

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Кафедра хімічної інженерії

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри

_____ підпис, дата

Кваліфікаційна робота бакалавра
зі спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"
освітня програма "Комп'ютерний інжиніринг
обладнання хімічних виробництв"

Тема роботи: Аміачна холодильна установка. Розробити
апарат повітряного охолодження для конденсації парів
аміаку

Виконала:
студентка групи ХМдн-81с
Самохвалова Дар'я Романівна

_____ підпис

Залікова книжка
№ 18520274

Кваліфікаційна робота бакалавра
захищена на засіданні ЕК
з оцінкою _____

Керівник:
канд. техн. наук, ст. викладач
Острога Руслан Олексійович

"___" ____ 20__ р.

_____ підпис, дата

Підпис голови
(заступника голови) комісії

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Кафедра хімічної інженерії

Спеціальність 133 "Галузеве машинобудування"
Освітня програма "Комп'ютерний інжиніринг обладнання хімічних виробництв"

Курс 4 Група ХМдн-81с Семестр 8

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА

Студентці Самохваловій Дар'ї Романівні

1 Тема роботи: Аміачна холодильна установка. Розробити апарат повітряного охолодження для конденсації парів аміаку

2 Вихідні дані: Розробити апарат повітряного охолодження горизонтального типу (АПГ) для конденсації парів аміаку. Продуктивність апарату становить 0,3 кг/с. Аміак потрапляє у трубний простір апарату під абсолютним тиском 1,5 МПа. Температура атмосферного повітря прийняти 18°C.

3 Перелік обов'язкового графічного матеріалу (аркуші А1):

- | | |
|--|------------|
| 1. <u>Технологічна схема аміачної холодильної установки</u> | – 1,0 арк. |
| 2. <u>Складальне креслення апарату повітряного охолодження</u> | – 1,0 арк. |
| 3. <u>Складальне креслення секції теплообмінної</u> | – 1,0 арк. |

4 Рекомендована література: 1. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: Р. О. Острога, М. С. Скиданенко, Я. Е. Михайловський, А. В. Іванія. – Суми : СумДУ, 2019. – 32 с.; 2. Сидягин А. А. Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения / А. А Сидягин, В. М. Косярев. – Н. Новгород : Наука, 2009. – 150 с.

5 Етапи виконання кваліфікаційної роботи:

Етапи та розділи проектування	ТИЖНІ				
	1	2,3	4,5	6,7	8
1 Вступна частина	x				
2 Технологічна частина		xx			
3 Проектно-конструкторська частина			xx		
4 Розробка креслень				xx	
5 Оформлення записки					x
6 Захист роботи					x

6 Дата видачі завдання жовтень 2021 р.

Керівник _____
підпис

к.т.н., Острога Р.О.

Зміст	C.
Вступ	5
1 Технологічна частина	7
1.1 Опис технологічної схеми аміачної холодильної установки	7
1.2 Теоретичні основи теплообмінних процесів	9
1.3 Опис об'єкта розроблення та вибір основних конструкційних матеріалів	18
2 Технологічні розрахунки процесу і апарату	22
2.1 Технологічні розрахунки	22
2.2 Конструктивні розрахунки	30
2.3 Аеродинамічний опір трубного пучка	32
2.4 Вибір допоміжного обладнання	34
3 Розрахунки апарату на міцність та герметичність	36
4 Монтаж та ремонт апарату	41
4.1 Монтаж апарату	41
4.2 Ремонт апарату	43
5 Охорона праці	46
Список використаних джерел	53
Додаток – Специфікації до графічної частини	

Зм	Лист	№ докум.	Підп.
Розроб.	Самохвалова		Дата
Перев.	Острога		
Т. контр.			
Н. контр.			
Затв.	Склабінський		

XI.T.00

АПГ для конденсації парів аміаку Пояснювальна записка

XI.T.00.00.00 ПЗ

Літ.	Лист	Листів
р б	4	54

СумДУ, ХМдн-81с

Вступ

Аміачна холодильна установка (АХУ) – це холодильна установка компресійного або абсорбційного типу, в якій у якості холодаагенту використовується аміак. Оскільки аміак є сильнодіючою отруйною речовиною, а також має задушливу та нейротропну дію, то ділянку або майданчик із встановленим аміачним холодильним агрегатом вважають небезпечним об'єктом. При цьому до складу установки також входить обладнання, що працює під надмірним тиском, яке також може призвести до необхідності отримання ліцензії відповідно до Положення про ліцензування експлуатації вибухопожежонебезпечних та хімічно небезпечних виробничих об'єктів I, II та III класів небезпеки [1].

Холодильна установка може складатися із однієї або декількох холодильних машин, укомплектованих допоміжним обладнанням: системою енерго- і водопостачання, контрольно-вимірювальними приладами, приладами регулювання і управління, а також системою теплообміну з охолоджуваним об'єктом. Холодильна установка може бути встановлена у приміщенні, на відкритому повітрі, на транспорті і в різних пристроях, де треба підтримувати задану знижену температуру і видаляти зайву вологу повітря [1].

Кожен різновид холодильних установок і машин має свої особливості, за якими обирається їх галузь застосування. На даний час холодильні машини і установки застосовуються в багатьох галузях народного господарства, а також у побуті. Починаючи з кінця 1990-х років, у холодильній техніці спостерігається тенденція до ширшого застосування природних холодаагентів: повітря, вуглеводні, діоксид вуглецю, аміак тощо. Найбільшого поширення з них набув саме аміак, який використовується в холодильній техніці вже понад 100 років і знайомий під позначенням R717. Популярність аміаку пов'язана із його сприятливими для використання у холодильній техніці теплофізичними властивостями [2].

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

У даній кваліфікаційній роботі запроектовано апарат повітряного охоложення типу АПГ, який входить до складу аміачної холодильної установки. Загалом, кваліфікаційну роботу бакалавра виконано у відповідності до методичних вказівок [3].

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист
6

1 Технологічна частина

1.1 Опис технологічної схеми аміачної холодильної установки

Холодильні машини і установки призначені для штучного зниження і підтримки низької температури нижче температури навколишнього середовища від 10°C і до –153°C в заданому охолоджуваному об'єкті. Відведення і перенесення теплоти здійснюється за рахунок споживаної при цьому енергії.

На великих холодильних установках у якості холодильного агенту широко застосовується аміак, який є одним із найбільш ефективних холодаагентів. Високі енергетичні показники, інтенсивність теплообміну при зміні агрегатного стану (конденсація, кипіння) забезпечили широке використання аміаку при вирішенні завдань холодопостачання великих підприємств із високою холодопродуктивністю [4].

Аміак відноситься до холодаагентів середнього тиску і використовується в найбільш затребуваному інтервалі температур об'єкта, що охолоджується, від 0 до –60°C при температурі конденсації до 55°C. Діапазон холодопродуктивності аміачних холодильних машин може становити від десятків кіловат до кількох мегават [2].

Особливу увагу слід приділяти забезпеченням безпеки експлуатації холодильних установок, які відпрацювали понад 20 років. Більшість існуючих аміачних холодильних установок (АХУ) потребує переозброєння, тому що обладнання фізично та морально застаріло, а також закінчуються ресурсні терміни експлуатації. Використання аміаку, як потенційно небезпечного газу, досить строго регламентується правилами безпеки аміачних холодильних установок (ПБ 09-595-03).

На рис. 1.1 представлена технологічна схема аміачної холодильної установки з апаратами повітряного охолодження у якості конденсаторів.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист

7

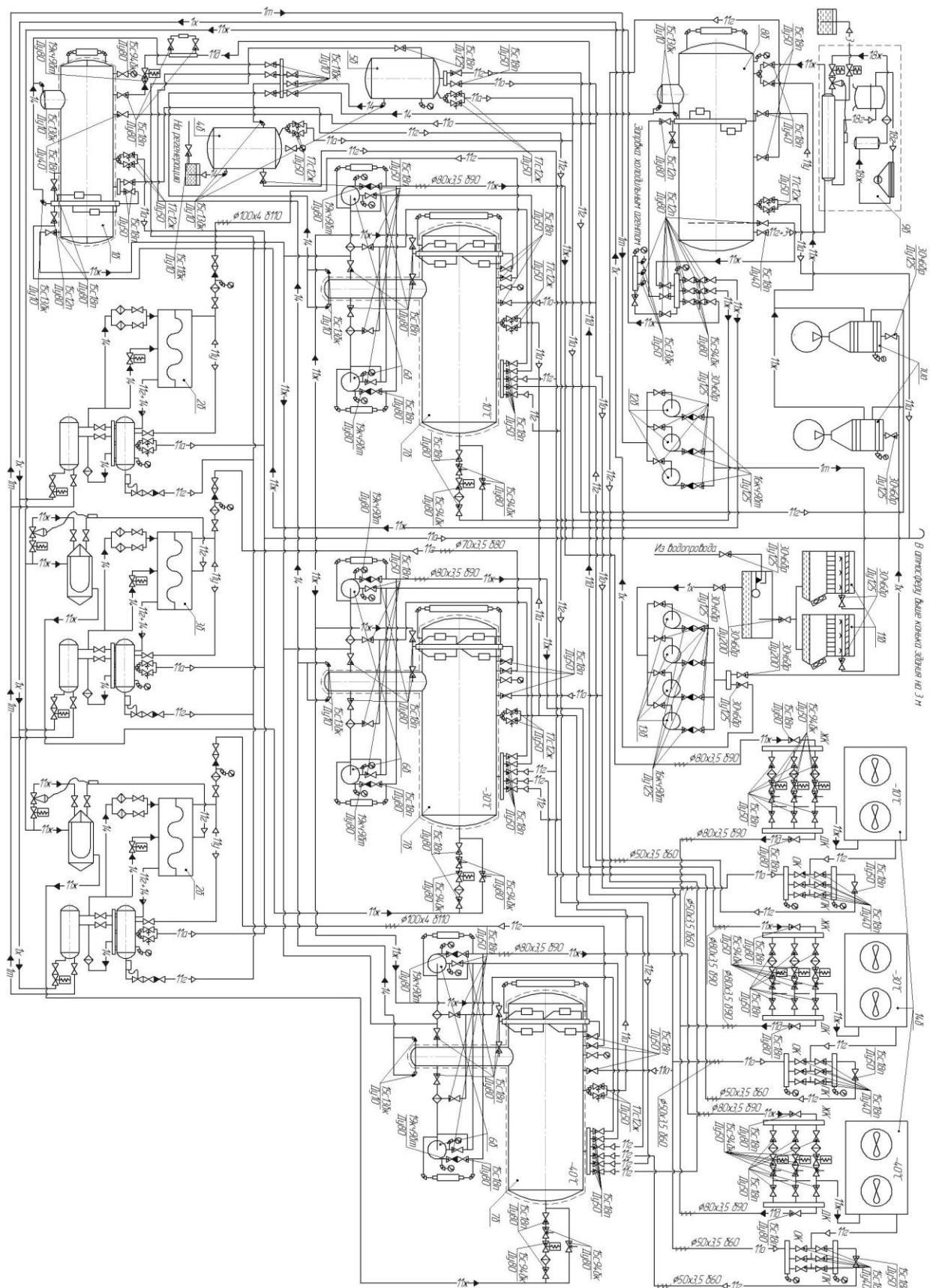


Рисунок 1.1 – Технологічна схема аміачної холодильної установки

Принцип роботи цієї установки полягає у наступному. Пари аміаку із випарників відсмоктуються компресорними агрегатами. Після чого вони надходять у конденсатори повітряного охолодження, де конденсуються, віддаючи тепло атмосферному повітрю. Далі, уже рідкий аміак, через дросельні пристрої спрямовується назад у випарники, де знову перетворюється на пару. Для запобігання усмоктування вологої пари, на лінії між випарником і компресорним агрегатом встановлено відокремлювачі рідини.

У потоці пари з компресора міститься значна кількість змащувача. У спеціальному масловіддільнікові велика частина масла затримується і, накопичившись, повертається в картер компресорної машини. А автоматичний дросельний пристрій постійно забезпечує оптимальне заповнення випарника рідиною на рівні верхнього ряду трубного пучка.

1.2 Теоретичні основи теплообмінних процесів

У конденсаторах основним завданням процесу є конденсація газу, при цьому відбувається процес фазового переходу гарячого теплоносія та одержання рідини за рахунок передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного та нагрівання останнього. Залежно від розміщення теплообмінної поверхні розрізняють апарати повітряного охолодження: горизонтальні АПГ, вертикальні АПВ, малопотокові АПМ, зигзагоподібні АПЗ.

Теоретичні основи теплообмінних процесів, що наведено у даному підрозділі, виконано на підставі аналізу літературних джерел [5–11].

На вибір типу та конструкції теплообмінника, а також на схему його включення впливають такі причини:

- кількість переданого тепла;
- термодинамічні параметри (температури, тиски, обсяги та агрегатні стани теплоносіїв);
- фізико-хімічні властивості (щільність, в'язкість тощо);

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

- агресивність теплоносіїв до конструкційного матеріалу;
- ступінь забрудненості теплоносія та характер відкладень;
- властивості конструкційного матеріалу;
- призначення апарату та процеси, які у ньому протікають;
- напруги, що виникають як в результаті дії тиску теплоносіїв, так і різниці теплових подовжень різних частин теплообмінника і статичний напір, що викликаний теплоносієм.

Кількість тепла, що передається, є основою для визначення величини поверхні теплообміну. Воно дає конструктору непряму вказівку та на вибір конструкції теплообмінника.

Термодинамічні параметри та фізико-хімічні властивості впливають на величину коефіцієнта тепловіддачі α та коефіцієнта теплопередачі K і, отже, на величину та форму поверхні теплообміну.

Коефіцієнт теплопередачі вимірює кількість тепла, що передається від одного тіла до іншого в одиницю часу через одиницю поверхні при різниці температур між теплоносіями 1°C .

Температури теплоносіїв визначають середню різницю температур Δt_{cp} та поверхню теплообміну F , а також вибір току теплоносіїв.

Об'єми теплоносіїв визначають перерізи каналів теплообмінника, викликаючи застосування одно- або багатоходових конструкцій. Агресивність теплоносіїв вимагає застосування тих чи інших конструкційних матеріалів, які визначають форму та конструкцію теплообмінника. Забрудненість теплоносіїв викликає застосування заходів, що перешкоджають відкладенню осаду, та вибір конструкції, що полегшує чищення забруднених поверхонь.

Призначення апарату може спричинити появу додаткових пристройів, наприклад мішалок для інтенсифікації тепло- та масообміну, сепараційних пристройів у випарних апаратах тощо.

Допустима величина механічних напруг визначає необхідність температурної компенсації та конструкцію компенсуючого пристрою.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Основні співвідношення для теплообмінників. Вихідні дані визначення розмірів теплообмінника визначаються з теплового балансу

$$Q = G_1 \cdot \Delta i_1 = G_2 \cdot \Delta i_2, \quad (1.1)$$

де Q – **тепловий потік** (кількість тепла, що передається від одного теплоносія іншому в одиницю часу), Вт;

G_1 і G_2 – маса теплоносіїв, що обмінюються теплом, кг/с;

Δi_1 і Δi_2 – зміна тепломістку теплоносіїв під час процесу теплопередачі, Дж/кг.

Якщо агрегатний стан теплоносія під час процесу теплопередачі залишається незмінним, то

$$\Delta i = c_p \cdot (t_2 - t_1), \quad (1.2)$$

де t_1 і t_2 – температури теплоносія на вході та виході теплообмінника, К; c_p – середня теплоємність при температурі

$$\frac{t_1 + t_2}{2}, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \quad (1.3)$$

Якщо в результаті кипіння або конденсації агрегатний стан теплоносія змінюється, то зміна тепломістку дорівнює

$$\Delta i = c_n \cdot (t_n - t_h) + \tau + c \cdot (t_h - t_{\infty}), \quad \text{Дж/кг}; \quad (1.4)$$

де t_n і t_{∞} – температури пари та рідини, К;

t_h – температура насыщення пари, К;

c_n і c_{∞} – середні теплоємності пари та рідини, Дж/(кг·К);

τ – теплота пароутворення, Дж/кг.

Для теплообмінників, у яких нагрівання відбувається парою, можна вважати, що $t_n=t_k$ і $t_{\infty}=t_n$.

Тоді (як це часто вважають)

$$\Delta i = \tau. \quad (1.5)$$

Визначення поверхні теплообмінника проводиться за основним рівнянням теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{\Delta t_{cp} \cdot K}, \quad (1.6)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

де F – поверхня теплообміну, m^2 ;

Δt_{cp} – середня різниця температур, К;

K – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Температурний напір Δt_{cp} є рушійною силою будь-якого теплообміну і залежить від схеми руху теплоносіїв та збереження або зміни їхнього агрегатного стану. При зміні агрегатного стану обох теплоносіїв

$$\Delta t_{\text{cp}} = t_{\text{конд}} - t_{\text{кип}}, \text{ К.} \quad (1.7)$$

Якщо хоча б один із теплоносіїв не змінює свого агрегатного стану, то різниця температур при протіканні його вздовж стінки, що розділяє теплоносії, змінюватиметься. У таких випадках температурним тиском є середня різниця температур.

Для протитечії, паралельного току, а також у разі перебігу теплоносія вздовж стінки, що розділяє, одна сторона якої омивається теплоносієм, що зберігає постійну температуру в результаті зміни його агрегатного стану, температурним напором є середня логарифмічна різниця температур

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}, \quad (1.8)$$

де Δt_1 – більша різниця температур теплоносіїв біля одного кінця теплообмінника, К;

Δt_2 – менша різниця температур теплоносіїв біля іншого кінця теплообмінника, К.

Якщо відношення $\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \leq 2$, то з достатньою точністю у якості середньої різниці температур можна приймати середню арифметичну різницю

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2}. \quad (1.9)$$

Середня різниця температур при протитечії більше, ніж при паралельному токі. Отже, поверхня теплопередачі, необхідна передачі заданої кількості тепла, виходить найменшою у разі протитечії. Крім того, при паралельному

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

тоці кінцева температура теплоносія, що гріє, повинна бути обов'язково вище кінцевої температури теплоносія, що нагрівається. При протитечії кінцева температура теплоносія, що гріє, може бути і нижче кінцевої температури нагрівального теплоносія, завдяки чому в протиточних теплообмінниках вище ступінь рекуперації тепла. Із погляду економіки протиточні теплообмінники вигідніші, що пояснює їхнє переважне застосування. Застосування протитечії можуть завадити або більш важкі температурні умови роботи металу теплообмінної поверхні з боку входу гарячого теплоносія, або технологічні міркування, наприклад, небажання піддавати нагріванню оброблювані продукти.

Для перехресного току та інших схем взаємного руху теплоносіїв середня різниця температур підраховується як для протитоку, але отриманий результат множиться на поправочний коефіцієнт ε_t , тобто

$$\Delta t'_{cp} = \varepsilon_t \cdot \Delta t_{cp}, \quad (1.10)$$

де ε_t – поправочний коефіцієнт.

Наступне завдання полягає у визначенні коефіцієнта теплопередачі. Для плоскої стінки коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \Sigma \frac{s}{\lambda}}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \quad (1.11)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від гріючого теплоносія до стінки і від стінки до теплоносія, що нагрівається., $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

s – товщина стінки, м;

λ – коефіцієнт тепlopровідності матеріалу стінки, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

Коефіцієнт тепловіддачі вимірює тепловий потік, яким обмінюються через одиницю поверхні рідина або газ та стінка при різниці температур між ними 1°C .

Коефіцієнт тепlopровідності матеріалу стінки вимірює кількість тепла, що поширюється протягом 1 секунди в тілі від однієї поверхні площею

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

1 м² до іншої такої ж поверхні при товщині стінки 1 м і при різниці температур на поверхнях 1°C. Величина коефіцієнта теплопровідності залежить від природи речовини стінки (цегла, метал тощо), його структури та інших властивостей і практично не залежить від температури.

Більшість стінок доводиться розглядати як багатошарові, тому що вони під час роботи поступово покриваються шарами накипу, мулу, мастила або іржі. Забруднюючі матеріали мають малу теплопровідність, в десятки і сотні разів меншу, ніж теплопровідність металів. Термічний опір цих шарів, навіть при їх малій товщині, може набагато перевищити термічний опір самої металевої стінки.

Термічний опір багатошарової стінки дорівнює сумі опорів всіх шарів, тобто

$$\sum \frac{s}{\lambda} = \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} + \dots \quad (1.12)$$

Зниження величини коефіцієнта теплопередачі, викликане збільшенням термічного опору, враховують при розрахунку. При цьому задаються максимальною товщиною забрудненого шару для твердих речовин від 0,5 до 1 мм, для мастила ~ 0,1 мм.

Завжди потрібно прагнути вибором технологічного режиму чи відповідних швидкостей теплоносіїв зменшувати швидкість наростання забруднюючих шарів. Небажано охолоджувальну воду виводити з теплообмінників із температурою вище 45–50°C, тому що при цих температурах починається виділення накипу. Швидкість охолоджуючої води, особливо, якщо вона береться прямо з річки і несе в собі багато завислих частинок, не рекомендується брати нижче 0,5 м/с, інакше поверхня незабаром заросте мулом.

При проектуванні та експлуатації теплообмінників доводиться вирішувати питання, пов’язані з розробкою ефективних теплообмінників, що мають високі *пітотомі теплові навантаження* $q = Q / F$, або зі збільшенням q . У таких випадках Q або F задані, середня різниця температур чи задана, чи може змінюва-

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

тися дуже незначно. Тоді єдиною змінною величиною залишається коефіцієнт теплопередачі K

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{s}{\lambda}} = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3}. \quad (1.13)$$

Термічний опір тонких стінок з металів, що мають велику теплопровідність, є малим. Вважаючи $\frac{s}{\lambda} = 0$, отримаємо

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (1.14)$$

Ця спрощена формула для визначення K зручна для грубих розрахунків.

Із формулі випливає, що K завжди менше найменшого коефіцієнта тепловіддачі і в межі прагне до нього.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Якщо } \alpha_1 < \alpha_2, \text{ то } K < \alpha_1. \\ \text{Якщо } \alpha_1 \rightarrow \infty, \text{ то } K \rightarrow \alpha_1. \\ \text{Якщо } \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha, \text{ то } K = \frac{\alpha}{2}. \end{array} \right\} \quad (1.15)$$

Таким чином, розробляючи конструкцію або вживаючи заходів по інтенсифікації діючих теплообмінників, є сенс прагнути збільшити коефіцієнт тепловіддачі тільки з боку поверхні, з якої він малий. Прагнути поліпшити теплообмін шляхом збільшення обох коефіцієнтів теплообміну слід лише за $\alpha_1 \approx \alpha_2$.

Термічний опір стінки знижує K . Вплив термічного опору невеликий тільки в тих випадках, коли $\frac{s}{\lambda}$ є малим у порівнянні з $\frac{1}{\alpha_1}$ і $\frac{1}{\alpha_2}$. Може статися, що α_1 і α_2 є великими, скажімо при кипінні та конденсації, а труби зроблені з матеріалу з порівняно невеликою теплопровідністю, наприклад, з хромонікелевої сталі ($\lambda=12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), або з пластичної маси, або зроблені товстостінними. Тоді основним опором, що обмежує величину теплового навантаження, виявиться термічний опір стінки, і їм у жодному разі знехтувати вже не можна.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Для обчислення коефіцієнта тепловіддачі від теплоносія до внутрішніх стінок трубок використовується залежність [9]:

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_g}{d_{bh}} \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,4}, \quad (1.16)$$

де λ_g – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К);

d_{bh} – внутрішній діаметр трубок, м;

Re_g – критерій Рейнольдса руху теплоносія по трубам;

Pr_g – критерій Прандтля руху теплоносія по трубам.

Для обчислення коефіцієнта тепловіддачі від оребреної поверхні трубок до повітря використовується залежність [9]:

$$\alpha_2 = 0,223 \cdot k \cdot u^{0,33} \cdot h^{0,14} \cdot d_h^{-0,54} \cdot \left(\frac{W_{air} \cdot \rho_{air}}{\mu_{air}} \right)^{0,65}, \quad (1.17)$$

де k – поправка на оребрення;

h – висота ребер труб, м;

u – крок між ребрами, м;

W_{air} – швидкість атмосферного повітря, м/с;

d_h – зовнішній діаметр трубок, м;

μ_{air} – динамічна в'язкість повітря, Па·с.

Основні критерії подібності, які застосовуються при розрахунках процесів конвективного теплообміну при вимушенному русі теплоносіїв, наведені нижче [8].

Критерій Нусельта характеризує теплообмін між теплоносієм і стінкою:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (1.18)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
16						

l – визначальний геометричний розмір, м;

λ – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К).

Критерій Рейнольдса характеризує гідродинамічний режим руху теплоносія:

$$Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu}, \quad (1.19)$$

де w – швидкість теплоносія, м/с;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

μ – динамічна в'язкість теплоносія, Па·с.

Критерій Прандтля характеризує теплофізичні властивості теплоносія:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda}, \quad (1.20)$$

де c – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К).

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі при течії рідини в прямих трубах і каналах рекомендуються наступні критеріальні рівняння [10]:

– для ламінарного режиму

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1}, \quad (1.21)$$

де Gr – критерій Грасгофа, який характеризує режим руху теплоносія при вільній конвекції.

– для перехідного режиму

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43}; \quad (1.22)$$

– для турбулентного режиму

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}. \quad (1.23)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
1	2	3	4	5	6	7

1.3 Опис об'єкта розроблення та вибір основних конструкційних матеріалів

У проектованому апараті повітряного охолодження (рис. 1.2) охолоджуючим агентом є потік атмосферного повітря, яке нагнітається за допомогою вентилятора.

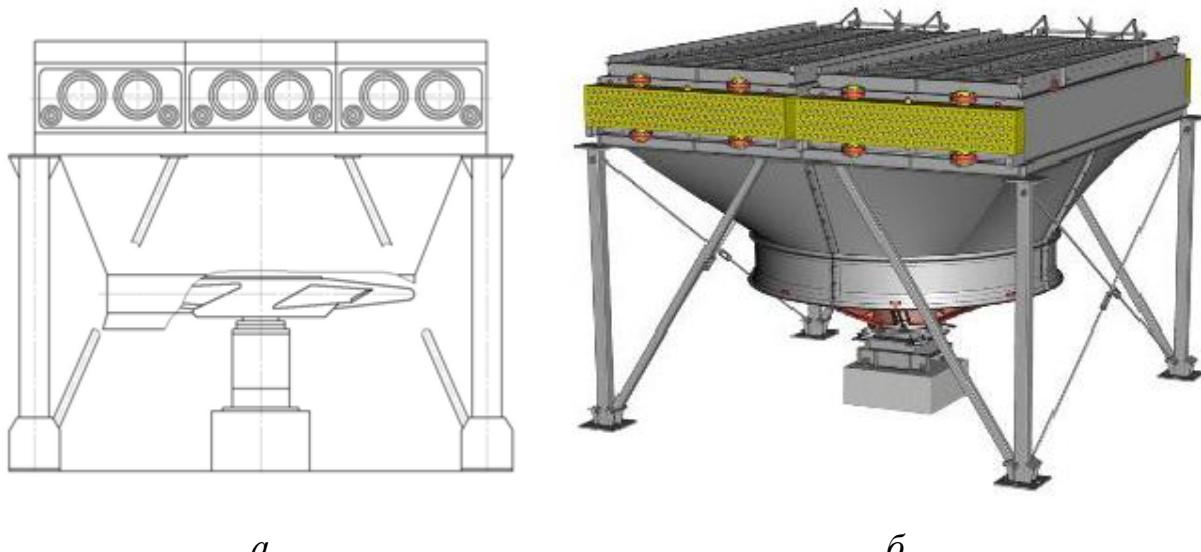


Рисунок 1.2 – Схема (а) трисекційного та модель (б) двосекційного апарату повітряного охолодження з горизонтальним розміщенням труб (тип АПГ)

Принцип роботи даного апарату полягає у наступному. Потік повітря, який нагнітається вентилятором і обдуває горизонтальні трубні секції, конденсуючи при цьому пари аміаку, який рухається усередині трубного пучка. При високій температурі повітря його охолоджують, випаровуючи воду, яка подається через колектор. Для зміни режиму роботи АПО повертають лопаті робочого колеса вентилятора або жалюзі.

Використання АПО дає змогу суттєво скратити витрату охолоджувальної води, зменшити кількість стічних вод і виключає необхідність очищення зовнішньої поверхні теплообмінних труб. АПО мають порівняно низький коефіцієнт теплопередачі. Це частково компенсується шляхом оребрення зовнішньої поверхні теплообмінних труб та збільшенням швидкості подачі повітря.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Теплообмінна секція (рис. 1.3) являє собою пучок оребрених труб, розташованих у шаховому порядку по ходу руху охолоджуючого повітря. Кінці труб закладені в трубні решітки та закриті кришками з отворами для приєднання зовнішньої трубопровідної обв'язки.

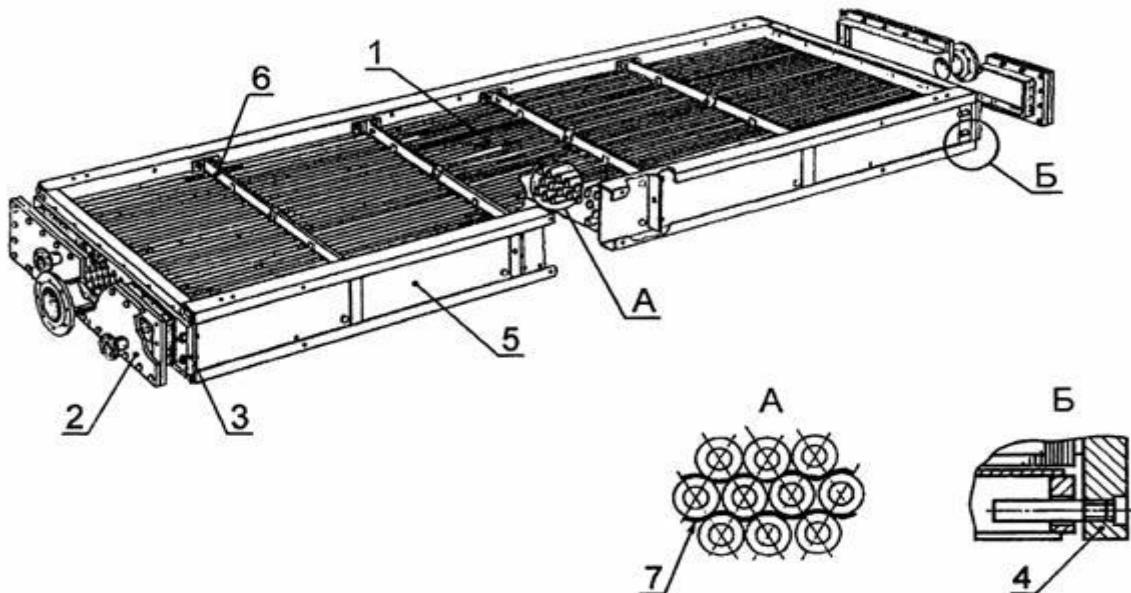


Рисунок 1.3 – Конструкція теплообмінної секції:

1 – трубний пучок; 2 – кришка камери; 3, 4 – нерухома і рухома трубні дошки;
5 – бокова стінка; 6 – балка; 7 – дистанційний елемент

Вентилятори з приводом від електродвигуна призначені для подачі охолоджуючого повітря в теплообмінні секції. Аеродинамічні елементи АПО включають обичайку вентилятора, дифузор і колектор. Несучі конструкції, на яких монтується теплообмінні секції, виконуються залізобетонними.

Теплопередача в апаратах повітряного охолодження відбувається за принципом протитечії, оскільки при цьому забезпечується: найбільший середній температурний напір, що пов'язано зі скороченням розміру поверхні теплопередачі; найкраще використання середовищ, в сенсі отримання найбільшої зміни температур теплоносіїв при мінімальній їх витраті.

Вентилятором повітря продувається через між трубний простір. Пучок труб охолоджується зовні. За рахунок тепловідведення через поверхню охолоджується продукт, що протікає всередині трубок. Щоб повітря рівномірно розподілялося по всій охолоджуючої поверхні труб, вентилятор з'єднується з трубними пучками за допомогою дифузорів.

Для конденсатора приймаємо оребрені біметалічні труби (рис. 1.4) з коефіцієнтом оребрення $\phi = 9$.

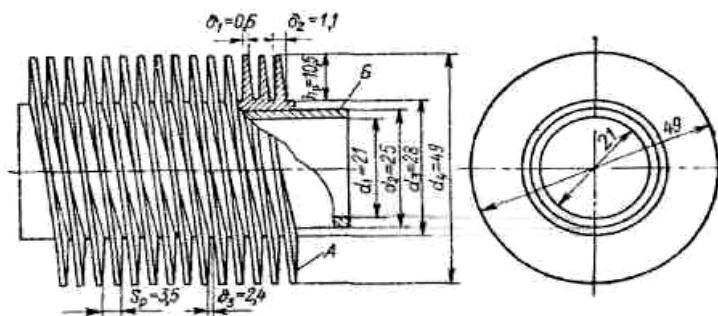


Рисунок 1.4 – Схема оребеної біметалової труbi

Матеріали для виготовлення хімічних апаратів і машин потрібно вибирати відповідно до специфіки їх експлуатації, враховуючи при цьому можливу зміну вихідних фізико-хімічних властивостей матеріалів під впливом робочого середовища, температури і хіміко-технологічних процесів.

Для виготовлення основних деталей та вузлів проектованого АПО слід вибирати метали, швидкість корозії яких не перевищує 0,1–0,5 мм/рік [12].

За [13] вибираємо сталь 12Х18Н10Т, яка є технологічною при обробці, добре деформованою, як в гарячому і в холодному станах. Ця сталь добре зварюється усіма видами зварювання і не вимагає обов'язкової термічної обробки виробу.

Також для проектованого апарату повітряного охолодження приймаємо біметалічні труби виконання БЗ. Така труба складається із внутрішньої (сталевої) і зовнішньої (алюмінієвий сплав АД1М) з накатним гвинтовим ребром.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Алюміній має низку властивостей, які відрізняють його від інших металів. По-перше, це невелика щільність, гарна пластичність і достатня механічна міцність, високі тепло- і електропровідність. По-друге, алюміній нетоксичний, немагнітний і корозійностійкий до ряду хімічних речовин.

Пароніт – листовий матеріал прокладки, виготовлений пресуванням асбокаучукової маси, що складається з азbestу, каучуку і порошкових інгредієнтів. Застосовується для ущільнення фланцевих з'єднань [12].

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист
21

2 Технологічні розрахунки процесу і апарату

2.1 Технологічні розрахунки

Теплове навантаження проектованого конденсатора повітряного охолодження складе:

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{п}} r_x = 0,3 \cdot 1350 = 405 \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

де $G_{\text{п}}$ – масова витрата гарячого теплоносія (аміак), кг/с;
 r_x – питома теплота конденсації аміаку при $p_k = 1,5 \text{ МПа}$, кДж/кг.

У нашому випадку аміак надходить в апарат при температурі конденсації, яка при тиску 1,5 МПа становить 30°C [14].

Орієнтовна поверхню теплообміну:

$$F_{\text{max}} = \frac{Q}{q}, \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

де q – теплона пряжність апарату, Вт/м². За [15] при конденсації парогазової суміші при $T = 30 - 20 = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $q = 400 \div 580 \text{ Вт/м}^2$.

Приймаємо $q = 500 \text{ Вт/м}^2$.

$$F_{\text{max}} = \frac{405 \cdot 10^3}{500} = 810 \text{ м}^2.$$

За [15] вибираємо стандартизований апарат типу АПГ, так, щоб табличне значення повної зовнішньої оребренної поверхні апарату F_T перевищувало значення F_{max} , тобто $F_T > F_{\text{max}}$:

$$F_T = 875 \text{ м}^2 > 810 \text{ м}^2.$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

За [15] визначаємо основні параметри апарату:

- повна зовнішня обробрена поверхня апарату $F_T, \text{м}^2$ 875
- довжина теплообмінних труб $l, \text{м}$ 4
- число секцій n_c 3
- число труб в секції n 94
- число труб в апараті N 282
- коефіцієнт оребрення труб ϕ 9
- число рядів труб в секції n_p 4
- число ходів по трубах n_x 4
- сумарна площа найбільш вузького міжтрубного перетину $S_y, \text{м}^2$ 5,35

За аеродинамічною характеристикою вентилятора [15] визначаємо величини, віднесені до стандартних умов:

- об'ємної витрати повітря $V_0 = 240000 \text{ м}^3/\text{год.};$
- напору $P_{BO} = 23 \cdot 9,81 = 225,6 \text{ Па};$
- коефіцієнту корисної дії $\eta_0 = 0,68.$

Для проектованого апарату вибираємо осьовий вентилятор ЦАГІ КК-2М з кутом установки лопатей 17° , частотою обертання колеса 7,1 об/с і пропелером діаметром 2800 мм.

Об'ємна витрата повітря, його щільність і тиск вентилятора при робочих умовах ($T = T_{2H} = 291 \text{ К}$ і тиску атмосферного повітря $P = P_0 = 101,3 \text{ кПа}$):

$$V_B = V_0 \cdot \frac{T \cdot P_0}{P \cdot T_0}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad (2.3)$$

$$\rho = \rho_0 \cdot \frac{P \cdot T_0}{T \cdot P_0}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (2.4)$$

$$P_B = P_{BO} \cdot \frac{\rho}{\rho_0}, \quad \text{Па} \quad (2.5)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Лист
					XI.T.00.00.00 ПЗ

де ρ_0 – густина повітря при температурі $T_0 = 273$ К, по [14] $\rho_0 = 1,293 \text{ кг}/\text{м}^3$.

$$V'_B = 240000 \cdot \frac{291}{273} = 258 \cdot 10^3 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

$$\rho_B = 1,293 \cdot \frac{273}{291} = 1,205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$P_B = 225,6 \cdot \frac{1,205}{1,293} = 210 \text{ Па}.$$

Масова витрата повітря одним вентилятором:

$$G_B = V'_B \cdot \rho_B, \frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad (2.6)$$

$$G_B = 258 \cdot 10^3 \cdot 1,205 = 311 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{год}}.$$

Із рівняння теплового балансу, кінцева температура повітря:

$$t_{2K} = t_{2H} + \frac{Q}{c_B \cdot G_B}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.7)$$

де t_{2H} – початкова температура повітря, $^\circ\text{C}$;

c_B – теплоємність повітря за робочих умов; за [14] $c_B = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

$$t_{2K} = 18 + \frac{405 \cdot 3600}{1,005 \cdot 311 \cdot 10^3} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Отримане значення кінцевої температури повітря має задовольняти умові $t_{2K} < t_{1K}$. Умова виконано: $23 \text{ } ^\circ\text{C} < 30 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Коефіцієнт теплопередачі [6]:

$$K = \frac{1}{\psi \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{\Gamma}} + r_1 \right) + \frac{1}{\alpha'_x} + r_2}, \quad \frac{Bt}{m^2 \cdot K} \quad (2.8)$$

де ψ – коефіцієнт збільшення поверхні, $\psi = 12$;
 α_{Γ} – коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку, $Bt/(m^2 \cdot K)$;
 α'_x – приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, що враховує також термічний опір металу, $Bt/(m^2 \cdot K)$;
 r_1 і r_2 – термічні опори можливих забруднень відповідно з боку аміаку і повітря, $(m^2 \cdot K)/Bt$.

За [6]: $r_1 = 0,0006 (m^2 \cdot K)/Bt$, $r_2 = 0,0004 (m^2 \cdot K)/Bt$.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку [15]:

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{Nu \cdot \lambda_{cp1}}{d_1}, \quad \frac{Bt}{m^2 \cdot K} \quad (2.9)$$

де Nu – критерій Нусельта;

λ_{cp1} – коефіцієнт тепlopровідності аміаку, $Bt/(m \cdot K)$;

d_1 – внутрішній діаметр труби, $d_1 = 0,021$ м.

Фізичні параметри аміаку при температурі його конденсації в апараті [14]: густина $595 \text{ кг}/m^3$; коефіцієнт тепlopровідності $0,24 \text{ Вт}/(m \cdot K)$; теплоємність $2,08 \text{ кДж}/(kg \cdot K)$; кінематична в'язкість $0,15 \cdot 10^{-6} m^2/c$.

Мінімальна швидкість руху аміаку в трубах апарату, при якій забезпечується стійкий турбулентний потік, тобто при якій $Re_{min}=10^4$.

$$w_{min} = \frac{10^4 \cdot v_{cp1}}{d_1}, \quad \frac{m}{s} \quad (2.10)$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

$$w_{\min} = \frac{10^4 \cdot 0,15 \cdot 10^{-6}}{0,021} = 0,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Швидкість аміаку:

$$w_1 = \frac{n_x \cdot V_1}{s_1 \cdot n_c}, \quad \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (2.11)$$

де n_x – число ходів по трубах, $n_x = 4$;

V_1 – об'ємна витрата аміаку, $\text{м}^3/\text{ч}$;

s_1 – загальна площа внутрішнього трубного простору, м^2 ;

n_c – число секцій, $n_c = 3$.

Об'ємна витрата аміаку:

$$V_1 = \frac{G}{\rho}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad (2.12)$$

$$V_1 = \frac{0,3 \cdot 3600}{595} = 1,82 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 5,05 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Загальна площа внутрішнього трубного простору:

$$s_1 = n \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}, \quad \text{м}^2 \quad (2.13)$$

де n – число труб в секції, $n = 94$.

$$s_1 = 94 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4} = 0,136 \text{ м}^2.$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
26						

Знаходимо швидкість аміаку за формулою (2.11):

$$w_1 = \frac{4 \cdot 5,05 \cdot 10^{-4}}{0,136 \cdot 3} = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Критеріальне рівняння тепловіддачі при турбулентному режимі:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}, \quad (2.14)$$

де Re – критерій Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля.

$$Re = \frac{w_1 \cdot d_1}{v_{\text{CPI}}}, \quad (2.15)$$

$$Re = \frac{0,5 \cdot 0,021}{0,15 \cdot 10^{-6}} = 70000.$$

$$Pr = \frac{v_{\text{CPI}} \cdot c_{\text{CPI}} \cdot \rho_{\text{CPI}}}{\lambda_{\text{CPI}}}, \quad (2.16)$$

$$Pr = \frac{0,15 \cdot 10^{-6} \cdot 2,08 \cdot 10^3 \cdot 595}{0,24} = 2,1.$$

Значення критерію Нусельта визначаємо за формулою (2.14):

$$Nu = 0,023 \cdot 70000^{0,8} \cdot 2,1^{0,3} = 216.$$

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку:

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
27						

$$\alpha_r = \frac{216 \cdot 0,24}{0,021} = 2470 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря [6]:

$$\alpha'_x = 61,6 \lg w - 0,035 \cdot t_{cp2} - 5,81, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.17)$$

де w – швидкість повітря в найвужчому перерізі між трубного простору, $\text{м}/\text{с}$;

t_{cp2} – середня температура повітря в апараті, $^{\circ}\text{C}$.

$$t_{cp2} = \frac{t_{2H} + t_{2K}}{2}, \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (2.18)$$

$$t_{cp2} = \frac{18 + 23}{2} = 20,5 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

Швидкість повітря в найвужчому перерізі між трубного простору:

$$w = \frac{V_B}{s_y}, \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (2.19)$$

де V_B – середня об'ємна витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$;

s_y – сумарна площа найбільш вузького між трубного перетину, $s_y = 5,35 \text{ м}^2$.

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (2.20)$$

де $\rho_B = 1,25 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина повітря при його середній температурі.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
28						

$$V_B = \frac{311 \cdot 10^3}{1,05} = 296190 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 82,3 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Розраховуємо швидкість повітря в найвужчому перерізі між трубного простору за формулою (2.19):

$$w = \frac{82,3}{5,35} = 15,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Знаходимо приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря:

$$\alpha'_x = 61,6 \cdot \lg 15,4 - 0,035 \cdot 20,5 - 5,81 = 67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі за формулою (2.8):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2470} + \frac{1}{67} + 0,0004} = 64 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Середня різниця температур при $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \frac{10}{5} = 2$:

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.21)$$

де Δ_6 і Δ_m – більша та менша різниці температур між потоками на вході та на виході з апарату відповідно, $^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_6 = t_1 - t_{2H} = 30 - 18 = 12 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = t_1 - t_{2K} = 30 - 23 = 7 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{12 + 7}{2} = 9,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.2 Конструктивні розрахунки

Поверхня теплообміну [6]:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \text{ m}^2 \quad (2.22)$$

$$F_p = \frac{405 \cdot 10^3}{64 \cdot 8} = 791 \text{ m}^2.$$

Коефіцієнт запасу теплообмінної поверхні апарату АПГ:

$$\beta = \frac{F_t - F_p}{F_p} \cdot 100, \% \quad (2.23)$$

$$\beta = \frac{875 - 791}{791} \cdot 100 = 10,62 \text{ \%}.$$

Для теплообмінних апаратів коефіцієнт запасу поверхні має становити 10–20 %. Отже, умова виконується.

Визначаємо діаметри штуцерів для введення парів і виходу рідкого аміаку:

$$d = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot w}}, \text{ m} \quad (2.24)$$

де V – об'ємна витрата продукту, m^3/c ;

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
3м						30

w – швидкість руху продукту, м/с: для газоподібного аміаку $w_n = 5 \div 15$ м/с [6], приймаємо $w_n = 7$ м/с; для рідкого аміаку $w_{ж} = 0,5 \div 2,5$ м/с [6], приймаємо $w_n = 0,5$ м/с.

- діаметр штуцера для введення парів аміаку

Густина парів аміаку:

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{T}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (2.25)$$

де ρ_0 – густина парів аміаку за н.у.; $\rho_0 = 0,77 \text{ кг/м}^3$ [14].

$$\rho_1 = 0,77 \cdot \left(\frac{273}{273 + 30} \right) = 0,69 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$V_1 = \frac{0,3}{0,69} = 0,44 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$d_A = \sqrt{\frac{0,44}{0,785 \cdot 7}} = 0,283 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_A = 300$ мм.

- діаметр штуцера для виходу рідкого аміаку

$$V_2 = \frac{0,3}{595} = 7,3 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$d_B = \sqrt{\frac{7,3 \cdot 10^{-4}}{0,785 \cdot 0,5}} = 0,04 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_B = 40$ мм.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
3м						31

2.3 Аеродинамічний опір трубного пучка

Аеродинамічний опір пучка труб:

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{\rho_B}{g} \left(w_y \right)^2 n_p \left(\frac{S_p}{d_3} \right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24}, \text{ Па} \quad (2.26)$$

де $\rho_B = 1,197 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря при його початковій температурі [14];
 w_y – швидкість в стиснутому перерізі оребреного трубного пучка, $w_y = 12,9 \text{ м/с}$;
 n_p – число горизонтальних рядів труб в пучку (по вертикалі), $n_p = 4$;
 S_p – крок ребер, $S_p = 0,0035 \text{ м}$;
 d_3 – зовнішній діаметр труби, $d_3 = 0,028 \text{ м}$;
 Re – критерій Рейнольдса, віднесений до діаметра труб d_3 .

$$Re = \frac{w_y \cdot d_3}{v_B}, \quad (2.27)$$

де v_B – кінематична в'язкість повітря; за [14] $v_B = 15,761 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

$$Re = \frac{15,4 \cdot 0,028}{15,761 \cdot 10^{-6}} = 27359.$$

Аеродинамічний опір пучка труб за формулою (2.26):

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{1,197}{9,81} \cdot 15,4^2 \cdot 4 \cdot \left(\frac{0,0035}{0,028} \right)^{-0,72} \cdot 27359^{-0,24} = 432 \text{ Па}.$$

Обраний вище вентилятор ЦАГІ КК-2М розвиває напір до 463 Па, а отже він із запасом забезпечить роботу даного апарату.

Витрата енергії для вентилятора:

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

$$N_e = 0,00981 \cdot \frac{V_b \cdot \Delta P}{g \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (2.28)$$

де V_b – сумарна об'ємна витрата повітря, $V_b = 82,3 \text{ м}^3/\text{с}$;
 η – ККД вентилятора, $\eta = 0,68$.

$$N_e = 0,00981 \cdot \frac{82,3 \cdot 432}{9,81 \cdot 0,68} = 52,3 \text{ кВт}.$$

При підборі електродвигуна розрахункову потужність слід збільшити на 10 % для забезпечення пуску двигуна.

Дійсна потужність двигуна:

$$N_{\text{ед}} = 1,1 \cdot N_e, \text{ кВт} \quad (2.29)$$

$$N_{\text{ед}} = 1,1 \cdot 52,3 = 57,5 \text{ кВт}.$$

Установча потужність електродвигуна становить 75 кВт.

Коефіцієнт використання установчої потужності:

$$\varphi = \frac{N_{\text{ед}}}{N_{\text{уст}}}, \quad (2.30)$$

$$\varphi = \frac{57,5}{75} = 0,76.$$

Вибираємо тип електродвигуна 4А250М6УЗ з потужністю 75 кВт, синхронною частотою обертання 1200 об/хв. [16]

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
33						

2.4 Вибір допоміжного обладнання

Для розрахунку компресора необхідно підсумувати кількість парів аміаку, одержуваних у випарниках, що дасть нам величину об'єму Q (л/хв.):

$$Q = \frac{0,3 \cdot 3600}{9,8} = 110,2 \text{ м}^3/\text{год.} = 1840 \text{ л/хв.}$$

Продуктивність компресора визначаємо за рівнянням [15]:

$$A = Q \cdot \frac{\beta}{\eta}, \quad (2.32)$$

де β – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості і надійність різних груп компресорів;

η – коефіцієнт корисної дії (ККД) компресора.

За [15] приймаємо професійний компресор, для якого $\beta = 1,5$ і $\eta = 0,65$.

У такому випадку продуктивність складе:

$$A = \frac{1840}{2} \cdot \frac{1,5}{0,65} = 2125 \text{ л/хв.}$$

На даний час на холодильних установках знаходять застосування компресори поршневі і ротаційні. Розвивається виробництво гвинтових компресорних агрегатів.

Слід зазначити, що традиційні поршневі компресори прекрасно себе зарекомендували: прості, надійні, не потребують кваліфікованого персоналу для їх обслуговування, невибагливі. Головне не допускати грубого порушення інструкції і своєчасно проводити заміну масла, злив конденсату, профілактичне обслуговування [15].

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Маючи розрахункову величину продуктивності, за [15] вибираємо поршневий холодильний компресор марки ФУУ30 з такими характеристиками: кінцевий тиск 8 МПа; діаметр циліндра / хід поршня 76,6 / 55 мм; теоретична об'ємна подача 2400 л/хв. ($0,040 \text{ м}^3/\text{с}$); холодопродуктивність 108 кВт; споживана потужність 24,5 кВт.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист
35

3 Розрахунки апарату на міцність та герметичність

Розрахунок плоскої кришки.

Вихідні дані для розрахунку: розрахунковий внутрішній тиск $p=1,5$ МПа; розрахункова температура стінки $t = 30^\circ\text{C}$; матеріал – Сталь 12Х18Н10Т; розрахункова довжина кришки секції $D = 1300$ мм; проникність матеріалу $\Pi = 0,1$ мм/рік; термін служби апарату $\tau = 15$ років.

Розрахункова товщина стінки плоскої кришки, що працює під внутрішнім тиском [17]:

- при розрахункових параметрах

$$s_{IR} = K \cdot K_0 \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{p}{[\sigma] \cdot \varphi}}, \text{ мм} \quad (3.1)$$

де K – коефіцієнт, який визначається в залежності від з'єднання кришки з корпусом; за [17] $K = 0,41$;

K_0 – коефіцієнт ослаблення кришки;

D_R – розрахункова довжина кришки; за [17] $D_R = D = 1300$ мм;

φ – коефіцієнт міцності зварного шва, $\varphi = 1,0$ [17];

$[\sigma]$ – допустиме напруження в робочому стані.

$$[\sigma] = \sigma^* \cdot \eta, \text{ МПа} \quad (3.2)$$

де σ^* – нормативна допустима напруга при розрахунковій температурі; $\sigma^* = 131$ МПа по табл. 1.2 [34] – для сталі 12Х18Н10Т при температурі 30°C ; η – поправочний коефіцієнт, що враховує вид заготовки, $\eta = 1,0$ [17].

$$[\sigma] = 131 \cdot 1,0 = 131 \text{ МПа}.$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Коефіцієнт ослаблення для кришки, що має кілька отворів:

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{2 \cdot d_A}{D_R}\right)^3}{1 - \frac{2 \cdot d_A}{D_R}}} . \quad (3.3)$$

Беремо до уваги отвори під штуцер А, оскільки по діаметру вони більше.

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{2 \cdot 300}{1300}\right)^3}{1 - \frac{2 \cdot 300}{1300}}} = 1,29 .$$

Визначаємо розрахункову товщину стінки плоскої кришки при розрахункових параметрах за формулою (3.1):

$$s_{IR} = 0,41 \cdot 1,29 \cdot 1300 \cdot \sqrt{\frac{1,3}{131 \cdot 1,0}} = 50,4 \text{ мм} .$$

– при гідрравлічному випробуванні

$$s_{IR\text{ и}} = K \cdot K_0 \cdot D_R \cdot \sqrt{\frac{p_i}{[\sigma]_i \cdot \varphi}} , \text{ мм} \quad (3.4)$$

де p_i – пробний тиск при гідрравлічному випробуванні, МПа;

$[\sigma]_i$ – допустиме напруження при гідрравлічному випробуванні, МПа.

Пробний тиск при гідрравлічному випробуванні [17]:

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

$$p_u = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 \cdot p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ p + 0,3 \end{array} \right\}, \text{ МПа} \quad (3.5)$$

де $[\sigma]_{20}$ – допустиме напруження для ВСтЗпс при температурі $+20^{\circ}\text{C}$, обчислюємо його за формулою (3.2):

$$[\sigma] = 140 \cdot 1,0 = 140 \text{ МПа}.$$

Визначаємо пробний тиск при гідравлічному випробуванні за формулою (3.5):

$$p_u = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 \cdot 1,3 \cdot \frac{140}{131} = 1,74 \\ 1,3 + 0,3 = 1,6 \end{array} \right\} = 1,74 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження при гідравлічному випробуванні:

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{T20}}{1,1}, \text{ МПа} \quad (3.6)$$

де σ_{T20} – мінімальне значення межі текучості матеріалу при температурі $+20^{\circ}\text{C}$; за [17] $\sigma_{T20} = 210 \text{ МПа}$ для сталі 12Х18Н10Т.

$$[\sigma]_u = \frac{210}{1,1} = 190,91 \text{ МПа}.$$

Визначаємо розрахункову товщину стінки плоскої кришки при гідравлічному випробуванні за формулою (3.4):

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
38						

$$s_{1R\text{и}} = 0,41 \cdot 1,29 \cdot 1300 \cdot \sqrt{\frac{1,74}{190,91 \cdot 1,0}} = 45 \text{ мм.}$$

Збільшення до розрахункової товщини стінки [17]:

$$c = c_1 + c_2 + c_3, \text{ мм} \quad (3.7)$$

де c_1 – прибавка для компенсації корозії та ерозії, мм;
 c_2 – прибавка для компенсації мінусового допуску, $c_2 = 0$;
 c_3 – технологічна прибавка, $c_3 = 0$.

Надбавка для компенсації корозії та еrozії:

$$c_1 = \Pi \cdot \tau + c_{\exists}, \text{ мм} \quad (3.8)$$

де Π – проникність матеріалу, $\Pi = 0,1$ мм/рік;
 τ – термін служби апарату, $\tau = 15$ років;
 c_{\exists} – прибавка для компенсації ерозії, $c_{\exists} = 0$.

$$c = c_1 = 0,1 \cdot 15 + 0 = 1,5 \text{ мм.}$$

Виконавча товщина плоскої кришки, що працює під внутрішнім тиском:

$$s_1 = \max(s_{1R}; s_{1R\text{и}}) + c, \text{ мм} \quad (3.9)$$

$$s_1 = \max(50,4; 45) + 1,5 = 50,4 + 1,5 = 51,9 \text{ мм.}$$

Округлюємо до більшого стандартного значення і отримуємо $s_1 = 52$ мм.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	XI.T.00.00.00 ПЗ	Лист
39						

Перевіряємо умову застосування розрахункових формул для плоскої кришки:

$$\frac{S_1 - c}{D_R} \leq 0,1, \quad (3.10)$$

$$\frac{44 - 1,5}{1300} = 0,033 < 0,1.$$

Умову застосування розрахункових формул виконано.

4 Монтаж та ремонт апарату

4.1 Монтаж апарату [18]

Монтаж апаратів повітряного охолодження проводиться у максимально зібраному вигляді – уже зі встановленими вузлами трубопроводів та металоконструкціями каркасів. Установці апарату в проектне положення передує його гіdraulічне випробовування на міцність та герметичність. При цьому окремо випробовують міжтрубний і трубний простори.

Апарати встановлюють у проектне положення на фундамент або іншу підставу за допомогою монтажних кранів або інших вантажопідйомних механізмів.

Монтаж, пуск, експлуатація і ремонт АПО повинні проводитися із дотриманням правил безпеки, що встановлені для окремих видів робіт, загальних правил безпеки та пожежної безпеки, викладених у відповідних інструкціях, що діють на даному виробництві.

Апарат повітряного охолодження встановлюється на спеціальній технологічній етажерці. Монтаж АПО проводиться у такій послідовності:

1. Виставляють на технологічній етажерці контейнери; з'єднують та закріплюють їх між собою кріпильними болтами;
2. На контейнер встановлюють дифузори; з'єднують та закріплюють їх між собою кріпильними болтами;
3. Встановлюють та закріплюють теплообмінні секції на штири дифузорів із відповідним маркуванням;
4. Перевіряють якість виготовлення шпильок, гайок та шайб: різьба повинна бути без забруднень, подряпин, зривів тощо; поверхня на нарізаній частині шпильок – гладкою; гайка, надіта на різьблення шпильки, не повинна мати слабини.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист

41

5. Затягують усі болтові з'єднання, використовуючи стандартні ключі, без подовжувачів;

6. Перед затягуванням гайок зробити ретельний огляд привалочних поверхонь фланців – дефекти на цих поверхнях не допускаються.

7. Перевіряють установку в теплообмінній секції відповідних фланців і прокладок на штуцерах входу і виходу робочого середовища.

8. Також слід перевіряти розмір і стан прокладок на відповідність їх розмірам привалочних поверхонь стикуючих фланців. Далі перевірити правильність установки прокладок, переконатися в наявності повного комплекту шпильок в отворах фланців і в тому, що прокладки увійшли в пази. Неповний комплект шпильок або перекос фланців не допускається. Також забороняється підтяжка шпильок під час роботи апарату.

Виявлені під час монтажу дефекти та методи їх усунення повинні бути зареєстровані в паспорті АПО.

Виконати під'єднання АПО до всіх необхідних комунікацій і арматури. Очистити від бруду і сторонніх предметів підводи і відводи трубопроводів перед приєднанням до апарату.

Провести заземлення апарату у відповідності вимогам ПУЕ.

Правильність установки апарату на фундамент вивіряють: теплообмінних секцій – гідростатичним або брусковим рівнем; осей опорних стійок – схилом; відхилення площин кронштейнів опорних стійок від розташування в одній горизонтальній площині – по натягнутій струні; відхилення від горизонтальності приводу вентилятора – брусковим рівнем.

При установці колеса вентилятора повинен бути витриманий рівномірний радіальний зазор в межах допустимих розмірів. При центруванні валів вимірювання слід проводити в чотирьох положеннях при спільному повороті напівмуфт на 90° . Центрування приводу вважається правильним, якщо різниця діаметрально протилежних розмірів перекосу і паралельного зміщення осей не перевищують 0,06 мм (при діаметрі муфти 250 мм).

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

4.2 Ремонт апарату [19]

Апарати повітряного охолодження часто працюють в умовах підвищеної корозійної активності. Для боротьби з корозійними середовищами в трубних секціях АПО, зазвичай, використовують біметалічні труби із внутрішніми трубами із латуні чи сталі. Трубні решітки також можуть бути виготовлені біметалічними – із захисним шаром латуні товщиною 8 мм.

Стан зовнішньої поверхні елементів апаратів повітряного охолодження, працюючих під тиском, перевіряється у наступних місцях: у місці приварювання фланців; у місці перетину зварних швів; зовнішньої поверхні трубного простору.

Перевіряються наступні дефекти: на поверхні – тріщини, надриви, підвищена швидкість корозії стінок; на зварних швах – дефекти зварювання, тріщини, надриви тощо.

Апарат, який підлягає розборці для ремонту і очищення, повинен бути зупинений, звільнений від теплоносіїв, відключений і заглушений від іншої апаратури, пропарений і пройдений азотом. Повинні бути створені нормальні умови, а саме: тиск – атмосферний, температура – знижена до нормальної, вибухо- і пожежонебезпечні середовища – відсутні. У деяких випадках пропарку і промивку чередують кілька разів. Не можна приступати до ремонтних робіт, якщо температура промивної води перевищує 50°C.

Найбільш поширеними дефектами у апаратів з трубною системою є:

1. Вирання трубок із трубних решіток. Дано проблема, зазвичай, виникає через нерівномірне розширення трубок і корпусу. Варіанти вирішення:

- зачищення місця розриву і обварювання трубки заново;
- висвердлювання трубки і установка нової трубки;
- зачищення і заглушка трубки.

Якщо встановлюються заглушки на дефектні трубки, необхідно враховувати, що опір даної ділянки зростає, а також трохи погіршується теплообмін. За-

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

зазвичай, теплообмінники розраховують таким чином, щоб без сильного впливу на технологічний процес можна було заглушити до 10 % трубок.

2. Наскрізна корозія трубок. Дано проблема виникає або через тривалість використання теплообмінника і безпосередній корозії, або при неправильно підібраному матеріалі трубчатки. Варіанти вирішення:

- висвердлювання трубки і установка нової трубки;
- зачищення і заглушка трубки.

Нерідко при виникненні наскрізної корозії найбільш ефективним шляхом є просто заміна трубного пучка (виготовлення нового трубного пучка). Це особливо актуально, якщо повторний дефект виник швидко після першої поломки.

3. Наскрізна корозія корпуса чи камери. Дано проблема, так само як і наскрізна корозія трубок, зазвичай виникає або через тривалість використання теплообмінника і безпосередній корозії, або при неправильно підібраному матеріалі. Варіанти вирішення:

- підварювання або установка заплатки;
- виготовлення нової камери чи корпусу.

4. Засмічення трубок чи міжтрубного простору. Ця проблема може виникнути в тому випадку, якщо один із теплоносіїв не фільтрується належним чином, або якщо відбувається поява природного нагару (наприклад, при роботі з вихлопними газами).

Варіанти вирішення:

- механічне очищення;
- хімічне очищення.

Якщо засмічення відбувається через відсутність належної фільтрації середовища, рекомендується установка необхідних фільтрів. Якщо ж відбувається поява нагару, швидше за все, це обумовлено технологічними моментами. У такому випадку треба визначати, коли відбувається чергове засмічення теплообмінника (вимірювання температури або протитиску) і чистити його.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Подібні роботи слід проводити на місці експлуатації. У разі необхідності фахівці повинні виїхати на місце і провести цю роботу, але в більшості випадків ці операції виробляє експлуатаційний персонал.

5. Покриття вапном (накипом). Ця проблема може виникнути в тому випадку, якщо один з теплоносіїв є рідина (як у нашому випадку – вода) з невідповідним для даного процесу хімічним складом (наприклад, надмірно мінералізована). Варіанти вирішення: очистка за допомогою спеціальних хімічних засобів.

Надійність ліквідації поверхневих дефектів контролюють магнітною або ультразвуковою дефектоскопією. Допускається глибина пошкодження в межах 10–20 % товщини стінки в залежності від розмірів ушкодження.

Усі поверхні ущільнювачів слід контролювати магнітною або ультразвуковою дефектоскопією на відсутність тріщин. Після ремонту конденсатора його піддають гіdraulічним або пневматичним випробуванням.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист
45

5 Охорона праці [20, 21]

Параметри, що визначають пожежну небезпеку горючих газів, рідин і твердих речовин. Поняття про процеси горіння та вибуху.

Пожежна небезпека речовин, тобто ступінь ймовірності виникнення горіння їх при рівних умовах, визначається різними параметрами. Зазвичай, при оцінці пожежної небезпеки речовин застосовуються не всі параметри, а тільки основні з них, які досить повно характеризують речовини.

Пожежна небезпека горючих газів характеризується температурою самозаймання і областю займання, тобто концентраційними межами запалення. Температура самозаймання більшості газів лежить в межах 200–600°C. Виняток становить фосфористий водень, який на повітрі самозаймається. Чим нижче температура самозаймання газу, тим він небезпечніший, оскільки в цьому випадку невеликі джерела займання можуть викликати вибух його суміші з повітрям.

Пожежна небезпека горючих рідин характеризується температурою самозаймання, областю займання, тобто концентраційними і температурними межами займання, температурою спалаху і займання. Температура самозаймання більшості рідин лежить в тих же межах температур, як і у газів, за винятком рослинних масел і скипидару, які, перебуваючи на поверхні волокнистих і порошкоподібних речовин, здатні самозайматися, а також металорганічних з'єднань (три-ізо-бутан-алюміній, какоділ, цінкметіл, цінкетіл та ін.), які при зіткненні з повітрям самозаймаються.

На відміну від газів концентрації парів рідин із повітрям залежать від температури рідин, тому область займання їх можна висловлювати через температуру. Такими параметрами є температурні межі займання.

Нижньою температурною межею займання називається та найменша температура рідини, при якій вона, випаровуючись, створює з повітрям суміш

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

парів, здатну займатися при піднесенні джерела займання. Концентрація парів рідини при нижній температурній межі займання дорівнює нижній концентраційній межі займання.

Верхньою температурною межею займання називається та найбільша температура рідини, при якій вона, випаровуючись, створює з повітрям суміш, здатну займатися при піднесенні джерела займання. При більш високій температурі утворюються суміші, які в закритій посудині горіти нездатні. Концентрація парів рідини при верхній температурній межі дорівнює верхній концентраційній межі займання. У табл. 5.1 наведені температурні межі займання деяких рідин.

Таблиця 5.1 – Температурні межі займання рідин

Рідини	Температурні межі, °C		Рідини	Температурні межі, °C	
	нижня	верхня		нижня	верхня
Ацетон	-20	+6	Масло солярове	+116	+147
Бензил А-74	-36	-7	Масло трансформаторне	+122	+163
Керосин тракторний	+4	+35	Скипидар	+32	+53
Керосин освітлювальний	+45	+86	Толуол	0	+30

Нижня температурна межа займання інакше називається температурою спалаху. За температури спалаху всі рідини діляться на легкозаймисті та горючі. Легкозаймистими називаються рідини, що мають температуру спалаху до 45°C, а горючими – вище 45°C.

Температуру спалаху рідини можна визначити за формулою:

$$P_{T.B} = \frac{P_{\text{общ}}}{1 + (N - 1) \cdot 4.76} \quad (5.1)$$

Знайденому тиску насищеної пари в таблицях знаходять відповідну температуру рідини. Ця температура і є температурою спалаху рідини.

Температуру спалаху можна також визначити за величиною нижньої концентраційної межі займання:

$$P_{T.B} = \frac{\nu_{H.P} P_{\text{общ}}}{100} \quad (5.2)$$

При температурі спалаху відбувається тільки згоряння утвореної суміші парів, а сама рідина не горить. Вона спалахує при температурі займання. Температурою займання називається та найменша температура рідини, при якій від піднесеної джерела спалахують пари і продовжує горіти рідина. У легко-займистих рідин температура займання на 1–5°C перевищує температуру спалаху. У горючих рідин ця різниця доходить до 30°C і вище.

Пожежна небезпека **твердих речовин** характеризується температурою самозаймання і температурою займання. Температура самозаймання більшості твердих речовин лежить в тих же межах, що і газів. Однак багато твердих речовин мають температуру самозаймання до 50°C, тому відносяться до само-займистих (білий фосфор, сірчисті метали, порошки металів, кам'яне вугілля, торф та ін.).

Багато твердих речовин при нагріванні розкладаються з виділенням парів і газів. Найменша температура твердих речовин, при якій утворюються пари і гази спалахують і продовжують горіти при піднесенні до них джерела займання, називається температурою займання. Температура займання деяких твердих речовин приведена в табл. 5.2.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 5.2 – Температура зайнання деяких твердих речовин

Найменування матеріалів	Температура зайнання, °C	Найменування матеріалів	Температура зайнання, °C
Повст будівельна	287	Тирса соснова	214
Деревина соснова	236	Плита деревоволокниста	222
Лінолеум гумовий	308	Плита торф'яна	165
Лінолеум хлорвініловий	380	Руберойд РМ-350	303

Відповідно до ГОСТ 12.1.044-89 «Вогнестійкість речовин і матеріалів» твердими називаються матеріали, температура плавлення або розкладання яких перевищує 50°C, а також речовини, що не мають температури плавлення (деревина, тканини та ін.).

Тверді горючі матеріали (ТГМ) можна класифікувати за кількома ознаками:

- за хімічним складом;
- за поведінкою при нагріванні.

До вуглеводнів відносять природні, штучні і синтетичні полімерні матеріали, до складу яких входять вуглець, водень, азот і кисень. За структурою вуглеводні – це матеріали однорідної будови.

В окрему підгрупу відносять природні органічні речовини, основою яких служить целюлоза. До них відносяться полімерні матеріали рослинного походження (деревина, бавовна та ін.), які на відміну від штучних та синтетичних полімерів не є однорідними матеріалами, а сумішшю природних полімерів. Поведінка в умовах пожежі всіх рослинних матеріалів схоже, і з цієї причини їх об'єднують в одну групу – целюлозовмісні матеріали.

Елементорганічні з'єднання – органічні речовини, до складу яких входять такі елементи, як сірка, фосфор, кремній, галоїди і метали. В умовах пожежі елементорганічні з'єднання утворюють особливо токсичні речовини і з цієї причини їх виділяють в особливу групу.

Неорганічні тверді горючі речовини – це метали і неметали. Практично всі метали за нормальніх умов окислюються на повітрі. Але до горючих відносяться тільки ті, які можуть займатися на повітрі від відкритого джерела запалювання середньої потужності і самостійно горіти після його видалення. До найбільш пальних відносяться лужні і лужноземельні метали.

До неметалів відносять фосфор, миш'як, кремній, сірку. Механізм їх займання багато в чому нагадує особливості горіння металів.

Горіння – це фізико-хімічний процес взаємодії горючої речовини і окислювачем, що супроводжується виділенням теплоти і випромінюванням світла. У звичайних умовах це процес окислення або з'єднання горючої речовини з киснем, що знаходиться у вільному стані в повітрі або хімічних сполуках у зв'язаному стані.

Деякі речовини можуть горіти в атмосфері хлору (водень), в парах сірки (мідь) або вибухати без кисню (ацетилен, хлористий азот тощо).

Для харчових підприємств найбільш характерно горіння, що відбувається при окисленні горючих речовин киснем повітря і виникає при наявності джерела запалювання з достатньою для займання температурою горіння. Горіння припиняється при відсутності одного із цих умов. Слід мати на увазі, що для харчових підприємств характерні всі різновиди горіння, в тому числі і ті, що виникають без зовнішнього джерела теплоти: спалах, займання та само-займання.

Спалах – процес швидкого згоряння суміші газів або парів горючої речовини з повітрям від зовнішнього джерела теплоти без переходу в горіння.

Займання – загоряння газів або парів горючої речовини від зіткнення з джерелом теплоти з подальшим розвитком процесу горіння.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Самозаймання – займання без стороннього джерела теплоти, що виникає при самостійному розкладанні пального речовини з утворенням парів і газів, що з'єднуються з киснем повітря.

Розрізняють два основних види горіння: повне і неповне. Повне відбувається при достатній або надлишковій кількості кисню і в основному супроводжується утворенням парів води і діоксиду вуглецю. Неповне відбувається при його нестачі і більш небезпечне, оскільки при цьому утворюється токсичний оксид вуглецю та інші гази.

Якщо кисень проникне в зону горіння внаслідок дифузії, що утворюється, полум'я називається дифузійним, і воно має три зони. Гази або пари, що знаходяться в зоні 1, не горять (температура не перевищує 500°C), в зоні 2 вони згорають частково, в зоні 3 повністю, і температура полум'я тут найбільша висока.

Горіння також буває гомогенним і гетерогенним. При гомогенному горінні всі реагуючі речовини мають одинаковий агрегатний стан, наприклад газоподібний. Коли вони знаходяться в різних агрегатних станах і є межа розділу фаз в горючій системі, горіння є гетерогенным. Гетерогенне горіння, пов'язане з утворенням потоку горючих газоподібних речовин, є одночасно і дифузійним.

Залежно від швидкості поширення полум'я горіння може відбуватися у формі дефлаграціонного горіння: вибух і детонація. При першому нормальній швидкості горіння, що представляє швидкість руху полум'я на границі між згорілою і незгорілою частинами суміші, змінюється від декількох сантиметрів до декількох метрів в секунду. Так, наприклад, швидкість горіння 10,5 % суміші метану з повітрям 37 см/с.

Повільне рівномірне поширення горіння стійко лише в тому випадку, якщо воно не супроводжується підвищенням тиску. Якщо воно відбувається в замкнутому просторі або коли вихід газу утруднений, продукти реакції не тільки нагрівають прилеглий до фронту полум'я шар, але і, розширюючись за

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

рахунок високої температури, призводять незгорілий газ в рух. Невпорядкований рух обсягів газу в палаючій суміші викликає значне збільшення поверхні фронту полум'я, що призводить до вибуху. Вибух – це швидке перетворення речовини, що супроводжується виділенням енергії і утворенням стислих газів, здатних зробити роботу. Швидкість поширення полум'я при вибуху досягає сотень метрів в секунду.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист
52

Список використаних джерел

1. Матеріал з Вікіпедії. Аміачна холодильна установка [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://ru.wikipedia.org>
2. Особливості застосування аміачних холодильних машин. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://holod-proekt.com/2014/07/application-features-of-ammonia-refrigerating-machines>
3. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: Р. О. Острога, М. С. Скиданенко, Я. Е. Михайловський, А. В. Іванія. – Суми : Сумський державний університет, 2019. – 32 с.
4. Идентификация предаварийных ситуаций на аммиачной холодильной установке на основе экспертной информации [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://www.dissercat.com/content/identifikatsiya-predavariynykh-situatsii-na-ammiachnoi-kholodilnoi-ustanovke-na-osnove-ekspe>
5. Бахмат Г. В. Аппараты воздушного охлаждения газа на компрессорных станциях / Г. В. Бахмат, Н. В. Еремин, О. А. Степанов. СПб. : Недра, 1994. – 512 с.
6. Сидягин А. А. Расчет и проектирование аппаратов воздушного охлаждения / А. А Сидягин, В. М. Косырев. – Н. Новгород : Наука, 2009 – 150 с.
7. Крюков Н. П. Аппараты воздушного охлаждения / Н. П. Крюков. М. : Химия, 1983. – 168 с.
8. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – М. : Химия, 1973. – 752 с.
9. Эмирджанов Р. Т. Основы технологических расчетов в нефтепереработке и нефтехимии / Р. Т. Эмирджанов, Р. А. Лемберанский . – М. : Химия, 1989. – 192 с.
- 10.Кузнецов А. А. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности / А. А. Кузнецов, С. М. Кагерманов, Е. Н. Судаков. – Л. : Химия, 1974 – 344 с.
- 11.Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : Учебное пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л. : Химия, 1987. – 576 с.

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист

53

- 12.Лащинский А. А. Конструирование сварных химических аппаратов : Справочник / А. А. Лащинский. – Л. : Машиностроение, 1981. – 382 с.
- 13.Марочник сталей и сплавов / Колосков М. М., Долбенко Е. Т., Каширский Ю. В. и др. Под общей ред. А. С. Зубченко. – М. : Машиностроение, 2001. – 672 с.
- 14.Врагов А. П. Матеріали до розрахунків процесів та обладнання хімічних і газонафтопереробних виробництв : Навчальний посібник / А. П. Врагов, Я. Е. Михайловський, С. І. Якушко. – За ред. А. П. Врагова. – Суми : Вид-во СумДУ, 2008. – 170 с.
- 15.Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения / А. Н. Бессонный, Г. А. Дрейцер, В. Б. Кунтыш и др.; Под общ. ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
- 16.Основные процессы и аппараты химической технологии : Пособие по проектированию / Под ред. Дытнерского Ю. И. – М. : Химия, 1983. – 272 с.
- 17.Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи : Учеб. пособие для студентов вузов / М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко, В.В. Зобнин; Под общ. ред. М. Ф. Михалева. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 301 с.
- 18.Гайдамак К. М. Монтаж оборудования предприятий химической и нефтехимической прошылленностей / К. М. Гайдамак, Б. А. Тыркин. – М. : Высшая школа, 1974. – 286 с.
- 19.Фарамазов С. А. Ремонт и монтаж оборудования химических и нефтеперерабатывающих заводов / С. А. Фарамазов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1980. – 312 с.
- 20.Параметры, определяющие пожарную опасность веществ [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://studfile.net/preview/3617529/page:4/>
- 21.Процессы горения и взрыва [Электронный ресурс]. – Режим доступа : http://ohrana-bgd.narod.ru/edaproiz_81.html

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

XI.T.00.00.00 ПЗ

Лист

54