a, бар	0,02	320,089	9,52	0,1419	1,4622	264,176	109,123
Давление рабочей среды на входе в пассивное сопло P_02, бар	0,02	Инжектируемая струя пара					
Массовое содержание влаги во вторичном паре x_п	1	v_02, м³/кг	h_02, кДж/кг	s_02, кДж/(кг*К)			
Коэффициент расхода входного участка сопла	0,97	67,07	2533,1	8,7238			
Коэффициент метастабильности расхода	1,03	Приемная камера					
Угол диффузности выходного участка эжектора, град.	8	w_k, м/с	v_1, м³/кг	Beta_1	M_1	f_1	
Скоростные коэффициенты элементов эжектора:		313,604	9,58	1	1,96	1,027	
- активного сопла	0,97	P_2, бар	x_2	v_2, м³/кг	h_2, кДж/кг	M_2	f_k
- входного участка	0,98	0,013	0,9842	99,21	2531,1	0,76	2,854
- пассивного сопла	0,95	Камера эжектора					
- диффузора	0,92	P_n, бар	P_3, бар	x_3	Beta_3	w_3, м/с	
KPD_s	0,8	0,045	0,154	0,1115	0,9991	103,52	
n	0,5	v_3, м³/кг	f_3	s_3, кДж/(кг*К)	h_3, кДж/кг		
M_3	0,7	0,00101	0,355	1,5692	492,8		
Запуск расчета		Диффузор					
		v_4, м³/кг	x_4	Beta_4	h_4, кДж/(кг*К)	s_4, кДж/кг	
		0,00102	0,1046	0,9989	1896,5	4,8684	
		Достижимые показатели					
		U_k	Psi_4	KPD_ei			
		0,20216	1,392	0,683			

Рисунок 3.2 – Результаты розрахунку режимних параметрів рідинно-парового ежектора

Таблица 3.1 – Параметры воды у узловых точках цикла

	1н	1к	2	3	4	5	6	7
t, °C	15	60	60	60	50	45	5	5
p, бар	0,02	0,2	0,2	0,2	0,2	0,02	0,02	0,02
h, кДж/кг	2533,1	1896,5	3125,23	253,461	209,8	188,58	188,58	2509,38
s, кДж/(кг · К)	8,7238	4,8684	9,091	0,833	0,706	0,641	0,68	9,03
v, м³/кг	67,07	-	-	-	-	-	-	-

Визначаємо питомі теплові навантаження на апарати:

- конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3 = 3125,23 - 253,46 = 2871,77 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

- випарник

$$q_B = h_7 - h_6 = 2509,38 - 188,58 = 2320,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

- субкулер

$$q_{СК} = h_3 - h_4 = 253,46 - 209,8 = 43,66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

- регенеративний теплообмінник

$$q_{РТО} = h_{1П} - h_7 = 2533,1 - 2509,38 = 19,42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_T = h_2 - h_4 = 3125,23 - 209,8 = 2915,43 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Визначаємо масову витрату води:

$$m_x = \frac{\sum Q}{q_T} = \frac{7,72}{2915,43} = 0,0026 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо теплові навантаження на апарати:

- конденсатор

$$Q_K = m_x \cdot q_K = 2871,77 \cdot 0,0026 = 7,466 \text{ кВт};$$

- випарник

$$Q_B = m_x \cdot q_B = 2320,8 \cdot 0,0026 = 6,032 \text{ кВт};$$

- субкулер

$$Q_{СК} = m_x \cdot q_{СК} = 43,66 \cdot 0,0026 = 0,113 \text{ кВт};$$

- регенеративний теплообмінник

$$Q_{РТО} = m_x \cdot q_{РТО} = 19,42 \cdot 0,0026 = 0,05 \text{ кВт}.$$

Визначаємо питому роботу рідинно-парового ежектора:

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$l_{\text{РПЕ}} = \frac{l_s}{\eta_{\text{РПЕ}}} = \frac{2533,1 - 1896,5}{0,753} = 845,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо потужність рідинно-парового ежектора:

$$N_{\text{РПЕ}} = m_x \cdot l_{\text{РПЕ}} = 845,4 \cdot 0,0026 = 2,2 \text{ кВт.}$$

4 РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛУ

Для визначення енергоефективності циклу використаємо поняття «коефіцієнта перетворення циклу» COP і визначимо його з формули:

$$\text{COP}_{\text{ТНУ}} = \frac{\sum Q}{N_{\text{РПЕ}}} = \frac{7,71}{2,2} = 3,5.$$

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

5 РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РІДИННО-ПАРОВОГО ЕЖЕКТОРА

Розрахунок виконуємо за програмою, яка була створена автором роботи [8] за розробленою ним математичною моделлю. Результати розрахунку подані на рис. 5.1.

Расчет ЖПЭ с конической камерой смешения, откачивающего насыщенный водяной пар

Исходные данные			
Температура рабочей среды на входе в активное сопло t_{01} , С	116	Угол диффузорности выходного участка эжектора, град.	8
Давление рабочей среды на входе в эжектор p_{01} , бар	2	Скоростные коэффициенты элементов эжектора	
Давление смеси на выходе из эжектора p_{04} , бар	0,2	- активного сопла	0,97
Давление рабочей среды на срезе активного сопла p_a , бар	0,02	- входного участка	0,98
Давление рабочей среды на входе в пассивное сопло p_{02} , бар	0,02	- пассивного сопла	0,95
Массовое содержание влаги во вторичном паре x_p , кг/кг	1	- диффузора	0,92
Коэффициент расхода входного участка сопла	0,97	KPD_s	0,8
Коэффициент метастабильности расхода	1,03	n	0,5
Угол конфузорности входного участка сопла, град.	60	M_3	0,7
Угол диффузорности выходного участка сопла, град.	8	Расход рабочей среды на входе в пассивное сопло m_p , кг/с	0,0026
Угол конфузорности входного участка камеры смешения, град.	6	Количество эжекторов, шт.	1

Запуск расчета

Геометрические размеры			
Сопло Лаваля			
Расход рабочей среды на входе в активное сопло m_a , кг/с			0,0129
	Диаметр, м	Длина, м	Площадь, м ²
Входной участок	0,0092	0,0067	6,7E-5
Расходный участок	0,0015	0,0015	1,858E-6
Выходной участок	0,0221	0,1467	0,000382
Камера смешения			
	Диаметр, м	Длина, м	Площадь, м ²
Конфузорный участок	0,0359	0,2147	0,00101
Цилиндрический участок	0,0135	0,0812	0,000144
Диффузор			
	Диаметр, м	Длина, м	Площадь, м ²
Диффузорный участок	0,023	0,1353	0,000415
Эжектор			
Суммарная длина эжектора, м			0,5862
Достижимые показатели эффективности			
Коэффициент инжекции			0,20216
Степень перепроизводства пара			1,392
Относительный внутренний к.п.д.			0,683

Рисунок 5.1 – Результати розрахунку геометричних параметрів рідинно-парового ежектора

6 РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР АПАРАТІВ

6.1 Тепловий розрахунок теплообмінника-підігрівача

Визначення теплового навантаження

$$Q_{\Pi} = m_A \cdot q_{\Pi} = 0,0129 \cdot 224,19 = 2,89 \text{ кВт}$$

де m_A - масова витрата активного потоку (витрата робочого середовища на вході в активне сопло), кг/с ;

$q_{\Pi} = c_A \cdot \Delta T_A = i_{1A} - i_5 = 4,23 \cdot 53 = 224,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – питома теплового навантаження;

$c_A = 4,23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - теплоємність рідини в інтервалі $T_{1A} \dots T_2$;

$T_{1A} = 113^\circ\text{C}$ – температура входу активного потоку в РПЕ ;

$T_2 = 60^\circ\text{C}$ – температура рідини після насоса.

Температурний напір

$$\Delta \bar{t} = \frac{t_{1A} - t_5}{\ln \frac{t_{\Pi} - t_5}{t_{\Pi} - t_{1A}}} = \frac{113 - 60}{\ln \frac{120 - 60}{120 - 113}} = 24,7^\circ\text{C}$$

де t_{Π} - температура котельної пари

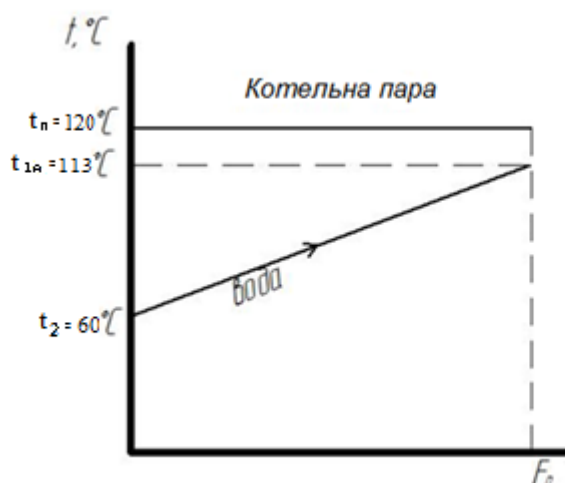


Рисунок 6.1 – Температурний напір у теплообміннику-підігрівачі

Орієнтовочне значення коефіцієнта тепловіддачі

						ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			29

- для горизонтального кожухотрубного апарату з конденсацією пара у

$$k = 2000 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

міжтрубному просторі

Теплопередавальна поверхня

$$F_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{k \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{2,89 \cdot 10^3}{2000 \cdot 27,4} = 0,052 м^2$$

Витрата теплоносія

$$(m_{кп})_{Т-П} = \frac{1,02 \cdot Q_{\Pi}}{\Delta i_{Т-П}} = \frac{1,02 \cdot 2,89}{2134} = 0,001 \frac{кг}{с}$$

Коефіцієнт 1,02 враховує втрати теплоти в довкілля.

$$\Delta i_{Т-П} = r(t_{\Pi}) = r(143,62^{\circ}C) = 2134 \frac{кДж}{кг}$$

Для котельної пари

Зміна ексергії теплоносія

$$(\Delta E_{кп})_{Т-П} = (m_{кп})_{Т-П} \cdot \Delta e_{кп} = 0,4306 \cdot 781,59 = 336 кВт$$

Для котельної пари:

$$\Delta e_{кп} = r(t_{\Pi}) - T_{oc} (S'' - S') = 2134 - 293 \cdot (6,896 - 1,776) = 633,84 \frac{кДж}{кг}$$

S'', S' - питома ентропія пари і конденсату при t_{Π} ;

T_{oc} - Температура довкілля, приймаємо 293К.

6.2 Розрахунок сепаратора

6.2.1 Початкові дані

- масова витрата активного потоку, $\dot{m}_A = 0,0129 \frac{кг}{с}$;
- коефіцієнт ежекції РПК, $u = 0,20216$;
- ступінь сухості насиченої пари на виході з РПЕ, $x_4 = 0,1046$;
- тиск насиченої пари на виході з РПЕ, $P_2 = 0,2$ бар;
- температура насиченої пари на виході з РПЕ, $t_2 = 60^{\circ}C$;
- внутрішній діаметр нагнітального патрубку РПЕ, $d_4 = 0,023$ м;
- допустиме винесення крапельної рідини, $S = 25 \frac{г}{кг}$.

										Арк.
										30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ХМ 05.00.00.00 ПЗ

6.2.2 Розрахункова схема сепаратора паро-рідинного потоку

Розрахункова схема сепаратора для механічного розділення потоку змішування на виході з РПЕ представлена на рисунку 5.2.

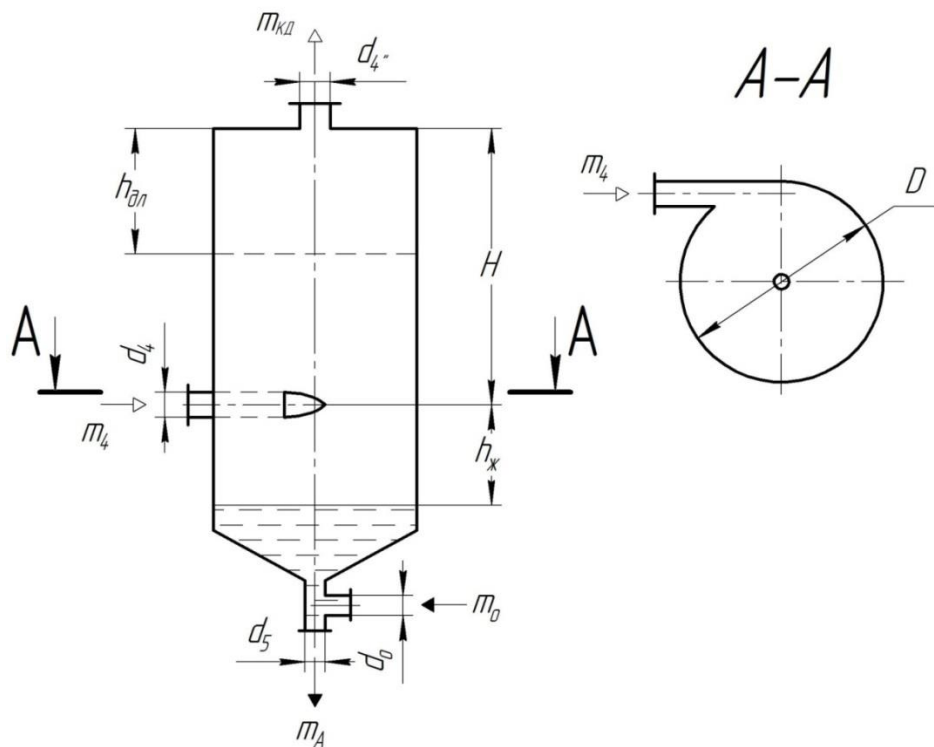


Рисунок 6.2 – Розрахункова схема сепаратора

Позначення режимних і конструктивних параметрів на рис. 5.2:

\dot{m}_4 – масова витрата потоку змішування на виході з РПЕ;

$\dot{m}_{\text{вА}}$ – масова витрата парового потоку йде на випарний апарат;

\dot{m}_0 – масова витрата конденсату, що повертається в циркуляційний контур СТК-модуля з випарного апарату;

\dot{m}_A – масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку);

d_4, d_4'', d_5, d_0 – внутрішні діаметри патрубків підведення і відведення робочого середовища в різних фазових станах;

D – внутрішній діаметр сепаратора;

H – висота апарату від рівня введення паро-рідинної суміші;

						ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
							31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$h_{ж}$ – відстань рівня рідини щодо введення потоку на сепарацію;

$h_{дл}$ – висота установки дірчастого листа або жалюзі.

6.2.3 Визначення теплофізичних властивостей робочого середовища

З відповідних інформаційних джерел [5, 6] визначаємо нижченаведені параметри:

$$v'_4 = 0.00103 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, v''_4 = 3,993 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \text{— питомих об'єм рідкої і парової фаз;}$$

$$\rho'_4 = 974,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \rho''_4 = 0.250 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{— густина рідкої і парової фази;}$$

$$\nu'_4 = 0.385 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, \nu''_4 = 45,6 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \text{— кінематична в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

$$\mu'_4 = 375 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}, \mu''_4 = 11,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{— динамічна в'язкість рідкої і парової фаз;}$$

$$\sigma = 630 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Н}}{\text{м}} \text{— поверхневий натяг рідкої фази;}$$

Вибір наведених величин проводиться при температурі $t_4 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ і тиском $P_4 = 0,2 \text{ бар}$.

Теплофізичні властивості потоку змішування, що надходить на сепарацію який визначається за такими розрахунковими залежностями.

Питома об'єм і густина:

$$v_4 = \frac{(1-x_4)}{\rho'_4} + \frac{x_4}{\rho''_4} = \frac{(1-0.1046)}{974,2} + \frac{0.1046}{0.250} = 0,4$$

або

$$\rho_4 = \frac{1}{v_4} = \frac{1}{0.4} = 2,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Кінематична в'язкість (з допущенням правила адитивності):

$$\begin{aligned} \nu_4 &= (1 - x_4) \cdot \nu'_4 + x_4 \cdot \nu''_4 = (1 - 0.1046) \cdot 0.385 \cdot 10^{-6} + 0.1046 \cdot 45,6 \cdot 10^{-6} \\ &= 5,11 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \end{aligned}$$

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ХМ 05.00.00.00 ПЗ

динамічна в'язкість:

$$\mu_4 = \frac{\nu_4}{\nu_4} = \nu_4 \cdot \rho_4 = 5,11 \cdot 10^{-6} \cdot 2,5 = 12,77 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

6.2.4 Розрахунок критерію циклонного процесу в сепараторі

Згідно [6] розділювальна здатність циклонного сепаратора характеризується наступним критерієм:

$$C_y = \frac{D^2 \cdot w_{\text{окр}}^2}{\nu^2} \cdot \frac{(\rho'_4 - \rho''_4)}{\rho''_4}$$

де D – внутрішній діаметр сепаратора;

$w_{\text{окр}}$ – окружна складова швидкості розділювального потоку насиченої пари (парокапельного середовища).

При розрахунку приймається умова:

$$w_{\text{окр}} = w_4$$

де w_4 – середня швидкість потоку у вхідному патрубку сепаратора.

З огляду на те, що діаметр сепаратора на даній стадії розрахунку невідома, вводимо в розгляд параметр співвідношення площ:

$$\bar{f} = \frac{F_c}{F_4} = \left(\frac{D}{d_4} \right)^2$$

де F_c і F_4 – площі вільних перерізів сепаратора і вхідного патрубка.

Рекомендовані значення співвідношення площ: $\bar{f} = 4 \dots 16$, приймаємо $\bar{f} = 4$

Задавшись величиною \bar{f} і знаючи діаметр d_4 отримаємо:

$$D^2 = \bar{f} \cdot d_4^2$$

У свою чергу швидкість w_4 , визначається залежністю:

$$w_4 = \frac{\dot{m}_4 \cdot 4}{\rho_4 \cdot \pi \cdot d_4^2} = 17,53 \text{ м/с}$$

Після підстановки отримаємо:

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_y = \frac{16 \cdot \bar{f} \cdot \dot{m}_4^2}{\pi^2 \cdot \mu_4^2 \cdot d_4^2} \cdot \frac{(\rho_4' - \rho_4'')}{\rho_4''} = \frac{16 \cdot 4 \cdot 0.015^2}{3.14^2 \cdot 12.77^2 \cdot 10^{-12} \cdot 0.023^2} \cdot \frac{974,2 - 0.250}{0.250}$$

$$= 6,595 \cdot 10^{13}$$

де \dot{m}_4 - масова витрата потоку Змішування на виході з РПЕ:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_A \cdot (1 + u) = 0.0129 \cdot (1 + 0.20216) = 0.015 \frac{\text{КГ}}{\text{с}}$$

При:

$C_y < 1.8 \cdot 10^{14}$ – має місце ламінарний режим сепарації;

$1.8 \cdot 10^{14} < C_y < 2.75 \cdot 10^{14}$ – зона перехідного режиму;

$C_y > 2.75 \cdot 10^{14}$ – область турбулентного режиму.

Тоді $C_y = 6,595 \cdot 10^{13} < 1,8 \cdot 10^{14}$ - ламінарний режим сепарації

6.2.5 Попередній розрахунок якості сепарації

Залежно від режиму сепарації перенесення крапельної рідини з паровим потоком розраховується за такими формулами:

Для ламінарного режиму:

$$S = 0.23 \cdot 10^{-8} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.63}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Для перехідного режиму:

$$S = B \cdot C_y^{3.71} \cdot K_p^{-0.73} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_4' - \rho_4'')}} / H \right)^{1.32}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

Для турбулентного режиму:

$$S = 0.525 \cdot 10^{-7} \cdot C_y^{0.87} \cdot K_p^{-0.27} \cdot \left(\sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_4' - \rho_4'')}} / H \right)^{0.91}, \frac{\text{МГ}}{\text{КГ}}$$

У даних рівняннях величиною K_p позначений критерій, який характеризує відношення абсолютного тиску в системі до скачка тиску на межі поділу фаз. Його вираз записується у вигляді:

										Арк.
										34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ХМ 05.00.00.00 ПЗ					

$$K_p = \frac{P}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')}} = \frac{P_4}{\sqrt{\sigma \cdot g \cdot (\rho'_4 - \rho''_4)}} = \frac{20000}{\sqrt{630 \cdot 10^{-4} \cdot 9.81 \cdot (974.2 - 0.250)}} = 81,5$$

де P_4 береться в Па, а σ в $\frac{Н}{м}$.

Тоді для ламінарного режиму перенесення краплинної рідини буде дорівнювати:

$$S = 0.23 \cdot 10^{-8} \cdot (6,595 \cdot 10^{13})^{0,87} \cdot 81,5^{-0,63} = 151,5 \frac{МГ}{КГ}$$

Отримане значення перенесення порівнюємо з допустимим значенням, представленим у вихідних даних. За умови $S > S_{\text{доп}}$ виконується перерахунок критеріїв з прийняттям нового значення \bar{f} .

$$S = 151,5 \frac{МГ}{КГ} < S_{\text{доп}} = 25 \frac{Г}{КГ} - \text{умова виконується.}$$

6.2.6 Рекомендації по вибору геометричних параметрів сепаратора

Діаметр сепаратора:

$$D = d_4 \sqrt{\bar{f}} = 0.023 \cdot \sqrt{4} = 0.046 \text{ м}$$

Висота апарата від рівня введення паро-рідинної суміші:

$$H = 5D = 5 \cdot 0.046 = 0,23 \text{ м}$$

Відстань рівня рідини щодо введення потоку на сепарацію:

$$h_{\text{ж}} = D \approx 0.046 \text{ м}$$

Висота установки дірчастого листа або жалюзі.

$$h_{\text{дл}} = D \approx 0.046 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в рідкому стані:

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_A}{\pi \cdot \rho'_4 \cdot w_5}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0129}{3.14 \cdot 974.2 \cdot 3}} = 0,0023 \text{ м}$$

де w_5 - швидкість відводу рідкої робочого середовища, приймаємо $w_5 = 3 \text{ м/с}$

						ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
							35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Масова витрата конденсату, що повертається в циркуляційний контур СТК– модуля з випарного апарата дорівнює:

$$\dot{m}_0 = \dot{m}_A \cdot u \cdot (\psi_4 - 1) = 0.0129 \cdot 0.20216 \cdot (1.171 - 1) = 0,00044 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $\psi_4 = 1.171$ –коефіцієнт перевиробництва пара.

Масова витрата парового потоку, що йде на випарний апарат:

$$\dot{m}_{\text{BA}} = \dot{m}_A \cdot u \cdot \psi_4 = 0.0129 \cdot 0.20216 \cdot 1.171 = 0,0030 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Внутрішній діаметр патрубку відводу робочого середовища в паровому стані:

$$d_{4''} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{BA}}}{\pi \cdot \rho_4'' \cdot w_{\text{BA}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0030}{3.14 \cdot 0.250 \cdot 50}} = 0.017 \text{ м}$$

де w_{BA} - швидкість парового потоку, що йде на ВА, приймаємо $w_{\text{BA}} = 50 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

6.3 Підбір циркуляційного насоса

Для підбору циркуляційного насоса треба визначити необхідний тиск насоса, його потужність, об'ємну витрату (подачу) рідини циркулюючої через насос. Необхідний напір насоса визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{H}} = P_a - P_4 = 200 - 20 = 180 \text{ кПа} = 18,36 \text{ м. вод. ст.}$$

де $P_a = 200$ кПа–тиск активного потоку;

$P_4 = 20$ кПа– тиск насиченої пари на виході з РПЕ;

Потужність циркуляційного насоса:

$$N_{\text{H}} = \frac{V_{\text{H}} \cdot \Delta P_{\text{H}}}{\eta_{\text{H}} \cdot \eta_{\text{дв}}}, \text{ кВт}$$

де V_{H} – об'ємна витрата (подача) рідкого робочого середовища, $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$;

$\eta_{\text{H}} = 0.75$ –ККД насоса;

$\eta_{\text{дв}} = 0.9$ –ККД електродвигуна.

									Арк.
									36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ХМ 05.00.00.00 ПЗ

Об'ємна витрата (подача) рідкого робочого середовища визначається по формулі:

$$V_H = \frac{\dot{m}_A}{\rho'_4} = \frac{0.0129}{974.2} = 0.000013 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де $\dot{m}_A = 0.0129 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ —масова витрата рідини в циркуляційному контурі і на вході в робоче сопло РПЕ (активного потоку)

$\rho'_4 = 974.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ —густина рідини в циркуляційному контурі.

Тоді потужність насоса:

$$N_H = \frac{0.000013 \cdot 180}{0.75 \cdot 0.9} = 0.0034 \text{ кВт}$$

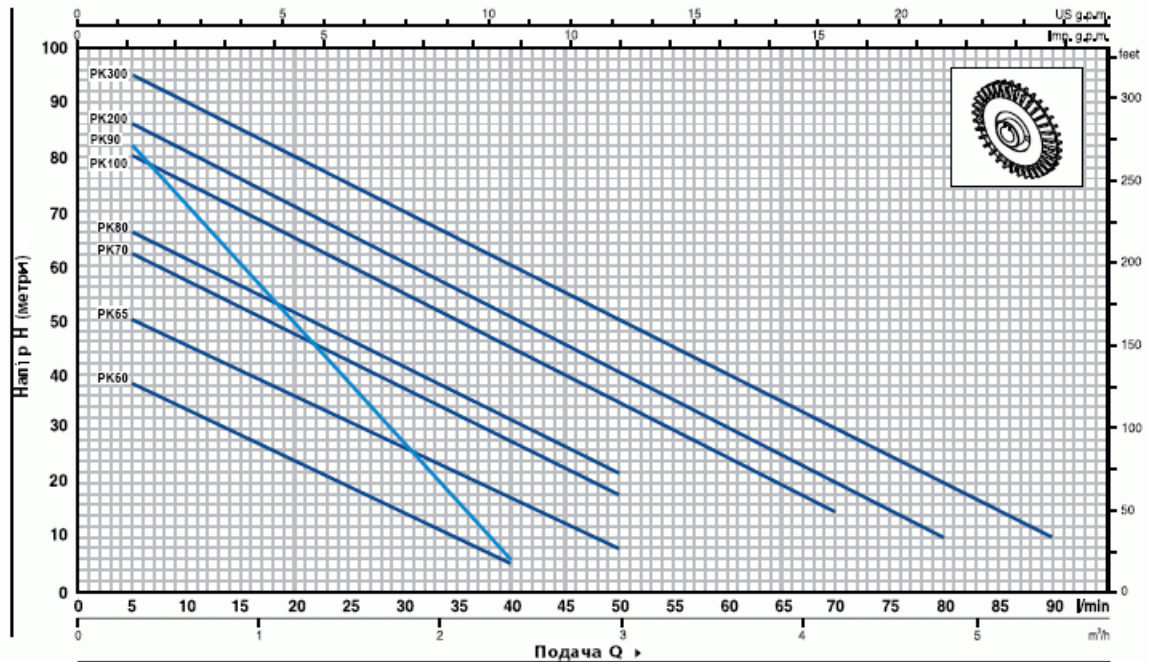
Виходячи з розрахованих даних підбираємо по каталогу насос Pedrollo РКм 60:

- Вихровий насос з чавунним корпусом.
- Робоче колесо – латунь.
- Подача до 90 л/хв. (5,4 м3/год)
- Напір до 100 м
- Манометрична висота всмоктування до 8 м
- Температура рідини від -10 до +60°C
- Максимальна температура довкілля +45°C

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

50 Гц n= 2900 об/хв H5= 0 м

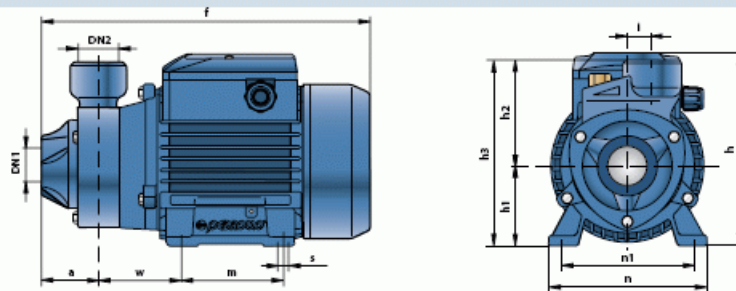


ТИП		ПОТУЖНІСТЬ		Q	H метри																
Однофазный	Трехфазный	кВт	л.с.		М³/год	0	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3,0	3,6	4,2	4,8	5,4		
PKm 60 [®]	PK 60 [®]	0,37	0,50	л/хв	0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90			
PKm 65	PK 65	0,50	0,70	40	38	33,5	29	24	19,5	15	10	5									
PKm 70	PK 70	0,60	0,85	55	50	45,5	40,5	36	31	27	22	17	8								
PKm 80	PK 80	0,75	1	65	62	57	52	47	42	37	32	27	18								
PKm 90	PK 90	0,75	1	70	66	61	56	51	46	41	36,5	31	22								
PKm 100	PK 100	1,1	1,5	90	82	71	60	49	38	27	17	5									
PKm 200	PK 200	1,5	2	85	80	75	70	65	60	55	50	45	35	25	15						
-	PK 300	2,2	3	90	86	81	76	71	65,5	60	55	50	40	30	20	10					
				100	95	90	85	80	75	70	65	60	50	40	30	20	10				

Q = Подача H = Общий манометрический напор H5 = Высота всасывания

Допуск характеристик в соответствии с EN ISO 9906

РАЗМЕРЫ И ВЕС



ТИП		ПАТРУБКИ		РОЗМІРИ мм													кг	
Однофазный	Трехфазный	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	h3	i	m	n	n1	w	s	1~	3~	
PKm 60 [®]	PK 60 [®]	1"	1"	42	245	152	63	75	138	20	80	120	100	55	7	5,3	5,3	
PKm 65	PK 65							80	143							6,9	6,4	
PKm 70	PK 70							85	156							10,1	9,0	
PKm 80	PK 80	¾"	¾"	55	285	180	71	95	166	20	90	140	112	62	9	10,1	9,0	
PKm 90	PK 90							10,2	9,2									
PKm 100	PK 100	1"	1"	55	350	212	80	94	174	20	100	164	125	85	9	14,4	12,4	
PKm 200	PK 200							15,5	13,4									
-	PK 300															-	15,6	

Рисунок 6.3 – Характеристики циркуляционного насоса Pedrollo PKm 60

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

7.1 Техніка безпеки при експлуатації вакуумних установок

Вимоги до герметичності вакуумної системи

Перевірка працездатності вакуумної системи і герметичності насоса робиться шляхом випробування на герметичність при розрідженні.

Випробування проводити в наступному порядку:

- приєднати до всмоктуючого патрубка насоса послідовний два всмоктуючі рукави (діаметром 125 мм і завдовжки 4 м) і встановити заглушку на вільному кінці другого рукава;
- закрити усі напірні вентиля, зливні краники і відкрити вакуумний кран; - включити вакуумний насос (руків'ям);
- запустити насос, довести його частоту обертання до номінальної (2700 об/хв) і витримати вказаний режим впродовж 40 з, після чого закрити вакуумний кран, відмітити по мановакуумметру рівень розрідження, відключити вакуумний насос і зупинити насос;
- після закінчення 3,5 мін повторно зняти свідчення мановакуумметра і скинути розрідження шляхом відкриття зливного краника ступеня нормального тиску.

Якщо падіння розрідження за 3,5 міни (різниця двох свідчень мановакуумметра) перевищить 0,0196 МПа (0,2 кгс/см²), це свідчить про наявність нещільності в насосі або комунікаціях, які необхідно усунути. Виявити місця нещільності насоса можна шляхом зовнішнього огляду по наявності витоків води при його роботі або опресовуванням насоса стислим повітрям при надмірному тиску не більше 0,1 МПа (1 кгс/см²). Робити опресовування слід при закритих напірних вентилях, перед цим необхідно покрити насос і комунікації мильною піною.

Якщо за 40 з роботи вакуумної системи розрідження в насосі не досягне

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

0,074 МПа (0,75 кгс/см²), а падіння розрідження за 3,5 міни не перевищить норму, це свідчить про втрату продуктивності вакуумного насоса. У цьому випадку слід перевірити стан пластинів, гільзи вакуумного насоса, кілець ущільнювачів, наявність мастила, усунути виявлені несправності і повторити перевірку.

7.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів експлуатації вакуумних установок

Розвиток сучасного машинобудування йде по шляху розробки нових видів теплообмінних апаратів, верстатів, обладнання найрізноманітнішого призначення, інтенсифікації їх використання за рахунок раціональних режимів експлуатації, вдосконалення технології, виробничого процесу і поліпшення профілактичного технічного обслуговування і ремонту. Необхідно, щоб праця людини протікала в сприятливих умовах, що сприяють розвитку всіх його здібностей і забезпечують високу продуктивність праці. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримувати травми або хворіти професійними захворюваннями.

При проектуванні обладнання або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливих чинників проектного обладнання. Так само на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливих чинників, або, якщо вони виникнуть, запобігти їх.

Конструювання, виготовлення, монтаж, випробування і приймання трубопроводів виробляються відповідно до діючих будівельних норм та правил (СНіП). Трубопроводи, що становлять невід'ємну частину апаратів, приймаються в експлуатацію відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

У якості прокладок для з'єднань трубопроводів повинні застосовуватися матеріали, стійкі до впливу вологи, масла, а також температури не менше ніж на 50°С вище температури газу в трубопроводі.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для ущільнення фланцевих з'єднань ділянок повітропроводів, прокладених в підземних виробках шахт, слід застосовувати прокладки зі спеціальної тепло- і мастилостійкої гуми з температурою займання не нижче 350°C. Гумові прокладки повинні бути виготовлені в централізованому порядку і мати відмінне клеймо. Застосування гумових прокладок без клейма забороняється.

Пристрій зовнішніх нагнітальних повітропроводів повинно виключати можливість їх внутрішнього обмерзання. Повинна бути передбачена можливість вільного температурного розширення трубопроводу, що запобігає його деформацію і розлад з'єднань, а також виникнення додаткових зусиль на з'єднанні з ним машини або апарати. Трубопровід, прокладений поблизу тепловипромінюючих апаратів, повинен бути теплоізований.

Трубопроводи повинні бути прокладені від електрокабелів, електропроводів і електроустаткування на відстані не менше 0,5 м.

Повітропроводи повинні укладатися з ухилом 0,003 в бік лінійних, водовідокремлювачів. Повинно бути забезпечено відсутність мертвих зон, де може накопичуватися конденсат або масло.

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води і масла, повинні встановлюватися лінійні водороздільники з автоматичною або ручною продувкою. Пристосування для продувки повинні бути доступні для обслуговування.

Всі пристрої для видалення нагромаджується в повітропроводі масла і води повинні бути в повній справності і регулярно перевірятися обслуговуючим персоналом. У разі замерзання цих пристроїв їх відігрівання дозволяється проводити гарячою водою, паром або гарячим повітрям. Застосування для цієї мети відкритого джерела вогню забороняється.

На повітропроводах не допускається наявність глухих відводів і заглушених штуцерів, що сприяють накопиченню і самозайманню масляних відкладень.

Арматура, яка встановлюється на трубопроводах, повинна бути доступна для зручного і безпечного обслуговування і ремонту.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Апарати і трубопроводи з температурою поверхні вище +45°C, що розташовуються на робочих місцях і в місцях основних проходів, повинні мати теплову ізоляцію. Стінки циліндрів компресора ізоляції не підлягають.

Вентилі, засувки, клапани повинні бути в повній справності і забезпечувати можливість швидкого і надійного припинення доступу повітря або газу.

Арматура повинна бути пронумерована і мати ясно видимі стрілки, що вказують напрямок обертання маховиків, а також стрілки, що позначають «відкрито» і «закрито».

Пробний тиск при гідравлічному випробуванні трубопроводів повинно витримуватися протягом 5 хв, після чого тиск повинен бути знижений до робочого. При робочому тиску виробляються огляд трубопроводу і обстукування зварних швів молотком вагою не більше 1,5 кг.

Результати випробування вважаються задовільними, якщо під час випробування не відбулося падіння тиску за манометром, а в зварних швах, трубах, корпусах, арматурі і т. п. Не виявлено ознак розриву, протікання і запотівання.

Трубопроводи, прокладені в непрохідних каналах, випробовуються по падінню тиску. Трубопроводи на тиск понад 100 кгс/см² випробовуються відповідно до ПУГ-69.

При мінусових температурах навколишнього середовища гідравлічні випробування проводяться на гарячій воді з негайним зливом її після випробування.

Записи проведення чистки трубопроводів, поточного огляду і ремонту, а також результати пневматичного і гідравлічного випробування трубопроводів повинні заноситися в журнал (формуляр) обліку ремонту компресорної установки і повинен складатися акт.

Під час ремонту трубопроводу та його частина, що ремонтується, повинна бути від'єднана від мережі з обох сторін і очищена від залишків масла, що залишилися.

					<i>ХМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після ремонту та очищення необхідно упевнитися в тому, що в трубопроводі не залишилося будь-яких сторонніх предметів.

Шум - це сукупність звуків різної частоти та інтенсивності, що виникає в результаті коливального руху частинок в пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних).

Нормовані параметри шуму на робочих місцях визначені ГОСТ 12.1.003-83 і санітарними нормами СН 2.2.412.1.8.562-96 «Шум на робочих місцях, у приміщеннях житлових, громадських будівель і на території житлової забудови».

Документи дають класифікацію шумів по спектру (на широкосмугові і тональні) і за часовими характеристиками (на постійні і непостійні) [10, 11].

Вібрація - це малі механічні коливання, що виникають в пружних тілах, що знаходиться під впливом змінного фізичного поля.

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

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

Гігієнічне нормування вібрацій регламентує параметри виробничої вібрації і правила роботи з вібронебезпечним механізмами і обладнанням, ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги», санітарні норми СН 2.2.412.1.8.556-96 «Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель» [13, 14].

Документи встановлюють класифікацію вібрацій, методи гігієнічної оцінки, нормовані параметри і їх допустимі значення, режими праці осіб вібронебезпечних професій, що піддаються впливу локальних вібрацій, вимоги до забезпечення вібробезпечного і до вібраційних характеристик машин.

Для зменшення вібрації і шуму передбачаються наступні заходи:

- обмежують окружну швидкість обертання робочих коліс вентиляторів і швидкість руху повітря;

					<i>ХМ 05.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- системи повітропроводів постачають глушниками, повітроводи звукоізолюючі;
- вентилятори, насоси та їх електродвигуни встановлюють на пружні опори або на віброізоляційні фундаменти;
- фундаменти під компресори і їх електродвигуни виконують окремо від фундаментів стін або колон будівлі машинного відділення;
- вхідні та вихідні патрубки вентиляторів (насосів) з'єднують з повітроводами (трубопроводами) за допомогою гнучких вставок.

Виробниче освітлення відповідно до СНіПШ-4-79 «Природне і штучне освітлення» має забезпечити психологічний комфорт, попереджати зорову і загальну стомлюваність. Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи, який визначається наступними параметрами [15]:

- об'єкт розрізнення - найменший розмір розглянутого предмета, окрема його частина, дефект, який необхідно розрізнити в процесі роботи;

- фон-поверхня, прилегла безпосередньо до об'єкта розрізнення, на якій він розглядається. Характеризується коефіцієнтом відображення (при коефіцієнті відбиття поверхні більше 0,4 фон вважається світлим, 0,2 ... 0,4 - середнім і менше 0,2 - темним);

- контраст об'єкта з фоном. Характеризується відношенням яскравості розглянутого об'єкта і фону (контраст об'єкта з фоном вважається великим при значеннях до більш 0,5, середнім при значеннях $k = 0,2 \dots 0,5$ і малим при значеннях до менше 0,2).

- необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору. Для підвищення рівномірності природного освітлення великих цехів здійснюється комбіноване освітлення.

- на робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні. Наявність різких тіней усвідомлює нерівномірність розподілу поверхонь з різною яскравістю в полі зору, спотворює розміри і форми об'єктів розрізнення, в результаті підвищується стомлюваність, знижується продуктивність праці.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- в полі зору повинна бути відсутнім пряма і відбита блискучість.

Блискучість-підвищена яскравість світяться об'єктів, поверхонь, що викликає порушення зорових функцій (засліплений), тобто погіршення видимості об'єктів.

Видимість характеризує здатність ока сприймати об'єкт, залежить від освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Величина освітленості повинна бути постійна в часі. Коливання освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Коливання освітленості, спричинені різкою зміною напруги в мережі, мають велику амплітуду, кожного разу викликаючи переадаптацію очей, що призводить до значної перевтоми.

Слід вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку, що дозволяє в одних випадках розглянути внутрішню поверхню деталей, в інших розрізнити рельєфність елементів робочої поверхні.

Необхідно вибирати певний спектральний склад світла. Правильну передачу кольору забезпечують природне і штучне освітлення з спектральною характеристикою близькою до сонячної.

Всі елементи освітлювальних установок-світильники, групові щитки, що знижують трансформатори, освітлювальні мережі повинні бути досить довговічними, електробезпеки, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

Установка повинна бути зручною і простою в експлуатації, відповідати естетичним вимогам.

Електробезпека - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Будова і розміщення електроприводу насосів і пускової апаратури повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.007.0-75 і «Правил улаштування електроустановок» [16].

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Забезпечення вакуумних установок приладами контролю і засобами автоматизації встановлюється технічним завданням на розробку з урахуванням вимог, викладених в цьому стандарті та нормативно-технічної документації з безпеки для виробництва, в якому ці машини застосовуються.

Вакуумні установки повинні бути надійно заземлені. Для приєднання заземлювального пристрою повинні бути передбачені спеціальні болти. Для захисту від статичної електрики повинні бути виконані вимоги «Правил захисту від статичної електрики у виробництвах хімічної, нафтохімічної та нафтопереробної промисловості».

Експлуатація, монтаж, ремонт і налагодження вакуумних установок повинні виконуватися з дотриманням вимог електробезпеки відповідно до «Правил улаштування електроустановок», затверджених Держенергонаглядом і «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» [16].

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Виконавши розрахунок теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора, можна зробити наступні висновки:

1. Застосування рідинно-парового ежектора у складі теплонасосної установки дає змогу реалізувати принципово новий цикл перетворення енергії з коефіцієнтом перетворення циклу на рівні $COP_{THU} = 3,5$.

2. Використання у якості холодильного агенту води дає змогу значно зменшити витрати на придбання холодильного агенту і на можливу заміну його у процесі роботи установки.

3. Застосування рідинно-парового ежектора у складі теплонасосної установки ускладнює її схему, т. як замість одного спірального компресора додається цілий ряд нових апаратів (сепаратор, теплообмінник-підігрівач, циркуляційний насос і т. д.).

Дана робота є початковим етапом дослідження застосування води у якості холодильного агенту для теплонасосних установок, що використовуються для систем опалення а також впровадження рідинно-парових ежекторів для даних цілей. Її продовженням буде порівняння даної схеми з існуючими на традиційних холодильних агентах (R142b, R245fa, R410a) та проведення термoeкономічного розрахунку пропонованої схеми та традиційних.

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Арсеньев В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.
2. Арсеньев В. М., Мелейчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсеньев, С. С. Мелейчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
3. Маринюк Б. Т. Вакуумно-испарительные холодильные установки, теплообменники и газификаторы техники низких температур. – М.: Энергоатомиздат, 2003. – 208 с.
4. Чумак І. Г., Чепуренко В. П., Лар'яновський С. Ю. Холодильні установки. – Одеса: Пальміра, 2006. – 550 с.
5. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е издание., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
6. Методичні вказівки до виконання індивідуальної розрахункової роботи «Визначення товщини ізоляції і теплоприпливів через огорожу»/ укладач В. М. Арсеньев. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 14 с.
7. Свердлов Г.З. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Пищевая промышленность, 1978. - 264 с.
8. Шарапов С. О. Удосконалення вакуумних агрегатів на базі рідинно-парових ежекторів : дис. канд. техн. наук : 05.05.14 / Сергій Олегович Шарапов. – Одеса, 2017. – 180 с.
9. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. - М.: Наука, 1972. – 720 с.
10. НПАОП 0.00-1.69-13 "Правила охорони праці під година експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових ятерів і тепловикористовувальних установок".

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

11. ГОСТ 12.1.003-83 "ССТБ. Шум. Загальні вимоги безпеки".

12. СН 2.2.412.1.8.562-96 "Шум на робочих місцях, в приміщеннях житлових, громадських будівель і на території жилайзастройки".

13. ГОСТ 12.1.012-90 "ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги".

14. СН 2.2.412.1.8.556-96 "Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель".

15. СНіПШ - 4-79 "Природне і штучне освітлення".

16. ГОСТ 12.2.007.0-75 "ССТБ. Вироби електротехнічні".

					ХМ 05.00.00.00 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		