

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»  
на тему «Розробка випарника для системи  
опалення»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. О. Шарапов

Здобувач

А. Л. Чупахін

Група

ХКз-61с

## ЗМІСТ

ПОЧАТКОВІ ДАНІ.....	3
ВСТУП .....	4
1. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ .....	7
1.1. Принципова схема системи опалюваного приміщення .....	7
1.2. Визначення навантаження на випарник системи опалення.....	9
2. РОЗРАХУНОК ВИПАРНИКА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ .....	11
2.1. Тепловий розрахунок.....	11
2.2. Гідравлічний розрахунок.....	17
2.3. Розрахунки на міцність.....	18
2.3.1. Розрахунок обичайки .....	18
2.3.2. Розрахунок еліптичного днища .....	19
2.3.3. Розрахунок фланцевого з'єднання кришки .....	20
3. ОХОРОНА ПРАЦІ .....	26
3.1. Небезпечні та шкідливі фактори холодильного виробництва .....	26
3.2. Етиленгліколь – фізико-хімічні властивості, механізм токсичного впливу.....	28
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	32

					КМз 02.00.00.00 ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Розробка випарника для системи опалення								
Розроб.		Чупахін								Літ.	Аркуш	Аркушів	
Перевір.		Шарапов								2	33		
Н. контр.		Шарапов								СумДУ, гр. ХКз-61с			
Затв.		Ванєєв											

## ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Опалювана площа  $S_{оп} = 46,5 \text{ м}^2$

Розрахункова зовнішня температура  $t_з = -20...+10^{\circ}\text{C}$

Розрахункова внутрішня температура  $t_{вн} = +16...+22^{\circ}\text{C}$

Розрахункова температура ґрунту  $t_{гр} = +5^{\circ}\text{C}$

Температура мережевої води на вході до субкулера  $t_{1м} = 40^{\circ}\text{C}$

Температура мережевої води на виході з конденсатора  $t_{2м} = 55^{\circ}\text{C}$

Холодильний агент – вода (R718)

Розсільна рідина у ґрунтовому теплообміннику – 27,4%-й розчин етиленгліколю

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## ВСТУП

На сучасному етапі розвитку людства для опалення житлових приміщень у багатьох містах реалізована система теплоелектростанцій (ТЕС) та теплоелектроцентралеї (ТЕЦ), у яких реалізовується когенераційне виробництво механічної роботи і теплоти, необхідне для використання максимуму потенціалу теплових ресурсів. Однак централізоване теплопостачання від ТЕЦ пов'язано зі значними втратами теплоти при її транспортуванні до віддаленого споживача. Для зниження зазначених втрат доводиться використовувати велику кількість систем автономного теплопостачання, в переважній більшості яких, ексергетичний потенціал спалюваного палива витрачається тільки на середньотемпературний нагрів теплоносія (50...100°C) без генерації механічної роботи.

Чим нижче рівень нагріву теплоносія в автономному теплогенераторі, тим менше потрібно ексергії для реалізації цього нагріву. Однак при спалюванні палива відсутня необхідна еквівалентність необхідного приросту ексергії для потоку нагрівальної середовища і потоку продуктів згоряння через велику різницю температур між зазначеними потоками.

Існує альтернативний спосіб теплопостачання, який передбачає формування потоку гарячого теплоносія з мінімально необхідної кількості ексергії. Подібну ексергію можна відбирати з природних або скидних техногенних потоків теплоти з додаванням деякої частини додаткової ексергії від зовнішніх джерел, необхідної для компенсації витрат на реалізацію підвищує термотрансформації згідно другого закону термодинаміки. Подібний спосіб теплопостачання реалізується в пристроях, які називаються тепловими насосами.

Використання теплових насосів перспективно в комбінованих схемах при поєднанні з іншими технологіями використання поновлюваних джерел енергії - сонячної та геотермальної. Можливості та економічна доцільність

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

застосування теплових насосів і установок залежать від кліматичних особливостей регіону, рівня розвитку паливно-енергетичного сектора, співвідношення цін на основні види палива та електроенергії, а також інших факторів [1].

Кожухотрубний випарник являє собою сталевий циліндр, з обох кінців циліндра встановлені сталеві решітки, до яких кріпляться головки з патрубками для підключення до системи водяного охолодження. У ці решітки запресовані мідні трубки, по яких протікає вода. Трубки найчастіше робляться з міді і мають діаметр 20 мм і 25 мм. Зовні вони оребрені для підвищення теплообміну. Холодоагент циркулює по трубках, вступаючи з нижньої частини випарника і поступово піднімаючись по трубках вгору. Із зовнішнього боку трубки омиваються водою, яка охолоджується в процесі теплообміну з холодним холодоагентом. Вода у кожухотрубному випарнику циркулює перпендикулярно трубках і має швидкість від 0.5 до 3 м/с завдяки розділовим перегородок, розташованим всередині кожуха випарника. Кожухотрубні випарники підходять для роботи з різними холодоагентами. Потужність цих випарників варіюється від 7 до 200-250 кВт.

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

Кожух (корпус) кожухотрубчастого випарника є трубою, звареною з одного або декількох сталевих листів. Кожухи розрізняються головним чином способом з'єднання з трубною дошкою і кришками. Товщина стінки кожуха визначається тиском робочого середовища і діаметром кожуха, але повинна бути не менше 4 мм. До циліндричних країв кожуха приварюють фланці для з'єднання з кришками або днищами. На зовнішній поверхні кожуха прикріплюють опори апарату.

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Трубчатка виконується з прямих або вигнутих (U-образних або W-образних) труб діаметром від 12 до 57 мм. Слід надавати перевагу сталевим безшовним трубам.

У кожухотрубних випарників прохідний переріз міжтрубного простору в 2-3 рази більше прохідного перерізу всередині труб. Тому при рівних витратах теплоносіїв з однаковим фазовим станом коефіцієнти тепловіддачі на поверхні міжтрубного простору невисокі, що знижує загальний коефіцієнт теплопередачі в апараті. Встановлення перегородок в міжтрубному просторі сприяє збільшенню швидкості теплоносія і підвищенню ефективності процесу випарювання.

Трубні дошки (решітки) служать для закріплення в них пучка труб за допомогою розвальцьовування, разбортовки, вварювання, запаювання або сальникових кріплень. Трубні дошки приварюють до кожуха, затискають болтами між фланцями кожуха і кришки або з'єднують болтами тільки з фланцем вільної камери. Матеріалом дошок служить зазвичай листова сталь товщиною не менше 20 мм.

Кожухотрубчасті випарники можуть бути жорсткої, нежорсткої і напівжорсткої конструкції, одноходові і багатходові, прямоточні, протиточні і з поперечним током, горизонтальні, похилі і вертикальні.

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

# 1. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

## 1.1. Принципова схема системи опалюваного приміщення

У якості теплонасосної установки, яка застосовується у системі опалення приміщення, використовуємо парокомпресійний тепловий насос з регенеративним теплообмінником (рис. 1.1). Він відрізняється від традиційного тим, що замість звичайного холодильного спірального компресора у ньому використовується вакуумний агрегат на базі рідинно-парового ежектора.

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

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

У даній системі випарник виконано кожухотрубного типу, де у трубному просторі циркулює вода, а у міжтрубному – 27,4%-ий розчин етиленгліколя. Режим течії теплоносіїв – перехресний.

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 [4].

На рис. 1.2 представлено цикл теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора.

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

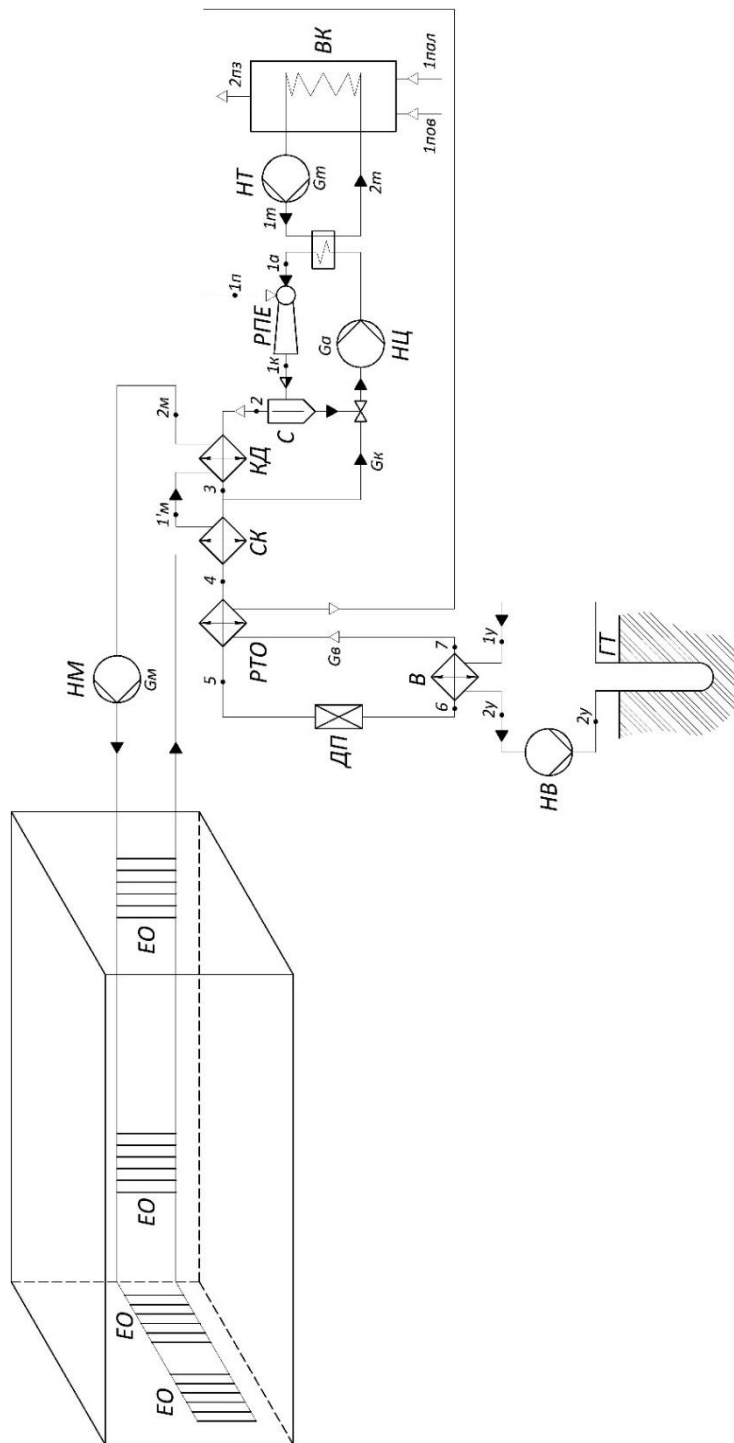


Рисунок 1.1 – Принципова схема теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора:

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

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



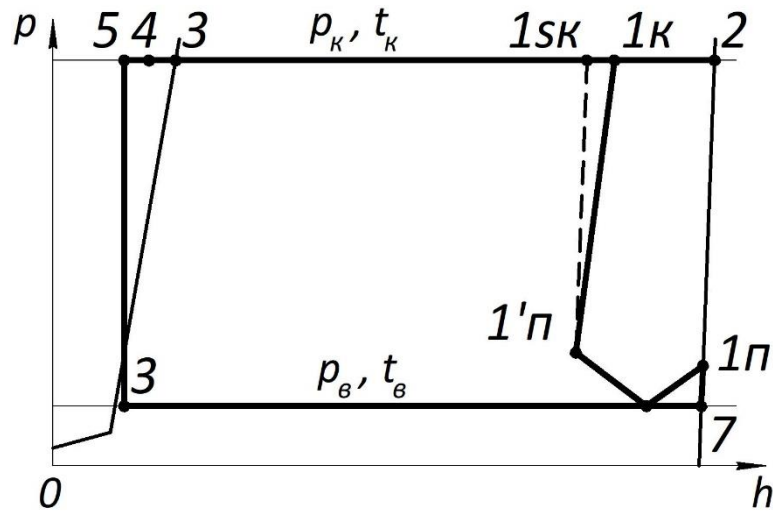


Рисунок 1.2 – Цикл теплонасосної установки на базі рідинно-парового ежектора у  $p, h$ -координатах

### 1.2. Визначення навантаження на випарник системи опалення

Визначаємо параметри холодильного агента в інших вузлових точках циклу і заносимо їх до табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри води у вузлових точках циклу

	1п	1к	2	3	4	5	6	7
$t, ^\circ\text{C}$	15	60	60	60	50	45	5	5
$p, \text{бар}$	0,02	0,2	0,2	0,2	0,2	0,02	0,02	0,02
$h, \text{кДж/кг}$	2533,1	1896,5	3125,23	253,461	209,8	188,58	188,58	2509,38
$s, \text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$	8,7238	4,8684	9,091	0,833	0,706	0,641	0,68	9,03
$v, \text{м}^3/\text{кг}$	67,07	-	-	-	-	-	-	-

Визначаємо питоме теплові навантаження на випарник:

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

Визначаємо масову витрату води, попередньо знаючи величину тепловтрат у приміщенні:

$$m_x = \frac{\sum Q}{q_T} = \frac{9,33}{2915,43} = 0,0032 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

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

Визначаємо теплове навантаження на випарник:

$$Q_B = m_x \cdot q_B = 2320,8 \cdot 0,0032 = 7,44 \text{ кВт.}$$

Масова витрата етиленгліколя

$$\dot{Q}_B = G_y \cdot c_{py} \cdot (t_{2y} - t_{1y}) \Rightarrow G_y = \frac{\dot{Q}_B}{c_{py} \cdot (t_{2y} - t_{1y})};$$

$$G_y = \frac{7440}{3910 \cdot (15 - 10)} = 0,381 \text{ кг/с.}$$

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## 2. РОЗРАХУНОК ВИПАРНИКА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

### 2.1. Тепловий розрахунок

За початковими і розрахованими вище даними визначаємо необхідні параметри.

Теплове навантаження на випарник  $Q_B = 7440 \text{ Вт}$ , температура кипіння холодильного агента  $t_B = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура етиленгліколя на вході у випарник  $t_{1y} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , температура етиленгліколя на виході з випарника  $t_{2y} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Середньологарифмічна різниця температур

$$\theta_B = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}\right)} = \frac{t_{2y} - t_{1y}}{\ln\left(\frac{t_{2y} - t_B}{t_{1y} - t_B}\right)} = \frac{15 - 10}{\ln\left(\frac{15 - 5}{10 - 5}\right)} = 7,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

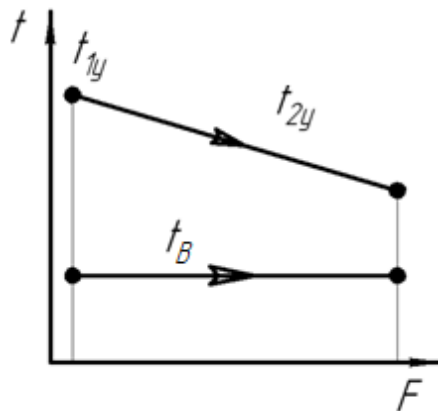


Рисунок 2.1 – Температурний напір у випарнику

Властивості 27,4%-го водного розчину етиленгліколя при середній температурі  $t_s = 7,5 \text{ }^\circ\text{C}$ :

- густина  $\rho_s = 1027 \text{ кг / м}^3$ ;
- питома теплоємність  $c_{ps} = 3910 \text{ Дж / (кг} \cdot \text{K)}$ ;
- теплопровідність  $\lambda_s = 0,515 \text{ Вт / (м} \cdot \text{K)}$ ;

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

– кінематична в'язкість  $\nu_S = 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ ;

– динамічна в'язкість  $\mu_S = 1,41 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;

– число Прандтля

$$\text{Pr}_{\text{ж}} = \frac{\mu_S \cdot c_{pS}}{\lambda_S} = \frac{1,41 \cdot 10^{-3} \cdot 3910}{0,515} = 11.$$

Приймаємо основні розміри, які характеризують теплопередавальну поверхню випарника – труби мідні з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 0,013 \text{ м}$ , зовнішнім діаметром  $d_{\text{н}} = 0,015 \text{ м}$ .

Попередньо приймаємо швидкість етиленгліколя у трубах випарника  $w = 0,6 \text{ м} / \text{с}$ .

Число труб в одному ході [3, с. 331]

$$n = \frac{4 \cdot Q_{II}}{w \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot c_{pS} \cdot \rho_S \cdot \Delta t_S};$$
$$n = \frac{4 \cdot 7440}{0,6 \cdot \pi \cdot (0,013)^2 \cdot 3910 \cdot 1027 \cdot 5} = 4,7.$$

де  $\Delta t_S = t_{1y} - t_{2y} = 30 - 25 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  – різниця температур етиленгліколя.

Приймаємо число труб  $n = 5$  і уточнюємо швидкість руху етиленгліколя

$$w = \frac{4 \cdot Q_{II}}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot c_{pS} \cdot \rho_S \cdot \Delta t_S};$$
$$w = \frac{4 \cdot 7440}{5 \cdot \pi \cdot (0,013)^2 \cdot 3910 \cdot 1027 \cdot 5} = 0,56 \text{ м} / \text{с}.$$

Число Рейнольдса:

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_s};$$

$$Re = \frac{0,56 \cdot 0,013}{1,4 \cdot 10^{-6}} = 5200.$$

Режим течії – перехідний.

Число Нуссельта при перехідному режимі течії етиленгліколя

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_{\text{пер}};$$

$$Nu = 0,021 \cdot 5200^{0,8} \cdot 11^{0,43} \cdot 0,928 = 51,$$

де  $\varepsilon_{\text{пер}} = 0,928$  – поправка на перехідний режим течії рідини при значенні  $Re = 5200$  [3, с. 331].

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони етиленгліколя

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

$$\alpha_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{51 \cdot 0,515}{0,013} = 2020 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Густина теплового потоку зі сторони етиленгліколя до стінки з урахуванням термічних опорів [2, с. 337]

$$q_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{\theta_{\text{II}} - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_{S, F_{\text{вн}}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}};$$

$$q_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{7,2 - \theta_a}{\frac{1}{2020} + 0,8 \cdot 10^{-3}} = \frac{7,2 - \theta_a}{1,295 \cdot 10^{-3}}.$$

де  $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,8 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$  – прийнятий термічний опір стінки і забруднень у [3, с. 331].

Густина теплового потоку зі сторони робочої речовини, що віднесена до внутрішньої поверхні труби [2, с. 338]

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$q_{F, F_{\text{вн}}} = C_0^4 \cdot [F(\pi)]^4 \cdot \left( \frac{R_Z}{R_{Z_{\text{эм}}}} \right)^{0,8} \cdot \theta_a^4 \cdot \varepsilon_n^4 \cdot \frac{F_n}{F_{\text{вн}}};$$

$$q_{F, F_{\text{вн}}} = 4,05^4 \cdot 0,192^4 \cdot \left( \frac{4}{1} \right)^{0,8} \cdot \theta_a^4 \cdot 1,7^4 \cdot \frac{0,015}{0,013} = 10,68 \cdot \theta_a^4.$$

де  $C_0 = 4,05$  – коефіцієнт, який враховує властивості R142;

$F(\pi)$  – функція, що визначається в залежності від  $\pi$  [2, с. 328]

$$\pi = \frac{p_0}{p_{\text{кр}}} = \frac{0,3}{11,4} = 0,026,$$

тут  $p_{\text{кр}} = 11,4 \text{ МПа}$  – критичний тиск аміаку;

$$F(\pi) = 0,14 + \left( 1,6 + \frac{0,4}{1-\pi} \right) \cdot \pi;$$

$$F(\pi) = 0,14 + \left( 1,6 + \frac{0,4}{1-0,026} \right) \cdot 0,026 = 0,192;$$

$R_Z = 4$  и  $R_{Z_{\text{эм}}} = 1$  – середня висота нерівностей на шорсткій і еталонній поверхнях труб;

$\varepsilon_n = 1,7$  – коефіцієнт, який враховує вплив числа рядів труб у пучку.

Густина теплового потоку в апараті визначається розв'язанням системи рівнянь

$$\begin{cases} q_{S, F_{\text{вн}}} = \frac{7,2 - \theta_a}{1,295 \cdot 10^{-3}} \\ q_{F, F_{\text{вн}}} = 10,68 \cdot \theta_a^4 \end{cases}$$

Дана система рівнянь являється трансцендентною  $q$  и  $\theta_a$ . Наочний та достатньо точний результат дає графоаналітичний метод, який заснований на тому факті, що при встановленому режимі роботи апарату має місце рівність  $q_S = q_F = q_{F_{\text{вн}}}$ . Це дозволяє визначити фактичне значення густини теплового

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

потоків  $q_{F_{\text{вн}}}$  як ординату точки перетину графічних залежностей  $q_S = f(\theta_a)$  і  $q_F = \varphi(\theta_a)$  в координатних осях  $(\theta_a; q_{F_{\text{вн}}})$ .

З метою побудови графіків, для ряду прийнятих значень  $q_S$  визначаємо  $\theta_a$  з першого рівняння, а потім для кожного отриманого значення  $\theta_a$  знаходимо  $q_F$  з другого рівняння. Отримані дані заносимо у таблицю 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунку

$q_S, \text{Вт}/\text{м}^2$	2510	2517	2525	2531	2541	2548
$\theta_a, ^\circ\text{C}$	3,95	3,94	3,93	3,923	3,91	3,90
$q_F, \text{Вт}/\text{м}^2$	2600	2574	2548	2530	2496	2471

Графік залежностей теплових потоків  $q_{F, F_{\text{вн}}}$  і  $q_{S, F_{\text{вн}}}$  від  $\theta_a$ .

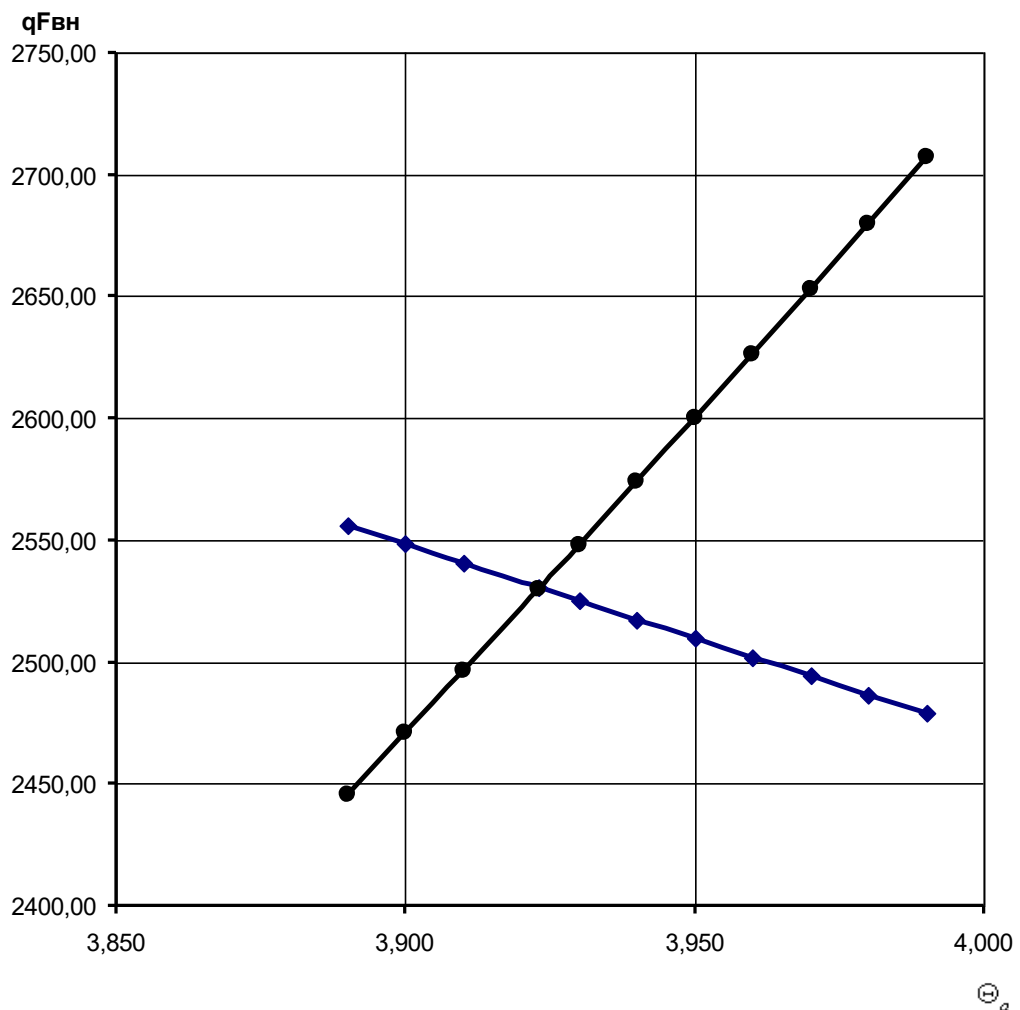


Рисунок 5 – Графоаналітичне визначення густини теплового потоку

З графіка визначаємо:  $q_{F_{\text{вн}}} = 2530 \text{ Вт} / \text{м}^2$ .

Внутрішня поверхня теплообміну:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{II}}{q_{F_{\text{вн}}}};$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{7440}{2530} = 2,94 \text{ м}^2.$$

Шаг труб:

$$S = 1,3 \cdot d_{\text{н}};$$

$$S = 1,3 \cdot 0,015 = 0,0195 \text{ м}.$$

Внутрішній діаметр апарату:

$$D_{\text{вн}} = m \cdot S;$$

$$D_{\text{вн}} = 15 \cdot 0,0195 = 0,293 \text{ м}.$$

Приймаємо  $D_{\text{вн}} = 0,300 \text{ м}$ .

Довжина апарату:

$$L = k \cdot D_{\text{вн}};$$

$$L = 5 \cdot 0,3 = 1,5 \text{ м}.$$

Приймаємо  $L = 1,5 \text{ м}$ .

Число ходів у апараті

$$z = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot n \cdot L};$$

$$z = \frac{2,94}{\pi \cdot 0,013 \cdot 5 \cdot 1,5} = 9,6.$$

Приймаємо  $z = 10$ .

Загальне число труб у апараті:

$$n_{\text{общ}} = n \cdot z;$$

$$n_{\text{общ}} = 5 \cdot 10 = 50.$$

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



## 2.2. Гідравлічний розрахунок

Гідравлічний опір апарату складається з втрат на подолання опору тертя по довжині труби та на подолання місцевих опорів

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

Страти тиску на подолання опору тертя

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

У зоні змішаного тертя

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

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{10^{-3}}{0,013} + \frac{68}{5200} \right)^{0,25} = 0,0602,$$

де  $\Delta = 10^{-3}$  мм – еквівалентна абсолютна шорсткість для мідних труб.

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

$$\Delta p_{mp\Sigma} = 0,0602 \cdot \frac{1,5 \cdot 10}{0,013} \cdot \frac{1027 \cdot (0,56)^2}{2} = 11186 \text{ Па.}$$

Втрати тиску на подолання місцевих опорів:

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

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору.

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

$$\zeta = 11 \cdot 1,5 + 11 \cdot 1,5 + 9 \cdot 2,5 = 55,5.$$

де  $a = 11$  – число вхідних камер у кришці випарника;

$\zeta_1 = 1,5$  – коефіцієнт місцевого опору вхідної камери;

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$b = 11$  – число вихідних камер;

$\zeta_2 = 1,5$  – коефіцієнт місцевого опору вихідної камери;

$c = 9$  – число поворотів потоку розсолу всередині трубної решітки на  $180^\circ$ ;

$\zeta_3 = 2,5$  – коефіцієнт місцевого опору повороту на  $180^\circ$ .

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

$$\Delta p_{m\Sigma} = 55,5 \cdot \frac{1027 \cdot (0,56)^2}{2} = 8937 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір апарату:

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

$$\Delta p = 11186 + 8937 = 20123 \text{ Па.}$$

## 2.3. Розрахунки на міцність

### 2.3.1. Розрахунок обичайки

Обичайка виготовляється з листової сталі, зварна, повздовжній стиковий шов двосторонній, виконаний ручним електродуговим зварюванням. Коефіцієнт міцності зварного з'єднання  $\varphi = 0,9$  [2]. Допустимі напруги:

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

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

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

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

Виконавча товщина стінки обичайки  $\delta$ :

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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

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

де  $\sum c = 0,0037$  – сума всіх прибавок товщини обичайки.

Допустимий тиск в робочому стані:

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

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

Допустимий тиск при гідравлічних випробуваннях:

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

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

### 2.3.2. Розрахунок еліптичного днища

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

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

Коефіцієнт ослаблення днища отворами:

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

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

Виконавчу товщину днища за технологічними причинами приймаємо рівній товщині обичайки  $\delta_{дн} = 0,01 \text{ м}$ .

Допустимий тиск у камері у робочому стані:

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

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

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Допустимий тиск при гідравлічних випробуваннях:

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

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

### 2.3.3. Розрахунок фланцевого з'єднання кришки

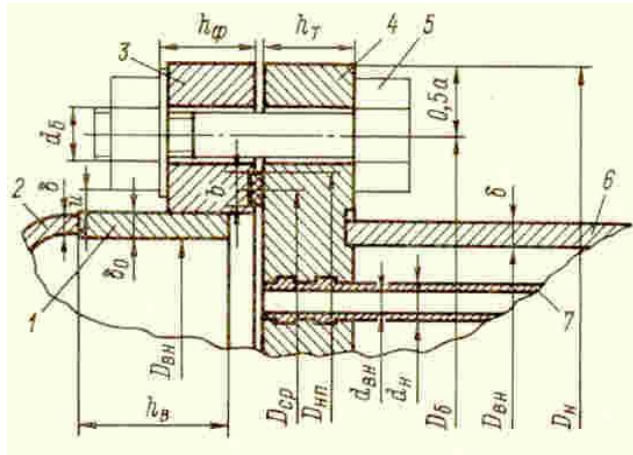


Рисунок 6 – Фланцеве з'єднання:

1 – втулка фланця; 2 – днище кришки; 3 – плоский приварний фланець кришки;  
4 – труба решітка; 5 – болт; 6 – обичайка; 7 – теплообмінна труба

Встановимо конструктивні розміри фланця (рис. 6). Товщину  $\delta_0$  втулки фланця виберемо за умови  $\delta \leq \delta_0 \leq 1,3\delta$ . При  $\delta = 10 \text{ мм}$   $\delta_0 = 11,5 \text{ мм}$ .

Висота втулки фланця:

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

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

Приймаємо  $h_e = 50 \text{ мм}$ .

Діаметр кола розташування болтів:

$$D_b = D_{вн} + 2 \cdot (d_b + 2\delta_0 + u);$$

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

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

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

Зовнішній діаметр фланця:

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

$$D_n = 660 + 40 = 700 \text{ мм},$$

де  $a = 40 \text{ мм}$  – допоміжна величина.

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

Зовнішній діаметр прокладки:

$$D_{н.п.} = D_\delta - e;$$

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

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

Середній діаметр прокладки:

$$D_{cp} = D_{н.п.} - b;$$

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

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

Шаг розміщених по колу болтів:

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

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

Кількість болтів, яка необхідна для забезпечення герметичності з'єднання:

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

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

Приймаємо  $n_\delta = 24$ .

Тоді кінцевий шаг болтів:

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

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

Товщина фланця:

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

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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

Приймаємо  $h_\phi = 47$  мм.

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

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

$$l_0 = 2(47 + 2) = 98 \text{ мм}$$

Розрахункова довжина болта:

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

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

де  $d_0 = 26$  мм – діаметр отвору під болт.

Рівнодіюча внутрішнього тиску, яка відкриває кришу:

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

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

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

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

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

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

$p_{PT} = 1,0$  МПа – розрахунковий тиск у трубному просторі.

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання для плоских фланців:

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

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

де  $y_\sigma, y_n, y_\phi$  – податливість болтів, прокладки и фланців відповідно.

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Навантаження на болтове з'єднання при складанні, до подачі внутрішнього тиску:

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

б)  $P_{\delta 1} = \pi D_{cp} b q_{np};$   
 $P_{\delta 1} = 3,14 \cdot 0,65 \cdot 0,012 \cdot 20 = 0,708 \text{ МН}$

де  $q_{np} = 20 \text{ МПа}$ .

										Аркуш
										23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата						

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

Навантаження на болтове з'єднання при робочих умовах:

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

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

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

Значення приведенного згинаючого моменту:

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

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

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

де  $\frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t} = 1$  – через близькість значень температур монтажу і робочої.

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

Перевірка міцності і герметичності з'єднання. Умова міцності болтів:

1) при складанні фланцевого з'єднання

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

2) у робочому стані

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

Колове навантаження у кільці фланця:

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



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

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

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

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

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

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

### 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

#### 3.1. небезпечні та шкідливі фактори холодильного виробництва

Надійність і безпека обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті.

Проектування, виготовлення, монтаж, налагодження, ремонт, випробування та експлуатація холодильної установки повинні проводитися підприємствами, які мають дозвіл на відповідний вид діяльності, яке видає Держнагляд охорони праці України.

Відповідно до закону "Про охорону праці" державний нагляд поширюється на проектні, проектно-конструкторські та науково-дослідні організації, машинобудівні і приладобудівні підприємства (незалежно від їх організаційно-правових форм) в частині забезпечення ними технологічності, надійності і якості виготовленого обладнання та приладів, раптова відмова яких при експлуатації може призвести до аварій, важких екологічних наслідків та людських жертв [5, 6].

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

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

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

У приміщенні, де знаходиться холодильна установка, необхідно мати фільтруючі протигазы марки А (кількість протигазів повинно відповідати числу робочих машинного відділення). На випадок аварійного витoku фреони з системи в машинному відділенні необхідно мати не менше двох ізолюючих протигазів (типу АСВ, ІІІ).

При експлуатації холодильних установок можливий вплив на працівників ряду небезпечних і шкідливих виробничих факторів, в тому числі:

- осколків, що розлітаються обладнання і струменів холодоагенту (рідкого, газоподібного під тиском), холодоносіїв при можливій руйнування елементів обладнання і трубопроводів;
- розташування робочих місць на значній висоті відносно поверхні землі (підлоги);
- рухомих частин обладнання (компресори, насоси, вентилятори);
- підвищеної загазованості повітря робочих зон (через можливих витоків холодоагенту з холодильних систем і внаслідок пожежі);
- підвищеної або зниженої температури поверхонь обладнання і трубопроводів;
- зниженої температури повітря робочих зон (в холодильних камерах; при обслуговуванні обладнання взимку на зовнішніх майданчиках);
- підвищеного рівня шуму на робочих місцях;
- підвищеного рівня вібрації;
- підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах і на зовнішніх (відкритих) майданчиках і інші.

Вміст шкідливих речовин і кількість небезпечних факторів в робочих зонах не повинно перевищувати значень, визначених чинними стандартами і гігієнічними нормативами.

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Для обслуговування обладнання, трубопроводів, арматури та інших елементів холодильних установок, розташованих на висоті вище 1,8 м від підлоги (землі), повинні передбачатися відповідні майданчики, драбини.

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

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

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

Для захисту працівників, зайнятих експлуатацією холодильних установок, від знижених температур і підвищеної рухливості повітря в холодильних камерах і на зовнішніх (відкритих) майданчиках слід передбачати для них спецодяг і спецвзуття згідно з діючими нормативами.

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

### **3.2. Етиленгліколь – фізико-хімічні властивості, механізм токсичного впливу**

Етиленгліколь - двоатомний спирт ( $\text{CH}_2\text{OH} - \text{CH}_2\text{OH}$ ), входить до складу багатьох технічних рідин, в тому числі антифризів, використовуваних

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

для охолодження двигунів внутрішнього згорання, а також гальмівних, амортизаторних і ряду гідравлічних рідин.

Етиленгліколь утворює з водою розчини, що замерзають при температурах значно нижче 0°C. Наприклад, при співвідношенні води і етиленгліколю 1: 2, розчин замерзає при -70°C але навіть при замерзанні водноетиленгліколевие розчини не стають твердими, а лише перетворюються в рихлу кашкоподібного масу і не розширюються настільки значно як звичайний лід, внаслідок чого не можуть пошкодити труби і радіатори. етиленгліколь має дуже високу гігроскопічність і жадібно поглинає воду з повітря і інших газів. так, наприклад, етиленгліколь, що простояв на повітрі протягом 10 днів, мимовільно перетворюється в водний розчин, що містить 50% води.

Етиленгліколь прекрасно змішується з водою в будь-яких відносинах. При змішуванні з водою відбувається цікаве явище: зменшення обсягу розчину в порівнянні з початковим обсягом вихідних компонентів. Внаслідок цього залежність щільності розчину від концентрації не піддається простому розрахунку.

Крім води етиленгліколь також утворює розчини з великою кількістю речовин, що відносяться до різних класів хімічних сполук. Природно в першу чергу етиленгліколь прекрасно змішується зі спорідненими речовинами - багатоатомними спиртами такими як діетиленгліколь, триетиленгліколь, тетраетиленгліколь, пропіленгліколь, дипропіленгліколь, гліцерин, пентаеритрит і т.д. і неспорідненими – одноатомними спиртами: метиловим, етиловим, ізопропіловим, ізоаміловий, бензиловим, гептиловий, фурфуріловий, а також з ароматичними і аліциклічними сполуками, що містять гідроксильні групи (ОН), і з карбонільних сполуками: циклогексанон, ацетоном, метилетилкетон, бензальдегідом, фурфуролом.

Етиленгліколь добре розчиняє органічні кислоти, аміни, аміді, аміноспірти, тилцелозольв, бутілцеллозольв, скипидар і різні солі.

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

А ось вуглеводні в етиленгліколь при кімнатній температурі або зовсім не розчиняються або розчиняються дуже обмежено. Також погано розчиняються рослинні і тваринні масла, мінеральні масла не розчиняються зовсім. Однак при підвищеній температурі розчинність в етиленгліколь багатьох з'єднань зростає. При цьому етиленгліколь зі багатьма сполуками утворює суміші, які не розділяються на фракції при перегонці.

Етиленгліколь - базове речовина, що використовується для виробництва антифризів і теплоносіїв (клас небезпеки етиленгліколю - 3). Завдяки його відмітним параметрам, матеріали на його основі ефективні для роботи в транспортних системах, в обладнанні, що застосовується для охолодження та опалення. Головне, що варто пам'ятати, при роботі з розчинами - етиленгліколь шкідливий для людини, він токсичний. Потрібна особлива обережність і уважність при зверненні.

Цей матеріал класифікують як речовина третьої групи небезпеки. Клас небезпеки етиленгліколю говорить про спосіб транспортування і зберігання. Розчини з його змістом перевозять в спеціалізованих ємностях, оцинкованих резервуарах, які герметично закриті. Можна перевозити і в автоцистернах, тільки їх потрібно підготувати для цих цілей. Водій повинен слідувати інструкції під час доставки розчину, щоб уникнути розгерметизації ємності.

Матеріали, які відносяться до третьої групи небезпеки (серед них і етиленгліколь) необхідно зберігати в герметичних ємностях. Їх контакт з навколишнім середовищем повинен бути мінімізований. Людині небезпечно перебувати при концентрації цієї речовини в атмосфері більше 5 міліграм / метр кубічний. Відмінні риси при постійному попаданні етиленгліколю в організм: слабкість, сонливість, млявість, у важких випадках - втрата свідомості.

Постійне вдихання парів ефіру призводять до розвитку вегетосудинної дистонії.

Всі співробітники, які мають відношення до хімічного виробництва і до

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

роботи з токсичними речовинами третього класу небезпеки, повинні строго дотримуватися всіх правил техніки безпеки. В іншому випадку не виключений і летальний результат.

На виробництві працюють в спеціальних костюмах, надягаючи: респіратор відповідного класу захисту, бахіли, халат, окуляри.

Важливо закрити всі відкриті ділянки тіла і запобігти попаданню пари в дихальні органи [7].

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		31

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Арсеньев В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження.– Суми: Сумський державний університет, 2011.– 283 с.
2. Холодильные машины/ Под ред. И.А. Сакуна, Л.: Машиностроение, 1985.– 423 с.
3. Е.М. Бамбушек и др. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1987.– 423 с.
4. 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.
5. Охорона праці: Конспект лекцій/ Укладач А.Ф. Денисенко.– Суми: Вид-во СумДУ, 2007.– Ч.2.– 130с.
6. Юдин Е.Я. Охрана труда в машиностроении.– М.: Машиностроение, 1983.– 427с.
7. НПАОП 0.00-1.69-13 "Правила охорони праці під година експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових ятерів і тепловикористовувальних установок".

					ХМ 09.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		