

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
Кафедра "Процеси та обладнання хімічних  
і нафтопереробних виробництв"

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Зав. кафедри

\_\_\_\_\_ підпис, дата

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

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

Виконав:  
студент групи ХМдн – 54р

Перезва Валентин Валентинович

\_\_\_\_\_ підпис

Залікова книжка

№ \_\_\_\_\_

Кваліфікаційна робота бакалавра  
захищена на засіданні ЕК

з оцінкою \_\_\_\_\_

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

**Підпис голови**  
(заступника голови) комісії

Керівник:

канд. техн. наук, доцент

Яхненко Сергій Михайлович

\_\_\_\_\_ підпис, дата

**СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**  
**Кафедра процесів та обладнання хімічних і нафтопереробних виробництв**

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

Курс 3 Група ХМдн – 54р

**ЗАВДАННЯ**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА**

Студент Перезва Валентин Валентинович

1 Тема проекту: Холодильна установка. Розробити апарат повітряного охолодження для конденсації парів аміаку

2 Вихідні дані: Розробити апарат повітряного охолодження для конденсації парів аміаку в кількості 1080 кг/год. під абсолютним тиском 1,3 МПа. Температура атмосферного повітря становить 20°C.

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

1. Технологічна схема аміачної холодильної установки – 1,0 арк.
2. Складальний кресленик апарату повітряного охолодження – 1,0 арк.
3. Складальний кресленик секції теплообмінної – 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. 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.

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 2019 р.

Керівник

\_\_\_\_\_

підпис

доц. Яхненко С.М.

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 54 с., 4 рис., 2 табл., 1 додаток, 23 джерела.

Графічні матеріали: технологічна схема аміачної холодильної установки, складальний кресленик апарату повітряного охолодження, складальний кресленик теплообмінної секції – усього 3 аркуші графічної частини формату А1.

Тема кваліфікаційної роботи бакалавра: «Холодильна установка. Розробити апарат повітряного охолодження для конденсації парів аміаку».

У роботі представлено опис технологічної схеми аміачної циркулюючої холодильної установки з економайзером. Розглянуто теоретичні особливості процесу конденсації парогазових сумішей, вивчено конструкцію та принцип дії апарату повітряного охолодження типу АПГ, обґрунтовано вибір конструкційних матеріалів для виготовлення основних деталей та вузлів апарату, наведено їх фізико-механічні та технологічні властивості. Виконано технологічний і конструктивний розрахунки процесу і апарату, вибрано допоміжне обладнання. Проведеними перевірочними розрахунками на міцність та герметичність підтверджено механічну надійність проєктованого апарату. Окремим розділом представлена організація монтажних і ремонтних робіт. У розділі «Охорона праці» розглянуто питання «Фізичні та фізіологічні параметри шуму. Дія на організм людини. Нормування та методи захисту».

Ключові слова: ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА, АМІАЧНА УСТАНОВКА, ПОВІТРЯ, КОНДЕНСАЦІЯ, ОРЕБРЕННЯ, МОНТАЖ, РЕМОНТ, ШУМ.







# 1 Технологічна частина

## 1.1 Опис технологічної схеми аміачної холодильної установки

Оскільки аміак є сильнодіючою отруйною речовиною, вибухонебезпечною і пожежонебезпечною, а також володіє задушливою і нейротропною дією ділянка або майданчик зі встановленою аміачною холодильною установкою може бути хімічно небезпечним об'єктом. При цьому до складу установки входить обладнання, що працює під надлишковим тиском, яке також може призвести до необхідності отримання ліцензії відповідно до Положення про ліцензування експлуатації вибухопожежонебезпечних та хімічно небезпечних виробничих об'єктів I, II і III класів безпеки. Використання аміаку, як потенційно небезпечного газу, досить строго регламентується правилами безпеки аміачних холодильних установок (ПБ 09-595-03).

Холодильна машина – це пристрій, який служить для відведення теплоти від охолоджуваного тіла при температурі нижчій, ніж температура навколишнього середовища. Процеси, що відбуваються в холодильних машинах, є окремим випадком термодинамічних процесів, тобто таких, в яких відбувається послідовна зміна параметрів стану робочої речовини: температури, тиску, питомого об'єму, ентальпії. Холодильні машини працюють за принципом теплового насоса – віднімають теплоту від охолоджуваного тіла і з витратою енергії (механічної, теплової і т.д.) та передають її охолоджуваному середовищу (у нашому випадку – навколишньому повітрю), що має більш високу температуру, ніж охолоджуване тіло. Холодильні машини використовуються для отримання температур від 10°C до мінус 150°C. Діапазон нижчих температур відноситься до криогенної техніки [4].

Робота холодильної машини характеризується їх холодопродуктивністю. На рис. 1.1 зображено технологічну схему аміачної циркулюючої холодильної установки з економайзером.


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

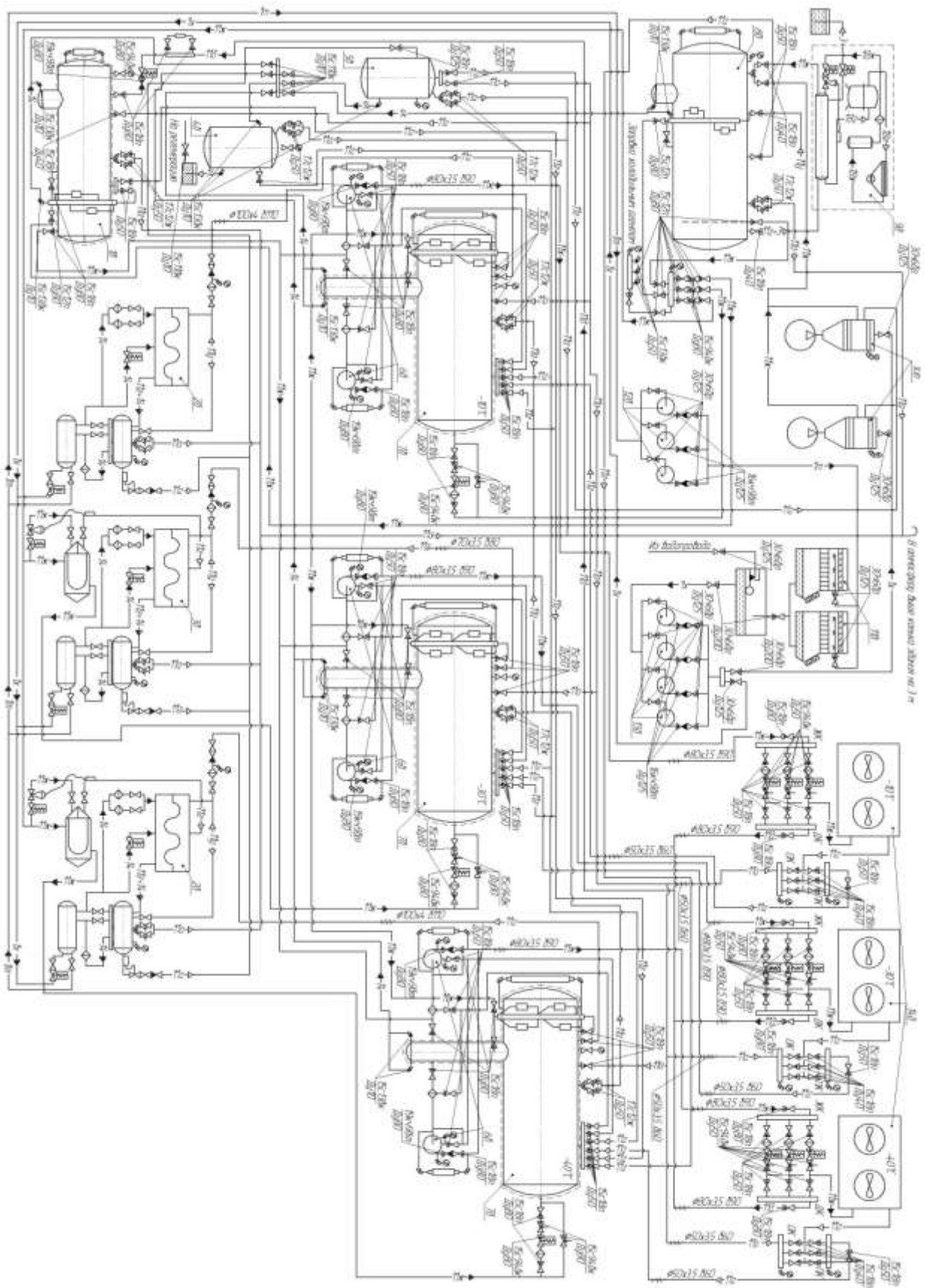


Рисунок 1.1 – Технологічна схема аміачної холодильної установки



Принцип роботи даної холодильної установки, як і будь-якої іншої, полягає у наступному. Пари аміаку із випарників відсмоктуються компресорними агрегатами. Після чого вони надходять у конденсатори повітряного охолодження (на схемі рис. 1.1 їх два), 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 масловіддільникові 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 процесу

У конденсаторах основним завданням процесу є конденсація пари (або окремих газів), при цьому відбувається процес фазового переходу гарячого теплоносія та одержання рідини за рахунок передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного та нагрівання останнього [5].

Залежно від розміщення теплообмінної поверхні (трубного пучка) розрізняють апарати повітряного охолодження:

- горизонтальні (АПГ);
- вертикальні (АПВ);
- зигзагоподібні (АПЗ);
- шатрові (АПШ).

Оребрені ззовні теплообмінні труби внутрішнім діаметром 21–22 мм і довжиною від 1,5 до 8 м розміщені в шаховому порядку та закріплені в трубних дошках розвальцьовуванням та (або) приваркою. Труби бувають монометалічними або біметалічними, при цьому внутрішні несучі труби виготовляють із ву-

глицевої, низьколегованої або легованої сталі, зовнішні труби виготовляють із алюмінієвого сплаву. У залежності від величини теплового навантаження виготовляють апарати з одним, двома або декількома вентиляторами (для малопотокових типу АВМ), що дозволяє відключати частину вентиляторів у випадку зниження температури повітря. Привід вентилятора працює від електродвигуна через редуктор або безпосередньо від тихохідного електродвигуна [6].

Конденсація пари є складним і багатостадійним процесом, який включає в себе наступні стадії:

- перенесення тепла (тепловіддачу) в межах кожного з теплоносіїв;
- перенесення тепла через кордон розділення фаз – поверхня теплопередачі (площа, через яку відбувається передача тепла від гарячого теплоносія).

Для усталеного процесу, коли температури в подібних точках теплоносіїв не змінюються у часі, тепловий потік знаходять за рівнянням [5, 6]:

$$Q = K \cdot \Delta t_{\text{СЕР}} \cdot F, \quad (1.1)$$

де  $K$  – загальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta t_{\text{СЕР}}$  – середня різниця температур між теплоносіями, °С;

$F$  – площа поверхні теплопередачі, м<sup>2</sup>.

Рівняння (1.1) є основним кінетичним рівнянням процесу теплопередачі.

Розрахунок та вибір стандартизованого АПО здійснюється за величиною площі поверхні теплопередачі.

Поверхня теплопередачі розраховується за формулою [7]:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{СЕР}}}. \quad (1.1)$$

Коефіцієнт теплопередачі для плоскої стінки або при великому радіусі її кривизни ( $d_B / d_H > 0,5$ ) складе:

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПОХНВ.Т.00.00.00 ПЗ	Лист
						10

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.2)$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – коефіцієнти тепловіддачі теплоносіїв, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta_{CT}$  – товщина стінки теплопередаючої поверхні, м;

$\lambda_{CT}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·К).

Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі та тепловіддачі наведені у таблицях [8].

Середня різниця температур теплоносіїв дорівнює [8]:

$$\Delta t_{CEP} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \quad (1.3)$$

де  $\Delta t_B$  і  $\Delta t_M$  – відповідно більша і менша різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника.

Середня температура теплоносія, за якою визначаються його теплофізичні властивості, знаходиться двома способами. Для теплоносіїв, температури яких змінюються від початкової  $t_1$  до кінцевої  $t_2$  і  $t_2/t_1 < 2$ , приймають середньоарифметичну температуру  $t_{CEP} = (t_1 + t_2) / 2$  [7].

Для теплоносія, у якого  $t_2/t_1 > 2$  середню температуру розраховують за формулою [8]:

$$t_{CEP} = \theta_{CEP} \pm \Delta t_{CEP}. \quad (1.4)$$

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

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_g}{d_{вн}} \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,4}, \quad (1.5)$$

де  $\lambda_g$  – теплопровідність етанолу, Вт/(м·К);

$d_{en}$  – 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]:

$$\alpha_2 = 0,223 \cdot k \cdot u^{0,33} \cdot h^{0,14} \cdot d_n^{-0,54} \cdot \left( \frac{W_{air} \cdot \rho_{air}}{\mu_{air}} \right)^{0,65}, \quad (1.5)$$

де  $k$  – поправка на оребрення;

$h$  – висота ребер труб, м;

$u$  – крок між ребрами, м;

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

$d_n$  – зовнішній діаметр трубок, м;

$\mu_{air}$  – динамічна в'язкість повітря, Па·с.

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

Критерій Нуссельта характеризує теплообмін між теплоносієм і стінкою:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (1.6)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$l$  – визначальний геометричний розмір, м;

$\lambda$  – теплопровідність теплоносія, Вт/(м·К).

Критерій Рейнольдса характеризує гідродинамічний режим руху теплоносія:


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

$$Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu}, \quad (1.7)$$

де  $w$  – швидкість теплоносія, м/с;

$\rho$  – густина теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – динамічна в'язкість теплоносія, Па·с.

Критерій Прандтля характеризує теплофізичні властивості теплоносія:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c}{\lambda}, \quad (1.8)$$

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

$$Nu = 0,74 \cdot (Re \cdot Pr)^{0,2} \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,1}, \quad (1.9)$$

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

– для перехідного режиму

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43}; \quad (1.10)$$

– для турбулентного режиму

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}. \quad (1.11)$$


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

### 1.3 Опис об'єкта розроблення та вибір основних конструкційних матеріалів

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

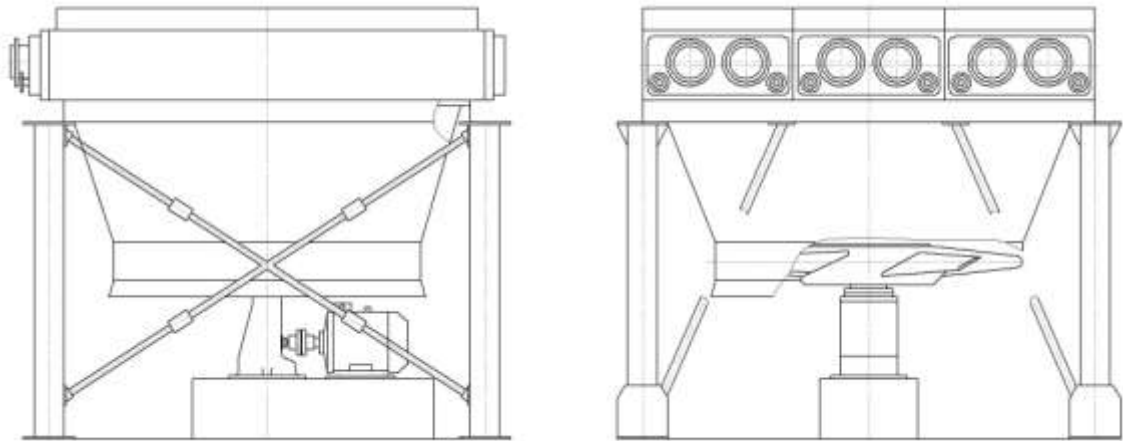


Рисунок 1.2 – Схема апарата повітряного охолодження типу АПО з горизонтальним розміщенням труб

Принцип роботи даного апарату полягає у наступному. Потік повітря, який нагнітається вентилятором і обдуває трубні секції (три секції), конденсуючи при цьому пари аміаку, який рухається усередині трубного пучка. Трубні секції АПО можуть бути розміщені горизонтально, вертикально чи під нахилом. У нашому випадку вони розташовані горизонтально. 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 скоротити 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 збільшення швидкості подачі повітря.

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	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.

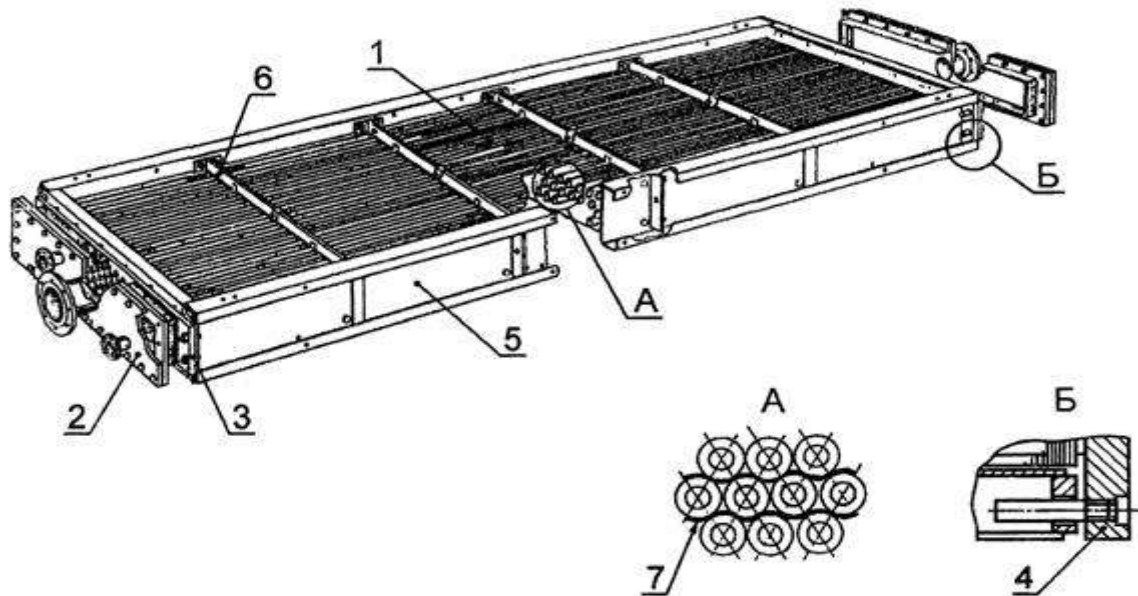


Рисунок 1.3 – Конструкція теплообмінної секції: 1 – трубний пучок; 2 – кришка камери; 3, 4 – нерухома і рухома трубні дошки; 5 – бокова стінка; 6 – балка; 7 – дистанційний елемент

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

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

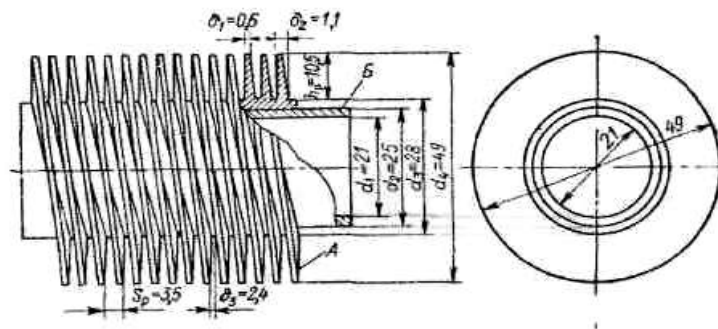


Рисунок 1.4 – Схема оребреної біметалевої труби

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





## 2 Технологічні розрахунки процесу і апарату

### 2.1 Технологічні розрахунки

У нашому випадку аміак надходить в апарат при температурі конденсації, яка при тиску 1,3 МПа становить 30°C [14]. Тому теплове навантаження випарника у нашому випадку буде дорівнювати:

$$Q = Q_{\text{конд}} = G_{\text{п}} \cdot r_x = \left( \frac{1080}{3600} \right) \cdot 1350 = 405 \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

де  $G_{\text{п}}$  – масова витрата гарячого теплоносія (аміак), кг/с;

$r_x$  – питома теплота конденсації аміаку при  $p_k = 1,3$  МПа, кДж/кг.

Орієнтовна поверхню теплообміну:

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

де  $q$  – теплонапряжність апарату, Вт/м<sup>2</sup>. За [15] при конденсації парогазової суміші при  $T = 30 - 20 = 10$  °С,  $q = 400 \div 580$  Вт/м<sup>2</sup>.

Приймаємо  $q = 490$  Вт/м<sup>2</sup>.

$$F_{\text{max}} = \frac{405 \cdot 10^3}{490} = 827 \text{ м}^2.$$

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

$$F_T = 875 \text{ м}^2 > 827 \text{ м}^2.$$

За [15] визначаємо основні параметри апарату:

- повна зовнішня обрєблена поверхня апарату $F_T$ , $m^2$	875
- довжина теплообмінних труб $l$ , м	4
- число секцій $n_c$	3
- число труб в секції $n$	94
- число труб в апараті $N$	282
- коефіцієнт обрєблення труб $\phi$	9
- число рядів труб в секції $n_p$	4
- число ходів по трубах $n_x$	4
- сумарна площа найбільш вузького міжтрубного перетину $S_y$ , $m^2$	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 проєктованого апарату вибираємо осьовий вентилятор ЦАГІ КК-2М з кутом установки лопатей  $17^\circ$ , частотою обертання колеса  $7,1 \text{ об/с}$  і пропелером діаметром  $2800 \text{ мм}$ .

Об'ємна витрата повітря, його щільність і тиск вентилятора при робочих умовах ( $T = T_{2H} = 293 \text{ К}$  і тиску атмосферного повітря  $P = P_0 = 101,3 \text{ кПа}$ ):

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

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

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

де  $\rho_0$  – щільність повітря при температурі  $T_0 = 273$  К, по [35]  $\rho_0 = 1,293$  кг/м<sup>3</sup>.

$$V'_B = 240000 \cdot \frac{293}{273} = 258 \cdot 10^3 \frac{\text{М}^3}{\text{ГОД}};$$

$$\rho_B = 1,293 \cdot \frac{273}{293} = 1,205 \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3};$$

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

Масова витрата повітря одним вентилятором:

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

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

З рівняння теплового балансу, кінцева температура повітря:

$$t_{2К} = t_{2Н} + \frac{Q}{c_B \cdot G_B}, \text{ } ^\circ\text{С} \quad (2.7)$$

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

$c_B$  – теплоємність повітря за робочих умов; за [14]  $c_B = 1,005$  кДж/(кг·К).

$$t_{2К} = 20 + \frac{405 \cdot 3600}{1,005 \cdot 311 \cdot 10^3} = 24,7 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Отримане значення кінцевої температури повітря має задовольняти умові  $t_{2К} < t_{1К}$ . Умова виконано:  $24,7 \text{ } ^\circ\text{С} < 30 \text{ } ^\circ\text{С}$ .

Коефіцієнт теплопередачі [6]:

$$K = \frac{1}{\psi \cdot \left( \frac{1}{\alpha_T} + r_1 \right) + \frac{1}{\alpha'_X} + r_2}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.8)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт збільшення поверхні,  $\psi = 12$ ;

$\alpha_T$  – коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\alpha'_X$  – приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, що враховує також термічний опір металу,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$r_1$  і  $r_2$  – термічні опори можливих забруднень відповідно з боку аміаку і повітря,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

За [6]:  $r_1 = 0,0006 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ ,  $r_2 = 0,0004 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку [15]:

$$\alpha_T = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{CP1}}}{d_1}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.9)$$

де  $\text{Nu}$  – критерій Нусельта;

$\lambda_{\text{CP1}}$  – коефіцієнт теплопровідності аміаку,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

$d_1$  – внутрішній діаметр труби,  $d_1 = 0,021 \text{ м}$ .

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

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

$$w_{\text{min}} = \frac{10^4 \cdot \nu_{\text{CP1}}}{d_1}, \quad \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (2.10)$$

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

Швидкість аміаку:

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

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

$V_1$  – об'ємна витрата аміаку, м<sup>3</sup>/ч;

$s_1$  – загальна площа внутрішнього трубного простору, м<sup>2</sup>;

$n_c$  – число секцій,  $n_c = 3$ .

Об'ємна витрата аміаку:

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

$$V_1 = \frac{1080}{595} = 1,82 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 5,04 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Загальна площа внутрішнього трубного простору:

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

де  $n$  – число труб в секції,  $n = 94$ .

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


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Знаходимо швидкість аміаку за формулою (2.11):

$$w_1 = \frac{4 \cdot 5,04 \cdot 10^{-4}}{0,136 \cdot 3} = 0,50 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Критеріальне рівняння тепловіддачі при турбулентному режимі:

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

де Re – критерій Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля.

$$\text{Re} = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_{\text{CP1}}}, \quad (2.15)$$

$$\text{Re} = \frac{0,50 \cdot 0,021}{0,15 \cdot 10^{-6}} = 70000.$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu_{\text{CP1}} \cdot c_{\text{CP1}} \cdot \rho_{\text{CP1}}}{\lambda_{\text{CP1}}}, \quad (2.16)$$

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

Значення критерію Нусельта визначаємо за формулою (2.14):

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

Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі з боку аміаку:


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{216 \cdot 0,24}{0,021} = 2469 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря [6]:

$$\alpha'_x = 61,6 \lg w - 0,035 \cdot t_{\text{CP2}} - 5,81, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (2.17)$$

де  $w$  – швидкість повітря в найвужчому перерізі міжтрубного простору, м/с;  
 $t_{\text{CP2}}$  – середня температура повітря в апараті, °С.

$$t_{\text{CP2}} = \frac{t_{2\text{H}} + t_{2\text{K}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.18)$$

$$t_{\text{CP2}} = \frac{20 + 24,7}{2} = 22,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Швидкість повітря в найвужчому перерізі міжтрубного простору:

$$w = \frac{V_{\text{B}}}{s_y}, \frac{\text{М}}{\text{с}} \quad (2.19)$$

де  $V_{\text{CP}}$  – середня об'ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;  
 $s_y$  – сумарна площа найбільш вузького міжтрубного перетину,  $s_y = 5,35 \text{ м}^2$ .

$$V_{\text{B}} = \frac{G_{\text{B}}}{\rho_{\text{B}}}, \frac{\text{М}^3}{\text{с}} \quad (2.20)$$

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


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата



$$V_B = \frac{311 \cdot 10^3}{1,25} = 248800 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 69,1 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

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

$$w = \frac{69,1}{5,35} = 12,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Знаходимо приведенний коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря:

$$\alpha'_x = 61,6 \cdot \lg 12,9 - 0,035 \cdot 22,4 - 5,81 = 62 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі за формулою (2.8):

$$K = \frac{1}{12 \cdot \left( \frac{1}{2469} + 0,0006 \right) + \frac{1}{62} + 0,0004} = 65 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Середня різниця температур при  $\frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}} = \frac{10}{5,3} = 1,87 < 2$ :

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

де  $\Delta t_{\text{г}}$  і  $\Delta t_{\text{м}}$  – більша та менша різниці температур між потоками на вході та на виході з апарата відповідно,  $^\circ\text{C}$ .

$$\Delta t_{\text{г}} = t_1 - t_{2\text{H}} = 30 - 20 = 10 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m = t_1 - t_{2K} = 30 - 24,7 = 5,3 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{10 + 5,3}{2} = 7,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

## 2.2 Конструктивні розрахунки

Поверхня теплообміну [6]:

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

$$F_p = \frac{405 \cdot 10^3}{65 \cdot 7,7} = 809 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт запасу теплообмінної поверхні апарату АПГ:

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

$$\beta = \frac{875 - 809}{809} \cdot 100 = 10,2 \text{ } \%$$

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

Визначаємо діаметри штуцерів для введення парів і виходу рідкого аміаку:

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

де  $V$  – об'ємна витрата продукту,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$w$  – швидкість руху продукту, м/с: для газоподібного аміаку  $w_{\text{п}} = 5 \div 15$  м/с [6], приймаємо  $w_{\text{п}} = 5$  м/с; для рідкого аміаку  $w_{\text{ж}} = 0,5 \div 2,5$  м/с [6], приймаємо  $w_{\text{п}} = 0,5$  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  $\rho_0$  – густина парів аміаку за н.у.;  $\rho_0 = 0,77$  кг/м<sup>3</sup> [14].

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

$$V_1 = \frac{1080}{3600 \cdot 0,69} = 0,435 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$d_A = \sqrt{\frac{0,435}{0,785 \cdot 5}} = 0,278 \text{ м.}$$

Приймаємо  $d_A = 0,3$  м = 300 мм.

**- діаметр штуцера для виходу рідкого аміаку**

$$V_2 = \frac{1080}{3600 \cdot 595} = 0,0005 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$d_B = \sqrt{\frac{0,0005}{0,785 \cdot 0,5}} = 0,061 \text{ м.}$$

Приймаємо  $d_B = 0,065$  м = 65 мм.


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

## 2.3 Аеродинамічний опір трубного пучка

Аеродинамічний опір пучка труб:

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

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  $d_3$ .

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

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

$$Re = \frac{12,9 \cdot 0,028}{15,761 \cdot 10^{-6}} = 22917.$$

Аеродинамічний опір пучка труб за формулою (2.26):

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{1,197}{9,81} \cdot 12,9^2 \cdot 4 \cdot \left( \frac{0,0035}{0,028} \right)^{-0,72} \cdot 70000^{-0,24} = 242 \text{ Па}.$$

Обраний вище вентилятор ЦАГІ КК-2М розвиває напір до 403 Па, а отже він із запасом забезпечить роботу даного апарату.

Витрата енергії для вентилятора:

						ПОХНВ.Т.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			28

$$N_{\text{э}} = 0,00981 \cdot \frac{V_{\text{в}} \cdot \Delta P}{g \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (2.28)$$

де  $V_{\text{в}}$  – сумарна об'ємна витрата повітря,  $V_{\text{в}} = 69,1 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  
 $\eta$  – ККД вентилятора,  $\eta = 0,68$ .

$$N_{\text{э}} = 0,00981 \cdot \frac{69,1 \cdot 242}{9,81 \cdot 0,68} = 25 \text{ кВт}.$$

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

Дійсна потужність двигуна:

$$N_{\text{э.д}} = 1,1 \cdot N_{\text{э}}, \text{ кВт} \quad (2.29)$$

$$N_{\text{э.д}} = 1,1 \cdot 25 = 27 \text{ кВт}.$$

Установча потужність електродвигуна становить 55 кВт.

Коефіцієнт використання установчої потужності:

$$\varphi = \frac{N_{\text{э.д}}}{N_{\text{уст}}}, \quad (2.30)$$

$$\varphi = \frac{27}{55} = 0,5.$$

Вибираємо тип електродвигуна 4А250М6У3 з потужністю 55 кВт, синхронною частотою обертання 1000 об/хв [38], де: 4 – порядковий номер серії; А – рід двигуна асинхронний; 250 мм – висота осі обертання; М – позначення, яке відноситься до установчого розміру по довжині станини; 6 – число полюсів; У3 – двигун призначений для експлуатації в зоні помірного клімату.

					ПОХНВ.Т.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		29

## 2.4 Вибір допоміжного обладнання

Згідно технологічної схеми (рис. 1.1) використовуються 2 випарника і 4 компресорних агрегати. Тобто, для розрахунку компресора необхідно підсумувати кількість парів аміаку, одержуваних у випарниках, що дасть нам величину об'єму  $Q$  (л/хв.):

$$Q = 2 \cdot \frac{G_x}{\rho_x}, \quad (2.31)$$

де  $\rho_x = 9,8 \text{ кг/м}^3$  – густина парів аміаку при робочому тиску.

$$Q = 2 \cdot \frac{1080}{9,8} = 220 \text{ м}^3/\text{год} = 3667 \text{ л/хв.}$$

Широко поширеною помилкою на практиці є неправильне розуміння величини продуктивності компресора. У каталогах будь-яких фірм-виробників компресорів під цією величиною розуміється максимальне споживання повітря на вході компресора, тобто, цю величину можна застосовувати як продуктивність компресора на виході, оскільки вона не враховує його ККД і конструктивні особливості.

Продуктивність компресора  $A$  (л/хв) визначаємо за рівнянням [15]:

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

де  $\beta$  – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості і надійність різних груп компресорів;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії (ККД) компресора.


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Довідкові значення  $\beta$  і  $\eta$  для роботи в діапазоні заданого робочого тиску в пневмосистемі наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Значення  $\beta$  і  $\eta$  в залежності від конструкції компресора

Конструкція компресора	$\beta$	$\eta$
Напівпрофесійні	1,7	0,55
Професійні	1,5	0,65
ВК і HEAVY DUTY (особливо навантажені)	1,3	0,75
Роторні	1	1

За табл. 2.1 приймаємо професійний компресор, для якого продуктивність складе:

$$A = \frac{3667}{4} \cdot \frac{1,5}{0,65} = 2115 \text{ л/хв.}$$

На даний час на холодильних установках знаходять застосування компресори поршневі (прямоточні і непрямоточні), 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.

Маючи розрахункову величину продуктивності, за [15] вибираємо поршковий 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 м<sup>3</sup>/с); холодопродуктивність 108 кВт; споживана потужність 24,5 кВт.

### 3 Розрахунки апарату на міцність та герметичність

#### Розрахунок плоскої кришки.

Вихідні дані для розрахунку: розрахунковий внутрішній тиск  $p = 1,3$  МПа; розрахункова температура стінки  $t = 30$  °С; 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;

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

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

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

де  $\sigma^*$  – нормативна допустима напруга при розрахунковій температурі;

$\sigma^* = 131$  МПа по табл. 1.2 [34] – для сталі ВСт3пс при температурі 30°С;

$\eta$  – поправочний коефіцієнт, що враховує вид заготовки,  $\eta = 1,0$  [17].

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


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	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 гідравлічному випробуванні

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

де  $p_{и}$  – пробний тиск при гідравлічному випробуванні, МПа;

$[\sigma]_{и}$  – допустиме напруження при гідравлічному випробуванні, МПа.

Пробний тиск при гідравлічному випробуванні [17]:

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

де  $[\sigma]_{20}$  – допустиме напруження для ВСт3пс при температурі +20°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):

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

Допустиме напруження при гідравлічному випробуванні:

$$[\sigma]_{и} = \frac{\sigma_{Т 20}}{1,1}, \text{ МПа} \quad (3.6)$$

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

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

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


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

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

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 ерозії:

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

де  $\Pi$  – проникність матеріалу,  $\Pi = 0,1$  мм/рік;

$\tau$  – термін служби апарату,  $\tau = 15$  років;

$c_э$  – прибавка для компенсації ерозії,  $c_э = 0$ .

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

Виконавча товщина плоскої кришки, що працює під внутрішнім тиском:

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

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

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

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.


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

## 4 Монтаж та ремонт апарату

### 4.1 Монтаж апарату [18, 19]

Монтаж апаратів повітряного охолодження проводиться у максимально зібраному вигляді – уже зі встановленими вузлами трубопроводів та металоконструкціями каркасів. Установці апарату в проектне положення передують його гідравлічне 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 штирі 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 слабину.


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

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 перекоосу і паралельного зміщення осей не перевищують 0,06 мм (при діаметрі муфти 250 мм).

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ПОХНВ.Т.00.00.00 ПЗ

Лист

38

## 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. Виривання трубок із трубних решіток. Дана 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-


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

2. Наскрізна корозія трубок. Дана проблема виникає або через тривалість використання теплообмінника і безпосередній корозії, або при неправильно підбраному 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 корпусу чи камери. Дана проблема, так само як і наскрізна корозія трубок, зазвичай виникає або через тривалість використання теплообмінника і безпосередній корозії, або при неправильно підбраному 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.


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата





## 5 Охорона праці

### Фізичні та фізіологічні параметри шуму. Дія на організм людини. Нормування та методи захисту.

Шум як гігієнічний чинник – це сукупність звуків, що несприятливо впливають на організм людини, заважаючи як роботі, так і відпочинку.

За фізичною сутністю звук являє собою хвилеподібне розповсюдження механічних коливальних рухів частинок пружного середовища. Джерелом шуму може бути будь-яке тіло, виведене із стану спокою зовнішньою силою. У зв'язку з технічним прогресом відбувається різке посилення акустичного фону в будь-якій сфері існування людини, тому боротьба із шумом має соціальне значення.

Як для будь-якого хвилеподібного коливального руху, основними параметрами, що характеризують звук, є амплітуда коливання, швидкість розповсюдження й довжина хвилі. Звукові коливання в будь-якому середовищі виникають тоді, коли під впливом збуджувальної сили порушується його стаціонарний стан. Частинки середовища починають коливатися відносно положення рівноваги, створюючи хвилі звукових пружних деформацій внаслідок ритмічного стиснення і розрідження частин звукового поля. Цей процес стиснення і розрідження частин звукового поля розповсюджується послідовно. Кожна точка звукового поля характеризується звуковим тиском ( $P$ , Па). У фазі стиснення звуковий тиск позитивний, у фазі розрідження – негативний. Звуковий тиск являє собою змінний тиск, що виникає додатково до атмосферного в тому середовищі, де з'являється звукове поле.

Звуковий тиск - це різниця між миттєвим значенням повного тиску й середнім значенням тиску, що спостерігається в середовищі, за відсутності звукового поля. Від величини звукового тиску залежить сила звуку. При розпо-


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата



$$\lambda = \frac{V}{f}. \quad (5.1)$$

Частотний склад шуму характеризує його спектр, тобто це сукупність частот, що його утворюють. За спектром встановлюється ступінь розповсюдження звукової енергії шуму.

За шириною спектра шуми поділяються на вузькосмугові, що мають обмежену кількість суміжних частот (наприклад, тональний шум: уся енергія його зосереджена в одній частоті) і широкосмугові, що включають майже всі частоти звукового діапазону.

Залежно від того, на яку частоту припадає максимум звукового тиску, характер спектра може бути низькочастотним (не більше 400 Гц), середньочастотним (від 400 до 1000 Гц), високочастотним (понад 1000 Гц).

За величиною інтервалів між звуками, з яких складається шум, розрізняють дискретний і суцільний шуми. У дискретних шумах складові звуку розділені значними інтервалами, а в суцільному – звуки йдуть один за одним з дуже малими інтервалами. Такий шум називається «білим». Бувають змішані шуми, які характеризуються окремими піковими дискретними складовими на фоні суцільного спектра.

За характером змін, що відбуваються в часі, шуми бувають стабільними й перервними. Стабільний звук у часі змінюється несуттєво, а перервний має періодично швидке зростання енергії та її спад через певні паузи. Стабільним вважають такий шум, рівень звуку якого за 8-годинний робочий день змінюється в часі до 5 дБ, а перервний – більш як на 5 дБ.

Якщо тривалість звучання шуму знаходиться в межах 1 с, його називають імпульсивний (ударний шум).

Для характеристики шумового чинника та його гігієнічної оцінки неабияке значення має ряд акустичних феноменів, зокрема інтерференція, реверберація, резонанс, дифракція.

Якщо у звуковому середовищі одночасно розповсюджуються декілька звукових хвиль однакової частоти, тоді вони збільшують гучність звуку, проходячи у відповідну точку простору одночасно в одній фазі. Якщо протилежні фази звукових хвиль збігаються, гучність звуку зменшується.

Явище накладання хвиль називається інтерференцією.

У замкнутих приміщеннях звукові хвилі від джерела шуму багаторазово відбиваються від перешкод і створюють умови для появи луни в приміщенні. Цей процес називається реверберацією.

Якщо зовнішні сили, що призвели до коливання системи, припиняють діяти на неї, то система починає коливатися з певною власною частотою коливань, що залежать від пружних і інерційних сил тощо. У тому випадку, коли частота коливань зовнішнього середовища збігається з власними коливаннями системи, амплітуда різко зростає. Це явище називається резонансом.

Якщо на шляху розповсюдження звуку трапляється перешкода, розміри якої менші за довжину хвилі, то вона огинає її, а при наявності щілин проникає через них. Процес огинання (обтікання) звуковою хвилею кінцевої перешкоди називається дифракцією.

Звук за своєю природою є коливальним рухом, Однак не кожен звук людина сприймає як звуковий подразник, слуховий аналізатор людини реагує тільки на ті коливальні рухи, які відбуваються з певною частотою.

Людина найкраще чує звуки в діапазоні від 800 до 4000 Гц. Мінімальна величина звукової енергії, що сприймається вухом як звук, називається слуховим порогом (порогом чутливості) і становить  $10^{-12}$  Вт/м<sup>2</sup> ( $I_0$ ). Вважають, що мінімальний тиск, який людина сприймає як звук, на частоті 1000 Гц становить  $2 \cdot 10^{-5}$  Па ( $P_0$ ). Верхня межа, за якою звук викликає вже больові відчуття, відповідає силі звуку  $10^2$  Вт/м<sup>2</sup>, а за звуковим тиском –  $2 \cdot 10^2$  Па.

Властивість слухового аналізатора реєструвати величезні діапазони величин звукових тисків пояснюється тим, що розпізнається не різниця, а кратність зміни абсолютних величин (ступеневість сприйняття), тому відомий


учений О.Г. Белл (1847 – 1922 рр.) для характеристики акустичного феномену ввів спеціальну шкалу логарифмічних одиниць, як найбільш об'єктивну і таку, що відповідала фізіологічній сутності сприйняття.

За цією шкалою кожний наступний рівень звукової енергії перевищує попередній у 10 разів. Наприклад, якщо інтенсивність одного звука більша за інтенсивність іншого в 10, у 100, у 1000 разів, то за логарифмічною шкалою вона відповідає збільшенню на 1, 2, 3 одиниці ( $\lg 10 = 1$ ,  $\lg 100 = 2$  і т. ін.). Логарифмічна одиниця, що відображає десятикратне збільшення інтенсивності звука порівняно з іншим, в акустиці називається белом. Логарифмічні одиниці дають змогу оцінювати інтенсивність звуку не абсолютною величиною звукового тиску, а її рівнем ( $L$ ), тобто відношенням фактично створеного тиску до тиску, який взято за одиницю порівняння  $P_0$ .

Вуху людини здатне сприймати зміну сили звуку в 10 разів меншу, тому в практиці використовують одиницю в 10 разів меншу, яку називають децибел (дБ). Отже бел або децибел – це умовні одиниці які показують, наскільки даний звук ( $I$ ) у логарифмічному масштабі перевищує умовний поріг чутливості ( $I_0$ ).

Величини, що вимірюються таким чином, називаються рівнями ( $L_I$ ) інтенсивності шуму, або рівнями звукового тиску ( $L_p$ ) [20]:

$$L_I = \lg (I / I_0) , \text{ Б} \quad (5.2)$$

Для больового порогу відчуття на частоті 1000 Гц ця відносна величина буде мати значення:

$$L_I = \lg (I / I_0) = \lg 10^2 / 10^{-12} = \lg 10^{14} , \text{ Б} \quad (5.3)$$

Рівень інтенсивності звуку  $L$  в дБ дорівнює:

$$L_I = 10 \lg (I / I_0) , \quad (5.4)$$


						Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПОХНВ.Т.00.00.00 ПЗ	46

а рівень звукового тиску  $L_p$  в дБ:

$$L_p = 10 \lg (P / P_0)^2 = 20 \lg (P / P_0). \quad (5.5)$$

Рівень інтенсивності звуку  $L$ , та рівень звукового тиску  $L_p$  належать до фізіологічних характеристик шуму. Рівнями інтенсивності звуку зазвичай оперують при виконанні акустичних розрахунків, а рівнями звукового тиску – при вимірюванні шуму, оцінці його дії на людину, оскільки орган слуху чутливий не до інтенсивності звуку, а до звукового тиску. У табл. 5.1 наведені рівні інтенсивності звуку для деяких джерел шуму [22].

Таблиця 5.1 – Рівні інтенсивності звуку для деяких джерел шуму

Джерело шуму	L, дБ
Шум зимового лісу в тиху погоду	2–4
Шепіт на відстані 1 м	40
Розмова середньої гучності на відстані 1 м	60
Робота металорізального верстата (робоче місце біля верстата)	80–100
Робота пневмокомпресора, штампувального преса на відстані 1 м	120
Шум реактивного двигуна літака на відстані 2–3 м	120–140

Шкідливий та небезпечний вплив шуму на організм людини встановлено тепер з повною достовірністю. Ступінь такого впливу, переважно, залежить від рівня та характеру шуму, форми та тривалості впливу, а також індивідуальних особливостей людини. Численні дослідження підтвердили той факт, що шум належить до загальнофізіологічних подразників, які за певних обставин можуть впливати на більшість органів та систем організму людини.

Так, за даними медиків дія шуму може спричинити нервові, серцево-судинні захворювання, виразкову хворобу, порушення обмінних процесів та функціонування органів слуху тощо.

Із загальної кількості захворювань, що перераховані вище, останнім часом значно зросла частка тих, які спричинені саме шумовим впливом. У зв'язку з цим слід звернути увагу на той факт, що протягом багатовікової еволюції людина так і не набула здатності адаптуватись до дії шуму, як і не було створено природного захисту для високочутливого та досконалого органу слуху людини від дії інтенсивного шуму.

Медики відзначають особливо несприятливу дію навіть незначних за рівнем шумів у години відпочинку і, передовсім, сну, коли найбільш повно повинні відновлюватись сили людини.

Найбільш повно вивчено вплив шуму на слуховий апарат людини. У працівників «шумних» професій може виникнути професійне захворювання - туговухість, основним симптомом якого є поступова втрата слуху, перш за все, в ділянці високих частот, з наступним поширенням на більш низькі частоти.

Крім безпосереднього впливу на орган слуху, шум впливає на різні відділи головного мозку, змінюючи при цьому нормальні процеси вищої нервової діяльності. Цей так званий неспецифічний вплив шуму може виникнути навіть раніше, ніж зміни в самому органі слуху. Характерними є скарги на підвищену втомлюваність, загальну слабкість, роздратованість, апатію, послаблення пам'яті, погану розумову діяльність і т. ін.

Наближено дію шуму різних рівнів можна схарактеризувати наступним чином. Шум до 50 дБА зазвичай не чинить шкідливого впливу на людину в процесі її трудової діяльності. Шум у 50-60 дБА може мати психологічний вплив, що виявляється у погіршенні розумової діяльності, послабленні уваги, швидкості реакції, утрудненні роботи з масивами інформації тощо. При рівні шуму 65-90 дБА можливий його фізіологічний вплив: пульс пришвидшується,


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

ПОХНВ.Т.00.00.00 ПЗ



тиск крові зростає, судини звужуються, що погіршує постачання органів кров'ю. Дія шуму з рівнем 90 дБА і вище може призвести до функціональних порушень в органах та системах організму людини: знижується слухова чутливість, погіршується діяльність шлунку та кишківника, з'являється відчуття нудоти, головний біль, шум у вухах. При рівні шуму 120 дБА та вище здійснюється механічний вплив на орган слуху, що виявляється у порушенні зв'язків між окремими ділянками внутрішнього вуха; можливий навіть розрив барабанної перетинки. Такі високі рівні шуму впливають не лише на органи слуху, а й на весь організм. Звукові хвилі, проникаючи крізь шкіру, спричинюють механічні коливання тканин організму, внаслідок чого відбувається руйнування нервових клітин, розриви дрібних судин тощо.

Отже, шкідливі та небезпечні наслідки дії шуму виявляються тим більше, чим вищий рівень сили звуку та триваліша його дія [23].

Норми шуму на робочих місцях регламентуються ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку» (із введенням в дію цих санітарних правил втратили чинність «СН №3223–85. Санитарные нормы допустимых уровней шума на рабочих местах»). Нормування шуму враховує характер роботи та умови технологічного процесу.

Параметрами постійного шуму на робочих місцях, що нормуються, є рівні звукових тисків в октавних смугах з середньгеометричними частотами 31,5; 63; 125; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 Гц в децибелах, які визначаються за формулою:

$$L = 20 \lg P / P_0, \quad (5.6)$$

де  $P$  – середньоквадратичне значення звукового тиску у кожній октавній смузі, Па;

$P_0$  – вихідне значення звукового тиску у повітрі, що дорівнює  $2 \cdot 10^{-5}$  Па.


Для орієнтовної гігієнічної оцінки параметрів постійного широкосмужного шуму на робочих місцях, що нормуються, дозволяється за характеристику постійного шуму приймати рівень звуку в дБА, вимірний за шкалою "А" часової характеристики "повільно" шумоміра та визначений за формулою:

$$L_A = 20 \lg (P_A / P_0), \quad (5.7)$$

де  $P_A$  – ефективне значення звукового тиску з урахуванням корекції "А" шумоміра, Па;

$P_0$  – порогове значення звукового тиску, Па.

Корегування полягає у введенні поправок до рівнів звукового тиску в залежності від частоти. Коригований рівень звукового тиску дорівнює:

$$L_A = L - \Delta L_A, \quad (5.8)$$

де  $L$  – значення загального рівня шуму;

$\Delta L_A$  – корекція, дБ.

За наявності двох різних джерел шуму  $L_1 > L_2$  середній рівень шуму  $L_{сер}$ , дБА та середні октавні рівні звукового тиску  $L_{сер}$ , дБ визначають за формулою:

$$L_S = L_1 + \Delta L, \quad (5.9)$$

де  $\Delta L$  – добавка, визначається із таблиці в залежності від різниці  $L_1 - L_2$ .

Якщо кількість джерел  $n > 2$ , то необхідно послідовно додавати рівні, починаючи із максимального.

Додавання рівнів за таблицею проводять у такому порядку:

- 1) обчислюють різницю рівнів, що додаються;
- 2) визначають додаток до більш високого рівня відповідно до таблиці;

3) додають додаток до більш високого рівня;

4) аналогічні дії проводять з одержаною сумою та третім рівнем і т. д.

Від одержаної суми «n» віднімають  $10 \lg n$ , одержуючи середній рівень.

Якщо різниця між найбільшим та найменшим виміряними рівнями не перевищує 5 дБ, то середнє значення  $L_{Acep}$ , і  $L_{cep}$ , дорівнює середньому арифметичному значенню всіх вимірянних рівнів.

Середній рівень звукового тиску від декількох джерел шуму можна також визначити за формулою:

$$L_{cep} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1 \times L_i} \quad (5.10)$$

де  $L_i$  – октавний рівень звукового тиску розглядуваного джерела, дБ ;

$i$  – номер джерела;

$n$  – загальна кількість джерел в приміщенні.

У разі  $n$  однакових джерел шуму формула має вигляд:

$$L_{cep} = L_i + 10 \cdot \lg n, \quad (5.11)$$

де  $L_i$  – октавний рівень звукового тиску одного джерела;

$n$  – кількість джерел.

Середній рівень шуму визначається рівнем шуму максимально шумного джерела. Тому видаляти необхідно найбільш шумне джерело; за великої кількості однакових джерел усунення одного – двох не дає ефекту.

Параметром непостійного шуму (що коливається в часі та переривається) на робочих місцях, який нормується, є інтегральний рівень – еквівалентний (за енергією) та максимальний рівень шуму у дБА.


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

## Література

1. Вікіпедія. Аміак [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Аміак>
2. Аммиачные холодильные машины: использование теплообменного оборудования [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://holod.ru.com/about/publikaczii/ammiachnyie-xolodilnyie-mashinyi-ispolzovanie-terploobmennogo-oborudovaniya.html>
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. Вікіпедія. Холодильна машина [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://uk.wikipedia.org/wiki/Холодильна\\_машина](https://uk.wikipedia.org/wiki/Холодильна_машина)
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.



22. Безпека праці та промислова санітарія : курс охорони праці для студентів інженерно-економічного напрямку підготовки / К. Н. Ткачук, О. Л. Гуменюк, Т. П. Бивойно [та ін.]; за ред. К.Н. Ткачука і О.Л. Гуменюк – Чернігів : ЧДТУ, 2010. – 368 с.

23. Шум, ультразвук та інфразвук [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.ztec.com.ua/ztec/e-lib/Охорона%20праці/Тема%2011%20Шум%20ультразвук%20інфразвук.pdf>


Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата