

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський державний університет харчування та торгівлі

Д. П. Семенюк, О. В. Петренко

**ТЕХНОЛОГІЧНЕ ХОЛОДИЛЬНЕ  
ОБЛАДНАННЯ. РОЗРАХУНКИ**

Навчальний посібник

Харків  
ХДУХТ  
2017

УДК 621.565.92 (076.1)

ББК 31.392я 73

С 30

Рецензенти:

д-р техн. наук, проф. Е. В. Білецький,

д-р техн. наук, проф. М. І. Погожих

Рекомендовано до видання вченою радою Харківського державного університету харчування та торгівлі, протокол № 16 від 03.07.2017 р.

**Семенюк Д. П.**

С 30 Технологічне холодильне обладнання. Розрахунки [Електронний ресурс] : навч. посібник / Д. П. Семенюк, О. В. Петренко. – Електрон. дані. – Х. : ХДУХТ, 2017. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM); 12 см. – Назва з тит. екрана.

У навчальному посібнику значно розширено коло питань, що розглядаються дисципліною «Технологічне холодильне обладнання» під час підготовки бакалаврів за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування». Матеріали посібника можуть бути використані для виконання курсових і дипломних проектів. Також посібник буде корисним студентам інших спеціальностей і всім бажаючим, кому знадобиться інформація про алгоритми розрахунків технологічного холодильного обладнання.

УДК 621.565.92 (076.1)

ББК 31.392я 73

© Семенюк Д. П., Петренко О. В., 2017

© Харківський державний університет харчування та торгівлі, 2017

## ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	5
РОЗДІЛ 1. СИСТЕМА РОЗПОДІЛУ ПОВІТРЯ ПРИМІЩЕНЬ, ЩО ОХОЛОДЖУЮТЬСЯ.....	6
1.1. Загальні відомості.....	6
1.2. Теоретична частина.....	6
1.2.1. Основи розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями вільних струменів.....	6
1.2.2. Основи розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями стиснених струменів.....	11
1.3. Розрахункова частина.....	14
1.3.1. Вивчення основ розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями вільних струменів.....	14
1.3.2. Вивчення основ розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями стиснених струменів.....	22
РОЗДІЛ 2. ХОЛОДИЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ.....	30
2.1. Загальні відомості.....	30
2.2. Теоретична частина.....	31
2.3. Розрахункова частина.....	34
2.3.1. Вивчення методів розрахунку обладнання для охолодження плодів і овочів.....	34
РОЗДІЛ 3. ХОЛОДИЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ КОНТАКТНОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ.....	43
3.1. Загальні відомості.....	43
3.2. Теоретична частина.....	44
3.2.1. Основи розрахунку конвеєрних повітряних морозильних апаратів.....	46
3.3. Розрахункова частина.....	58
3.3.1. Вивчення методів розрахунку повітряних морозильних апаратів.....	58

РОЗДІЛ 4. ХОЛОДИЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БЕЗКОНТАКТНОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ.....	85
4.1. Загальні відомості.....	85
4.2. Теоретична частина.....	85
4.2.1. Основи розрахунку плиткових морозильних апаратів.....	86
4.2.2. Основи розрахунку горизонтально- плиткового апарата.....	102
4.3. Розрахункова частина.....	109
4.3.1. Вивчення методів розрахунку апаратів безконтактного заморожування продуктів....	109
РОЗДІЛ 5. ХОЛОДИЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ КАМЕР ЗБЕРІГАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ.....	133
5.1. Загальні відомості.....	133
5.2. Теоретична частина.....	133
5.2.1. Основи розрахунку обладнання для охолодження повітря камери зберігання з оребреними батареями.....	140
5.2.2. Основи розрахунку обладнання для охолодження повітря камер зберігання з підвісними повітроохолоджувачами (ПО)....	145
5.3. Розрахункова частина.....	150
5.3.1. Вивчення методів розрахунку обладнання камер зберігання.....	150
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	166
ДОДАТОК А. Таблиці з довідковими даними.....	167

## ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник із курсу «Технологічне холодильне обладнання. Розрахунки» призначено для студентів усіх форм навчання спеціальності «Енергетичне машинобудування» освітнього ступеня бакалавр для поглиблення знань із будови, принципу дії, раціональних режимів роботи, основ розрахунку й практичного застосування холодильного технологічного обладнання, яке служить для холодильної обробки м'яса та м'ясопродуктів, риби, молока, плодів і овочів, кулінарних виробів і готових страв, дрібноштучних неупакованих і упакованих харчових продуктів.

У ході проведення розрахунків студенти набувають навичок раціонального вибору холодильного обладнання для досягнення різноманітних технологічних цілей на підприємствах харчової промисловості та харчування; розрахунку систем повітря розподілу приміщень, що охолоджуються, а також розрахунку обладнання холодильної обробки харчових продуктів, зокрема морозильних апаратів різних типів. Ці знання та навички є необхідними для майбутньої практичної діяльності інженерів у галузі холодильної індустрії.

Передумовою успішного виконання завдань під час проведення робіт є попереднє набуття студентами теоретичних знань із дисципліни й систематична самостійна робота студентів поза розкладом навчальних занять.

Навички, отримані студентами під час проведення практичних занять, і математична обробка їх результатів будуть корисними студентам під час вивчення інших дисциплін, виконанні курсових і випускних робіт, дипломних проектів, а також у їх подальшій інженерній діяльності.

Автори висловлюють подяку рецензентам: першому заступнику директора Харківського торговельно-економічного інституту Київського національного торговельно-економічного університету, доктору технічних наук, професору Е.В. Білецькому, завідувачу кафедри фізико-математичних і загальноінженерних дисциплін Харківського державного університету харчування та торгівлі, доктору технічних наук, професору М.І. Погожих – за зауваження та пропозиції, надані під час рецензування посібника.

## РОЗДІЛ 1

### СИСТЕМА РОЗПОДІЛУ ПОВІТРЯ ПРИМІЩЕНЬ, ЩО ОХОЛОДЖУЮТЬСЯ

**Мета:** вивчення основ розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями вільних струменів.

#### 1.1. Загальні відомості

Для організації руху повітря в приміщеннях які охолоджуються, їх оснащують спеціальним устаткуванням чи пристроями, що представляють собою систему розподілу повітря.

У холодильних камерах застосовують тунельну систему розподілу повітря; удавану стелю; систему повітряного душування; повітроводи з подовжніми чи поперечними (радіальними) соплами; двоканальну, одноканальну і безканальну системи.

Параметри повітряних струменів, які формуються системами розподілу повітря, залежать від їхнього виду (вільні і стиснені струмені).

При виконанні практичної роботи необхідно вивчити наступні питання:

- поняття вільного і стиснутого повітряного струменя;
- системи розподілу повітря, що формують вільні і стиснені струмені;
- параметри повітря, що рухається за закономірностями вільних і стиснених струменів;
- схеми розвитку вільного і стисненого струменя.

#### 1.2. Теоретична частина

*1.2.1. Основи розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями вільних струменів.*

Вільним повітряним струменем називають струмінь, що впливає з отвору в безмежний простір, заповнений нерухомим повітрям з тими ж фізичними параметрами, що і повітря струменя.

У вільному струмені розрізняють початкову та основну ділянки. На початковій ділянці  $S_0$  швидкість руху повітря по осі струменя залишається незмінною і рівною початковій швидкості  $w_0$ . Область струменя з постійною швидкістю називають її ядром (заштрихований конус). Починаючи від вершини цього конуса, йде основна ділянка, що

характеризується швидкостями, що зменшуються по мірі віддалення струменя від осі. Схема вільного струменя і характер зміни швидкості їх у перетині наведено на рис. 1.1.

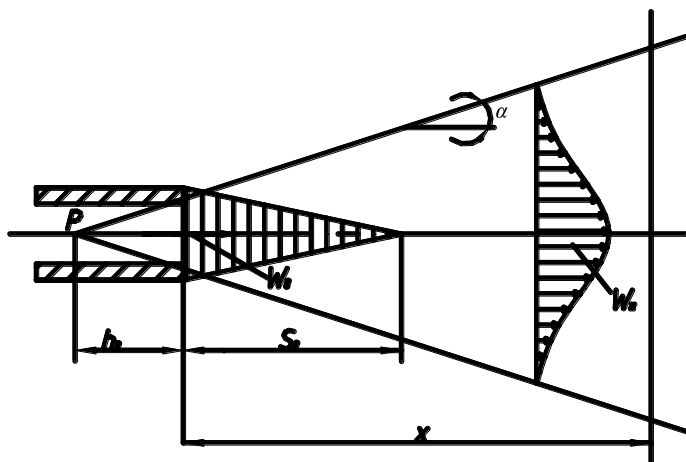


Рисунок 1.1 – Схема вільного струменя

У соплі, з якого витікає струмінь, розташований її полюс  $P$  на відстані  $h_0$  від його початкового (вихідного) перетину  $O$ . Промені, проведені з полюса через краї вихідного отвору, є зовнішніми границями струменя. За межами цих променів осьова швидкість струменя дорівнює нулю. Кут між променями дорівнює  $2\alpha$ .

За закономірностями вільних струменів розраховуються наступні параметри повітря, що рухається:

- кількість повітря, що рухається  $\left(\frac{V_x}{V_0}\right)$ ;
- середня швидкість повітря, що рухається  $\left(\frac{\omega_{xt}}{\omega_0}\right)$ ;
- осьова швидкість повітря, що рухається  $\left(\frac{\omega_x}{\omega_0}\right)$ .

Ці параметри визначають на невеликих відстанях від вихідного отвору від сопла (до 20–30 діаметрів сопла).

Сопла можуть бути циліндричні, конічні, а також плоскі з прямокутним перетином. Різні види сопел представлено на рис. 1.2.

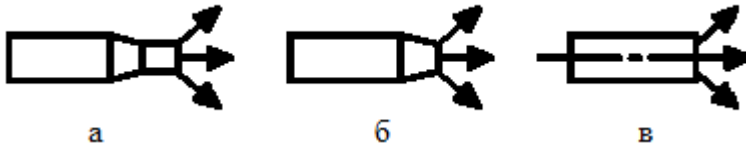


Рисунок 1.2 – Різні види сопел: а – циліндричне; б – конічне; в – плоске

Для сопел однакової форми струмені, що витікають з них, виявляються подібними.

Подібність струменів дозволяє визначити їхні параметри через один узагальнюючий критерій  $\left(\frac{a_T x}{d_o}\right)$  (для циліндричних сопел) і  $\left(\frac{a_T x}{e_o}\right)$  (для плоских):

- де  $a_T$  – коефіцієнт турбулентності;  
 $x$  – відстань від кромки сопла до перетину;  
 $d_o$  – діаметр сопла;  
 $e_o$  – половина висоти плоского сопла.

Коефіцієнт турбулентності  $a_T$  характеризує інтенсивність перемішування повітря і залежить від форми сопла.

- Його чисельне значення складає:
- для циліндричних сопел 0,076;
  - для конічних сопел 0,066–0,071;
  - для плоских сопел 0,09–0,12.

Формули для визначення параметрів вільних струменів наведено в табл. 1.1.



Таблиця 1.1 – Основні формули для визначення параметрів вільних струменів

Основні показники	Сопло	
	циліндричне	плоске
Відстань від початкового перетину до полюсу струменя $\left(\frac{h_o}{d_o} \text{ або } \frac{h_o}{\epsilon_o}\right)$	$\frac{0,145}{\alpha}$	$\frac{0,41}{\alpha}$
Тангенс бокового кута розширення струменя ( $tg\alpha$ )	$\left(\frac{d_o}{2h_o} \text{ или } \frac{a_r}{0,29}\right)$	$\left(\frac{\epsilon_o}{h_o} \text{ или } \frac{a_r}{0,41}\right)$
Кількість повітря, що рухається $\left(\frac{V_x}{V_o}\right)$	$4,36\left(\frac{a_r x}{d_o} + 0,145\right)$	$1,2 \cdot \sqrt{\frac{a_r x}{\epsilon_o} + 0,41}$
Швидкість: осьова $\left(\frac{\omega_x}{\omega_o}\right)$  середня $\left(\frac{\omega_{xT}}{\omega_o}\right)$	$\frac{0,48}{\frac{a_r x}{d_o} + 0,145}$  $\frac{0,226}{\frac{a_r x}{d_o} + 0,145}$	$\frac{1,2}{\sqrt{\frac{a_r x}{\epsilon_o} + 0,41}}$  $\frac{1,82}{\sqrt{\frac{a_r x}{\epsilon_o} + 0,41}}$
Середня температура $\left(\frac{t_K - t_X}{t_K - t_I}\right)$ $t_K$ – середня температура повітря в камері; $t_X$ – температура наростання від кромки сопла; $t_I$ – температура повітря, що подається в камеру	$\frac{0,226}{\frac{a_r x}{d_o} + 0,145}$	$\frac{1,82}{\sqrt{\frac{a_r x}{\epsilon_o} + 0,41}}$

Кількість холодного повітря, яке необхідно подавати через сопла в приміщення, що охолоджується, визначають за формулою:

$$V_o = \frac{Q_{об}}{\rho_k(i_k - i_l)}, \quad (1.1)$$

де  $V_o$  – кількість холодного повітря,  $м^3/с$ ;

$Q_{об}$  – теплове навантаження на обладнання приміщення, що охолоджується,  $Вт$ ;

$\rho_k$  – густина повітря в камері,  $кг/м^3$ ;

$i_k$  – тепломісткість повітря приміщення, що охолоджується  $Дж/кг$ ;

$i_l$  – ентальпія повітря, яке подається через сопло,  $Дж/кг$ .

Кількість повітря, яке подається в приміщення, що охолоджується за допомогою різних сопел, визначають за рівняннями для циліндричних сопел:

$$V_o = \frac{\pi d_o^2}{4} n \omega_o, \quad (1.2)$$

для плоских сопел прямокутного перетину:

$$V_o = 2 \epsilon_o l \cdot n \omega_o, \quad (1.3)$$

де  $n$  – кількість сопел;

$l$  – довжина сопла,  $м$ .

Задаючись початковою швидкістю виходу повітря із сопел (значення початкової швидкості для камер холодильної обробки не повинне перевищувати  $20-25 м/с$ ) і знаючи розміри одного сопла, з рівнянь 1.2 і 1.3 можна знайти їхню кількість.

Надалі при розрахунках параметрів вільних струменів необхідно перевірити технологічну швидкість і температуру в зоні розташування стегнової частини напівтуші, де швидкість руху повітря повинна складати  $\omega_{хм} = 1-2 м/с$ .

1.2.2. Основи розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями стиснених струменів.

Струмінь, що розвивається в обмеженому обсязі, називають стисненим.

Схему розвитку стисненого струменя наведено на рис. 1.3.

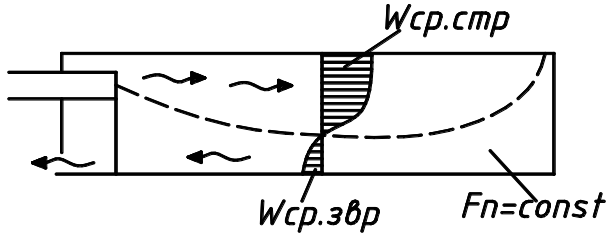


Рисунок 1.3 – Схема розвитку стисненого струменя:

$W_{ср.стп}$  – середня швидкість струменя;  $W_{ср.звр}$  – середня швидкість зворотного потоку;  $F_n$  – площа поперечного перерізу приміщення

Струмінь, який подається у приміщення через сопло, інтенсивно втягує в рух навколишнє повітря і швидко збільшується в обсязі. На деякій відстані від сопла маси повітря починають відокремлюватися від струменя. У зв'язку з цим, у приміщенні виникають зворотні потоки повітря. Слід зазначити, що через всмоктувальне вікно повітроохолоджувач видаляється тільки та кількість повітря, що подається в приміщення через сопла.

Параметри, які необхідно визначити для розрахунку стиснутого струменя, наступні:

- безрозмірна відстань по осі струменя,  $\bar{x}$ ;
- безрозмірне відношення відстані  $h_0$  від країв сопла до полюса,  $\frac{\sqrt{F_n}}{d_0}$ ;
- безрозмірна відстань у випадку налипання струменя на площу поверхні огороження,  $\bar{x}$ .

Безрозмірну відстань по осі струменя визначають за формулою:

$$\bar{x} = \frac{a_T x}{\sqrt{F_n}}, \quad (1.4)$$

де  $a_T$  – коефіцієнт турбулентності;  
 $x$  – відстань від країв сопла до перетину;

$F_n$  – площа поперечного перерізу приміщення, не зайнятого вантажем.

Відстань від країв сопла до полюса розраховують за формулою:

$$h_o = 0,145 \frac{d_o}{a_T}, \quad (1.5)$$

де  $d_o$  – діаметр сопла.

У випадку налипання струменя на поверхню огороження безрозмірну відстань знаходять за формулою:

$$\bar{x} = \frac{a_T x}{\sqrt{0,5 F_n}}, \quad (1.6)$$

У приміщеннях, що охолоджуються, розвитку струменів перешкоджають не тільки огороження, але і вантажі, що знаходяться в них. У таких приміщеннях розвиток струменів підкоряється законам стиснутих струменів.

Площа струменя поступово зростає, і на відстані  $\bar{x} = 0,2 - 0,22$  відносний розмір  $\frac{F_{CП}}{F_n} = 0,4 - 0,42$ ,

де  $F_{CП}$  – площа струменя.

На цій же відстані кількість повітря, що проходить через перетин, досягає максимального значення.

$$\left[ \frac{V_{CП}}{V_o} \cdot \frac{\sqrt{F_n}}{d_o} \right]_{\max} = 0,69.$$

Основні формули для розрахунку систем розподілу повітря наведено в табл. 1.2.

У камерах зберігання продуктів необхідно забезпечити середню швидкість зворотного потоку наприкінці дії струменя. Абсолютне значення максимальної середньої швидкості руху зворотного потоку складає  $1-1,5$  м/с, а мінімальне –  $0,3-0,5$  м/с при  $x = L_{CП}$ . ( $L_{CП}$  – гранична відстань від полюса струменя до кінця приміщення).

Таблиця 1.2 – Основні формули для розрахунку систем розподілу повітря

Основні показники	Формули
Кількість повітря в струмені, $V_x$	$\frac{V_x}{V_o} \cdot \frac{d_o}{\sqrt{F_n}} = 0,178(10\bar{x})e^{12,1\bar{x}-50\bar{x}^2}$
Осьова швидкість, $\omega_x$	$\frac{\omega_x}{\omega_o} \cdot \frac{1,41A}{\sqrt{F_n} \bar{x}} e^{-0,01 \frac{\sqrt{F_n}}{d_o} \bar{x} - 14,45 \left( \frac{\sqrt{F_n}}{d_o} \right)}$ <p>при <math>\bar{x} \leq \frac{1,41}{\frac{\sqrt{F_n}}{d_o}}</math></p> $A_o = a_T \left( 6,5 - 4,5e^{-4,97 \frac{\sqrt{F_n}}{d_o} \bar{x}} \right)$ <p>при <math>\bar{x} \leq \frac{1,41}{\frac{\sqrt{F_n}}{d_o}}</math></p> <p>де при <math>A_o</math> – безрозмірний коефіцієнт (<math>A_o = 6,5Q_T</math>)</p>
Середня швидкість руху повітря в струмені, $\omega_{XT}$	$\frac{\omega_{XT}}{\omega_o} \cdot \frac{\sqrt{F_n}}{d_o} = 0,247(10\bar{x})^2 e^{2,178\bar{x}-39\bar{x}^2}$
Середня швидкість зворотного потоку $\omega_{CP,ЗВР}$	$\frac{\omega_{CP,ЗВР}}{\omega_o} \cdot \frac{\sqrt{F_n}}{d_o} = 11,3\bar{x}e^{-11,5\bar{x}+47\bar{x}^2-98\bar{x}^3}$
Площа, яку займає струмінь, $F_{СТР}$	$\frac{F_{СТР}}{F_n} = 0,565(10\bar{x}^{-3})e^{-9,68\bar{x}-12\bar{x}^2}$

Цю відстань знаходять за формулою:

$$L_{СТР} \leq 4,6\sqrt{F_n} \cdot \quad (1.7)$$

Мінімальну відстань від стелі до верха штабеля вантажу визначають за формулою:

$$H_{min} = \frac{L_{CSP}^2}{2IB}, \quad (1.8)$$

де  $H_{min}$  – відстань від стелі до верху штабеля вантажу, м;

$B$  – ширина приміщення, що обслуговується одним струменем, м.

Приймаючи рекомендовані значення середньої швидкості зворотного потоку та обчислюючи  $\bar{x}$  значення за формулою (1.6), необхідно домогтися рівності обох частин наведеного рівняння

$$\frac{\omega_{CP.OBP}}{\omega_o} \cdot \frac{\sqrt{F_n}}{d_o} = 11,3\bar{x}e^{-11,5\bar{x}+47\bar{x}^2-98\bar{x}^3},$$

змінюючи значення величин  $\omega_o, d_o$  та  $F_n$ .

### 1.3. Розрахункова частина

*1.3.1. Вивчення основ розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями вільних струменів.*

#### **Приклад розрахунку системи повітророзподілу в камері охолодження м'яса з повітряним душуванням**

У камері охолодження м'яса з повітряним душуванням сопла розташовані в шаховому порядку, по 6 штук на 1 м повітроводу. Для забезпечення заданої тривалості охолодження швидкість руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші має становити  $w = 2$  м/с. Визначити початкову швидкість руху повітря, що виходить з циліндричних сопел.

На ділянках, близьких до сопел, в камерах холодильної обробки м'яса в півтушах розрахунок можна здійснювати за законами вільних струменів.

Залежно від осевої швидкості  $w_x$  струменя значення початкової швидкості  $w_o$  руху повітря, що виходить з сопла, для одиночного круглого струменя визначається за допомогою формули:

$$\frac{w_x}{w_o} = \frac{0.48}{\frac{a_m x}{d_o} + 0.145}, \quad (1.9)$$

де  $x$  – відстань від сопла до перерізу, що розглядається,  $m$ ;  
 $d_o$  – діаметр сопла;  
 $a_m$  – коефіцієнт турбулентності структури струменя, який залежить від форми сопла.  
 Значення  $a_m$  для найпоширеніших форм сопла наведені нижче.

Форма сопла	$a_m$
Конічна	0,06–0,071
Циліндрична	0,076
Плоска	0,09–0,12
Плоска з напрямними лопатками	0,15–0,20

У даному випадку  $a_m = 0,076$ ; крім того, приймаємо:  $x = 1$  м,  
 $d_o = 0,05$  м.

Для одиночного струменя співвідношення між середньою і осьюовою швидкостями має вигляд:

$$w_{xm} = 0.47 w_x \cdot \quad (1.10)$$

У даному випадку на 1 м повітроводу знаходяться 6 сопел, і має місце зливання струменів від окремих сопел. З урахуванням цього зливання для швидкості руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші з достатньою для практики точністю можна прийняти

$$w'_{xm} = 0.7 w_x \cdot \quad (1.11)$$

Тоді замість (1.1) можна написати:

$$\frac{w'_{xm}}{w_o} = 0.7 \frac{0.48}{\frac{a_m x}{d_o} + 0.145} = \frac{0.336}{\frac{a_m x}{d_o} + 0.145}, \quad (1.12)$$

звідки виходить:

$$w_o = \frac{w'_{xm} \left( \frac{a_m x}{d_o} + 0.145 \right)}{0.336} = \frac{2 \left( \frac{0.076 \cdot 1.0}{0.05} + 0.145 \right)}{0.336} = 9,91 \text{ м/с} \approx 10 \text{ м/с}.$$

## Завдання № 1

У камері охолодження м'яса з повітряним душенням, сопла розташовані в шаховому порядку, по 6 штук на 1 м повітроводу. Для забезпечення заданої тривалості охолодження швидкість руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші має становити  $w'_{xm}$  (див. таблицю варіантів). Визначити початкову швидкість руху повітря, що виходить з сопла.

### Приклад розрахунку системи повітророзподілу в камері заморожування м'яса з повітряним душенням

У камері заморожування м'яса з повітряним душенням відстань від сопла до центра стегнової частини півтуші становить  $x = 1$  м. Сопла в кількості 9 штук на 1 м повітроводу мають діаметр  $d = 0,05$  м і розташовані у шаховому порядку. Швидкість руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші має становити  $w' = 3 \text{ м/с}$ . Визначити початкову швидкість руху повітря, що виходить з сопла.

При такому розташуванні сопел з урахуванням зливання струменів замість (1.3) можна написати:

$$w'_{xm} = 0.9w_x. \quad (1.12)$$

У цьому випадку маємо:

$$\frac{w'_{xm}}{w_o} = 0.9 \frac{0.48}{\frac{a_mx}{d_o} + 0.145} = \frac{0.432}{\frac{a_mx}{d_o} + 0.145},$$

звідки виходить:

$$w_o = \frac{w'_{xm} \left( \frac{a_mx}{d_o} + 0.145 \right)}{0.432} = \frac{3 \left( \frac{0.076 \cdot 1.0}{0.05} + 0.145 \right)}{0.432} = 11,56 \text{ м/с} \approx 11,6 \text{ м/с}.$$



Таблиця варіантів завдання № 1

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$w'_{\text{шт}}$ , м/с	2,0	1,8	2,2	2,4	1,6	1,7	1,9	2,1	2,3	2,0
Форма сопла	Конічна	циліндрична	плоска	плоска з напрямними лопатками	конічна	циліндрична	плоска	плоска з напрямними лопатками	конічна	циліндрична
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$x$ , м.	0,90	0,55	0,80	0,70	0,75	0,95	0,85	0,50	0,60	0,65
$d_o$ , м	0,05	0,04	0,055	0,06	0,045	0,04	0,005	0,045	0,055	0,06

## Завдання № 2

У камері заморожування м'яса з повітряним душенням відстань від сопла до центру стегнової частини півтуші становить  $x$  (див. таблицю варіантів). Сопла в кількості 9 штук на 1 метр повітроводу мають діаметр  $d_o$  (див. таблицю варіантів) і розташовані в шаховому порядку. Швидкість руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші має становити  $w'_{xm}$  (див. таблицю варіантів). Визначити початкову швидкість руху повітря, що виходить з сопла.

### **Приклад розрахунку системи повітророзподілу з уявною стелею в камері з повітро-радіаційною системою інтенсивного охолодження м'яса**

У камері з повітро-радіаційною системою інтенсивного охолодження м'яса швидкість руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші має становити 1,6 м/с. Ширина сопла  $b = 2b_o = 0,03$  м, довжина  $l = 0,6$  м. Центр стегнової частини півтуші знаходиться на відстані  $x = 1,1$  м від сопла.

Визначити початкову швидкість руху повітря, що виходить з щілинного сопла.

Середня швидкість руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші дорівнює середній швидкості струменя в цій частині. Тому початкову швидкість руху повітря, яке виходить з щілинного сопла удаваної стелі, можна знайти з рівняння середньої швидкості струменя.

Співвідношення між середньою і початковою швидкостями для струменя прямокутного перерізу має вигляд:

$$\frac{w_{xm}}{w_o} = \frac{0.82}{\sqrt{\frac{a_m x}{b_o} + 0.41}}. \quad (1.13)$$

Таблиця варіантів завдання № 2

Передостан ня цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$w'_{лт}$ , м/с	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0
Форма сопла	конічна	цилінд- рична	плоска	плоска з напрям- ними лопат- ками	конічна	цилінд- рична	плоска	плоска з напрям- ними лопатка- ми	конічна	цилінд- рична
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$d_o$ , м	0,30	0,035	0,040	0,045	0,050	0,055	0,058	0,060	0,065	0,070
x, м.	1,00	0,90	0,80	0,75	0,70	0,85	0,95	1,00	1,10	0,90

Для щілинного сопла із співвідношенням ширини і довжини  $\frac{b}{l} = \frac{0.03}{0.6} = \frac{1}{20}$  маємо:  $a_m=0,5$ . Тоді із формули (1.13) визначаємо  $w_o$ , при цьому  $b=2b_o$ , таким чином:

$$w_o = \frac{w_{xm} \sqrt{\frac{a_m x}{b_o} + 0.41}}{0.82} = \frac{1.6 \sqrt{\frac{0.12 \cdot 1.1}{0.015} + 0.41}}{0.82} = 5,92 \text{ м/с} \approx 5,9 \text{ м/с}.$$

### Завдання № 3

У камері з повітро-радіаційною системою інтенсивного охолодження м'яса швидкість руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші  $w_{xm}$  (див. таблицю варіантів). Повітря розподіляється крізь щілинні сопла удаваної стелі. ширина сопла  $b$  (див. таблицю варіантів). Центр стегнової частини півтуші знаходиться на висоті  $x$  (див. таблицю варіантів) від сопла.

Визначити початкову швидкість руху повітря, що виходить з щілинного сопла удаваної стелі.

### Приклад розрахунку системи повітророзподілу з поперечними соплами в камері заморожування м'яса

У камері заморожування м'яса повітря розподіляється зріз поперечні (радіальні) щілинні сопла розміром  $b \times l = 30 \times 150$  мм, по 8 сопел на 1 м повітроводу. Відстань від сопла до центра стегнової частини півтуші  $x = 0,6$  м. Швидкість руху повітря в зоні розташування стегнової частини півтуші має становити  $w_{xm} = 3$  м/с. Визначити початкову швидкість руху повітря, що виходить з сопла.

Оскільки в цій системі повітророзподілу зливання струменів починається лише на відстані більше 0,6 м від сопла, то необхідна швидкість руху повітря, що виходить з сопла, визначається з формули для середньої швидкості одиночного плоского струменя (1.13).

$$\frac{w_{xm}}{w_o} = \frac{0.82}{\sqrt{\frac{a_m x}{b_o} + 0.41}}.$$

Таблиця варіантів завдання № 3

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$w'_{xm}$ , м/с	1,75	1,60	1,65	1,70	1,80	1,85	1,55	1,60	1,55	1,55
x, м.	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,15	1,05	0,95	0,85
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
b, м	0,025	0,020	0,030	0,035	0,040	0,045	0,050	0,020	0,0030	0,0345
l, м	0,50	0,60	0,65	0,70	0,75	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60

Для щілинного сопла із співвідношенням ширини і довжини  $\frac{b}{l} = \frac{30}{150} = \frac{1}{5}$ , маємо  $a_m = 0,2$ . Тому для  $w_o$  знаходимо (враховуючи, що  $b = 2b_o$ )

$$w_o = \frac{3 \sqrt{\frac{0,09 \cdot 0,6}{0,015} + 0,41}}{0,82} = 7,32 \text{ м/с} \approx 7,3 \text{ м/с}.$$

#### Завдання № 4

У камері заморожування повітря розподіляється крізь поперечні (радіальні) щілини сопла розміром  $b_x$  (див. таблицю варіантів), по 8 сопел на 1 м повітроводу. Відстань від сопла до центру стегової частини півтуші  $x$  (див. таблицю варіантів). Швидкість руху повітря в зоні розташування стегової частини півтуші має становити  $w_{xm}$  (див. таблицю варіантів).

Визначити початкову швидкість руху повітря що виходить з сопла.

*1.3.2. Вивчення основ розрахунку параметрів повітря, що рухається, за закономірностями стиснених струменів.*

#### **Приклад розрахунку повітряної завіси для дверей холодильної камери**

У камері зберігання морожених продуктів температура дорівнює  $t = -20^\circ\text{C}$  (при такій температурі густина повітря  $\rho_k = 1,35 \text{ кг/м}^3$ ), в коридорі –  $t_n = 6^\circ\text{C}$  ( $\rho_n = 1,29 \text{ кг/м}^3$ ). Розміри прорізу дверей  $B \times H = 1,7 \times 2,2 \text{ м}$ . Повітря для завіси забирається з коридору. Визначити розміри повітряної завіси, швидкість руху повітря, що виходить з щілинного сопла, теплоприплив до камери під час дії повітряної завіси, а також за її відсутності.

Повітряна завіса є додатковим опором надходженню повітря крізь проріз дверей холодильної камери. Цей опір характеризується коефіцієнтом опору  $\xi$  або коефіцієнтом витрати повітря  $\mu = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$ .

**Таблиця варіантів завдання № 4**

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
b, м	0,025	0,030	0,035	0,040	0,020	0,032	0,042	0,027	0,037	0,034
l, м	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,12	0,18	0,19	0,20	0,21
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
x, м.	0,60	0,50	0,52	0,48	0,58	0,55	0,54	0,53	0,51	0,59
$w'_{zn}$ , м/с	3,10	3,20	3,15	3,00	2,90	2,95	2,80	2,85	3,30	3,25

Коефіцієнт витрати повітря крізь двері при дії повітряної завіси знаходять за формулою:

$$\mu = \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot \mu_o \cdot q^2 \cdot D - 1}}{2 \cdot q^2 \cdot D} \quad (1.14)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати повітря крізь двері при дії повітряної завіси;

$\mu_o$  – коефіцієнт витрати повітря при відсутності повітряної завіси (для дверей холодильних камер  $\mu_o=0,8$ );

$q$  – відношення кількості повітря, що подається в повітряну завісу, до кількості повітря, яке проходить крізь двері холодильної камери ( $q = \frac{V_3}{V_{np}}$ );

$D$  – безрозмірний комплекс.

Безрозмірний комплекс  $D$  визначаємо за залежністю:

$$D = \frac{F_{\partial e}}{F_{\partial \zeta}} \cdot \frac{\rho_{cm}}{\rho_3} \sin \alpha, \quad (1.15)$$

де  $F_{\partial e}$  – площа перерізу дверей, м<sup>2</sup>;

$F_{\partial \zeta}$  – площа щілини, крізь яку виходить струмінь завіси, м<sup>2</sup>;

$\rho_3$  – густина повітря, що подається в повітряну завісу, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{cm}$  – густина суміші повітря, що подається в повітряну завісу і повітря камери, кг/м<sup>3</sup>;

$\alpha$  – кут між напрямком виходу струменя завіси і площиною прорізу дверей.

Крізь проріз дверей проходить певна кількість повітря  $V_{np}$ , яке складається з суміші повітря, яке подається завісу  $V_3$  та повітря, що виходить з камери  $V_k$ . Для максимального зменшення кількості холодного повітря, яке витікає з камери крізь відкриті двері, за умов дії завіси, потрібно прийняти відношення:

$$q = \frac{V_3}{V_{np}} = 1. \quad (1.16)$$



$V_{np1} = V_k + V_3$ , тобто крізь переріз дверей проходить все повітря, яке проривається з камери  $V_k$ . Виходячи з цього,  $q=1$  означає – кількість повітря, що проривається з камери  $V_k$  буде близькою до нуля. Оскільки величина  $V_k$  мала, то з достатньою точністю для розрахунків можна прийняти, що  $\rho_{cm} = \rho_3 = \rho_n = 1,29 \text{ кг/м}^3$ .

Відношення площі отвору щілини завіси до площі перерізу дверей  $\frac{F_{щ}}{F_{дв}}$  звичайно знаходиться в інтервалі 10–40.

Для завіси холодильної камери обираємо  $\frac{F_{щ}}{F_{дв}} = 40$ .

Внаслідок різниці тисків зовні та всередині камери, відбувається гальмування струменя завіси, і потік повітря, що виходить з камери, приймає горизонтальний напрям. Тому струмінь завіси спрямовують в бік камери, при цьому кут між напрямом струменя завіси та площею перерізу дверей складає  $\alpha = 30 \dots 40^\circ$ .

Приймаємо, що  $\alpha = 30^\circ$ ,  $\sin \alpha = \frac{1}{2}$ , тоді:

$$D = 40 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2} = 20. \quad (1.17)$$

Розраховуємо коефіцієнт витрати повітря крізь двері за умов дії повітряної завіси за формулою 1.14.

$$\mu = \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot 0,8 \cdot 1^2 \cdot 20} - 1}{2 \cdot 1^2 \cdot 20} = 0,176.$$

При визначенні кількості повітря  $V_{np}$ , яке буде проходити крізь двері за умов дії завіси, можливо припустити, що висота нейтральної зони  $H_{н.з}$  (перехідна границя між повітрям, як виходить до камери і повітрям, яке виходить з камери) – дорівнює висоті перерізу дверей  $H$ :

$$V_{np1} = \frac{2}{3} \cdot B \cdot H \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \frac{\rho_k - \rho_n}{\rho_{cm}}}, \quad (1.18)$$

$$V_{np1} = \frac{2}{3} \cdot 1,7 \cdot 2,2 \cdot 0,176 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 2,2 \cdot \frac{1,35 - 1,29}{1,29}} = 0,62 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Оскільки  $V_{np}=V_3$ , то і крізь щілинне сопло завіси має проходити кількість повітря  $V_0=0,62 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Площа перерізу щілинного сопла дорівнює:

$$F_{щ} = \frac{F_{0в}}{F_{40}} = \frac{1,7 \cdot 2,2}{40} = 0,0935 \text{ м}^2.$$

Приймаємо довжину щілинного сопла рівною ширині перерізу дверей:  $L_{щ}=B=1,7 \text{ м}$ .

Тоді ширина сопла дорівнює:

$$b = 2_{во} = \frac{F_{щ}}{L_{щ}} = \frac{0,0935}{1,7} = 0,055 \text{ м} = 55 \text{ мм}.$$

Швидкість руху повітря на виході з сопла дорівнюватиме:

$$W_0 = \frac{V_3}{F_{щ}} = \frac{0,62}{0,0935} = 6,63 \text{ м/с}.$$

Далі визначасмо масову витрату повітря в струмені завіси і в місці входу її в переріз дверей за формулою для вільного плоского струменя:

$$G_{cmp} = 1,2 \cdot G_3 \cdot \sqrt{\frac{a_m \cdot x}{e_0} + 0,41} = 1,69 \cdot G_3 \cdot \sqrt{\frac{a_m \cdot x}{e} + 0,205}, \quad (1.19)$$

де  $a_m$  – коефіцієнт турбулентності структури струменя для плоского сопла повітряної завіси ( $a_m=0,2$ );

$x$  – відстань, що проходить струмінь до входу в двері, м;

$G_3$  – кількість повітря, що подається в завісу, кг/с.

Відстань  $x$  визначаємо за формулою довжини дуги:

$$x \approx \frac{0.01745 \cdot H \cdot \alpha}{\sin \alpha}, \quad (1.20)$$

$$x \approx \frac{0.01745 \cdot 2.2 \cdot 30^\circ}{\sin 30^\circ} = 2.3.$$

Приймаємо далі, що кількість повітря  $G_n$ , що підмішується зовні, дорівнює кількості повітря  $G_{вн}$ , що всмоктується з камери, тоді справедливий вираз:

$$G_n = G_{вн} = \frac{G_{cmp} - G_3}{2} = (\beta - 1) \cdot \frac{G_3}{2}, \quad (1.21)$$

де 
$$\beta = 1,69 \cdot \sqrt{\frac{a_m \cdot x}{\epsilon} + 0,205},$$

$$\beta = 1,69 \cdot \sqrt{\frac{0,2 \cdot 2,3}{0,055} + 0,205} = 4,9.$$

Виходячи з рівняння теплового балансу, знаходимо температуру суміші повітряної завіси:

$$t_{cm} = \frac{G_n \cdot (t_n - t_k) + G_3 \cdot t_3}{G_{cmp}} = \frac{t_n + t_k}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) + \frac{t_3}{\beta}. \quad (1.22)$$

$$t_{cm} = \frac{6 - 20}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{4,9}\right) + \frac{6}{4,9} = -4,34^\circ C.$$

Величину теплоприпливу до камери  $Q_{m.n.}$ , під час дії повітряної завіси можна визначити як кількість теплоти, що витрачається на охолодження повітря, яке подається в завісу та відсмоктується до неї з боку коридору:

$$Q_{m.n.} = \left[ (\beta - 1) \cdot \frac{G_3}{2} + G_3 \right] \cdot (t_n - t_{cm}) \cdot C_{пов} = (\beta - 1) \cdot \frac{G_3}{2} \cdot (t_{cm} - t_k) \cdot C_{пов},$$

де  $C_{пов}$  – питома теплоємність повітря, Дж/(кг·К), (при  $t_{cm} = -4,34^\circ C$ ,  $C_{пов} = 1006$  Дж/(кг·К))

$G_3$  – кількість повітря, що подається в завісу, кг/с ( $C_3$  – можливо представити як  $V_{нр1} \cdot \rho_{cm}$ , тобто  $0,62 \cdot 1,29$ ).

$$Q_{m.n1} = (4,9 - 1) \cdot \frac{0,62 \cdot 1,29}{2} [-4,34 - (-20)] \cdot 1006 = 24559 \text{ Вт}.$$

Кількість повітря  $V_{np2}$ , що проникає до камери крізь відкриті двері при відсутності завіси, розраховується за формулою Тамма:

$$V_{np2} = \mu_o \cdot B \cdot H \cdot \sqrt{H \cdot \left(1 - \frac{T_k}{T_n}\right)}, \quad (1.23)$$

де  $T_k$  і  $T_n$  – температура повітря в камері та коридорі,  $K$ .

$$V_{np2} = 0,8 \cdot 1,7 \cdot 2,2 \cdot \sqrt{2,2 \cdot \left(1 - \frac{253}{279}\right)} = 1,40 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

У цьому випадку, теплоприплив, що надходить до камери при відсутності повітряної завіси, дорівнює:

$$Q_{m.n.2} = V_{np2} \cdot \rho_{cm} \cdot C_{нов} \cdot (t_n - t_k). \quad (1.24)$$

$$Q_{m.n.2} = 1,4 \cdot 1,29 \cdot 1006 \cdot (6 + 20) = 47237 \text{ Вт}.$$

Таким чином, наявність повітряної завіси зменшує теплоприпливи в камеру крізь переріз дверей приблизно в 2 рази.

В порівнянні зі значенням  $Q_{m.n.1}=24559 \text{ Вт}$  та  $Q_{m.n.2}=47237 \text{ Вт}$ , видно, що наявність повітряної завіси зменшує теплоприплив крізь відкриті двері камери приблизно в 2 рази

$$\frac{Q_{m.n.2}}{Q_{m.n.1}} = \frac{47237}{24559} = 1,92.$$

#### Завдання № 5

У камері зберігання морожених продуктів температура дорівнює  $t_k$  (див. таблицю варіантів) при такій температурі густина повітря  $\rho_k$  (див. додатки таблиці 1), в коридорі  $t_n$  дорівнює (див. таблицю варіантів), густина повітря  $\rho_n$  (див. додатки таблиці 1). Розмір прорізу дверей  $B \times H$  (див. таблицю варіантів). Повітря для завіси забирається з коридору. Визначити розміри повітряної завіси, швидкість руху повітря, що виходить з щілинного сопла  $w_o$ , теплоприплив до камери за умов дії повітряної завіси  $Q_{m.n.1}$ , а також за умов її відсутності  $Q_{m.n.2}$ .

**Таблиця варіантів завдання № 5**

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_k, ^\circ\text{C}$	-16	-17	-18	-19	-20	-21	-22	-23	-24	-25
$t_n, ^\circ\text{C}$	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$V, \text{ м}$	1,80	1,75	1,70	1,85	1,90	1,95	1,65	1,60	1,55	2,00
$H, \text{ м}$	2,10	2,15	2,20	2,25	2,30	2,35	2,05	2,00	2,10	2,40

## РОЗДІЛ 2

# ХОЛОДИЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

**Мета:** вивчення роботи та методів розрахунку обладнання для реалізації технологічного процесу – охолодження на прикладі обладнання камери охолодження фруктів.

### 2.1. Загальні відомості

Охолодження харчових продуктів, яке є процесом зниження температури до криоскопічної або близької до неї, здійснюється, в основному, повітрям, водою, а також льодом та снігом й залежить від специфічних особливостей харчових продуктів.

Холодильне технологічне обладнання для охолодження харчових продуктів має свої специфічні особливості, його можна класифікувати як обладнання для охолодження м'яса, риби, плодів та овочів, птиці, молока і молочних продуктів.

Складність задач, які вирішуються при виробництві та зберіганні харчових продуктів, різниця продуктів за розміром, формою, механічними, теплофізичними та іншими властивостями, потребує створення різноманітних за розмірами та призначенням об'єктів, які оснащуються холодильним технологічним обладнанням, різним за конструкцією, способу відведення теплоти від продукту, виду охолоджуючого середовища.

Розрізняють три види холодильного технологічного обладнання – тунель, камеру та апарат.

Холодильний апарат призначено для холодильної обробки харчових продуктів, як правило, невеликої товщини. На відміну від камери і тунелю усі його елементи жорстко з'єднані в єдину конструкцію.

При виконанні практичної роботи буде розглянуто більш детальніше обладнання для реалізації технологічного процесу охолодження на прикладі обладнання камери охолодження фруктів.

При виконанні практичної роботи необхідно вивчити наступні питання:

- охолодження харчових продуктів, його сутність;
- особливості організації та проведення процесу охолодження різних продуктів;

- класифікацію технологічного холодильного обладнання для охолодження харчових продуктів;
- способи та обладнання яке використовують для охолодження харчових продуктів, будову, принцип дії, переваги і недоліки;
- порядок розрахунку обладнання для охолодження харчових продуктів.

## 2.2. Теоретична частина

Важливою ланкою в холодильній обробці рослинної продукції є стаціонарні та пересувні холодильні установки для попереднього охолодження. Стаціонарні установки входять до складу холодильника і є спеціальними камерами, які споряджені повітроохолоджувачами і системами розподілу повітря. Найефективніше охолодження здійснюється шляхом продування повітря крізь рослинну продукцію, укладену штабелем. Такий спосіб називають активним вентиляванням штабеля.

Холодопостачання стаціонарних камер попереднього охолодження може бути централізованим та індивідуальним, причому останній спосіб є ефективнішим для сільської місцевості завдяки можливості організації періодичного обслуговування.

Ураховуючи особливості тепло – масообміну в штабелі з рослинною продукцією (зокрема «дихання» рослин з виділенням теплоти і вологи, яка випадає у вигляді краплин у середині та на поверхні штабеля і спричиняє розвиток мікрофлори та бактеріологічне псування продуктів) сучасні холодильні установки мають забезпечувати в камерах такі умови:

- рівномірність температурного поля у вантажному об'ємі та підтримання температури на заданому рівні ( $0...-2^{\circ}\text{C}$ );
- окреме відведення теплоти від електродвигунів повітроохолоджувачів охолоджуючою поверхнею.

Усім вимогам відповідає повітряне охолодження з одноканальною системою розподілу повітря, яке забезпечує швидкість руху повітря в вантажному об'ємі камери  $0,8...1$  м/с. Тривалість охолодження рослинної продукції 12–24 години. Площа поверхні повітроохолоджувачів повинна бути не менше  $25$  м<sup>2</sup> на  $1$  т продукції при 12 – годинному циклі охолодження та  $15$  м<sup>2</sup> на  $1$  т продукції при 24 – годинному циклі. Вантажі розташовують в ящиках (фрукти) або насипом (овочі) у контейнерах, з висотою укладки до  $4$  м.

При розрахунку обладнання камер охолодження рослинної сировини потрібно визначити теплове навантаження на камерне обладнання, величину вологоприпливу та теплопередаючу площу поверхні охолоджувачів повітря.

Теплове навантаження на камерне обладнання визначають для режиму охолодження продукції перед закладкою їх на довгострокове зберігання або перед відправкою в район споживання, а також для режиму зберігання, який починається відразу після охолодження фруктів.

Теплове навантаження на камерне обладнання знаходять за формулою:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (2.1)$$

де  $Q_0$  – теплове навантаження на холодильне устаткування;

$Q_1$  – теплоприплив крізь огороження камери,  $Bm$ ;

$Q_2$  – теплоприплив від продукції, що охолоджується,  $Bm$ ;

$Q_3$  – теплоприплив від тари, якщо продукція охолоджується в тарі,  $Bm$ ;

$Q_4$  – теплоприплив від електродвигунів вентиляторів,  $Bm$ ;

$Q_5$  – теплоприплив від дихання продукції,  $Bm$ .

Теплове навантаження на холодильне обладнання камери в загальному вигляді складе:

$$Q_0 = Q_0' + Q_{звол.} + Q_{відгр}, \quad (2.2)$$

де  $Q_0'$  – теплове навантаження на охолоджувач повітря,  $Bm$ ;

$Q_{звол.}$  – теплоприплив, який пов'язаний з штучним зволоженням повітря,  $Bm$ ;

$Q_{відгр}$  – теплоприплив, який пов'язаний з підводом підігрітого повітря,  $Bm$ .

За умов регулювання тільки температури повітря в камері:

$$Q_0 = Q_0'.$$



Вологоприплив, який проникає в холодильну камеру, визначають за формулою:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4' + W_4'' , \quad (2.3)$$

де  $W$  – вологоприплив, який проникає в холодильну камеру,  $кг/с$ ;  
 $W_1$  – вологоприплив, який визвано дифузією водяних парів крізь огороження,  $кг/с$ ;  
 $W_2$  – вологоприплив від продукції,  $кг/с$ ;  
 $W_3$  – вологоприплив від вентиляції камери,  $кг/с$ ;  
 $W_4'$  – вологоприплив від людей, які знаходяться у камері,  $кг/с$ ;  
 $W_4''$  – вологоприплив від відкривання дверей,  $кг/с$ .

Вологоприплив, який відводиться приладами охолодження камери, можливо визначити за формулою:

$$W_0 = W + W_{звөл.} \quad (2.4)$$

де  $W_0$  – вологоприплив, який відводиться приладами охолодження камери,  $кг/с$ ;  
 $W$  – вологоприплив, який проникає в камеру,  $кг/с$ ;  
 $W_{звөл.}$  – вологоприплив, який відводиться приладами охолодження камери від зволожувальної установки,  $кг/с$ .

Охолоджуючу площу поверхні повітроохолоджувача визначають за формулою:

$$F_{ПО} = \frac{Q_0}{K_0 \cdot \Delta t_m} , \quad (2.5)$$

де  $F_{ПО}$  – площа поверхні повітроохолоджувача,  $м^2$ ;  
 $K_0$  – коефіцієнт теплопередачі охолоджувачів повітря,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;  
 $\Delta t_m$  – середньологарифмічна різниця температур повітря та кипіння холодильного агента,  $^{\circ}С$ .

Для камер охолодження рослинної продукції  $K_0$  приймають рівним  $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , а  $\Delta t_m = 6 \dots 8^\circ \text{C}$  (в режимі охолодження) та  $\Delta t_m = 3 \dots 5^\circ \text{C}$  (у режимі зберігання).

Після розрахунку теплопередаючої поверхні охолоджувачів повітря виконують підбір охолоджувачів повітря з наступним розрахунком систем розподілу повітря.

У камерах охолодження з інтенсивним рухом повітря величина кратності циркуляції повітря повинна бути не менш 60 об'ємів за 1 годину.

Для кращої організації циркуляції повітря вздовж теплоізованих огорожень та перекриттів встановлюють легкі екрани. Пристінні екрани мають перфорацію для збору повітря. У проміжку між екранами і огороженнями просмоктується повітря з камери, нагрівається і передає теплоту охолоджувачу повітря. Таким чином можна «перехоплювати» до 50% зовнішніх теплоприпливів і зменшити усушку продукції.

### 2.3. Розрахункова частина

*2.3.1. Вивчення методів розрахунку обладнання для охолодження плодів і овочів.*

#### **Приклад розрахунку обладнання камери охолодження фруктів**

У камері охолодження фруктів розміром  $18 \times 6 \text{ м}$  охолоджуються яблука в дерев'яній тарі. Середня температура повітря в камері за цикл охолодження становить  $t_n = 0^\circ \text{C}$ . Яблука знаходяться з температурою  $t_1 = 25^\circ \text{C}$  і охолоджуються перед транспортуванням до  $t_2 = 6^\circ \text{C}$ . Визначити місткість камери, тривалість охолодження яблук, упакованих у тару, теплове навантаження на камерне обладнання (ПО) і кількість повітроохолоджувачів, що підлягають встановленню в камері.

Вважаємо, що яблука упаковані таким чином, що холодне повітря обтікає тару з усіх боків, створюючи рівномірне охолодження. При цьому навантаження на  $1 \text{ м}^2$  будівельної площі підлоги, згідно з нормами, становить  $g_F = 400 \text{ кг}/\text{м}^2$ .

Будівельна площа підлоги дорівнює:

$$F_{\text{буд}} = L_K \cdot B_K, \quad (2.6)$$

де  $L_k$  – довжина камери, м;  
 $B_k$  – ширина камери, м.

Знаходимо численне значення будівельної площі підлоги:

$$F_{\text{б\ddot{y}д}} = 18 \cdot 6 = 108 \text{ м}^2.$$

Місткість камери охолодження знаходимо за формулою:

$$G = F_{\text{б\ddot{y}д}} \cdot g_F \quad (2.7)$$

де  $g_F$  – норма навантаження, яка віднесена до 1 м<sup>2</sup> будівельної площі камери, кг/м<sup>2</sup>.

Знаходимо численне значення місткості камери:

$$G = 108 \cdot 400 = 43200 \text{ кг} = 43,2 \text{ т}.$$

Тривалість охолодження упакованих в тару (дерев'яні ящики) яблука  $\tau$  можна знайти за залежністю (охолодження за умов регулярного режиму):

$$\tau = \frac{1}{m} \ln \frac{t_1 - t_{\text{сер}}}{t_2 - t_{\text{сер}}}, \quad (2.8)$$

де  $m$  – темп охолодження,  $c^{-1}$  (для яблук у тарі можна прийняти  $m = 0,0000197 - 0,0000161 \text{ c}^{-1}$ );

$t_{\text{сер}}$  – температура охолоджувального середовища,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_1$  – початкова температура продукту,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_2$  – кінцева температура продукту,  $^{\circ}\text{C}$ .

Розраховуємо тривалість охолодження яблук:

$$\tau = \frac{1}{0,000018} \ln \frac{25 - 0}{6 - 0} = 79,2 \text{ с} \approx 22 \text{ год}.$$

Теплове навантаження на встановлене камерне обладнання (повітроохолоджувачі – ПО) можна знайти за рівнянням:

$$Q_{\text{ono}} = Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5; \quad (2.9)$$

де  $Q_1$  – теплоприплив крізь огороження камери,  $Bm$ ;  
 $Q_2$  – теплоприплив від продукту, який охолоджується,  $Bm$ ;  
 $Q_4$  – теплоприплив від електродвигунів вентиляторів, які обслуговують повітроохолоджувачі,  $Bm$ ;  
 $Q_5$  – теплоприплив від дихання продуктів рослинного походження,  $Bm$ .

Згідно нормам будування холодильників для охолодження та зберігання рослинної продукції, вважаємо, що камера охолодження яблук однією торцевою стінкою відокремлена від зовнішнього повітря з температурою  $t_{зов} = 30^\circ C$ , а іншою – від експедиції, температура повітря в якій  $t_{екс} = 5^\circ C$ . Дві бічні стіни відокремлюють камеру від аналогічних приміщень і теплоприплив крізь них відсутній. Холодильник одноповерховий, будівельна висота холодильника становить  $h_{б\gamma\delta} = 4,8$  м.

Розраховуємо  $Q_1$  теплоприплив крізь огороження камери за формулою:

$$Q_1 = K_{зов} F_{зов} (t_{зов} - t_{сер}) + K_{екс} F_{екс} (t_{екс} - t_{сер}) + K_{пер} F_{пер} (t'_{зов} - t_{сер}), \quad (2.10)$$

де  $K_{зов}$  – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни,  $Bm/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $K_{екс}$  – коефіцієнт теплопередачі для стіни, що відокремлює камеру від експедиції,  $Bm/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $K_{пер}$  – коефіцієнт теплопередачі для перекриття,  $Bm/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $F_{зов}$  – площа поверхні зовнішньої стіни,  $m^2$ ;  
 $F_{екс}$  – площа поверхні стіни, що відокремлює камеру від експедиції,  $m^2$ ;  
 $F_{пер}$  – площа поверхні перекриття,  $m^2$ ;  
 $t_{зов}$  – температура зовнішнього середовища,  $^\circ C$ ;  
 $t_{сер}$  – температура охолоджуючого середовища,  $^\circ C$ ;  
 $t'_{зов}$  – температура зовні перекриття з урахуванням впливу сонячної радіації,  $^\circ C$ .

Розраховуємо  $F_{зов}$ ,  $F_{екс}$ ,  $F_{пер}$ :

$$F_{зов} = B_k \cdot h_{б\gamma\delta};$$

$$F_{зов} = 6 \cdot 4,8 = 28,8 \text{ м}^2.$$

$$F_{екс} = B_k \cdot h_{б\gamma\delta};$$

$$F_{екс} = 6 \cdot 4,8 = 28,8 \text{ м}^2.$$

$$F_{\text{пер}} = L_{\text{к}} \cdot B_{\text{к}};$$

$$F_{\text{пер}} = 18 \cdot 6 = 108 \text{ м}^2.$$

Температуру зовні перекриття з урахуванням впливу сонячної радіації розраховуємо за формулою:

$$t'_{\text{зов}} = t_{\text{зов}} + 10;$$

$$t'_{\text{зов}} = 30 + 10 = 40 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Обчислюємо  $Q_1$ ;

$$Q_1 = 0.40 \cdot 28.8 \cdot (30 - 0) + 0.52 \cdot 28.8 \cdot (5 - 0) + 0.37 \cdot 108 \cdot (40 - 0) =$$

$$= 375 + 75 + 1598 = 2018 \text{ Вт}$$

При розрахунку  $Q_2$  теплоприпливу від продукту, що охолоджується, можливо скористатися формулою, яка враховує теплоприплив від продукту, що охолоджується та тари, в якій знаходиться продукт.

У нашому випадку яблука охолоджуються в дерев'яних ящиках, розраховуємо теплоприплив від яблук в тарі за формулою:

$$Q'_2 = \frac{G_{\text{я}} \cdot C_{\text{я}}(t_1 - t_2)}{\tau} + \frac{G_{\text{т}} \cdot C_{\text{т}}(t_1 - t'_2)}{\tau} \quad (2.11)$$

де  $G_{\text{я}}$ ,  $G_{\text{т}}$  – маси яблук і тари, кг;  
 $C_{\text{я}}$ ,  $C_{\text{т}}$  – питомі теплоємності яблук і тари, Дж/(кг·К);  
 $t_1$  – початкова температура продукту,  $^\circ\text{C}$ ;  
 $t_2$  – кінцева температура продукту,  $^\circ\text{C}$ ;  
 $t'_2$  – температура тари після охолодження яблук,  $^\circ\text{C}$ .

Приймаємо, що:

Маса яблук  $G_{\text{я}}$  дорівнює місткості камери  $G$ ,  $G_{\text{я}} = 43200$  кг;

Маса тари  $G_{\text{т}}$ , орієнтовано дорівнює 0,1 від маси яблук  $G_{\text{я}}$ .

Обчислюємо  $G_{\text{т}}$ :

$$G_{\text{т}} = 0,1 \cdot 43200 = 4320 \text{ кг}.$$

Питома теплоємність яблук  $C_{\text{я}} = 3645$  Дж/кг·К (для яблук зимових сортів).

Питома теплоємність тари  $C_{\text{т}} = 2700$  Дж/кг·К (для дерев'яної тари).

Температуру тари після охолодження яблук  $t'_2$  приймаємо рівною 3 °C (середнє значення між  $t_{cep}=0$  °C та  $t_2=6$  °C).

Обчислюємо  $Q'_2$ :

$$Q'_2 = \frac{43200 \cdot 3645 \cdot (25 - 6)}{79200} + \frac{43200 \cdot 2700 \cdot (25 - 3)}{79200} =$$

$$= 36739 + 3240 = 39979 \text{ Bm} .$$

З урахуванням нерівномірності теплоприпливу при охолодженні в камері фруктових холодильників з періодичним завантаженням і вивантаженням фруктів вважаємо, що:

$$Q_2 = Q'_2 \cdot K_a; \quad (2.12)$$

де  $K_a$  – коефіцієнт, який враховує нерівномірність теплоприпливу в камері з періодичним завантаженням і вивантаженням ( $K_a=1,2-1,4$ ).

Приймаємо  $K_a=1,35$ , тоді  $Q_2$  дорівнює:

$$Q_2 1,35 \cdot 39979 = 53971 \text{ Bm}.$$

Величину експлуатаційних теплоприпливів від роботи електродвигунів вентиляторів  $Q_4$  орієнтовано приймаємо рівним 0,15 від  $Q_2$ . Тоді:

$$Q_4 = 0,15 \cdot 53971 = 8095 \text{ Bm}.$$

Теплоприплив від дихання яблук дорівнює:

$$Q_5 = G \cdot q_5, \quad (2.13)$$

де  $G$  – місткість камери,  $m$ ;

$q_5$  – питомий теплоприплив від дихання рослинних продуктів,  $\text{Bm}/m$ .

Із довідкових таблиць знаходимо  $q_5$  (для яблук зимових сортів при температурі охолоджуючого середовища (повітря) 0 °C  $Q_5=9 \text{ Bm}/m$ ).

Розраховуємо  $Q_5$ :

$$Q_5 = 43,2 \cdot 9 = 389 \text{ Bm}.$$

Повне теплове навантаження на камерне обладнання (повітроохолоджувачі) становить:

$$Q_{ono}=2018+53971+8095+389=64473 \text{ Вт.}$$

Площа поверхні теплопередачі повітроохолоджувачів визначається за формулою (див. теоретичну частину):

$$F_{no} = \frac{Q_{ono}}{K_o \Delta tm}, \quad (2.14)$$

де  $F_{no}$  – площа поверхні теплопередачі повітроохолоджувачів,  $m^2$ ;  
 $K_o$  – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувачів,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $\Delta tm$  – середньологарифмічна різниця температур повітря та кипіння холодильного агента,  $^{\circ}C$ .

Для камер охолодження рослинної продукції  $K_o$  приймають рівним  $15 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K)$ , а  $tm=6 \dots 8^{\circ}C$  (у режимі охолодження).

Приймаємо  $K_o=15 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K)$ ,  $tm=7^{\circ}C$  (середнє значення).

Розраховуємо  $F_{no}$ :

$$F_{no} = \frac{64473}{15 \cdot 7} = 614 m^2.$$

Установлюємо в камері підвісні повітроохолоджувачі типу х-160 угорського виробництва. Площа поверхні теплообміну повітроохолоджувачів  $f_{no}=156 m^2$  кожний.

Розраховуємо необхідну кількість повітроохолоджувачів згідно залежності:

$$n_{no} = \frac{F_{no}}{f_{no}}, \quad (2.15)$$

де  $n_{no}$  – кількість повітроохолоджувачів, шт.;

$F_{no}$  – площа поверхні теплопередачі повітроохолоджувачів,  $m^2$ ;

$f_{no}$  – площа поверхні теплообміну одного ПО,  $m^2$ .

Знаходимо численне значення  $n_{no}$ :

$$n_{no} = \frac{614}{156} = 3,93 = 4 \text{ шт.}$$

Розміщуємо їх паралельно короткій стіні камери на відстані 2 м один від одного і від торцевих стін камери. Ширина одного повітроохолоджувача приблизно 2 м, тому:

4 шт · 2 м + 5·2 м = 18 м, що дорівнює заданій довжині камери (L=18 м).

Повітроохолоджувачі х-160 обслуговуються двома багатолопасними осьовими вентиляторами з продуктивністю  $V_{\text{вент.}}=1000 \text{ м}^3/\text{год}$  кожний.

Сумарна кількість повітря, що спрямовується до камери, визначається за формулою:

$$V_o = n_{\text{вент.}} \cdot V_{\text{вент.}}, \quad (2.16)$$

де  $n_{\text{вент.}}$  – кількість вентиляторів, які обслуговують повітроохолоджувачі, шт.;

$V_{\text{вент.}}$  – продуктивність одного вентилятора,  $\text{м}^3/\text{год}$ .

Приймаємо, що для камери охолодження яблук  $n_{\text{вент.}}=4 \cdot 2=8$  шт.,  $V_{\text{вент.}}=1000 \text{ м}^3/\text{год}$ .

Знаходимо численне значення:

$$V_o = 8 \cdot 1000 = 8000 \text{ м}^3/\text{год} = 22,22 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Кратність циркуляції повітря в камері визначають за залежністю:

$$Z = \frac{V_o}{V_{\text{буд.}}}, \quad (2.17)$$

де  $Z$  – кратність циркуляції повітря в камері,  $\text{год}^{-1}$ ;

$V_o$  – сумарна кількість повітря, що спрямовується до камери,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$V_{\text{буд.}}$  – будівельний об'єм камери,  $\text{м}^3$ .

Будівельний об'єм камери знаходимо за формулою:

$$V_{\text{буд.}} = F_{\text{буд.}} \cdot h_{\text{буд.}}, \quad (2.18)$$



де  $V_{\text{буд.}}$  – будівельний об'єм камери,  $\text{м}^3$ ;  
 $F_{\text{буд.}}$  – будівельна площа камери,  $\text{м}^2$ ;  
 $h_{\text{буд.}}$  – будівельна висота камери,  $\text{м}$ .  
 Будівельна площа камери  $F_{\text{буд.}}=108 \text{ м}^2$ , будівельна висота камери  
 $h_{\text{буд.}}=4,8 \text{ м}$ .  
 Обчислюємо  $V_{\text{буд.}}$ :

$$V_{\text{буд.}}=108 \cdot 4,8=518,4 \text{ м}^3.$$

Тоді кратність циркуляції повітря в камері дорівнює:

$$Z = \frac{8000}{518,4} = 154,2 \text{ год}^{-1}.$$

Для камер інтенсивного охолодження фруктів, кратність циркуляції повітря, має становити 150–200  $\text{год}^{-1}$ , отже, розраховане значення  $Z=154 \text{ год}^{-1}$ , відповідає цим нормам.

#### Завдання № 1

У камері охолодження фруктів  $L \times B \text{ м}$  (див. таблицю варіантів) охолоджуються яблука в дерев'яній тарі. Середня температура повітря в камері за цикл охолодження становить  $t_{\text{сер.}}=0^\circ\text{C}$ . Яблука надходять з температурою  $t_1$  (див. таблицю варіантів) і охолоджуються перед транспортуванням до  $t_2$  (див. таблицю варіантів). Температура зовнішнього повітря  $t_{\text{зов.}}$  дорівнює (див. таблицю варіантів).

**Таблиця варіантів завдання № 1**

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
L×B, м.	18×6									
t <sub>зов.</sub> , °C	20	22	24	25	26	28	30	32	34	35
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t <sub>1</sub> , °C	25	27	29	30	31	33	35	37	39	40
t <sub>2</sub> , °C	5	6	7	8	4	5	6	7	8	6

РОЗДІЛ 3  
**ХОЛОДИЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ  
ДЛЯ КОНТАКТНОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ ХАРЧОВИХ  
ПРОДУКТІВ**

**Мета:** вивчення роботи та методів розрахунку повітряних морозильних апаратів.

### 3.1. Загальні відомості

Заморожування – це зниження температури продукту нижче його криоскопічної температури. Для кожного продукту температура заморожування та характер процесу заморожування специфічні, тому продукт вважається замороженим, якщо температура в глибині продукту досягла  $-8^{\circ}\text{C}$ .

На сучасному рівні заморожування є основним засобом консервування харчових продуктів, що швидко псуються. Харчові продукти заморожуються з метою підготовки їх до тривалого зберігання. Заморожування здійснюється в повітрі та рідких середовищах. Під час заморожування харчових продуктів значна частини вологи, яка міститься в продукті перетворюється в лід. При цьому знижуються органолептичні показники продукту, але при правильній організації процесу заморожування, зниження якості продукту може бути зведено до мінімуму.

Обладнання, призначене для заморожування харчових продуктів, виконують у вигляді камер та морозильних апаратів.

На харчових переробних підприємствах, як правило, в камерах заморожують м'ясо, яке розташовують на підвісних коліях. В якості охолоджуючого середовища використовують повітря, яке охолоджують за допомогою парокompресійних та повітряних холодильних машин. Холодильне обладнання камер заморожування складається з камерних охолоджуючих пристроїв: батарей та повітроохолоджувачів. В залежності від організації руху повітря камери заморожування виконують з примусовим та природним рухом повітря. Камери з примусовим рухом повітря обладнують повітроохолоджувачами, а інколи й батареями в сукупності з різними системами повітророзподілу, а камери з природним рухом повітря – пристінними, стелевими або міжрядними радіаційними батареями.

В залежності від організації технологічного процесу камери заморожування можуть бути камерами одно – та двохфазного

заморожування. В камерах однофазного заморожування заморожують теплі (парні) напівтуші м'яса, а двофазного – напівтуші попередньо охолодженого м'яса. При однаковому конструктивному рішенні камер одно-та двофазного заморожування м'яса в камерах однофазного заморожування слід передбачати більшу площу поверхні охолоджуючих приладів.

Холодильні апарати застосовують для заморожування різноманітних харчових продуктів рослинного та тваринного походження невеликої товщини, вони дають змогу швидко здійснювати холодильну обробку безперервно в автоматичному режимі, з мінімальними втратами маси продуктів.

Застосовують апарати різноманітних типів, які відрізняються способом відведення теплоти від продукту, середовищем, що сприймає цю теплоту, типом пристрою для транспортування продуктів у процесі обробки.

Під час виконання практичної роботи за темою 3 більш детально буде розглянуто повітряні морозильні апарати та приклад розрахунку конвеєрного повітряного морозильного апарата.

При підготовці до виконання практичної роботи потрібно вивчити наступні питання:

- теплофізичну сутність та особливості процесу заморожування харчових продуктів;
- вплив швидкості заморожування на кристалізацію вологи у продукті;
- сучасні засоби контактного заморожування харчових продуктів;
- особливості організації та проведення процесу контактного заморожування харчових продуктів;
- холодильне технологічне обладнання камер заморожування м'яса;
- основи розрахунку камер заморожування м'яса;
- повітряні морозильні апарати;
- основи розрахунку повітряних морозильних апаратів.

### **3.2. Теоретична частина**

Повітряні морозильні апарати на сьогодні є найбільш поширеними. Заморожування продуктів в повітрі дозволяє зберегти їх високі смакові та поживні властивості, а також гарний товарний вигляд.

Повітря – природне і досить інертне середовище. Його можна використовувати для холодильної обробки будь-яких продуктів у широкому інтервалі значень температур, швидкості руху та типу. Ці позитивні якості повітря зумовлюють універсальність його застосування і простоту конструкції повітряних морозильних апаратів. Недоліками повітря є низька здатність до акумулювання теплоти та схильність до поглинання вологи.

Повітряні морозильні апарати складаються з морозильного відсіку та відсіку повітроохолоджувачів. В вантажному відсіку застосовують тунельну систему розподілу повітря. В вантажному відсіку знаходиться продукт, що заморожується, який пересувається різноманітними транспортними засобами, в відсіках повітроохолоджувачів розташовують секції, які призначені для охолодження повітря, системи подачі повітря (вентиляторна установка) та піддон для збору талої води, який обігривається.

Вид системи транспортування залежить передусім від цільового призначення апарата (асортимент харчових продуктів, які заморожуються) та його продуктивність. Використовуються візки (етажерки), конвеєри безперервної або періодичної дії, поті повітря (флюїдизаційний шар) або комбінації цих засобів транспортування.

Секції повітроохолоджувачів виконують з гладких або ребристо трубних елементів зі змінним кроком оребрення, який зменшується по ходу руху повітря. Це пов'язано з тим, що волога, яка виділяється з продукту під час холодильної обробки осаджується у вигляді інею на поверхні повітроохолоджувача, причому він випадає нерівномірно, передусім на перших по ходу руху рядах труб, що зменшує площу живого перерізу повітроохолоджувачів. Змінний крок оребрення має забезпечити збереження номінальної площі живого перерізу повітроохолоджувачів по довжині.

Система подачі повітря включає вентилятори (осьові, відцентровані) та розподільники повітря (канали, відбивачі). Будова системи залежить від аеродинамічного опору руху повітря та взаємного розташування повітроохолоджувача й продукту. Повітря може циркулювати як уздовж, так і поперек об'єму, який займає продукт і система транспортування. Довжина циркуляційного контуру має бути якомога меншою для мінімізації аеродинамічного опору та змінювання швидкості руху і температури повітря. Чим менші ці зміни, тим рівномірніше здійснюється холодильна обробка продукту і тим менше його втрати на випаровування вологи, тому що здатність

повітря поглинати вологу збільшується з підвищенням його температури.

### 3.2.1. Основи розрахунку конвеєрних повітряних морозильних апаратів

Якщо задані продуктивність апарата, вид продукту та розміри заморожуємого блоку, середня температура повітря, початкові та кінцеві температури продукту, напрям та швидкість руху повітря в апаратах, то при розрахунку конвеєрних морозильних апаратів необхідно визначити:

- об'єм та масу заморожуємого блоку;
- тривалість заморожування;
- ємність апарата та кількість блоків у ньому;
- довжину ланцюга та швидкість руху вантажного конвейєра апарата;
- кількість гілок конвеєра апарату;
- кількість повітря, який рухається;
- теплове навантаження;
- змінення температури повітря в апараті та середню логарифмічну різницю температур;
- необхідну площу поверхні повітроохолоджувача та його конструктивні розміри;
- аеродинамічний опір циркуляційного кільця апарата;
- потужність електродвигунів вентиляторів.

В конвеєрних морозильних апаратах продукти заморожуються в блок-формах, об'єм замороженого блоку розраховуємо за формулою:

$$V_{\bar{\sigma}l} = l_{\bar{\sigma}l} \cdot e_{\bar{\sigma}l} \cdot \delta_{\bar{\sigma}l} , \quad (3.1)$$

де  $V_{\bar{\sigma}l}$  – об'єм блоку, який заморожується,  $m^3$ ;

$l_{\bar{\sigma}l}$  – довжина блоку,  $m$ ;

$e_{\bar{\sigma}l}$  – ширина блоку,  $m$ ;

$\delta_{\bar{\sigma}l}$  – товщина блоку,  $m$ .

Масу блоку, який заморожується, визначають за формулою:

$$g_l = V_{\bar{\sigma}l} \cdot \rho_{np} , \quad (3.2)$$

де  $g_l$  – маса блоку, який заморожується,  $kg$ ;

$V_{\delta i}$  – об'єм блоку, який заморожується,  $m^3$ ;  
 $\rho_{np}$  – густина замороженого блоку,  $кг/м^3$ .

Тривалість заморожування визначають за формулою Р. Планка:

$$\tau = \frac{q_3 \cdot \rho_{np}}{t_{кр} - t_{сер.}} \cdot \delta_{\delta i} \cdot \left[ R \cdot \frac{\delta_{\delta i}}{\lambda_3} + P \left( \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right], \quad (3.3)$$

де  $\tau$  – тривалість заморожування,  $c$ ;

$q_3$  – питома теплота заморожування,  $Дж/кг$ ;

$\rho_{np}$  – густина замороженого продукту,  $кг/м^3$ ;

$t_{кр}$  – криоскопічна температура продукту,  $^{\circ}C$ ;

$t_{сер.}$  – температура середовища,  $^{\circ}C$ ;

$\delta_{\delta i}$  – товщина блоку,  $m$ ;

$\lambda_3$  – коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту,

$$\frac{Вт}{м \cdot К};$$

$R, P$  – допоміжні коефіцієнти, які залежать від форми та співвідношення розмірів заморожуємого продукту;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  – сума теплових опорів стінок блок форми та шарів

упаковки,  $\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі від блок-форми при примусовому русі повітря можна розрахувати за формулою:

$$\alpha = 0,032 \cdot \frac{\omega^{0,8} \cdot \lambda_{пов}}{l_x^{0,2} \cdot \nu_{пов}^{0,8}}, \quad (3.4)$$

де  $\omega$  – швидкість руху повітря біля блок-форм,  $м/с$ ;

$l_x$  – лінійний розмір блок-форми в напрямку руху повітря,  $m$ ;

$\lambda_{пов}$  – коефіцієнт теплопровідності повітря,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ ;

$\nu_{пов}$  – кінематична в'язкість повітря,  $m^2/c$ .

Ємність апарату, тобто масу продукту, який знаходиться на конвеєрі апарату, визначають за формулою:

$$G = G' \cdot \tau, \quad (3.5)$$

де  $G'$  – продуктивність апарату,  $кг/с$ ;

$\tau$  – тривалість заморожування,  $с$ .

Кількість блоків в апараті розраховуємо за рівнянням:

$$Z_{\phi} = \frac{G}{g'}, \quad (3.6)$$

де  $Z_{\phi}$  – кількість блоків в апараті,  $шт.$ ;

$G$  – ємність апарату,  $кг$ ;

$g'$  – маса блоку, який заморожується,  $кг$ .

Довжину ланцюга вантажного конвеєра апарата знаходять за формулою:

$$L_{\mathcal{L}} = v_{\phi} \cdot Z_{\phi}, \quad (3.7)$$

де  $L_{\mathcal{L}}$  – довжина ланцюга вантажного конвеєра апарата,  $м$ ;

$v_{\phi}$  – відстань між осями блок-форм,  $м$ .

Швидкість руху вантажного конвеєра визначають за рівнянням:

$$\omega_k = \frac{L_{\mathcal{L}}}{\tau}, \quad (3.8)$$

де  $\omega_k$  – швидкість руху вантажного конвеєра,  $м/с$ .

Кількість гілок конвеєра розраховуємо за формулою:

$$Z_{\Gamma} = \frac{L_{\mathcal{L}}}{L_K}, \quad (3.9)$$



де  $Z_{\Gamma}$  – кількість гілок конвеєра, шт.;

$L_K$  – довжина гілок конвеєра, м.

Виходячи з конструктивних міркувань довжину гілки конвеєра  $L_K$  приймають рівною 5–8 м, для того щоб морозильні апарати розміщувалися в холодильниках з сіткою колон 6×6 та 6×12 м.

Якщо передбачена завантаження апарата продуктом та вивантаження заморожених блоків з апарату з торцевої стінки, то кількість гілок повинна бути парною.

Кількість повітря, яке рухається, визначають за рівнянням:

$$V'_{нов} = F_{жс} \cdot w, \quad (3.10)$$

де  $V'_{нов}$  – кількість повітря, яке рухається, м<sup>3</sup>/с;

$F_{жс}$  – площа живого перерізу для проходу повітря, м<sup>2</sup>;

$w$  – швидкість руху повітря, м/с.

Площа живого перерізу за умов поперечного руху повітря дорівнює:

$$F_{жс} = [(L_K + 2e_1) \cdot l_1 \cdot (Z_{\Gamma} + 1)], \quad (3.11)$$

де  $e_1$  – проміжок між зірочкою вантажного конвеєра та ізолюваною торцевою стінкою апарата, м;

$l_1$  – проміжок між блок-формами по висоті, який передбачено для циркуляції повітря, м.

За умов подовжнього руху повітря

$$F_{жс} = [(l + 2e_2) \cdot l_1 \cdot (Z_{\Gamma} + 1)], \quad (3.12)$$

де  $e_2$  – проміжок між блок-формою та боковими ізолюваними стінками апарата, м.

Теплове навантаження на обладнання визначають за формулою:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_{СТ} + Q_{Ф} + Q_4, \quad (3.13)$$

де  $Q_1$  – теплоприплив крізь огороження апарата, Вт;

$Q_2$  – теплоприплив від продукту,  $Bm$ ;

$Q_{CT}$  – теплоприплив від сталевих деталей конвеєра,  $Bm$ ;

$Q_{\Phi}$  – теплоприплив від блок-форм,  $Bm$ ;

$Q_4$  – теплоприплив від двигунів вентилятора,  $Bm$ .

Теплоприплив від сталевих деталей конвеєра знаходять за формулою:

$$Q_{CT} = m_{CT} \cdot c_{CT} \cdot \omega_K \cdot (t_1 - t_2), \quad (3.14)$$

де  $m_{CT}$  – маса  $l$  м вантажного конвеєра,  $кг$ ;

$c_{CT}$  – питома теплоємність сталі,  $Дж/(кг \cdot K)$ ;

$\omega_K$  – швидкість руху вантажного конвеєра апарата,  $м/с$ ;

$t_1$  – температура сталевих елементів вантажного конвеєра, нагрітих за межами вантажного відсіку,  $^{\circ}C$ ;

$t_2$  – температура сталевих елементів вантажного конвеєра після їхнього охолодження в вантажному відсіку апарата,  $^{\circ}C$ .

Теплоприплив від блок-форм знаходять за формулою:

$$Q_{\Phi} = m_{\Phi} \cdot c_{\Phi} \cdot \omega_K \cdot (t_1 - t_2), \quad (3.15)$$

де  $m_{\Phi}$  – маса блок-форми, яка приходить на  $l$  м вантажного конвеєра,  $кг$ ;

$c_{\Phi}$  – питома теплоємність матеріалу блок-форми,  $Дж/(кг \cdot K)$ ;

$\omega_K$  – швидкість руху вантажного конвеєра апарата,  $м/с$ ;

$t_1$  – температура блок-форми, нагрітої за межами вантажного відсіку,  $^{\circ}C$ ;

$t_2$  – температура блок-форми після її охолодження в апараті,  $^{\circ}C$ .

Теплоприплив від двигунів вентилятора орієнтовано приймають (0,15–0,2) від  $Q_2$ .

Змінення температури повітря в апараті розраховуємо за рівнянням:

$$\theta = \frac{\theta_0}{V'_{нов} \cdot \rho_{нов} \cdot c'_{нов}}, \quad (3.16)$$

де  $\theta$  – змінення температури повітря в апараті за умов заморожування продукту, °C;

$V'_{нов}$  – кількість повітря, яке рухається в апараті,  $м^3/с$ ;

$\rho_{нов}$  – густина повітря,  $кг/м^3$ ;

$c'_{нов}$  – питома теплоємність повітря,  $Дж/(кг \cdot K)$

Середню логарифмічну різницю температур між повітрям та киплячим холодильним агентом визначаємо за формулою:

$$\Delta t = \frac{\theta}{2,3 \lg \frac{t'_{нов} - t_0}{t_{нов} - t_0}}, \quad (3.17)$$

де  $t'_{нов}$  – температура повітря перед повітроохолоджувачем, °C;

$t''_{нов}$  – температура повітря після повітроохолоджувача, °C;

$t_0$  – температура кипіння холодоагенту, °C.

Температуру повітря перед охолоджувачем повітря розраховуємо за формулою:

$$t'_{нов} = t_{нов} + \frac{\theta}{2}, \quad (3.18)$$

де  $t_{нов}$  – температура охолоджуючого повітря, °C;

Температуру повітря після повітроохолоджувача розраховуємо за формулою:

$$t''_{нов} = t_{нов} - \frac{\theta}{2}. \quad (3.19)$$

Площу поверхні повітроохолоджувача знаходимо за формулою:

$$F_{ПО} = \frac{Q_0}{k_0 \cdot \Delta t_m}, \quad (3.20)$$

де  $Q_0$  – сумарне теплове навантаження на обладнання,  $Вт$ ;

$k_0$  – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувачів,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$ ;

$\Delta t_m$  – середня логарифмічна різниця між повітрям та киплячим холодильним агентом, °C.

Якщо не передбачено ніяких інших технічних рішень, то для зменшення шкідливого впливу інею, повітроохолоджувач повинен виконуватись з декілька секцій, кількість яких, як правило, не перевищує трьох.

Довжину труб в окремій секції розраховують за рівнянням:

$$L_{C.X.} = \frac{\Pi_X \cdot F_{ПО}}{f_X}, \quad (3.21)$$

де  $L_{C.X.}$  – довжина труб у секції повітроохолоджувача, м;

$\Pi_X$  – частка загальної площі поверхні повітроохолоджувача, який приходить на одну секцію;

$f_X$  – площа поверхні 1 м оребреної труби з прийнятим кроком оребрення, який характерний для даної секції, м<sup>2</sup>.

Конструктивні розміри повітроохолоджувача визначаються площею живого перерізу каналу, в якому розміщуються секції.

Площа живого перерізу цього каналу розраховується за формулою:

$$F_K = \frac{V'_{нов}}{\omega_H}, \quad (3.22)$$

де  $F_K$  – площа живого перерізу каналу, м<sup>2</sup>;

$V'_{нов}$  – кількість повітря, циркулюючого в апараті, м<sup>3</sup>/с;

$\omega_H$  – швидкість набігаючого потоку, або швидкість в каналі за умов відсутності секцій, м/с (2,5–3 м/с).

Секції повітроохолоджувачів komponуються з відрізків труб, які з'єднані колекторами або калачами. Довжиною відрізка труби  $l_{ТР}$  задаються, виходячи з конструктивних міркувань, тоді ширина каналу обчислюється за формулою:

$$B_K = l_{ТР} + 2 \cdot l_{ПП}, \quad (3.23)$$

де  $B_K$  – ширина каналу, м;

$l_{ТР}$  – довжина труби, м;

$l_{TP}$  – проміжок між трубами секцій та боковими стінками каналу,  $m$ .

Висоту каналу визначають за формулою:

$$H_K = \frac{F_K}{B_K}, \quad (3.24)$$

де  $H_K$  – висота каналу,  $m$ ;

$F_K$  – площа живого перерізу каналу,  $m^2$ ;

$B_K$  – ширина каналу,  $m$ ;

Після визначення висоти каналу розраховують кількість труб по висоті каналу за формулою:

$$n_I = \frac{H_K}{S_I} - I, \quad (3.25)$$

де  $n_I$  – кількість труб по висоті каналу, *шт.*;

$S_I$  – відстань між трубами по висоті,  $m$ .

Довжину труб в одному вертикальному ряді розраховують за рівнянням:

$$L_{TP} = n_I \cdot l_{TP}, \quad (3.26)$$

де  $L_{TP}$  – довжина труб в вертикальному ряді,  $m$ ;

$n_I$  – кількість труб по висоті каналу, *шт.*;

$l_{TP}$  – довжина труби,  $m$ .

Кількість вертикальних рядів труб в кожній секції знаходять, виходячи з залежності:

$$m_X = \frac{L_{C.X.}}{L_{TP}}, \quad (3.27)$$

де  $m_X$  – кількість вертикальних рядів труб у окремій секції;

$L_{C.X.}$  – довжина труб у секції повітроохолоджувача,  $m$ ;

$L_{TP}$  – довжина труб у вертикальному ряді,  $m$ .

Значення  $m_X$  у кожній секції повинно бути кратним одиниці.

Аеродинамічний опір в циркуляційному кільці апарата визначають за формулою:

$$\Delta p = (\Delta p_{\text{ПО}} + \Delta p_{\text{ГВ}} + \Delta p_{\text{ПОВ}} + \Delta p_{\text{ДФ}} + \Delta p_{\text{КОНФ}} + \Delta p_{\text{ВХ}}) \cdot I, I, \quad (3.28)$$

де  $\Delta p$  – аеродинамічний опір у циркуляційному кільці апарата, Па;

$\Delta p_{\text{ПО}}, \Delta p_{\text{ГВ}}, \Delta p_{\text{ПОВ}}, \Delta p_{\text{ДФ}}, \Delta p_{\text{КОНФ}}, \Delta p_{\text{ВХ}}$  – аеродинамічний опір секцій повітроохолоджувача, в вантажному відсіку апарата, поворотів, дифузора, конфузора при вході повітря в вентилятор, Па;

$I, I$  – коефіцієнт, який урахує аеродинамічний опір тертя повітря в каналах.

Аеродинамічний опір секції повітроохолоджувача визначається за умов знаходження снігової шуби на площі поверхні повітроохолоджувача. Товщину снігової шуби приймають на першій секції 3 мм, на другій – 2 мм, на третій – 1 мм.

Аеродинамічний опір однієї секції за умов шахового розташування труб з навивними ребрами знаходять по формулі:

$$\Delta p_x = 1,35 \cdot m_x \cdot \left( \frac{h}{d_{\text{зовн}}} \right)^{0,45} \cdot \left( \frac{U_x}{d_{\text{зовн}}} \right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24} \cdot \frac{(\omega'_x)^2}{2} \cdot \rho_{\text{ПОВ}}, \quad (3.29)$$

де  $\Delta p_x$  – аеродинамічний опір секції, Па;

$h$  – висота ребра, м;

$d_{\text{зовн}}$  – зовнішній діаметр труби, м;

$U_x$  – відстань між ребрами з врахуванням снігової шуби, м;

$\omega'_x$  – швидкість руху повітря в живому перерізі секції, м/с.

Число Рейнольдса розраховують за формулою:

$$Re_x = \frac{\omega'_x \cdot d_{\text{зовн}}}{\nu_{\text{ПОВ}}}, \quad (3.30)$$

де  $\omega'_x$  – швидкість руху повітря в живому перерізі секції, м/с;

$d_{\text{зовн}}$  – зовнішній діаметр труби, м;

$\nu_{\text{ПОВ}}$  – кінематична в'язкість повітря, м<sup>2</sup>/с.

Кінематичну в'язкість повітря визначають при температурі кипіння холодильного агента в трубах повітроохолоджувача.

Швидкість руху повітря в живому перерізі секції знаходять з залежності:

$$\omega'_X = \varphi_X \cdot \omega_H, \quad (3.31)$$

де  $\omega'_X$  – швидкість руху повітря в живому перерізі секції, м/с;  
 $\varphi_X$  – коефіцієнт стиснення, який враховує розташування в перерізі каналу оребрених труб;  
 $\omega_H$  – швидкість набігаючого потоку, або швидкість у каналі за умов відсутності секції, м/с.

Коефіцієнт стиснення, який враховує розташування в перерізі каналу оребрених труб розраховують за формулою:

$$\varphi_X = \frac{\frac{S_I}{d_{зОВН}} \cdot \left( I - \frac{\delta_p}{U_X} \right)}{\frac{S_I}{d_{зОВН}} - I + \left( \frac{S_I}{d_{зОВН}} - I - \frac{2h}{d_{зОВН}} \right) \cdot \frac{\delta_p}{U_X}}, \quad (3.32)$$

де  $S_I$  – відстань між трубами по висоті, м;  
 $d_{зОВН}$  – зовнішній діаметр труби, м;  
 $\delta_p$  – товщина ребра, м;  
 $U_X$  – відстань між ребрами з урахуванням снігової шуби, м;  
 $h$  – висота ребра, м.

Відстань між ребрами з урахуванням снігової шуби розраховуємо за формулою:

$$U_X = t - \delta_p - 2 \cdot \delta_{CX}, \quad (3.33)$$

де  $t$  – крок між ребрами, м;  
 $\delta_{CX}$  – товщина снігової шуби, яка випала на секцію, м;  
 $\omega_H$  – швидкість руху набігаючого потоку повітря, м/с.

Аеродинамічний опір секції повітроохолоджувача складе:

$$\Delta p_{ПО} = \sum \Delta p_X, \quad (3.34)$$

де  $\Delta p_{\Pi O}$  – аеродинамічний опір секції повітроохолоджувача, Па;  
 $\sum \Delta p_x$  – сумарний аеродинамічний опір секцій охолоджувача повітря, Па.

Аеродинамічний опір блок-форми в вантажному відсіку апарата розраховуємо за формулою:

$$\Delta p_{TB} = \xi_{\Phi} \cdot n_{\Phi} \cdot \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho_{\Pi O B}, \quad (3.35)$$

де  $\xi_{\Phi}$  – коефіцієнт місцевого опору блок-форми;

$n_{\Phi}$  – кількість форм, яку омиває повітря (за умов поперечного руху повітря – 1–2 форми, за умов подовжнього руху повітря –

$$n_{\Phi} = \frac{L_K}{b}).$$

Аеродинамічний опір поворотів складе:

$$\Delta p_{\Pi O B} = n_{\Pi O B} \cdot \xi_{\Pi O B} \cdot \frac{\omega_{\Pi O B}^2}{2} \cdot \rho_{\Pi O B}, \quad (3.36)$$

де  $n_{\Pi O B}$  – кількість поворотів, які виконує повітря в циркуляційному кільці апарату;

$\xi_{\Pi O B}$  – коефіцієнт місцевого опору повороту;

$\omega_{\Pi O B}$  – швидкість руху повітря в перерізі повороту, м/с.

Аеродинамічний опір дифузора визначають за формулою:

$$\Delta p_{\text{диф}} = \xi_{\text{диф}} \cdot \frac{\omega_{\text{диф}}^2}{2} \cdot \rho_{\Pi O B}, \quad (3.37)$$

де  $\xi_{\text{диф}}$  – коефіцієнт місцевого опору дифузора;

$\omega_{\text{диф}}$  – швидкість руху повітря в стисненому перерізі дифузора, м/с.

Аеродинамічний опір конфузора розраховуємо за рівнянням:

$$\Delta p_{\text{конф}} = \xi_{\text{конф}} \cdot \frac{\omega_{\text{конф}}^2}{2} \cdot \rho_{\Pi O B}, \quad (3.38)$$



де  $\xi_{\text{КОНФ}}$  – коефіцієнт місцевого опору конфузора;  
 $\omega_{\text{КОНФ}}$  – швидкість руху повітря в стисненому перерізі конфузора, *м/с*.

Аеродинамічний опір при вході повітря в вентилятор знаходять за формулою:

$$\Delta p_{\text{ВХ}} = \xi_{\text{ВХ}} \cdot \frac{\omega_{\text{ВХ}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{ПОВ}}, \quad (3.39)$$

де  $\xi_{\text{ВХ}}$  – коефіцієнт місцевого опору при вході повітря в вентилятор;

$\omega_{\text{ВХ}}$  – швидкість руху повітря за умов всмоктування повітря вікном вентилятора, *м/с*.

Швидкість руху повітря за умов всмоктування повітря вікном вентилятора розраховують за формулою:

$$\omega_{\text{ВХ}} = \frac{4V_{\text{ПОВ}}}{\pi \cdot d_B^2 \cdot n_B}, \quad (3.40)$$

де  $d_B$  – діаметр вікна всмоктування вентилятора, *м*;

$n_B$  – кількість вентиляторів, *шт.*;

$V_{\text{ПОВ}}$  – кількість циркулюючого повітря, *м<sup>3</sup>/с*.

Для обчислення швидкості руху повітря за умов всмоктування повітря вікном вентилятора потрібно підібрати вентилятор або вентилятори. Підбір вентиляторів виконується в залежності від кількості повітря, яке рухається, та приблизного аеродинамічного опору в циркуляційному кільці апарата (без урахувань опору повітря в вентилятор).

Для вентилятора, який підбрали, знаходять діаметр всмоктуючого вікна. Потім визначають  $\Delta p_{\text{ВХ}}$  та уточнюють аеродинамічний опір в циркуляційному кільці апарату.

Потужність електродвигунів вентиляторів знаходять за формулою:

$$Ne = \frac{V_0 \cdot \Delta P}{\eta_B}, \quad (3.41)$$

де  $Ne$  – потужність електродвигунів вентиляторів,  $\kappa Bm$ ;  
 $V_0$  – об'єм повітря, який подається в апарат,  $m^3/c$ ;  
 $\Delta P$  – аеродинамічний опір за умов руху повітря в циркуляційному кільці апарата,  $Pa$ ;  
 $\eta_B$  – ККД вентилятора.

Уточнення теплового навантаження виконується з урахуванням дійсного теплоприпливу від роботи вентиляторів.

### 3.3. Розрахункова частина

#### 3.3.1. Вивчення методів розрахунку повітряних морозильних апаратів

#### Приклад розрахунку конвеєрного повітряного морозильного апарата

У конвеєрному ПМА (повітряному морозильному апараті) конвеєр з блок-формами переміщує продукт, який охолоджується оребреними секціями повітроохолоджувача (ПО): блок-формами також можуть бути виконані в оребреному варіанті. Вантажний конвеєр переміщується у вантажному відділенні та несе закриті блок-форми у вертикальному положенні. ПО розташований між верхнім та нижнім ланцюгами конвеєра. Апарат має продуктивність, яка складає  $G' = 1000 \text{ кг}/20\delta = 0,278 \text{ кг}/c$ . Швидкість руху у вантажному відділенні апарата становить  $w = 6 \text{ м}/c$ . Середня температура в апараті  $t_c = -3^\circ C$ , початкова температура продукту  $t_1 = 20^\circ C$ , кінцева –  $t_2 = -20^\circ C$ . Визначити об'єм і масу блока, що заморожується, тривалість заморожування при гладкому і оребреному варіантах виконання блок-форм, місткість апарата і кількість блок-форм у ньому, довжину ланцюга і швидкість руху вантажного конвеєра апарата, його габаритні розміри, кількість циркулюючого повітря, теплове навантаження на ПО, змінення температури повітря в апараті, різницю температур повітря і холодоагенту, площу поверхні теплопередачі ПО і його конструктивні розміри.

Об'єм блока риби, що заморожується дорівнює:

$$v_l = l \cdot b \cdot \delta, \quad (3.42)$$

де  $l$  – довжина блока, м;  
 $b$  – ширина блока, м;  
 $\delta$  – товщина блока, м.  
 З технологічних міркувань приймаємо  $l = 0,8$  м;  $b = 0,25$  м,  
 $\delta = 0,06$  м, тобто:

$$v_l = 0.8 \cdot 0.25 \cdot 0.06 = 0.012 \text{ м}^3.$$

Масу блоку риби, що заморожується, розраховуємо наступним чином:

$$q_l = v_l \cdot \rho_{np} \quad (3.43)$$

де  $\rho_{np}$  – густина мороженої риби  
 Із довідкових даних приймаємо, що  $\rho_{np} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, тоді:

$$q_l = 0,012 \cdot 1000 = 12 \text{ кг}.$$

Приймаємо, що у даній блок-формі вміщується два однакових блока риби.

Тривалість заморожування блока риби визначаємо за формулою Р. Планка, яка при всебічному відведенні теплоти блоку, який заморожується, має вигляд:

$$\tau = \frac{q_3 \cdot \rho_{np}}{t_{кр} \cdot t_{сер}} \cdot \delta \cdot \left( R \cdot \frac{\delta}{\lambda_3} + \frac{I}{\alpha} \right) 333 \quad ; \quad (3.44)$$

де  $\tau$  – тривалість заморожування блока риби, с;  
 $q_3$  – питома теплота заморожування риби, Дж/кг;  
 $\rho_{np}$  – густина замороженого продукту, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\lambda_3$  – коефіцієнт теплопровідності замороженої риби, Вт/(м·К);  
 $t_{кр}$  – криоскопічна температура риби, °С;  
 $t_{сер}$  – температура середовища в апараті, °С;  
 $\delta$  – товщина блока риби, який заморожується, м;  
 $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі від блок-форми з рибою, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $R, P$  – допоміжні коефіцієнти, які залежать від форми та співвідношення розмірів продукту, який заморожується.

Приймаємо з таблиці 5 значення коефіцієнтів  $R$  та  $P$ , попередньо розрахувавши значення  $\beta_1$  та  $\beta_2$ . Для прийнятих розмірів блоку величина:

$$\beta_1 = \frac{l}{\delta} = \frac{0.8}{0.06} = 13.33,$$

$$\beta_2 = \frac{b}{\delta} = \frac{0.25}{0.06} = 4.2.$$

Відповідно при  $\beta_1 = 13,33$  та  $\beta_2 = 4,2$ ,  $R = 0,1037$ ,  $P = 0,3846$  (див. табл. 5).

Приймаємо з довідкових даних для замороженої риби коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_3 = 1,3 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ .

Знаходимо числове значення питомої теплоти заморожування риби за формулою:

$$q_3 = i_1 - i_2, \quad (3.45)$$

де  $i_1$  – початкова ентальпія продукту,  $\text{Дж/кг}$ ;  
 $i_2$  – кінцева ентальпія продукту,  $\text{Дж/кг}$ .

Знаходимо значення  $i_1$  та  $i_2$  за таблицею 4, при заморожуванні риби від початкової температури  $t_1$  до кінцевої  $t_2$ . При  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $i_1 = 317600 \text{ Дж/кг}$ , а при  $t_2 = -20^\circ\text{C}$ ,  $i_2 = 0 \text{ Дж/кг}$ , тобто:

$$q_3 = 317600 - 0 = 317600 \text{ Дж/кг}.$$

Для визначення  $\alpha$  використовуємо критеріальне рівняння для турбулентного режиму руху повітря біля поверхні блок-форми (швидкість руху повітря за умовами задачі  $w = 6 \text{ м/с}$ ):

$$Nu = 0.032 Re^{0.8}. \quad (3.46)$$

Число Рейнольда розраховуємо за формулою:

$$Re = \frac{w_{lo}}{v_{нов}}, \quad (3.47)$$

де  $w$  – швидкість руху повітря біля поверхні блок-форми,  $m/c$ ;  
 $l_o$  – характерний (визначений) розмір блок-форми,  $m$  (який при поперечному обтіканні блок-форми повітрям можливо прийняти як довжину блоку риби, яка заморожується, що для здвоєного варіанта складає  $2l = 1,60\ m$ , приймаємо трохи більшим  $l_o = 1,62\ m$ );

$v_{нов}$  – кінематична в'язкість повітря,  $m^2/c$ .

Приймаємо:  $w = 6\ m/c$  (за умовами задачі);  $l_o = 1,62\ m$ , при поперечному обтіканні блок-форми повітрям прийняти довжину, яка для здвоєного варіанту складає  $2l = 1,60\ m$ , приймаємо трохи більшим, отже  $l_o = 1,62\ m$ .

$$v_{нов} = 10,42 \cdot 10^{-6}\ m^2/c, \text{ при } t_{нов} = -30^\circ C.$$

Проводимо обчислення:

$$Re = \frac{6 \cdot 1,62}{10,42 \cdot 10^{-6}} = 9,33 \cdot 10^5,$$

тоді  $Ne = 0,032 \cdot (9,33 \cdot 10^5)^{0,8} = 1910.$

Для гладкої блок-форми коефіцієнт тепловіддачі від її поверхні до повітря розраховуємо за залежністю:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{нов}}{l_o} \quad (3.48)$$

де  $Nu$  – число Нуссельта;

$\lambda_{нов}$  – коефіцієнт теплопровідності повітря,  $Bm/(m \cdot K)$ ;

$l_o$  – характерний розмір блок-форми,  $m$ .

Приймаємо  $\lambda_{нов} = 0,021\ Bm/(m \cdot K)$  при температурі повітря  $-30^\circ C$ .

Обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі від поверхні блок-форми до повітря:

$$\alpha = \frac{1910 \cdot 0,021}{1,62} = 24,75 \frac{Bm}{(m^2 \cdot K)}.$$

Тривалість заморожування риби в гладкій блок-формі дорівнюватиме:

$$\tau = \frac{317600 \cdot 1000}{-1 - (-30)} \cdot 0.06 \cdot \left( 0,1037 \cdot \frac{0,06}{1.3} + 0.3846 \frac{1}{24.75} \right) =$$

$$= 87,32 \text{ с} \approx 2,4 \text{ год.}$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі для оребреної блок-форми визначаємо за формулою:

$$\alpha_{np} = \alpha \cdot \left( \frac{F_p}{F_o} \cdot E + \frac{F_{mp}}{F_o} \right), \quad (3.49)$$

де  $\alpha_{np}$  – приведений коефіцієнт тепловіддачі для оребреної блок-форми,  $Bm/(m^2 \cdot K)$ ;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі гладкої блок-форми,  $Bm/(m^2 \cdot K)$ ;

$F_p$  – площа поверхні ребер,  $m^2$ ;

$F_o$  – площа поверхні гладкої блок-форми (з кришкою),  $m^2$ ;

$F_{mp}$  – площа міжреберного простору,  $m^2$ ;

$E$  – коефіцієнт ефективності ребра.

Площу поверхні ребер блок-форми знаходимо за формулою:

$$F_p > f \cdot n \quad (3.50)$$

де  $f$  – площа поверхні одного ребра,  $m^2$ ;

$n$  – кількість ребер на оребреній блок-формі та кришці.

Площу поверхні гладкої блок-форми з кришкою визначаємо за рівнянням:

$$F_o = 2 \cdot l_o \cdot b \quad (3.51)$$

де  $l_o$  – характерний розмір блок-форми,  $m$ ;

$b$  – ширина блоку риби, яка заморожується,  $m$ .

Площу міжреберного простору розраховуємо за формулою:

$$F_{mp} = F_o - F'_p; \quad (3.52)$$

де  $F_{mp}$  – площа міжреберного простору,  $m^2$ ;

$F_o$  – площа поверхні гладкої блок-форми (з кришкою),  $m^2$ ;

$F'_p$  – площа поверхні оребреної блок-форми (з кришкою)  $m^2$ .

Площу поверхні оребреної блок-форми (з кришкою) розраховуємо за формулою:

$$F_p' = l_p \cdot \delta_p' \cdot 2 \cdot n, \quad (3.53)$$

де  $F_p'$  – площа поверхні оребреної блок-форми (з кришкою),  $m^2$ ;  
 $l_p$  – довжина ребра,  $m$ ;  
 $\delta_p'$  – товщина ребра,  $m$ ;  
 $n$  – число ребер з кожного боку оребреного блок-форми, *шт.*  
 Коефіцієнт ефективності ребра розраховуємо за формулою:

$$E = \frac{th(mh_p)}{mh_p}, \quad (3.54)$$

де  $E$  – коефіцієнт ефективності ребра;  
 $m$  – характеристика ребра, що є мірою відношення теплового потоку з поверхні ребра до теплового потоку по осі ребра;  
 $h_p$  – для прямокутного ребра – висота ребра,  $m$ .  
 Значення  $E$  залежно від  $mh_p$  беруть з довідкових даних.  
 Величину  $m$  знаходимо із співвідношення наступного виду:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\lambda_p \cdot \delta_p'}}, \quad (3.55)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $\lambda_p$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра блок-форми,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $\delta_p'$  – товщина ребра,  $m$ .

Приймаємо, що ребра блок-форми виготовлені із сплаву на основі алюмінію, тоді з довідкової літератури  $\lambda_p = 160 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K)$ . Ребра прямі постійного перерізу. Висота ребра  $h_p = 25 \text{ мм} = 0,25 \text{ м}$ , товщина ребра  $\delta_p' = 4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$ . Шаг оребрення  $b_p = 25 \text{ мм} = 0,025 \text{ м}$ . Довжина ребра  $l_p = 1,62 \text{ м}$ .

Тоді число ребер із кожного боку оребреної блок-форми можливо обчислити за формулою:

$$n = \frac{b}{b_p} - 1, \quad (3.56)$$

де  $n$  – число ребер із кожного боку оребреної блок-форми, шт.;  
 $b$  – ширина блоку риби, яка заморожується, м;  
 $b_p$  – шаг оребрення, м.  
 Обчислюємо:

$$n = \frac{0.25}{0.025} - 1 = 9 \text{ шт.}$$

Площу поверхні одного ребра знаходимо за формулою:

$$f = 2 \cdot l_p + h_p + l_o \cdot b_p', \quad (3.57)$$

де  $f$  – площа поверхні одного ребра, м<sup>2</sup>;  
 $l_p$  – довжина ребра, м;  
 $h_p$  – висота ребра, м;  
 $b_p'$  – товщина ребра, м.

Знаходимо числові значення:

$$f = 2 \cdot 1.62 \cdot 0.025 + 1.62 \cdot 0.004 = 0.0875 \text{ м}^2;$$

$$F_p = 0.0875 \cdot 9 \cdot 2 = 1.575 \text{ м}^2;$$

$$F_o = 2 \cdot 1.62 \cdot 0.25 = 0.81 \text{ м}^2;$$

$$F_{mp} = 0.81 - (1.62 \cdot 0.004 \cdot 18) = 0.694 \text{ м}^2;$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 24.75}{160 \cdot 0.004}} = 8.8 \text{ м}^{-1};$$

$$m \cdot h_p = 8.8 \cdot 0.025 = 0.22;$$

$$th(mh) = 0.2164.$$

Тоді:

$$E = \frac{0.2164}{0.22} = 0.98.$$

Обчислюємо приведений коефіцієнт  $\alpha_{np}$ :

$$\alpha_{np} = 24.75 \left( \frac{1.575}{0.81} \cdot 0.98 + \frac{0.64}{0.81} \right) = 66.75 \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot \text{К})}.$$



Тривалість заморожування риби в оребреній блок-формі становитиме:

$$\tau' = \frac{317600 \cdot 1000}{(-1) - (30)} \cdot 0.6 \cdot \left( 0.1037 \cdot \frac{0.06}{1.3} + 0.3846 \cdot \frac{1}{66.7} \right) = 7411 \text{ с} \approx 20,6 \text{ год.}$$

Таким чином, застосування оребрених блок-форм дозволяє зменшити тривалість заморожування риби від 87212 до 7411 с, тобто приблизно на 15% отже, варіант з оребреними блок-формами є більш раціональним, і, всі подальші розрахунки проводимо для цього варіанта.

Місткість апарата знаходимо за залежністю:

$$G = G' \cdot \tau_y, \quad (3.58)$$

де  $G$  – місткість апарата, кг;

$G'$  – продуктивність апарата, кг/с;

$\tau_y$  – тривалість циклу заморожування, с.

Приймаємо:  $G' = 0,278$  кг/с (за умовами задачі),  $\tau_y = \tau'$ , тоді  $\tau_y = 7411$  с.

Проводимо обчислення:

$$G = 0.278 \cdot 7411 = 2060 \text{ кг.}$$

Кількість блок-форм визначаємо за рівнянням:

$$Z_\sigma = \frac{G}{2g'}, \quad (3.59)$$

де  $Z_\sigma$  – кількість блоків в апараті, шт.;

$G$  – місткість апарата, кг;

$g'$  – маса блоку, який заморожується, кг.

Проводимо обчислення:

$$Z_\sigma = \frac{2060}{2 \cdot 12} = 86 \text{ шт.}$$

При визначенні довжини ланцюга вантажного конвеєра полагаємо, що вантажний конвеєр в морозильному апараті розташовано повністю в вантажному відсіку й несе на собі закриті блок-форми в вертикальному положенні, а повітроохолоджувач розташовано між верхніми та нижніми ланцюгами конвеєра. Блок-форми не зв'язано жорстко з ланцюгами конвеєра, а розміщені в спеціальних затисках з кроком затиску  $S_k=160$  мм. Тому довжину ланцюга конвеєра можна розрахувати наступним чином:

$$l_{\text{л}} = Z_{\text{б}} \cdot S_{\text{к}}, \quad (3.60)$$

де  $l_{\text{л}}$  – довжина ланцюга конвеєра, м;  
 $Z_{\text{б}}$  – кількість блок-форм, шт.;  
 $S_{\text{к}}$  – крок затискування блок-форм ланцюгом конвеєра, м.  
 Обчислюємо:

$$l_{\text{л}} = 86 \cdot 0.16 = 13,8 \text{ м.}$$

Із конструктивних міркувань приймаємо довжину верхньої та нижньої гілок рівною  $l_{\text{г}}=6,5$  м, висоту вантажного відділення конвеєра  $h_{\text{к}}=1,2$  м.

Довжину вантажного відділення апарата визначаємо за формулою:

$$L_{\text{а}} = l_{\text{г}} + 2D_{\text{б}} + 2b_{\text{ф}} + 2\delta_{\text{н}} + 2\delta_{\text{із}}; \quad (3.61)$$

де  $L_{\text{а}}$  – довжина вантажного відділення апарата, м;  
 $D_{\text{б}}$  – діаметр приводної шестерні, м;  
 $l_{\text{г}}$  – довжина гілок конвеєра, м;  
 $b_{\text{ф}}$  – ширина блок-форми, м;  
 $\delta_{\text{н}}$  – товщина бокових проміжків, м;  
 $\delta_{\text{із}}$  – товщина теплоізолюваної стінки апарата, м.  
 Приймаємо числові значення:  $l_{\text{г}} = 6,5$  м;  $D_{\text{б}} = 0,4$ ;  
 $b_{\text{ф}} = b + 2b_{\text{г}} = 0,21 + 2 \cdot 0,05 = 0,26$  м;  $\delta_{\text{н}} = 0,1$  м;  $\delta_{\text{із}} = 0,15$  м.  
 Обчислюємо довжину вантажного відділення апарата:

$$L_{\text{а}} = 6.5 + 2 \cdot 0.4 + 2 \cdot 0.26 + 2 \cdot 0.1 + 2 \cdot 0.15 = 8,32 \text{ м.}$$

Висоту вантажного відсіку апарата розраховуємо за рівнянням:

$$H_a = H_{no} + 2b_\phi + 2\delta_n + 2\delta_{iz}, \quad (3.62)$$

де  $H_{no}$  – висота повітроохолоджувача, м;  
 $b_\phi$  – ширина блок-форми, м;  
 $\delta_n$  – товщина бокових проміжків, м;  
 $\delta_{iz}$  – товщина теплоізолюваної стінки апарата, м.  
 Висоту повітроохолоджувача приймаємо орієнтовано 2,2 м.  
 Обчислюємо висоту вантажного відсіку апарата:

$$H_a = 2.2 + 2 \cdot 0.26 + 2 \cdot 0.1 + 2 \cdot 0.15 = 3.2 \text{ м}.$$

Ширину вантажного відсіку апарата знаходимо за формулою:

$$B_a = l_\phi + 2\delta_n' + 2\delta_{iz} + 2b_{\delta\phi}, \quad (3.63)$$

де  $B_a$  – ширина вантажного відсіку апарата, м;  
 $\delta_n'$  – товщина бокових проміжків, які знаходяться між блок-формою та стінкою, м;  
 $\delta_{iz}$  – товщина теплоізолюваної стінки апарата, м;  
 $b_{\delta\phi}$  – ширина дверей в тунелі, м;  
 $l_\phi$  – довжина блок-форми, м.  
 Довжину блок-форми розраховуємо за формулою:

$$l_\phi = l_p + 2 \cdot \delta_l, \quad (3.64)$$

де  $l_p$  – довжина ребра, м;  
 $\delta_l$  – товщина ребра, м.  
 Обчислюємо:

$$l_\phi = 1,62 + 2 \cdot 0,05 = 1,72 \text{ м};$$

Приймаємо, що  $\delta_n' = 0,3$  м,  $\delta_\phi = 0,07$  м,  $b_{\delta\phi} = 0,6$  м (із міркувань конструктивних особливостей).

Знаходимо числове значення:

$$B_a = 1.72 + 2 \cdot 0.3 + 2 \cdot 0.15 + 2 \cdot 0.6 \approx 3,8 \text{ м}.$$

Швидкість руху вантажного конвеєра розраховуємо за рівнянням:

$$w_{\kappa} = \frac{l_{\lambda}}{\tau'}; \quad (3.65)$$

де  $w_{\kappa}$  – швидкість руху вантажного конвеєра, м/с;  
 $l_{\lambda}$  – довжина ланцюга конвеєра, м;  
 $\tau'$  – тривалість заморожування риби в оребреній блок-формі, с.  
 Обчислюємо:

$$w_{\kappa} = \frac{13,8}{7411} = 0,00186 \text{ м/с.}$$

Повітроохолоджувач конструктивно виконаний з 4 секцій.  
 Довжину однієї секції розраховуємо за формулою:

$$l_c = \frac{l_2 - D_{\delta}}{4}; \quad (3.66)$$

де  $l_c$  – довжина однієї секції повітроохолоджувача, м;  
 $l_2$  – довжина гілок конвеєра, м;  
 $D_{\delta}$  – діаметр приводної шестерні, м.  
 Знаходимо числове значення:

$$l_c = \frac{6,5 - 0,4}{4} = 1,52 \text{ м.}$$

Площа живого перерізу секції визначаємо за формулою:

$$F_{\text{жс}} = 2l_c \cdot (b_{\phi} + 2\delta_n) - 2 \cdot (n-1) \cdot [b_{\phi} \cdot \delta_{\phi} + h_p \cdot \delta_p' \cdot (n+1)], \quad (3.67)$$

де  $F_{\text{жс}}$  – площа живого перерізу секції, м<sup>2</sup>;  
 $l_c$  – довжина секції повітроохолоджувача, м;  
 $b_{\phi}$  – ширина блок-форми, м;  
 $\delta_n$  – товщина бокових проміжків, м;  
 $n$  – число ребер з кожного боку оребреної блок-форми, шт.;  
 $\delta_{\phi}$  – товщина блок-форми, м;

$h_p$  – висота ребра, м;

$\delta_p'$  – товщина ребра, м.

Проводимо обчислення:

$$F_{жс} = 2 \cdot 1.52 \cdot (0.26 + 2 \cdot 0.1) - 2 \cdot (9 - 1) \cdot [0.26 \cdot 0.07 + 0.25 \cdot 0.04 \cdot (9 + 1)] = 1.222 \text{ м}^2.$$

Кількість циркулюючого повітря визначаємо за залежністю:

$$V = 4V_c, \quad (3.68)$$

де  $V$  – кількість циркулюючого повітря в апараті,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$V_c$  – кількість повітря, яке циркулює в кожній секції даного апарата,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Кількість циркулюючого повітря в кожній секції апарата розраховуємо за формулою:

$$V_c = F_{жс} \cdot w; \quad (3.69)$$

де  $F_{жс}$  – площа живого перерізу секції,  $\text{м}^2$ ;

$w$  – швидкість руху повітря,  $\text{м}/\text{с}$ .

Тоді:

$$V_c = 1.222 \cdot 6 = 7.332 \text{ м}^3/\text{с},$$

звідси:

$$V = 4 \cdot 7.332 = 29.32 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Теплове навантаження на повітроохолоджувач знаходимо за залежністю, з урахуванням додаткових теплонадходжень, які виникають при охолодженні алюмінієвих блок-форм:

$$Q_o = Q_1 + Q_2 + Q_\phi + Q_4; \quad (3.70)$$

де  $Q_1$  – теплоприплив крізь огороження апарата,  $\text{Вт}$ ;

$Q_2$  – теплоприплив від продукту,  $\text{Вт}$ ;

$Q_\phi$  – теплоприплив від блок-форм,  $\text{Вт}$ ;

$Q_4$  – теплоприплив від двигунів вентилятора,  $Bm$ .

Теплоприплив крізь огороження апарата розраховуємо за формулою:

$$Q_1 = k_3 F_3 \Delta t_3, \quad (3.71)$$

де  $k_3$  – коефіцієнт теплопередачі огороження апарата  $Bm/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $F_3$  – площа зовнішньої поверхні апарата,  $m^2$ ;  
 $\Delta t_3$  – середня логарифмічна різниця між середньою температурою зовнішнього повітря та середньою температурою повітря в апараті,  $^{\circ}C$ .

Приймаємо, що  $k_3 = 0,4 Bm/(m^2 \cdot K)$  (із довідкової літератури),  
 $\Delta t_3 = 10 - (-30) = 40^{\circ}C$ , а площа зовнішньої поверхні апарата дорівнює:

$$F_3 = 2(L_a \cdot B_a + L_a \cdot H_a + B_a \cdot H_a), \quad (3.72)$$

де  $F_3$  – площа зовнішньої поверхні апарата,  $m^2$ ;  
 $L_a$  – довжина апарата,  $m$ ;  
 $B_a$  – ширина апарата,  $m$ ;  
 $H_a$  – висота апарата,  $m$ .  
Обчислюємо площу зовнішньої поверхні апарата;

$$F_3 = 2 \cdot (8,32 \cdot 3,8 + 8,32 \cdot 3,2 + 3,8 \cdot 3,2) = 31,616 + 26,624 + 12,16 = 140,8 m^2.$$

Тоді:

$$Q_1 = 0,4 \cdot 140,8 \cdot 40 = 2252,8 Bm.$$

Теплоприплив від продукту під час його заморожування розраховуємо за рівнянням:

$$Q_2 = G' \cdot q_3; \quad (3.73)$$

де  $Q_2$  – теплоприплив від продукту при його заморожуванні,  $Bm$ ;  
 $G'$  – продуктивність апарату,  $кг/с$ ;  
 $q_3$  – питома кількість теплоти, яка відводиться від  $1 кг$  продукту під час його заморожуванні від початкової до кінцевої температури,  $Дж/кг$ .

Обчислюємо:

$$Q_2 = 0.278 \cdot 317600 = 88292 \text{ Вт.}$$

При визначенні теплоприпливу від блок-форми  $Q_\phi$  приймаємо, що блок-форми надходять до апарату після відтавання заморожених блоків з температурою  $t_{\phi 1} = 5^\circ\text{C}$ , а в апараті охолоджуються до  $t_{\phi 2} = -25^\circ\text{C}$ .

Для даної конструкції вантажного конвеєра маса металу блок-форм на 1 м ланцюга конвеєра становить  $q_\phi = 140 \text{ кг/м}$ , питома теплоємність матеріалу на основі алюмінію становить  $c_\phi = 838 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$ .

Тоді можливо обчислити  $Q_\phi$  за наступною залежністю:

$$Q_\phi = q_\phi \cdot c_\phi \cdot (t_{\phi 1} - t_{\phi 2}) \cdot w_\kappa, \quad (3.74)$$

де  $Q_\phi$  – теплоприплив від блок форм, Вт;  
 $q_\phi$  – маса металу блок-форми, кг/м;  
 $c_\phi$  – питома теплоємність матеріалу блок-форми, Дж/(кг·K);  
 $t_{\phi 1}$  – початкова температура блок-форми, °C;  
 $t_{\phi 2}$  – кінцева температура блок-форми, °C;  
 $w_\kappa$  – швидкість руху конвеєра, м/с.  
 Обчислюємо:

$$Q_\phi = 140 \cdot 838 \cdot [5 - (-25)] \cdot 0.00187 = 6581 \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від роботи вентиляторів повітроохолоджувачів орієнтовано приймаємо в розмірі 15% від  $Q_2$ .

Тоді:

$$Q_4 = 0.15 \cdot 88292 = 13243 \text{ Вт.}$$

Тоді повне теплове навантаження на повітроохолоджувач  $Q_o$  складає:

$$Q_o = 2252.8 + 88292 + 6581 + 13243 = 110368,8 \text{ Вт.}$$

Змінення температури повітря в апараті заморожування риби знаходимо за залежністю:

$$\Delta t_o = \frac{Q_o}{V_o \cdot C_{пов} \cdot \rho_{пов}}, \quad (3.75)$$

де  $\Delta t_o$  – зміння температури повітря в апараті при заморожуванні риби,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$V_o$  – кількість циркулюючого повітря в апараті,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$C_{пов}$  – питома теплоємність повітря,  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ;

$\rho_{пов}$  – густина повітря,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Питома теплоємність повітря  $C_{пов}=1030 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ,  
 $\rho_{пов}=1,484 \text{ кг}/\text{м}^3$ , при  $t_{пов}=-30^{\circ}\text{C}$  (із довідкових даних), тоді обчислюємо:

$$\Delta t_o = \frac{110368.8}{29.32 \cdot 1030 \cdot 1.484} = 2,46^{\circ}\text{C}$$

Температуру повітря перед повітроохолоджувачем визначаємо за формулою:

$$t_c' = t_c + \frac{\Delta t_o}{2}, \quad (3.76)$$

де  $t_c'$  – температура повітря перед повітроохолоджувачем,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_o$  – зміння температури повітря в апараті при заморожуванні риби,  $^{\circ}\text{C}$ .

Знаходимо:

$$t_c' = -30 + \frac{2.46}{2} = -28.77^{\circ}\text{C}.$$

Температуру повітря після повітроохолоджувача обчислюємо за формулою:

$$t_c'' = t_c - \frac{\Delta t_o}{2}, \quad (3.77)$$

де  $t_c''$  – температура повітря після повітроохолоджувача,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_o$  – зміння температури повітря в апараті при заморожуванні риби,  $^{\circ}\text{C}$ .

Знаходимо:



$$t_c'' = -30 - \frac{2.46}{2} = -31,23 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Різницю між температурами повітря та холодоагенту, з огляду на порівняно невелике зміння температури у вантажному відділенні, можна обчислити як середньоарифметичне значення.

При температурі кипіння холодильного агента (аміаку)  $t_o = -40^\circ\text{C}$  вона складає:

$$\Delta t_m = t_c - t_o = -30 - (-40) = 10^\circ\text{C}.$$

Площу поверхні теплопередачі повітроохолоджувача знаходимо за залежністю:

$$F_{no} = \frac{Q_o}{K_{no} \cdot \Delta t_m}, \quad (3.78)$$

де  $F_{no}$  – площа поверхні теплопередачі повітроохолоджувача,  $\text{м}^2$ ;  
 $Q_o$  – повне теплове навантаження на повітроохолоджувач,  $\text{Вт}$ ;  
 $K_{no}$  – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  
 $\Delta t_m$  – середньологарифмічне значення різниці температур між повітрям повітроохолоджувача та киплячим холодоагентом,  $^\circ\text{C}$ .

Приймаємо, що  $K_{no} = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Тоді числове значення  $F_{no}$  дає такий результат:

$$F_{no} = \frac{110368}{12 \cdot 10} = 919,7 \text{ м}^2.$$

Вважаємо, що повітроохолоджувач виготовлено з оребрених сталевих стрічкових труб діаметром  $38 \times 2,5 \text{ мм}$ , притому товщина ребра становить  $\delta_{p,m} = 0,8 \text{ мм}$ , висота ребра  $h_{p,m} = 30 \text{ мм}$ , крок оребрення  $b_{p,m} = 13,3 \text{ м}$ . Площа поверхні охолодження такої труби на  $1 \text{ м}$  її довжини становить  $f_m = 1,08 \text{ м}^2/\text{м}$ . Тоді довжину труб чотирьох повітроохолоджувачів можливо розрахувати за наступною залежністю:

$$L_{mp} = \frac{F_{no}}{f_m}, \quad (3.79)$$

де  $L_{mp}$  – довжина труб чотирьох повітроохолоджувачів,  $\text{м}$ ;  
 $F_{no}$  – площа поверхні теплопередачі повітроохолоджувача,  $\text{м}^2$ ;

$f_m$  – площа поверхні охолодження труби на 1 м її довжини,  $m^2/m$ .  
Обчислюємо:

$$L_{mp} = \frac{919.7}{1.08} = 851,6 \text{ м.}$$

Довжину труб одного повітроохолоджувача знаходимо за формулою:

$$l_{mp} = \frac{L_{mp}}{4}, \quad (3.80)$$

де  $l_{mp}$  – довжина труб одного повітроохолоджувача, м;  
 $L_{mp}$  – довжина труб чотирьох повітроохолоджувачів, м.  
Знаходимо числове значення  $l_{mp}$ :

$$l_{mp} = \frac{851,6}{4} = 212,9 \text{ м.}$$

При визначенні конструктивних розмірів повітроохолоджувача приймаємо, що швидкість руху повітря при його проходженні крізь секцію повітроохолоджувача становить  $w_{no}=3,2$  м/с. Швидкість потоку, що набігає на труби в каналі обчислюємо за формулою:

$$w_n = \frac{w_{no}}{\varphi}, \quad (3.81)$$

де  $w_n$  – швидкість потоку, що набігає на труби в каналі, м/с;  
 $w_{no}$  – швидкість руху повітря при його проходженні крізь секцію повітроохолоджувача, м/с;  
 $\varphi$  – коефіцієнт стиснення для оребреного пучка труб.

Приймаємо, що відстань між осями труб становить  $S_I=110$  мм.  
Для розрахунку відстань між ребрами  $U$ , приймаємо, що товщина снігової шуби дорівнює  $\delta_c=1$  мм.

Тоді  $U$  можливо обчислити наступним чином:

$$U = b_{p.m} - \delta_{p.m} - 2\delta_c, \quad (3.82)$$

де  $U$  – відстань між ребрами, мм;  
 $b_{p.m}$  – крок оребрення труби, мм;  
 $\delta_{p.m}$  – товщина ребра труби, мм;  
 $\delta_c$  – товщина снігової шуби, мм.  
 Обчислюємо:

$$U = 13.3 - 0.8 - 2 \cdot 1 = 10,5 \text{ мм.}$$

Тепер можливо обчислити коефіцієнт стиснення для оребреного пучка труб за формулою:

$$\varphi = \frac{\frac{S_1}{d_{\text{зовн}}} \cdot \left( 1 + \frac{\delta_{p.m}}{U} \right)}{\frac{S_1}{d_{\text{зовн}}} - 1 + \left( \frac{S_1}{d_{\text{зовн}}} - 1 - \frac{2h_{p.m}}{d_{\text{зовн}}} \right) \cdot \frac{\delta_{p.m}}{U}}, \quad (3.83)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт стиснення для оребреного пучка труб;  
 $d_{\text{зовн}}$  – зовнішній діаметр труби, мм;  
 $S_1$  – відстань між осями труб, мм;  
 $\delta_{p.m}$  – товщина ребра труби, мм;  
 $U$  – відстань між ребрами, мм;  
 $h_{p.m}$  – висота ребра труби, мм.  
 Знаходимо числове значення  $\varphi$ :

$$\varphi = \frac{\frac{110}{38} \cdot \left( 1 + \frac{0,8}{10,5} \right)}{\frac{110}{38} - 1 + \left( \frac{110}{38} - 1 - \frac{2 \cdot 30}{38} \right) \cdot \frac{0,8}{10,5}} = 1.63.$$

Обчислюємо швидкість потоку, що набігає на труби:

$$w_u = \frac{3.2}{1.63} = 1,96 \text{ м/с.}$$

Площу живого перерізу каналу, в якому розташовані секції повітроохолоджувача, знаходимо за залежністю:

$$F_{\kappa} = \frac{V_c}{w_n}, \quad (3.84)$$

де  $F_{\kappa}$  – площа живого перерізу каналу,  $m^2$ ;  
 $w_n$  – швидкість потоку, що набігає на труби,  $m/c$ ;  
 $V_c$  – кількість повітря, яке циркулює в кожній секції,  $m^3/c$ .  
 Знаходимо:

$$F_{\kappa} = \frac{7.332}{1.96} = 3.7 m^2.$$

Довжину відрізу труби секції повітроохолоджувача  $l_{mp}'$  приймаємо рівною  $1,1$  м. Ширину каналу з урахуванням розміщення рідинного і парового колекторів орієнтовано приймаємо  $1,28$  м.

Висота перерізу каналу становить  $H = 1,93$  м. Кількість розташованих на цій висоті труб можливо знайти за залежністю:

$$n_m = \frac{H_{\kappa}}{S_1} - 1, \quad (3.85)$$

де  $n_m$  – кількість труб, які розташовані по всій висоті перерізу каналу, *шт.*;

$H_{\kappa}$  – висота перерізу каналу, *м*;

$S_1$  – відстань між осями труб, *м*.

Обчислюємо:

$$n_m = \frac{1.93}{S_1} - 1 = 16,5 \text{ шт.}$$

Приймаємо, що нами буде розміщено на висоті  $H=1,93$  м  $16$  труб.

Довжина труб кожного ряду  $l'_{mp1}$  складає приблизно  $18$  м ( $l'_{mp1} = n_{mp} \cdot l'_{mp} = 16 \cdot 1,1 \approx 18$  м).

Число вертикальних рядів у секції повітроохолоджувача обчислюємо наступним чином:

$$n'_{mp} = \frac{l_{mp}}{l'_{mp}}, \quad (3.86)$$

де  $n'_{mp}$  – число вертикальних рядів у секції, *шт.*;  
 $l_{mp}$  – довжина труб одного повітроохолоджувача, *м*;  
 $l'_{mp1}$  – довжина труб кожного ряду секції, *м*;  
Тоді:

$$n'_{mp} = \frac{212,9}{18} \approx 12 \text{ шт.}$$

При кроку між трубами секції рівним  $S_2=0,115$  м, висоту секції розраховуємо за залежністю:

$$H_c = n'_{mp} \cdot S_2, \quad (3.87)$$

де  $H_c$  – висота секції повітроохолоджувача, *м*;  
 $n'_{mp}$  – число вертикальних рядів у секції повітроохолоджувача, *шт.*;  
 $S_2$  – крок між трубами секції, *м*.  
Знаходимо  $H_c$ :

$$H_c = 12 \cdot 0,115 = 1,38 \text{ м.}$$

Аеродинамічний опір руху повітря в циркуляційному кільці апарата знаходимо за рівнянням:

$$\Delta P = (\Delta P_{no} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{повр.} + \Delta P_{вх.} + \Delta P_{вих.}) \cdot a, \quad (3.88)$$

де  $\Delta P$  – аеродинамічний опір руху повітря в циркуляційному кільці апарата, *Па*;  
 $\Delta P_{no}$  – аеродинамічний опір оребреної секції охолоджувача повітря, *Па*;  
 $\Delta P_{\phi}$  – аеродинамічний опір оребреної секції блок-форми, *Па*;  
 $\Delta P_{повр.}$  – аеродинамічний опір оребреної секції поворотів, *Па*;  
 $\Delta P_{вх.}$  – аеродинамічний опір повітря при вході в повітроохолоджувач, *Па*;  
 $\Delta P_{вих.}$  – аеродинамічний опір повітря при виході з повітроохолоджувача, *Па*;  
 $a$  – коефіцієнт, який враховує опір тертя в каналі.  
Для апаратів цієї конструкції  $a=1,1-1,15$ , приймаємо  $a=1,1$ .

Аеродинамічний опір оребреної секції повітроохолоджувача  $\Delta P_{no}$  розраховуємо за залежністю:

$$\Delta P_{no} = 1.35 \cdot n'_{mp} \cdot \left( \frac{h_{pm}}{d_{зовн}} \right) \cdot \left( \frac{V}{d_{зовн}} \right)^{-0.72} \cdot Re^{-0.24} \cdot \rho_{нов.} \cdot w_{no}, \quad (3.89)$$

де  $\Delta P_{no}$  – аеродинамічний опір оребреної секції охолоджувача повітря, Па;

$n'_{mp}$  – число вертикальних рядів у секції, шт.;

$h_{p.m}$  – висота ребра труби, мм;

$d_z$  – зовнішній діаметр труби, мм;

$V$  – відстань між ребрами, з урахуванням товщини снігової шуби, мм;

$\rho_{нов.}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$w_{no}$  – швидкість руху повітря при його проходженні крізь секцію повітроохолоджувача, м/с.

Число Рейнольда розраховуємо за формулою:

$$Re = \frac{w_{no} \cdot d_{зовн.}}{V_{нов.}}, \quad (3.90)$$

де  $Re$  – число Рейнольда;

$w_{no}$  – швидкість руху повітря при його проходженні крізь секцію повітроохолоджувача, м/с;

$d_{зовн.}$  – зовнішній діаметр труби, м;

$v_{нов.}$  – кінематична в'язкість повітря м<sup>2</sup>/с.

Приймаємо що  $v_{нов.} = 10,8 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с при  $t_{нов.} = -30^\circ\text{C}$ .

Тоді:

$$Re = \frac{3.2 \cdot 0.038}{10.8 \cdot 10^{-6}} = 11259.$$

Обчислюємо  $\Delta P_{no}$ :

$$\Delta P_{no} = 1.35 \cdot 12 \left( \frac{30}{38} \right)^{0.45} \cdot \left( \frac{10.5}{38} \right)^{-0.72} \cdot (11259)^{-0.24} \cdot 1.484 \cdot 3.2 = 60.3 \text{ Па}.$$

Аеродинамічний опір руху повітря для блок-форми знаходимо, урахувавши, що місцевий опір складається з оперу повітря при вході в звужений переріз між блок-формами, та опір повітря при виході з цього перерізу в незанятий формами простір, тобто коефіцієнт місцевого опору блок-форми  $\xi_{\phi}$  можливо розрахувати за наступною залежністю:

$$\xi_{\phi} = \xi_{вх} + \xi_{вих} = \left(1 - \frac{f'}{F'}\right) + \left(1 - \frac{f'}{F'}\right)^2, \quad (3.91)$$

де  $\xi_{\phi}$  – коефіцієнт місцевого опору блок-форми;  
 $\xi_{вх}$  – коефіцієнт місцевого опору при вході повітря в переріз, де розташована блок-форма;  
 $\xi_{вих}$  – коефіцієнт місцевого опору при виході повітря з перерізу, де розташована блок-форма;  
 $f'$  – площа звуженого перерізу,  $m^2$ ;  
 $F'$  – площа вільного перерізу,  $m^2$ .  
 Приймаємо  $f' = 0,213 m^2$ ,  $F' = 0,358 m^2$ .  
 Обчислюємо:

$$\xi_{\phi} = \left(1 - \frac{0,213}{0,358}\right) + \left(1 - \frac{0,213}{0,358}\right)^2 = 0,56.$$

Тоді аеродинамічний опір руху повітря біля блок-форм продукту обчислюємо наступним чином:

$$\Delta P_{\phi} = \xi_{\phi} \frac{w^2}{2} \cdot \rho_{пов}, \quad (3.92)$$

де  $\Delta P_{\phi}$  – аеродинамічний опір блок-форм,  $Па$ ;  
 $\xi_{\phi}$  – коефіцієнт місцевого опору блок-форми;  
 $w$  – швидкість руху повітря в вантажному відділенні,  $м/с$ ;  
 $\rho_{пов}$  – густина повітря,  $кг/м^3$ .  
 Розраховуємо:

$$\Delta P_{\phi} = 0,56 \frac{6^2}{2} \cdot 1,484 = 15 Па.$$

Аеродинамічний опір поворотів розраховуємо за залежністю:

$$\Delta P_{\text{повр.}} = n_{\text{повр.}} \cdot \xi_{\text{повр.}} \cdot \frac{w_{\text{повр.}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{пов.}}, \quad (3.93)$$

де  $\Delta P_{\text{повр.}}$  – аеродинамічний опір поворотів, Па;  
 $n_{\text{повр.}}$  – кількість поворотів, які роблять повітря в циркуляційному каналі апарата, шт.;

$\xi_{\text{повр.}}$  – коефіцієнт місцевого опору поворотів;

$w_{\text{повр.}}$  – швидкість руху повітря в перерізі поворотів, м/с;

$\rho_{\text{пов.}}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Приймаємо, що  $n_{\text{повр.}}=4$ ,  $w_{\text{повр.}}=5$  м/с,  $\xi_{\text{повр.}}=1,5$ .

Тоді:

$$\Delta P_{\text{повр.}} = 4 \cdot 1,5 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1,484 = 111,3 \text{ Па}.$$

Аеродинамічний опір повітря при вході в повітроохолоджувач знаходять за залежністю, враховуючи, що повітря нагнітається в повітроохолоджувач за допомогою вентилятора:

$$\Delta P_{\text{вх.}} = \xi_{\text{вх.}} \cdot \frac{w_{\text{нов.}}^2}{2} \cdot \rho_{\text{нов.}}, \quad (3.94)$$

де  $\Delta P_{\text{вх.}}$  – аеродинамічний опір повітря при вході у вентилятор, Па;

$\xi_{\text{вх.}}$  – коефіцієнт місцевого опору повітря при вході у вентилятор;

$w_{\text{нов.}}$  – швидкість руху повітря в вхідному вікні вентилятора, м/с;

$\rho_{\text{нов.}}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>.

Для подання повітря в кожний з чотирьох повітроохолоджувачів в кількості  $V_c'=5,22$  м<sup>3</sup>/с приймаємо по два осьових вентилятора ОСО-100/4-12 з діаметром колеса  $d_{\text{вент.к.}}=0,7$  м.

Швидкість руху повітря в вхідному вікні вентилятора розраховуємо за формулою:

$$w_{\text{нов.}}' = \frac{4 \cdot V_c'}{\pi \cdot d_{\text{вент.к.}}^2 \cdot n_{\text{вент.}}}, \quad (3.95)$$

де  $w_{\text{нов.}}'$  – швидкість руху повітря у вхідному вікні, м/с;



$V_c'$  – кількість повітря, що подається в один повітроохолоджувач,  $м^3/с$ ;

$d_{вент.к.}$  – діаметр колеса вентилятора,  $м$ ;

$n_{вент.}$  – кількість вентиляторів,  $шт.$

Обчислюємо:

$$w_{нов.}' = \frac{4 \cdot 5.22}{3.14 \cdot 0.7^2 \cdot 2} = 6,78 \text{ м/с.}$$

Розраховуємо  $\Delta P_{вх}$  враховуючи, що  $\xi_x = 0,5$ .

$$\Delta P_{вх.} = 0,5 \cdot \frac{6,78^2}{2} \cdot 1,484 = 17 \text{ Па.}$$

При виході із вентилятора повітря, спрямовується до секцій повітроохолоджувача, й проходить крізь дифузор з кутом розкриття  $90^\circ$ .

Аеродинамічний опір дифузора з кутом розкриття  $90^\circ$  знаходять за формулою:

$$\Delta P_{вих.} = \xi_{вих.} \cdot \frac{w_{вих.}^2}{2} \rho_{нов.}, \quad (3.96)$$

де  $\Delta P_{вих.}$  – аеродинамічний опір дифузора,  $Па$ ;

$\xi_{вих.}$  – коефіцієнт місцевого опору дифузора;

$w_{вих.}$  – швидкість руху повітря у звуженому перерізі,  $м/с$ ;

$\rho_{нов.}$  – густина повітря,  $кг/м^3$ .

Коефіцієнт місцевого опору дифузора з кутом розкриття  $90^\circ$  визначаємо за формулою:

$$\xi_{вих.} = \xi_{диф.} = 1,1 \cdot \left( 1 - \frac{f_{диф.}}{F_{диф.}} \right)^2, \quad (3.97)$$

де  $\xi_{диф.}$  – коефіцієнт місцевого опору дифузора;

$f_{диф.}$  – звужений живий переріз дифузора,  $м^2$ ;

$F_{диф.}$  – розширений живий переріз дифузора,  $м^2$ .

Приймаємо, що  $f_{диф.} = 0,42 \text{ м}^2$ ,  $F_{диф.} = 2,6 \text{ м}^2$ .

Знаходимо числове значення  $\xi_{диф.}$ :

$$\xi_{\partial i \phi} = 1,1 \cdot \left(1 - \frac{0,49}{2,06}\right)^2 = 0,64.$$

Тоді:

$$\Delta P_{\text{вих.}} = 0,64 \cdot \frac{6,78^2}{2} \cdot 1,484 = 21,83 \text{ Па.}$$

Обчислюємо аеродинамічний опір повітря в циркуляційному кільці апарата:

$$\Delta P = (60,3 + 15 + 111,3 + 17 + 21,83) \cdot 1,1 = 247,9 \text{ Па.}$$

Потужність електродвигунів вентиляторів знаходимо за залежністю:

$$N_e = \frac{V \cdot \Delta P}{n_d}, \quad (3.98)$$

де  $N_e$  – потужність електродвигунів вентиляторів,  $\kappa\text{Вт}$ ;

$V$  – об'єм повітря, який подається в апарат,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\Delta P$  – аеродинамічний опір за умов руху повітря в циркуляційному кільці апарата,  $\text{Па}$ ;

$n_d$  – ККД вентилятора.

Приймаємо, що  $n_d = 0,70$ , для прийнятих вентиляторів ОСО-100/4-12.

Тоді:

$$N_e = \frac{19,52 \cdot 247,9}{0,70} = 691,3 \text{ Вт.}$$

Дійсний тепловий еквівалент роботи вентиляторів, за розрахунками, менш ніж попередньо прийнятий  $Q_d = 13243 \text{ Вт}$ , але в загальній сумі теплоприпливів це зменшення є незначним (біля 5%), корегування площі поверхні повітроохолоджувача проводити не обов'язково.

## Завдання № 1

У конвеєрному повітряному морозильному апараті конвеєр з блок-формами переміщує продукт, який охолоджується оребреними секціями повітроохолоджувача. Блок-форми також можуть бути виконані в оребреному варіанті. Вантажний конвеєр переміщується у вантажному відділенні та несе закриті блок-форми у вертикальному положенні. Повітроохолоджувач розташований між верхнім та нижнім ланцюгами конвеєра. Апарат має продуктивність  $G'$  (див. табл. варіантів). Швидкість руху повітря у вантажному відділенні апарата становить  $w$  (див. табл. варіантів). Середня температура в апараті  $t_c$  (див. табл. варіантів). Початкова температура продукту  $t_1$  (див. табл. варіантів), кінцева  $t_2$  (див. табл. варіантів).

**Таблиця варіантів завдання № 1**

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$G'$ , кг/год	1000	850	900	1150	1250	1200	800	1050	1100	950
$W$ , м/с	5,3	4,5	4,8	6,0	6,1	6,2	5,5	5,5	5,0	6,5
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1$ , °C	26	28	30	24	27	32	20	22	25	21
$t_2$ , °C	-22	-25	-18	-19	-17	-12	-14	-21	-15	-20

Визначити об'єм і масу блока, що заморожується, тривалість заморожування при гладкому і оребреному варіантах виконання блок-форм, місткість апарата і кількість блок-форм у ньому довжину ланцюга і швидкість руху вантажного конвеєра апарата, його габаритні розміри, кількість циркулюючого повітря, теплове навантаження на ПО, змінення температур повітря в апараті, різницю температур повітря і холодоагенту, площу поверхні теплопередачі ПО і його конструктивні розміри, аеродинамічний опір руху повітря в циркуляційному кільці апарата, потужність електродвигунів вентиляторів.

РОЗДІЛ 4  
**ХОЛОДИЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ  
ДЛЯ БЕЗКОНТАКТНОГО ЗАМОРОЖУВАННЯ ХАРЧОВИХ  
ПРОДУКТІВ**

**Мета:** вивчення роботи та методів розрахунку апаратів безконтактного заморожування харчових продуктів.

**4.1. Загальні відомості**

Апарати безконтактного заморожування призначені для заморожування блочних та дрібно штучних продуктів як упакованих в тару, так й не упакованих.

Такі апарати компактні, інтенсивні та мають більш гарні в порівнянні з повітряними морозильними апаратами порівняльні показники.

До апаратів з безконтактним заморожуванням відносять плиткові морозильні апарати та апарати для заморожування упакованих продуктів рідкими холодоносіями.

Під час виконання практичної роботи більш детально буде розглянуто плиткові апарати та приклад розрахунку плиткового апарату періодичної дії з горизонтальним розташуванням плит для заморожування продуктів в блоках.

При підготовці до практичної роботи потрібно вивчити наступні питання:

- теплофізичну сутність та особливості процесу заморожування харчових продуктів;
- вплив швидкості заморожування на кристалізацію вологи у продукті;
- сучасні засоби безконтактного заморожування харчових продуктів;
- особливості організації та проведення процесу безконтактного заморожування харчових продуктів;
- апарати безконтактного заморожування;
- основи розрахунку апаратів безконтактного заморожування харчових продуктів.

## 4.2. Теоретична частина

Плиткові морозильні апарати призначені для заморожування різноманітних харчових продуктів в блоках: м'яса, субпродуктів, промислової риби, рибного філе та фаршу, творогу в блоках та брикетах дрібної розфасовки, овочевих та фруктових пюре.

Продукти, які заморожені в плиткових морозильних апаратах мають правильну форму та легко упаковуються. При транспортуванні та подальшому зберіганні таких продуктів ефективно використовується вантажна місткість транспортних засобів та камер зберігання стаціонарних холодильників.

У плиткових морозильних апаратах упакований або не упакований продукт заморожується, знаходячись в контакті з рухомими морозильними плитами або з обертаючими ся барабанами.

Морозильні плити переміщуються гідравлічним або електричним приводом, а також енергією рідини, щільно (під тиском 10–100 *кПа*) притискаються до продукту, що забезпечує формовку та підпресовку продукту, його гарний тепловий контакт з площею поверхні морозильних плит. Плити та барабани апарата охолоджуються киплячим холодильним агентом (випарникова система) або холодоносієм, який охолоджують в випарнику. В випарникову систему плиткового морозильного апарату холодильний агент може подаватися під різницею тисків конденсації та кипіння або циркуляційними насосами.

Апарати можуть обслуговуватися індивідуальними або центральними холодильними установками. Відсутність проміжного повітряного середовища в плиткових морозильних апаратах дозволяє зменшити перепад температур та інтенсифікувати теплообмін між продуктом, що охолоджується, та холодильним агентом (холодоносієм), а також відмовитись від громіздких та метало ємних повітроохолоджувачів та енергоємних вентиляторів. Тому плиткові морозильні апарати інтенсивні, компактні та економічні. В порівнянні з повітряними морозильними апаратами знімання замороженого продукту з 1 *м<sup>3</sup>* площі полу, яку займають плиткові морозильні апарати, приблизно в 1,5–2 рази більше, а енерговитрати та маса цих апаратів на 30–40% менша.

В залежності від розташування морозильних плит та їхньої конструкції апарати бувають горизонтально-плиткові (апарати з горизонтальним розташуванням плит), вертикально-плиткові (апарати

з вертикальним розташуванням плит), роторні (апарати з радіальним розташуванням плит), а також апарат барабанного типу.

#### 4.2.1. Основи розрахунку плиткових морозильних апаратів

При розрахунку плиткових морозильних апаратів періодичної дії повинні бути задані: продуктивність апарата, розташування плит, розміри блоку, який заморожується, вид та температура середовища, яке відводить тепло, вид продукту, який заморожується, а також його початкова і кінцева температура.

Основи розрахунку плиткових морозильних апаратів наведені для випадку охолодження горизонтальних плит киплячим холодильним агентом та холодоносієм.

При охолодженні морозильних плит горизонтально-плиткового апарату киплячим холодильним агентом, який подається в апарат насосом, необхідно визначити місткість та масу блоку, який заморожується, тривалість заморожування блоку та кількість циклів роботи апарата впродовж доби; місткість апарата та кількість блоків, які знаходяться в ньому; кількість морозильних плит; теплове навантаження; місткість випарної системи апарата; кількість холодильного агента, який циркулює в морозильних плитах апарата; гідравлічний опір випарної системи морозильного апарату; діаметр дросельної шайби, яка встановлена при вході холодильного агента в морозильну плиту; продуктивність циркуляційного насоса; спад тиску в випарній системі.

Місткість блоку, який заморожується, визначають за формулою:

$$V_{БЛ} = l_{БЛ} \cdot e_{БЛ} \cdot \delta_{БЛ}, \quad (4.1)$$

де  $V_{БЛ}$  – місткість блоку, який заморожується,  $m^3$ ;

$l_{БЛ}, e_{БЛ}, \delta_{БЛ}$  – довжина, ширина, товщина блоку,  $m$ .

Масу блоку, який заморожується, визначають за формулою:

$$g_1 = V_{БЛ} \cdot \rho, \quad (4.2)$$

де  $g_1$  – маса блоку, який заморожується,  $кг$ ;

$V_{БЛ}$  – місткість блоку, який заморожується,  $m^3$ ;

$\rho$  – густина продукту, який заморожується,  $кг/m^3$ .

Тривалість заморожування блоку розраховують за формулою Р. Планка:

$$\tau = \frac{q_3 \cdot \rho_{np}}{t_{кр} - t_{сер}} \cdot \delta_{\delta\alpha} \cdot \left[ R \cdot \frac{\delta_{\delta\alpha}}{\lambda_3} + P \left( \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right], \quad (4.3)$$

де  $\tau$  – тривалість заморожування, с;  
 $q_3$  – питома теплота заморожування, Дж/кг;  
 $\rho_{np}$  – густина замороженого продукту, кг/м<sup>3</sup>;  
 $t_{кр}$  – криоскопічна температура продукту, °С;  
 $t_{сер}$  – температура середовища, °С;  
 $\delta_{\delta\alpha}$  – товщина блоку, м;  
 $\lambda_3$  – коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту,

$$\frac{Вт}{м \cdot К};$$

$R, P$  – допоміжні коефіцієнти, які залежать від форми та співвідношення розмірів продукту, який заморожується;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  – сума теплових опорів стінок блок форми та шарів

упаковки,  $\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$ ;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ .

Значення коефіцієнта тепловіддачі від киплячого холодильного агента до морозильної плити, яке входить в формулу (4.3), в залежності від його виду (аміак, фреон-22 або фреон-12) можна знайти з рівняння наступного вигляду:

$$\alpha = f(A, q_{CP}), \quad (4.4)$$

де  $A$  – постійна, яка залежить від густини теплового потоку та виду холодильного агента;

$q_{CP}$  – середній питомий тепловий потік від блоку який заморожується до площі поверхні морозильної плити, Вт/м<sup>2</sup>.

Середній питомий тепловий потік  $q_{CP}$  визначають за рівнянням:

$$q_{CP} = \frac{Q_{БЛ}}{2F_{БЛ} \cdot \tau}, \quad (4.5)$$

де  $Q_{БЛ}$  – кількість теплоти, яка відведена від блоку (або блоків, які розташовані на одній плиті) за умов його заморожування в апараті, Дж;

$F_{БЛ}$  – площа контакту блока (або блоків) з морозильною плитою апарата, м<sup>2</sup>;

$\tau$  – тривалість заморожування блоку, с.

Кількість теплоти, яка відведена від блоку розраховуємо за формулою:

$$Q_{БЛ} = q_3 \cdot g_1, \quad (4.6)$$

де  $q_3$  – питома теплота заморожування, Дж/кг;

$g_1$  – маса блоку, який заморожується, кг.

Площу контакту блока (або блоків) з морозильною плитою апарата знаходять за формулою:

$$F_{БЛ} = l \cdot B. \quad (4.7)$$

У формулу (4.4) входить невідома величина  $\tau$ , яка сама залежить від  $\alpha$ , отже, і від  $q_{CP}$ . У таких випадках застосовується метод послідовних наближень: орієнтовано задають  $\tau$ , далі обчислюють  $\alpha$  і  $q_{CP}$ , після чого обчислюють  $\tau$  за формулою (4.1), та визначають тривалість заморожування блоку.

Якщо розрахована за формулою Планка величина  $\tau$  добре узгоджується ( $\pm 5\%$ ) з прийнятою, то задача вирішена. Якщо ж розходження більше ніж 5%, то необхідно прийняти нове значення  $\tau$ , повторюючи рішення до того, поки не буде вирішено співпадання прийнятої та обчисленої величини.

Вчені довели, що формула Планка не дозволяє точно обчислити тривалість заморожування блоків в плиткових морозильних апаратах.



Тривалість процесу холодильної обробки блоків в плиткових морозильних апаратах вони запропонували знаходити як складову тривалості заморожування блока до кріоскопічної температури у центрі та доморожування блока до кінцевої температури у центрі:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2, \quad (4.8)$$

де  $\tau_1$  – тривалість заморожування блока до кріоскопічної температури у центрі, с;

$\tau_2$  – тривалість заморожування блок до кінцевої температури в центрі, с.

Тривалість заморожування блока до кріоскопічної температури у центрі обчислюють за формулою:

$$\tau_1 = \frac{\left(\frac{\delta}{2}\right)^2 \cdot q_3' \cdot \rho_{ПП}}{2\lambda_0 \cdot (t_{KP} - t_{ПОЧ})} \cdot \left[ 1 - \frac{\lambda_3 \cdot (t_{ПОЧ} - t_{СЕР})}{2\lambda_0 \cdot (t_{KP} - t_{ПОЧ})} \cdot \ln\left(1 + \frac{2\lambda_0 \cdot (t_{KP} - t_{ПОЧ})}{\lambda_3 \cdot (t_{KP} - t_{СЕР})}\right) \right], \quad (4.9)$$

де  $\delta$  – товщина блоку, який заморожується, м;

$\rho_{ПП}$  – густина продукту, який заморожується, кг/м<sup>3</sup>;

$q_3'$  – кількість теплоти, яка була відведена від продукту за умов його заморожування від початкової температури до кріоскопічної, Дж/кг;

$\lambda_0, \lambda_3$  – теплопровідність охолодженого та замороженого продукту,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ ;

$t_{ПОЧ}$  – початкова температура продукту, °С;

$t_{KP}$  – кріоскопічна температура продукту, °С;

$t_{СЕР}$  – температура охолоджуючого середовища, °С.

Тривалість доморожування блоку до кінцевої температури в центрі розраховують за формулою:

$$\tau_2 = \frac{F_0 \cdot \left(\frac{\delta}{2}\right)^2}{a_{ПП}}, \quad (4.10)$$

де  $F_0$  – величина критерію Фурьє;  
 $\delta$  – товщина блоку, який заморожується, м;  
 $a_{PP}$  – температуропровідність продукту, м<sup>2</sup>/с.

Величина критерію Фурьє залежить від безрозмірної температури  $\theta$ , значення якої знаходять за формулою:

$$\theta = \frac{t_{KH} - t_{CEP}}{t_{KP} - t_{CEP}}, \quad (4.11)$$

де  $t_{KH}$  – кінцева температура продукту, °С;  
 $t_{KP}$  – криоскопічна температура продукту, °С;  
 $t_{CEP}$  – температура охолоджуючого середовища, °С.

Коефіцієнт температуропроводності продукту знаходять за формулою:

$$a_{PP} = \frac{\lambda_{PP}}{c_{PP} \cdot \rho_{PP}}, \quad (4.12)$$

де  $\lambda_{PP}$  – коефіцієнт теплопровідності продукту,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ ;  
 $c_{PP}$  – питома теплоємність продукту,  $\frac{Дж}{кг \cdot К}$ ;  
 $\rho_{PP}$  – густина продукту, кг/м<sup>3</sup>.

Оскільки між блоками та морозильною плитою можуть знаходитися повітряні прошарки, які подовжують тривалість холодильної обробки продукту в апараті, дійсна тривалість заморожування складе:

$$\tau_{дійсн} = \frac{\tau}{\varphi_0}, \quad (4.13)$$

де  $\tau_{дійсн}$  – дійсна тривалість заморожування блоку, с;  
 $\varphi_0$  – коефіцієнт, який враховує зростання тривалості заморожування блоку внаслідок не щільного контакту площі продукту та морозильної плити ( $\varphi_0 = 0,85 - 0,9$ ).

Кількість циклів роботи апарата протягом доби визначають за формулою:

$$n_{\text{ДОБ}} = \frac{\tau_{\text{ДОБ}}}{\tau_{\text{Ц}}}, \quad (4.14)$$

де  $n_{\text{ДОБ}}$  – кількість циклів роботи апарата протягом доби;

$\tau_{\text{ДОБ}}$  – тривалість роботи апарата протягом доби, год ( $\tau_{\text{ДОБ}} = 22$  год);

$\tau_{\text{Ц}}$  – тривалість циклу роботи апарата з урахуванням часу завантаження апарата продуктом та часу вивантаження заморожених блоків, год.

Тривалість циклу роботи апарата розраховують за формулою:

$$\tau_{\text{Ц}} = \tau + \tau_{3,B}, \quad (4.15)$$

де  $\tau_{3,B}$  – тривалість завантаження та вивантаження апарата, год ( $\tau_{3,B} = 0,25-0,33$  год).

Місткість апарата визначають за рівнянням:

$$G = \frac{G'}{n_{\text{доб}}}, \quad (4.16)$$

де  $G$  – місткість апарата, кг;

$G'$  – продуктивність апарата, кг/с;

$n_{\text{доб}}$  – кількість циклів роботи апарата протягом доби.

Кількість блоків в апараті розраховують за формулою:

$$Z_B = \frac{G}{g_I}, \quad (4.17)$$

де  $Z_B$  – кількість блоків в апараті, шт.;

$G$  – місткість апарата, кг;

$g_I$  – маса блоку, який заморожується, кг.

Кількість морозильних плит в апараті обчислюють за рівнянням:

$$n_{\text{пл}} = \frac{Z_B}{Z_{\text{пл}}} + 1, \quad (4.18)$$

де  $n_{\text{пл}}$  – кількість морозильних плит в апараті, шт.;  
 $Z_B$  – кількість блоків в апараті, шт.;  
 $Z_{\text{пл}}$  – кількість блоків, які знаходяться на одній морозильній плиті, шт.

Теплове навантаження визначають за рівнянням:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{пл}}, \quad (4.19)$$

де  $Q_0$  – теплове навантаження на холодильну систему апарата, Вт;  
 $Q_1$  – теплоприплив крізь огороження, Вт;  
 $Q_2$  – теплоприплив від продукту, Вт;  
 $Q_{\text{пл}}$  – теплоприплив від металу морозильних плит за умов їх охолодження, Вт.

Теплоприплив крізь огороження розраховують за формулою:

$$Q_1 = k_i \cdot \Delta t_i \cdot \sum F_i, \quad (4.20)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт теплопередачі огороження,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;  
 $\Delta t_i$  – різниця температур за апаратом та в апараті, °С;  
 $\sum F_i$  – площа поверхні огороження, м<sup>2</sup>.

Теплоприплив від продуктів, що надходять до апарата розраховують за формулою:

$$Q_2 = G' \cdot q_3, \quad (4.21)$$

де  $G'$  – продуктивність апарата, кг/с;  
 $q_3$  – питома теплота заморожування, Дж/кг.

Теплоприплив від металу морозильних плит визначають згідно залежності:

$$Q_{II} = \frac{G_{III} \cdot c_{III} \cdot n_{III} \cdot (t_{III} - t_0)}{\tau_{дйсн}}, \quad (4.22)$$

де  $G_{III}$  – маса однієї плити, кг;

$c_{III}$  – питома теплоємність металу плит,  $\frac{Дж}{кг \cdot K}$ ;

$n_{III}$  – кількість морозильних плит в апараті, шт.;

$t_{III}$  – температура металу плит після відтаювання блоку, °C  
( $t_{III} = 12^\circ$ );

$t_0$  – температура кипіння холодильного агента, °C;

$\tau_{дйсн}$  – дійсна тривалість заморожування блоку, с.

Місткість випарникової системи апарата знаходять для того, щоб можливо було обчислити та підібрати циркуляційний та дренажний ресивери, які обслуговують апарат. Місткість випарникової системи апарата знаходять за формулою:

$$V_{ВП} = V_{III} + V_{КЛ} + V_{Ш}, \quad (4.23)$$

де  $V_{ВП}$  – місткість випарникової системи апарата, м<sup>3</sup>;

$V_{III}$  – місткість морозильних плит, м<sup>3</sup>;

$V_{КЛ}$  – місткість колекторів, м<sup>3</sup>;

$V_{Ш}$  – місткість гнучких шлангів, м<sup>3</sup>.

Місткість морозильних плит визначають за рівнянням:

$$V_{III} = k \cdot \epsilon_K \cdot h_K \cdot l_K \cdot n_{III}, \quad (4.24)$$

де  $k$  – кількість каналів у плиті, шт.;

$\epsilon_K, h_K, l_K$  – ширина, висота, довжина каналу плити, м;

$n_{III}$  – кількість плит, шт.

Місткість колекторів розраховують за формулою:

$$V_{KL} = \frac{\pi}{4} \cdot l_{KL} \cdot (d_1^2 + d_2^2), \quad (4.25)$$

де  $l_{KL}$  – довжина колектора, *м*;  
 $d_1, d_2$  – внутрішній розмір рідинного та парового колекторів, *м*.  
 Місткість гнучких шлангів знаходять за рівнянням:

$$V_{Ш} = \frac{\pi}{4} \cdot (d'_{Ш} + d''_{Ш}) \cdot n_{ПЛ} \cdot l_{Ш}, \quad (4.26)$$

де  $d'_{Ш}$  – внутрішній діаметр гнучкого шланга, по якому рідина поступає в морозильну плиту, *м*;  
 $d''_{Ш}$  – внутрішній діаметр гнучкого шлангу, по якому парорідинна суміш відводиться з морозильної плити, *м*;  
 $n_{ПЛ}$  – кількість плит, *шт.*;  
 $l_{Ш}$  – довжина гнучкого шланга, *м*.

Кількість рідкого холодильного агента, який циркулює в морозильних плитах апарата, визначають за формулою:

$$G'_a = G_a \cdot n'. \quad (4.27)$$

де  $G'_a$  – кількість рідкого холодильного агента в апараті, *кг/с*;  
 $G_a$  – кількість рідкого холодильного агента, який випаровується в морозильних плитах апарата, *кг/с*;  
 $n'$  – кратність циркуляції.

Кількість рідкого холодильного агента, який випаровується в морозильних плитах апарата знаходять за формулою:

$$G_a = \frac{Q_0}{r_a}, \quad (4.28)$$

де  $Q_0$  – теплове навантаження або сумарний теплоприплив, *Вт*;  
 $r_a$  – теплота пароутворення рідкого холодильного агента при температурі кипіння, *Дж/кг*.

Гідравлічний опір ви парникової системи морозильного апарата знаходять за рівнянням:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7, \quad (4.29)$$

де  $\Delta P$  – гідравлічний опір ви парникової системи морозильного апарата, *Па*;

$\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3, \Delta P_4, \Delta P_5, \Delta P_6, \Delta P_7$  – гідравлічний опір каналів морозильних плит, поворотів каналів в морозильних плитах, гнучкого шлангу, по якому парорідинна суміш відводиться з морозильної плити, парового колектора, гнучкого шланга, по якому рідина подається до морозильної плити, дросельної шайби, яка встановлена при вході холодильного агента в морозильну плиту, *Па*.

Гідравлічний опір каналів морозильних плит визначають за рівнянням:

$$\Delta P_1 = 78,5 \cdot \lambda_{TP} \cdot \frac{v'' - v'}{r_a^2} \cdot \left( \frac{L'_{шл}}{d_e} \right)^3 \cdot q^2 \cdot n' \cdot \left( 1 + \frac{v'}{v'' - v'} \cdot 2n' \right), \quad (4.30)$$

де  $\lambda_{TP}$  – коефіцієнт тертя рідкого холодильного агента;

$v''$ ,  $v'$  – питомий об'єм сухого насиченого пара та рідини холодильного агента при температурі кипіння, *м<sup>3</sup>/кг*;

$r_a$  – теплота пароутворення рідкого холодильного агента при температурі кипіння, *Дж/кг*;

$L'_{шл}$  – довжина шляху, який проходить холодильний агент у плиті, *м*;

$d_e$  – еквівалентний діаметр прорізу каналу плити, *м*;

$q$  – питомий тепловий потік, *Вт/м<sup>2</sup>*;

$n'$  – кратність циркуляції.

Довжину шляху, який проходить холодильний агент в плиті розраховують за формулою:

$$L'_{шл} = l_K \cdot k', \quad (4.31)$$

де  $l_K$  – довжина каналу, *м*;

$k'$  – кількість каналів в одному паралельному ряді, *шт*.

Кількість каналів у одному паралельному ряді визначають за формулою:

$$k' = \frac{K}{\Pi} \quad (4.32)$$

де  $K$  – кількість каналів у плиті, *шт.*;

$\Pi$  – кількість паралельних рядів у плиті, *шт.*

Еквівалентний діаметр перерізу каналу морозильної плити розраховують за рівнянням:

$$d_e = \frac{4\epsilon \cdot h}{2(\epsilon + h)}, \quad (4.33)$$

де  $\epsilon$ ,  $h$  – ширина, висота каналів у плиті, *шт.*

Питомий тепловий потік визначають за формулою:

$$q = \frac{G_a \cdot r_a}{L_{\text{пл}} \cdot B_{\text{пл}} \cdot n_{\text{пл}}}, \quad (4.34)$$

де  $G_a$  – кількість рідкого холодильного агента, який випаровує в морозильних плитах апарата, *кг/с*;

$r_a$  – теплота пароутворення рідкого холодильного агента при температурі кипіння, *Дж/кг*;

$L_{\text{пл}}$ ,  $B_{\text{пл}}$  – довжина та ширина морозильних плит, *м*;

$n_{\text{пл}}$  – кількість плит в апараті, *шт.*

Гідравлічний опір поворотів у морозильних плитах розраховують за формулою:

$$\Delta P_2 = \xi_{\text{пов}} \cdot m_{\text{пов}} \cdot \frac{\omega_{\text{пл}}^2}{2} \cdot \frac{1}{v_{\text{сп}}}, \quad (4.35)$$

де  $\xi_{\text{пов}}$  – коефіцієнт опору повороту ( $\xi_{\text{пов}}=1,5$ );

$m_{\text{пов}}$  – число поворотів холодильного агента в морозильній плиті ( $m_{\text{пов}}=10$ );



$\omega_{пл}$  – швидкість руху паро рідинної суміші в каналах морозильних плит, м/с;

$\nu_{CP}$  – середній питомий об'єм холодильного агента в плиті, м<sup>3</sup>/кг.

Швидкість руху парорідинної суміші в каналах морозильних плит обчислюють за формулою:

$$\omega_{пл} = \frac{G'_a \cdot \nu_{CP}}{П \cdot \nu \cdot h \cdot n_{пл}}, \quad (4.36)$$

де  $G'_a$  – кількість рідкого холодильного агента в апараті, кг/с;

$\nu_{CP}$  – середній питомий об'єм холодильного агента в плиті, м<sup>3</sup>/кг;

$П$  – кількість паралельних рядів у плиті, шт.;

$\nu, h$  – ширина, висота каналів у плиті, м;

$n_{пл}$  – кількість плит, шт.

Середній питомий об'єм холодильного агента в плиті визначається за формулою:

$$\nu_{CP} = \left( I + \frac{I}{n'} \right) \cdot \nu' + \frac{I}{n'} \cdot \nu'', \quad (4.37)$$

де  $n'$  – кратність циркуляції;

$\nu', \nu''$  – питомий об'єм сухого насиченої пари та рідини холодильного агента при температурі кипіння, м<sup>3</sup>/кг.

Гідравлічний опір гнучкого шланга, по якому парорідинна суміш відводиться з морозильної плити, визначають за рівнянням:

$$\Delta P_3 = \left( \lambda_{TP} \frac{l_{ш}}{d'_{ш}} + \sum \xi_{ш} \right) \cdot \frac{(\omega'_{ш})^2}{2 \cdot \nu_{CP}}, \quad (4.38)$$

де  $\lambda_{TP}$  – коефіцієнт тертя рідкого холодильного агента;

$l_{ш}$  – довжина шланга, м;

$d'_{ш}$  – внутрішній діаметр шланга, м;

$\sum \xi_{III}$  – місцевий опір гнучкого шланга;

$\omega''_{III}$  – швидкість руху парорідинної суміші в гнучкому шлангу морозильної плити, м/с;

$v_{CP}$  – середній питомий об'єм холодильного агента в морозильній плиті, м<sup>3</sup>/кг.

Місцеві опори гнучкого шланга визначають по формулі:

$$\sum \xi_{III} = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3, \quad (4.39)$$

де  $\xi_1, \xi_2, \xi_3$  – коефіцієнти місцевого опору входу парорідинної суміші в гнучкий шланг з морозильної плити, повороту парорідинної суміші в гнучкому шлангу, виходу парорідинної суміші з гнучкого шлангу в паровий колектор.

Швидкість руху парорідинної суміші в гнучкому шлангу обчислюють за формулою:

$$\omega''_{III} = \frac{4 \cdot G'_a \cdot v_{CP}}{\pi \cdot (d'_{III})^2 \cdot n_{III}}, \quad (4.40)$$

де  $G'_a$  – кількість рідкого холодильного агента в апараті, кг/с;

$v_{CP}$  – середній питомий об'єм холодильного агента в плиті, м<sup>3</sup>/кг;

$d'_{III}$  – внутрішній діаметр шланга, м;

$n_{III}$  – кількість плит, шт.

Гідравлічний опір парового колектора знаходять за формулою:

$$\Delta P_4 = \left( \lambda_{TP} \frac{l}{d_2} + \xi_K \right) \cdot \frac{(\omega''_K)^2}{2 \cdot v_{CP}}, \quad (4.41)$$

де  $\lambda_{TP}$  – коефіцієнт тертя рідкого холодильного агента;

$l$  – довжина колектора, м;

$d_2$  – діаметр парового колектора, м;

$\xi_K$  – коефіцієнт, який враховує місцевий опір повороту холодильного агента в колекторі;

$\omega_K''$  – середня швидкість руху парорідинної суміші в паровому колекторі, м/с;

$v_{CP}$  – середній питомий об'єм холодильного агента в плиті, м<sup>3</sup>/кг.

Швидкість руху парорідинної суміші в паровому колекторі знаходять за залежністю:

$$\omega_K'' = \frac{G'_a \cdot v_{CP}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot 2}, \quad (4.42)$$

де  $G'_a$  – кількість рідкого холодильного агента в апараті, кг/с;

$v_{CP}$  – середній питомий об'єм холодильного агента в плиті, м<sup>3</sup>/кг;

$d_2$  – діаметр парового колектора, м.

Гідравлічний опір рідинного колектора розраховують за рівнянням:

$$\Delta P_5 = \left( \lambda_{TP} \cdot \frac{l}{d_I} + \xi_K \right) \cdot \frac{(\omega'_K)^2}{2v'}, \quad (4.43)$$

де  $\lambda_{TP}$  – коефіцієнт тертя рідкого холодильного агента;

$l$  – довжина колектора, м;

$d_I$  – діаметр рідинного колектора, м;

$\xi_K$  – коефіцієнт, який враховує місцевий опір повороту холодильного агента в колекторі;

$\omega'_K$  – середня швидкість руху рідкого холодильного агента в рідинному колекторі, м/с;

$v'$  – питомий об'єм рідкого холодильного агента, м<sup>3</sup>/кг.

Середню швидкість руху рідкого холодильного агента в рідинному колекторі знаходять за залежністю:

$$\omega'_K = \frac{G'_a \cdot v'}{\frac{\pi \cdot d_I^2}{4} \cdot 2}, \quad (4.44)$$

де  $G'_a$  – кількість рідкого холодильного агента в апараті, кг/с;  
 $v'$  – питомий об'єм рідкого холодильного агента, м<sup>3</sup>/кг;  
 $d_2$  – діаметр рідинного колектора, м.

Гідрравлічний опір гнучкого шланга, по якому рідина подається до морозильної плити, визначають з залежності:

$$\Delta P_6 = \left( \lambda_{TP} \cdot \frac{l}{d'_{III}} + \sum \xi_{III} \right) \cdot \frac{(\omega'_{III})^2}{2 \cdot v'}, \quad (4.45)$$

де  $\lambda_{TP}$  – коефіцієнт тертя рідкого холодильного агента;  
 $l$  – довжина гнучкого шлангу, по якому рідина подається до морозильної плити, м;  
 $d'_{III}$  – внутрішній діаметр шланга, м;  
 $\sum \xi_{III}$  – місцевий опір гнучкого шланга;  
 $\omega''_{III}$  – швидкість руху рідкого холодильного агента в гнучкому шлангу, по якому рідина подається до морозильної плити, м/с;  
 $v'$  – питомий об'єм рідкого холодильного агента в плиті, м<sup>3</sup>/кг.

Швидкість руху рідкого холодильного агента в гнучкому шлангу, по якому рідина подається до морозильної плити розраховують за формулою:

$$\omega''_{III} = \frac{4 \cdot G'_a \cdot v'}{\pi \cdot (d'_{III})^2}, \quad (4.46)$$

де  $G'_a$  – кількість рідкого холодильного агента в апараті, кг/с;  
 $v'$  – питомий об'єм рідкого холодильного агента, м<sup>3</sup>/кг;  
 $d'_{III}$  – внутрішній діаметр шланга, м.

Гідрравлічний опір дросельної шайби, яка встановлена при вході холодильного агента в морозильну плиту, складає 15000–20000 Па.

$$\Delta P_7 = 15 - 20 \text{ кПа}. \quad (4.47)$$

Діаметр дросельної шайби знаходять за формулою:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{4G'_a}{n_{пл} \cdot \mu_0 \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P_7}{\nu'}}}}, \quad (4.48)$$

де  $d_{ш}$  – діаметр дросельної шайби, яка встановлена при вході холодильного агента в морозильну плиту,  $m$ ;

$G'_a$  – кількість рідкого холодильного агента в апараті,  $кг/с$ ;

$n_{пл}$  – кількість плит,  $шт.$ ;

$\mu_0$  – коефіцієнт витрати холодильного агента;

$\Delta P_7$  – гідравлічний опір дросельної шайби,  $Па$ ;

$\nu'$  – питомий об'єм рідкого холодильного агента,  $м^3/кг$ .

Продуктивність циркуляційного насосу розраховують за рівнянням:

$$V'_{ц.н.} = G'_a \cdot \nu', \quad (4.49)$$

де  $V'_{ц.н.}$  – продуктивність циркуляційного насоса,  $м^3/с$ ;

$G'_a$  – кількість рідкого холодильного агента в апараті,  $кг/с$ ;

$\nu'$  – питомий об'єм рідкого холодильного агента,  $м^3/кг$ .

Спад тиску в випарній системі морозильного апарата визначають за формулою:

$$\Delta P_T = \left( \Delta P + \frac{H}{\nu'} \cdot 9,8 \right) \cdot a_{д.н.}, \quad (4.50)$$

де  $\Delta P_T$  – спад тиску в випарній системі,  $Па$ ;

$\Delta P$  – гідравлічний опір випарної системи апарата,  $Па$ ;

$H$  – висота підйому рідкого холодильного агента до морозильних плит апарата,  $м$ ;

$\nu'$  – питомий об'єм рідкого холодильного агента,  $м^3/кг$ ;

$a_{д.н.}$  – допоміжний коефіцієнт, який враховує опір тертя в випарній системі морозильного апарату.

В залежності від  $V'_{ц.н.}$  та  $\Delta P_T$  виконується підбір циркуляційного насоса, який обслуговує морозильний апарат.

#### 4.2.2. Основи розрахунку горизонтально-плиткового апарата

При охолодженні морозильних плит горизонтально-плиткового апарата холодоносієм знаходять: об'єм та масу блоку, що заморожується, тривалість заморожування розраховують за формулою Планка, методику розрахунків викладено в розділі 4.2.1.

Коефіцієнт тепловіддачі від холодоносія до порожнистої морозильної плити знаходять за формулою:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_s}{d_e}, \quad (4.51)$$

де  $Nu$  – критерій Нусельта;

$\lambda_s$  – теплопровідність холодоносія,  $\frac{Вт}{(м \cdot К)}$ ;

$d_e$  – еквівалентний діаметр перерізу каналу плити,  $м$ .

Критерій Нусельта розраховуємо за формулою:

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} \cdot Pr^{0,43} \cdot Cr^{0,1}, \quad (4.52)$$

де  $Re$  – критерій Рейнольда;

$Pr$  – критерій Прандтля;

$Cr$  – критерій Грасгофа.

Критерій Рейнольдса розраховують за формулою:

$$Re = \frac{\omega_s \cdot d_e}{\nu_s}, \quad (4.53)$$

де  $\omega_s$  – швидкість руху холодоносія в порожнистій морозильній плиті,  $м/с$ ;

$d_e$  – еквівалентний діаметр перерізу каналу плити,  $м$ ;

$\nu_s$  – кінематична в'язкість холодоносія,  $м^2/с$ .

Швидкість руху холодоносія в порожнистій морозильній плиті обчислюють за рівнянням:

$$\omega_s = \frac{\omega_{\text{шл}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{шл}}^2}{4}}{\delta_{\text{п}} \cdot B_{\text{п}}}, \quad (4.54)$$

де  $\omega_{\text{шл}}$  – швидкість руху холодоносія в гнучкому шлангу, м/с;  
 $d_{\text{шл}}$  – внутрішній діаметр гнучкого шлангу, м;  
 $\delta_{\text{п}}$  – висота каналу плити для циркуляції холодоносія, м;  
 $B_{\text{п}}$  – ширина морозильної плити, м.

Розмірами порожнистої морозильної плити  $\delta_{\text{п}}$  та  $B_{\text{п}}$ , а також швидкістю руху холодоносія в гнучкому шлангу  $\omega_{\text{шл}}$  та його діаметром необхідно задатися. Внутрішній діаметр гнучкого шлангу дорівнює 20–30 мм. Швидкість руху холодоносія в гнучкому шлангу дорівнює 0,5–0,7 м/с.

Еквівалентний діаметр перерізу каналу морозильної плити знаходять за формулою:

$$d_e = \frac{4\delta_{\text{п}} \cdot B_{\text{п}}}{2(\delta_{\text{п}} + B_{\text{п}})}, \quad (4.55)$$

де  $\delta_{\text{п}}$  – висота каналу плити для циркуляції холодоносія, м;  
 $B_{\text{п}}$  – ширина морозильної плити, м.

Критерій Прандтля розраховують за формулою:

$$Pr = \frac{V_s}{a_s}, \quad (4.56)$$

де  $V_s$  – об'єм холодоносія, який циркулює в порожнистих морозильних плитах апарата, м<sup>3</sup>/с;

$a_s$  – температуропровідність холодоносія, м<sup>2</sup>/с.

Критерій Грасгофа розраховують за формулою:

$$Gr = \frac{g \cdot d_e^3 \cdot \beta_s \cdot \Delta t_{so}}{\nu_s^2}, \quad (4.57)$$

де  $g$  – маса холодоносія в апараті, кг;  
 $d_e$  – еквівалентний діаметр перерізу каналу плити, м;  
 $\beta_S$  – коефіцієнт об'ємного розширення холодоносія, 1/К;  
 $\Delta t_{SO}$  – оптимальний нагрів в порожнистій морозильній плиті, °С  
( $\Delta t_{SO} = 1-3$  °С);

$v_S$  – кінематична в'язкість холодоносія, м<sup>2</sup>/с.

Після того як знайдена тривалість заморожування блоку, слід визначити дійсну тривалість заморожування, кількість циклів роботи апарата протягом доби, місткість апарата, кількість блоків та морозильних плит, а також теплове навантаження. Методику розрахунку наведено в розділі 4.2.1.

Кількість холодоносія, який циркулює в порожнистих морозильних плитах апарата, складе:

$$G'_S = \frac{\pi \cdot d_{\text{шл}}^2}{4} \cdot \omega_{\text{шл}} \cdot \rho_S \cdot n_{\text{пл}}, \quad (4.58)$$

де  $G'_S$  – кількість холодоносія, який циркулює в порожнистих морозильних плитах апарата, кг/с;

$d_{\text{шл}}$  – внутрішній діаметр гнучкого шлангу, м;

$\omega_{\text{шл}}$  – швидкість руху холодоносія в гнучкому шлангу, м/с;

$\rho_S$  – густина холодоносія, кг/м<sup>3</sup>;

$n_{\text{пл}}$  – кількість морозильних плит в апараті, шт.

Тоді об'єм холодоносія, який циркулює в порожнистих морозильних плитах апарата, визначають за формулою:

$$V_S = \frac{G'_S}{\rho_S}, \quad (4.59)$$

де  $V_S$  – об'єм холодоносія, який циркулює в порожнистих морозильних плитах апарата, м<sup>3</sup>/с;

$G'_S$  – кількість холодоносія, який циркулює в порожнистих морозильних плитах апарата, кг/с;

$\rho_S$  – густина холодоносія, кг/м<sup>3</sup>.



Температуру нагріву холодоносія в порожнистій морозильній плиті апарата розраховують за формулою:

$$\Delta t_s = \frac{Q_o}{G'_s \cdot c_s}, \quad (4.60)$$

де  $\Delta t_s$  – температура нагріву холодоносія в порожнистій морозильній плиті апарата, °C;

$Q_o$  – теплове навантаження на холодильну систему апарата, Вт;

$G'_s$  – кількість холодоносія, який циркулює в порожнистих морозильних плитах апарата, кг/с;

$c_s$  – питома теплоємність холодоносія,  $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}$ .

Якщо температура нагріву холодоносія в порожнистій морозильній плиті більше ніж оптимальна температура нагріву холодоносія, то необхідно збільшити кількість циркулюючого холодоносія. Для цього необхідно задатися підвищеним значенням швидкості руху холодоносія в гнучкому шлангу або збільшити його внутрішній діаметр. Збільшення кількості циркулюючого холодоносія призведе до збільшення його руху в порожнистих морозильних плитах, що потребує уточнення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  та тривалості заморожування  $\tau$ .

Якщо температура нагріву холодоносія в порожнистій морозильній плиті менш оптимальної температури нагріву, то необхідно зменшити кількість циркулюючого холодоносія. Для цього приймають нове, менше значення швидкості руху холодоносія в гнучкому шлангу, не змінюючи постійну швидкість руху холодоносія в морозильній плиті апарата. З цією метою в морозильних плитах передбачають перегородки.

Швидкість руху холодоносія в гнучкому шлангу за умов існування перегородок в морозильних плитах знаходять за формулою:

$$\omega_{шо} = \omega_{п} \cdot \frac{4Fn'}{\pi \cdot d_{шл}^2}, \quad (4.61)$$

де  $\omega_{ШЮ}$  – швидкість холодоносія в гнучкому шлангу, за умов існування в морозильних плитах перегородок,  $м/с$ ;

$\omega_{П}$  – швидкість руху холодоносія в каналах морозильних плит,  $м/с$ ;

$Fn'$  – переріз каналу морозильної плити для проходу холодоносія,  $м^2$ ;

$d_{ШП}$  – внутрішній діаметр гнучкого шлангу,  $м$ .

Переріз каналу морозильної плити для проходу холодоносія знаходять за рівнянням:

$$Fn' = \delta_{П} \cdot B'_{П}, \quad (4.62)$$

де  $\delta_{П}$  – висота каналу плити для циркуляції холодоносія,  $м$ ;

$B'_{П}$  – відстані між перегородками в морозильній плиті,  $м$ .

Кількість холодоносія, який циркулює в морозильних плитах, визначають за рівнянням:

$$G_{so} = \frac{\pi \cdot d_{ШП}^2}{4} \cdot \omega_{ШЮ} \cdot \rho_s \cdot n_{ПЛ}, \quad (4.63)$$

де  $G_{so}$  – кількість холодоносія, який циркулює в морозильних плитах апарата,  $кг/с$ ;

$d_{ШП}$  – внутрішній діаметр гнучкого шлангу,  $м$ ;

$\omega_{ШЮ}$  – швидкість холодоносія в гнучкому шлангу, за умов існування в морозильних плитах перегородок,  $м/с$ ;

$\rho_s$  – густина холодоносія,  $кг/м^3$ ;

$n_{ПЛ}$  – кількість морозильних плит в апараті,  $шт$ .

Об'єм холодоносія, який циркулює в морозильних плитах розраховують за формулою:

$$V_{so} = \frac{G_{so}}{\rho_s}, \quad (4.64)$$

де  $V_{so}$  – об'єм холодоносія, який циркулює в морозильних плитах апарата,  $м^3/с$ ;

$G_{SO}$  – кількість холодоносія, який циркулює в морозильних плитах апарата,  $\text{кг/с}$ ;

$\rho_S$  – густина холодоносія,  $\text{кг/м}^3$ .

Фактичний нагрів холодоносія в морозильній плиті апарата складає:

$$\Delta t'_{SO} = \frac{Q_O}{G_{SO} \cdot c_S}, \quad (4.65)$$

де  $\Delta t'_{SO}$  – фактичний нагрів холодоносія в морозильній плиті апарата,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$Q_O$  – теплове навантаження,  $\text{Вт}$ ;

$G_{SO}$  – кількість холодоносія, який циркулює в морозильних плитах апарата,  $\text{кг/с}$ ;

$c_S$  – питома теплоємність холодоносія,  $\frac{\text{Дж}}{(\text{кг} \cdot \text{K})}$ .

Гідравлічний опір охолоджуючої системи апарата визначають за рівнянням:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3, \quad (4.66)$$

де  $\Delta P$  – гідравлічний опір охолоджуючої системи апарата,  $\text{Па}$ ;

$\Delta P_1$  – гідравлічний опір морозильних плит апарата,  $\text{Па}$ ;

$\Delta P_2$  – гідравлічний опір гнучких шлангів, які підводять холодоносії до морозильної плити та відводять від неї,  $\text{Па}$ ;

$\Delta P_3$  – гідравлічний опір прямого та зворотного колекторів холодоносія,  $\text{Па}$ .

Гідравлічний опір морозильних плит апарата розраховують за формулою:

$$\Delta P_1 = \left( \lambda_{TP} \frac{l}{d'_e} + n_{\text{пов}} \cdot \xi_{\text{пл}} \right) \cdot \frac{\omega_{\text{пл}}^2}{2} \cdot \rho_S, \quad (4.67)$$

де  $\lambda_{TP}$  – коефіцієнт тертя холодоносія;

$l$  – довжина плити,  $\text{м}$ ;

$d'_e$  – еквівалентний діаметр каналу морозильної плити, м;  
 $n_{\text{пов}}$  – кількість поворотів холодоносія в плиті;  
 $\xi_{\text{пл}}$  – місцевий опір плити;  
 $\omega_{\text{п}}$  – швидкість руху холодоносія в каналах плит, м/с;  
 $\rho_S$  – густина холодоносія, кг/м<sup>3</sup>.

Еквівалентний діаметр каналу морозильної плити визначають за формулою:

$$d'_e = \frac{4B'_п \cdot \delta_{\text{п}}}{2(B'_п + \delta_{\text{п}})}, \quad (4.68)$$

де  $B'_п$  – відстані між перегородками в морозильній плиті, м;  
 $\delta_{\text{п}}$  – висота каналу плити для циркуляції холодоносія, м.

Гідравлічний опір гнучких шлангів, які підводять холодоносії до морозильної плити та відводять від неї знаходять за залежністю:

$$\Delta P_2 = 2 \left( \lambda_{\text{шл}} \frac{l_{\text{шл}}}{d_{\text{шл}}^2} + \sum \xi_{\text{шл}} \right) \cdot \frac{\omega_{\text{шл}}^2}{2} \cdot \rho_S, \quad (4.69)$$

де  $\lambda_{\text{шл}}$  – коефіцієнт тертя холодоносія;  
 $l_{\text{шл}}$  – довжина гнучких шлангів, м;  
 $d_{\text{шл}}$  – внутрішній діаметр шлангу, м;  
 $\sum \xi_{\text{шл}}$  – місцеві опори гнучких шлангів;  
 $\omega_{\text{шл}}^2$  – швидкість холодоносія в гнучкому шлангу, за умов існування в морозильній плиті перегородок, м/с;  
 $\rho_S$  – густина холодоносія, кг/м<sup>3</sup>.

Гідравлічний опір прямого та зворотного колекторів холодоносія визначають за рівнянням:

$$\Delta P_3 = 2 \left( \lambda_{\text{тр}} \frac{l_K}{d_K} + \xi_K \right) \cdot \frac{\omega_K^2}{2} \cdot \rho_S, \quad (4.70)$$

де  $\lambda_{\text{тр}}$  – коефіцієнт тертя холодоносія;  
 $l_K$  – довжина колектора, м;

$d_K$  – внутрішній діаметр колекторів, м;  
 $\xi_K$  – місцевий опір повороту холодоносія в колекторі;  
 $\omega_K$  – швидкість руху холодоносія в колекторах, м/с;  
 $\rho_S$  – густина холодоносія, кг/м<sup>3</sup>.

Швидкість руху холодоносія в колекторах обчислюють за формулою:

$$\omega_K = \frac{4V_{SO}}{\pi \cdot d_K^2}, \quad (4.71)$$

де  $V_{SO}$  – об'єм холодоносія, який циркулює в морозильних плитах апарата, м<sup>3</sup>/с;

$d_K$  – внутрішній діаметр колекторів, м.

Спад тиску в охолоджуючій системі розраховують за формулою:

$$\Delta P_H = \Delta P \cdot \varphi_0, \quad (4.72)$$

де  $\Delta P_H$  – спад тиску в охолоджуючій системі апарата, Па;

$\Delta P$  – гідравлічний опір охолоджуючої системи апарата, Па;

$\varphi_0$  – коефіцієнт, який ураховує зростання тривалості заморожування блоку внаслідок нещільного контакту площі продукту та морозильної плити ( $\varphi_0=0,85-0,9$ ).

В залежності від  $V_{SO}$  та  $\Delta P_H$  проводиться підбір насоса для циркуляції холодоносія в морозильних плитах апарата.

### 4.3. Розрахункова частина

4.3.1. Вивчення методів розрахунку апаратів безконтактного заморожування продуктів

#### Приклад розрахунку апарата періодичної дії з горизонтальним розташуванням плит

Апарат періодичної дії з горизонтальним розташуванням плит для заморожування м'яса в блоках, що укладені на листи, має продуктивність  $G'=500$  кг/год=0,14 кг/с. Початкова температура продукту  $t_1=15^\circ\text{C}$ , кінцева –  $t_2=-20^\circ\text{C}$ . Визначити тривалість

заморожування блока, геометричні розміри та кількість морозильних плит, теплоприплив у апарат, місткість випарної системи апарата, кількість циркулюючого рідкого холодоагенту, гідравлічний опір випарної системи апарату, потужність електродвигуна циркуляційного аміачного насосу.

Тривалість заморожування блока обчислюємо за формулою Планка:

$$\tau = \frac{q_3 \cdot \rho_{np}}{t_{кр} - t_{сер}} \cdot \delta_{\text{бл}} \cdot \left[ R \cdot \frac{\delta_{\text{бл}}}{\lambda_3} + P \left( \frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right], \quad (4.73)$$

де  $\tau$  – тривалість заморожування, с;

$q_3$  – питома теплота заморожування, Дж/кг;

$\rho_{np}$  – густина замороженого продукту, кг/м<sup>3</sup>;

$t_{кр}$  – криоскопічна температура продукту, °C;

$t_{сер}$  – температура середовища, °C;

$\delta_{\text{бл}}$  – товщина блока, м;

$\lambda_3$  – коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту, Вт/(м·K);

$R, P$  – допоміжні коефіцієнти, які залежать від форми співвідношення розмірів продукту, який заморожується;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$  – сума теплових опорів у стінок блок-форми та шарів

упаковки, (м<sup>2</sup>·K)/Вт;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·K).

Кількість питомої теплоти заморожування  $q_3$  знаходимо за рівнянням:

$$q_3 = i_1 - i_2, \quad (4.74)$$

де  $q_3$  – питома теплота заморожування, Дж/кг;

$i_1$  – початкова ентальпія продукту, Дж/кг;

$i_2$  – кінцева ентальпія продукту, Дж/кг.

За допомогою додаткових таблиць знаходимо, що при  $t_1 = 15^\circ\text{C} \rightarrow i_1 = 332000$  Дж/кг, а при  $t_2 = -20^\circ\text{C} \rightarrow i_2 = 0$  Дж/кг (для м'яса).

Приймаємо, що  $t_{кр} = -1^\circ\text{C}$ ,  $\rho_{np} = 1070$  кг/м<sup>3</sup>,  $\lambda_3 = 1,14$  Вт/(м·K).

Геометричні розміри блока прямокутної форми наступні:  $l = 0,8$  м;  $b = 0,25$  л,  $\delta = 0,06$  м. Для блока таких розмірів додаткові коефіцієнти

$\beta_1=13,3$ , а  $\beta_2=4,16$ , з додаткової таблиці визначасмо  $R=0,1037$ ,  $P=0,3846$ . Розрахуємо кількість питомої теплоти заморожування:

$$q_3=332000-0=332000 \text{ Дж/кг.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  від поверхні плити до киплячого холодоагенту залежить від роду холодоагенту і питомого середнього теплового навантаження.

$$\alpha = f \cdot (A, q_{cp}), \quad (4.75)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

$A$  – константа, яка залежить від роду холодоагенту і питомого середнього теплового навантаження;

$q_{cp}$  – питоме середнє теплове навантаження,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

Величину  $q_{cp}$  можливо представити, як середній тепловий потік від площі поверхні заморожуємого блоку до площі поверхні морозильної плити, та визначити за рівнянням:

$$q_{cp} = \frac{Q_{\text{бл}}}{2F_{\text{бл}} \cdot \tau}, \quad (4.76)$$

де  $q_{cp}$  – питоме середнє теплове навантаження,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$Q_{\text{бл}}$  – кількість теплоти, що відводиться від блоку (або від декількох блоків до однієї плити),  $\text{Дж}$ ;

$F_{\text{бл}}$  – площа контакту блоку (або блоків) з плитою,  $\text{м}^2$ ;

$\tau$  – тривалість заморожування блоку (або блоків),  $\text{с}$ .

У формулу для визначення  $q_{cp}$  входить невідома величина  $\tau$ , яка сама залежить від  $\alpha$ , отже й від  $q$ . В таких випадках застосовується метод послідовних наближень: орієнтовано задають  $\tau$ , далі обчислюють  $q$  й  $\alpha$ , після чого обчислюють  $\tau$  і порівнюють с заданим значенням. У разі великого розходження повторюють цей розрахунок при новому значенні  $\tau$  і т.д.

Приймасмо орієнтовано  $\tau=5400 \text{ сек} \approx 1,5 \text{ год}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні рідного холодоагенту знаходимо за формулою:

$$\alpha = A \cdot q^{0.7}, \quad (4.77)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;

$A$  – константа;

$q_{cp}$  – середній питомий тепловий потік,  $Вт/м^2$ .

Приймаємо, що для киплячого аміаку ( $NH_3$ ) середній питомий тепловий потік  $q_{cp}=2000-2500 \text{ Вт/м}^2$ , маємо  $A=1,76 \text{ Вт/(К} \cdot \text{м}^{0,6})$ .

Значення кількості теплоти, що відводиться від блоків  $Q_{\text{бл}}$  визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{бл}} = q_{\text{бл}} \cdot n_{\text{бл}} \cdot (i_1 - i_2), \quad (4.78)$$

де  $Q_{\text{бл}}$  – кількість теплоти, що відводиться від блоків,  $Дж$ ;

$q_{\text{бл}}$  – маса одного блока,  $кг$ ;

$n_{\text{бл}}$  – кількість блоків на одній морозильній плиті,  $шт.$ ;

$i_1$  – початкова ентальпія продукту,  $Дж/кг$ ;

$i_2$  – кінцева ентальпія продукту,  $Дж/кг$ .

Величину  $q_{\text{бл}}$  обчислюємо наступним чином:

$$q_{\text{бл}} = (l \cdot b \cdot \delta) \cdot \rho_{np}, \quad (4.79)$$

де  $q_{\text{бл}}$  – маса одного блоку,  $кг$ ;

$l$  – довжина блока,  $м$ ;

$b$  – ширина блока,  $м$ ;

$\delta$  – товщина блока,  $м$ ;

$\rho_{np}$  – густина продукту,  $кг/м^3$ .

Обчислюємо:

$$q_{\text{бл}} = (0,8 \cdot 0,25 \cdot 0,06) \cdot 1070 = 12,8 \text{ кг}.$$

Приймаємо, що  $n_{\text{бл}}=6 \text{ шт.}$

Тоді:

$$Q_{\text{бл}} = 12,8 \cdot 6 \cdot 332000 = 25,5 \cdot 10^6 \text{ Дж}.$$

Площу контактів блоку з морозильною плитою  $F_{\text{бл}}$  можливо обчислити за рівнянням:

$$F_{\text{бл}} = l \cdot b \cdot n_{\text{бл}}, \quad (4.80)$$



де  $F_{\bar{a}l}$  – площа контакту блоків з морозильною плитою,  $m^2$ ;  
 $l$  – довжина блоку,  $m$ ;  
 $b$  – ширина блоку,  $m$ ;  
 $n_{\bar{a}l}$  – кількість блоків, *шт.*  
 Знаходимо  $F_{\bar{a}l}$ :

$$F_{\bar{a}l} = 0,8 \cdot 0,25 \cdot 6 = 1,2 m^2 .$$

Тоді:

$$q_{cp} = \frac{25,5 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,2 \cdot 5400} = 1967 \approx 1970 \frac{Bm}{m^2} ;$$

$$\alpha = 1,76 \cdot 1970^{0,7} = 356 \left( \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \right) .$$

За цих умов тривалість заморожування блоку:

$$\tau = \frac{332000 \cdot 1070}{-1 - (-40)} \cdot 0,06 \cdot \left( 0,1037 \cdot \frac{0,06}{1,14} + 0,3846 \cdot \frac{1}{356} \right) = 4471 \text{ с} .$$

Це значення помітно відрізняється від прийнятого вище ( $\tau = 5400$  с), тому повторюємо розрахунок при новому значенні  $\tau = 4320$  с:

$$q = \frac{25,5 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,2 \cdot 4320} = 2460 \frac{Bm}{m^2} ,$$

$$\alpha = 1,76 \cdot 2460^{0,7} = 416 \left( \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \right) ,$$

$$\tau = \frac{332000 \cdot 1070}{-1 - (-40)} \cdot 0,06 \cdot \left( 0,1037 \cdot \frac{0,06}{1,14} + 0,3846 \cdot \frac{1}{416} \right) = 4385 \text{ с} .$$

Тепер розходження становить лише 1,5%, тому розрахунок можна вважати завершеним та прийняти отримане значення  $\tau = 4385$  с.

Між блоком продукту і поверхнею листа можуть існувати повітряні прошарки, які збільшують опір теплопередачі та, відповідно, тривалість заморожування, тому фактичну тривалість цього процесу  $\tau_\phi$  визначаємо за формулою:

$$\tau_\phi = \frac{\tau}{\varphi'}, \quad (4.81)$$

де  $\tau_\phi$  – фактична тривалість заморожування, с;  
 $\tau$  – тривалість заморожування, с;  
 $\varphi'$  – коефіцієнт, який враховує нещільний тепловий контакт.  
 Приймаємо  $\varphi' = 0,85$ .  
 Звідси:

$$\tau_\phi = \frac{4385}{0,85} = 5153 \text{ с.}$$

Тривалість операцій завантаження – вивантаження приймаємо  $\tau_{3.6} = 641$  с, тоді тривалість циклу заморожування обчислюємо за формулою:

$$\tau_y = \tau_\phi + \tau_{3.6}, \quad (4.82)$$

де  $\tau_y$  – тривалість циклу заморожування, с;  
 $\tau_\phi$  – фактична тривалість заморожування, с;  
 $\tau_{3.6}$  – тривалість операцій завантаження – вивантаження.  
 Знаходимо:

$$\tau_y = 5159 + 641 = 5800 \text{ с.}$$

Приймаємо, що апарат працює в дві зміни ( $\tau_p = 16$  год на добу), то кількість циклів знаходимо за залежністю:

$$n_y = \frac{\tau_p}{\tau_y}, \quad (4.83)$$

де  $n_y$  – кількість циклів роботи апарата;  
 $\tau_p$  – тривалість роботи апарата на добу, с;  
 $\tau_y$  – тривалість циклу заморожування, с.

Обчислюємо:

$$n_y = \frac{16 \cdot 3600}{5800} = 10.$$

Геометричні розміри плит визначаємо наступним чином.  
Довжина плити становить:

$$l_{пл} = (b_{бл} \cdot n_{бл}) + 5l_1 + 2l_2, \quad (4.84)$$

де  $l_{пл}$  – довжина плити, м;  
 $b_{бл}$  – ширина блоку, м;  
 $n_{бл}$  – кількість блоків, шт.;  
 $l_1$  – відстань між блоками на одній плиті, м;  
 $l_2$  – відстань від блоку до краю плити.  
Приймаємо, що  $l_1=0,03$  м, а  $l_2=0,05$  м.  
Обчислюємо:

$$l_{пл} = (0,25 \cdot 6) + 5 \cdot 0,03 + 2 \cdot 0,05 = 1,75 \text{ м}.$$

Ширина плити дорівнює:

$$b_{пл} = l_{бл} + 2 \cdot l_2, \quad (4.85)$$

де  $b_{пл}$  – ширина плити, м;  
 $l_{бл}$  – довжина блоку, м;  
 $l_2$  – відстань від блоку до краю плити, м.  
Знаходимо:

$$b_{пл} = 0,8 + 2 \cdot 0,05 = 0,9 \text{ м}.$$

Кількість морозильних плит в апараті  $n_{пл}$  можливо знайти за залежністю:

$$n_{пл} = \frac{G' \cdot \tau_p}{q_{бл} \cdot n_y \cdot n_{бл}}, \quad (4.86)$$

де  $n_{пл}$  – кількість морозильних плит в апараті, шт.;

$G'$  – продуктивність апарату,  $кг/год$ ;  
 $\tau_p$  – тривалість роботи апарату,  $год$ ;  
 $q_{\text{бл}}$  – маса одного блоку,  $кг$ ;  
 $n_y$  – кількість циклів роботи апарату;  
 $n_{\text{бл}}$  – кількість блоків,  $шт$ .  
 Обчислюємо:

$$n_{\text{пл}} = \frac{500 \cdot 16}{12.8 \cdot 10 \cdot 6} = 12 \text{ шт}.$$

Теплоприплив в плитковий апарат періодичної дії знаходять за рівнянням:

$$Q_o = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{пл}} + Q_{\text{л}}, \quad (4.87)$$

де  $Q_o$  – сумарний теплоприплив в плитковий апарат,  $Вт$ ;  
 $Q_1$  – теплоприплив крізь огороження апарата,  $Вт$ ;  
 $Q_2$  – теплоприплив від продукту, який заморожується,  $Вт$ ;  
 $Q_{\text{пл}}$  – теплоприплив від металу плит, при їх охолодженні,  $Вт$ ;  
 $Q_{\text{л}}$  – теплоприплив від металу листів, на яких заморожується продукт,  $Вт$ .

Теплоприплив  $Q_1$  розраховуємо за формулою:

$$Q_1 = K \cdot \Delta t \cdot \sum F_3, \quad (4.88)$$

де  $Q_1$  – теплоприплив крізь огороження апарату,  $Вт$ ;  
 $K_3$  – коефіцієнт теплопередачі огороження,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;  
 $\Delta t$  – різниця температур за апаратом та в апараті,  $^{\circ}С$ ;  
 $\sum F_3$  – площа поверхні огороження,  $м^2$ .  
 Приймаємо, що габаритні розміри огороження апарата наступні:  $L_a=2,5 \text{ м}$ ,  $B_a=1,39 \text{ м}$ ,  $H_a=2,2 \text{ м}$ .  
 Коефіцієнт теплопередачі  $\kappa_3=0,46 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$ , температура зовні апарата  $t_3=12^{\circ}С$ .

Розраховуємо:

$$Q_1 = 0.46 \cdot [12 - (-40)] \cdot (2 \cdot 2.2 \cdot 1.39 + 2 \cdot 2.2 \cdot 2.55 + 2 \cdot 1.39 \cdot 2.55) = 584 \text{ Вт}.$$

Теплоприплив  $Q_2$  обчислюємо за формулою:

$$Q_2 = G' \cdot q_3, \quad (4.89)$$

де  $Q_2$  – теплоприплив від продукту, який заморожується, *Вт*;  
 $G'$  – продуктивність апарата, *кг/с*;  
 $q_3$  – питома теплота заморожування, *Дж/кг*.  
 Обчислюємо:

$$Q_3 = 0.14 \cdot 332000 = 46480 \text{ Вт}.$$

Теплоприплив від металу плит визначаємо згідно залежності:

$$Q_{пл} = \frac{G_{пл} \cdot c_{пл} \cdot n_{пл} \cdot (t_{пл} - t_o)}{\tau_y}, \quad (4.90)$$

де  $Q_{пл}$  – теплоприплив від металу плит, *Вт*;  
 $G_{пл}$  – маса однієї плити, *кг*;  
 $c_{пл}$  – питома теплоємність металу плит, *Дж/(кг·К)*;  
 $n_{пл}$  – кількість морозильних плит в апараті, *шт.*;  
 $t_{пл}$  – температура металу плит перед охолодженням, *°С*;  
 $t_o$  – температура кипіння холодоносія, *°С*;  
 $\tau_y$  – дійсна тривалість заморожування блоку, *с*.  
 Приймаємо  $G_{пл} = 42 \text{ кг}$ ;  $c_{пл} = 880 \text{ Дж/(кг·К)}$  (для алюмінієвого сплаву, з якого виготовляють морозильні плити);  $t_{пл} = -30^\circ \text{С}$ .  
 Знаходимо числове значення:

$$Q_{пл} = \frac{42 \cdot 880 \cdot 12 \cdot [-30 - (-40)]}{5800} = 770 \text{ Вт} = 770 \text{ Вт}.$$

Теплоприплив від металу листів визначаємо за рівнянням:

$$Q_l = \frac{G_l \cdot c_l \cdot n_l \cdot (t_l - t_o)}{\tau_y}, \quad (4.91)$$

де  $Q_l$  – теплоприплив від металу листів, *Вт*;  
 $G_l$  – маса одного листа з кришкою, *кг*;  
 $c_l$  – питома теплоємність металу листів, *Дж/(кг·К)*;  
 $n_l$  – кількість листів в апараті, *шт.*;  
 $t_l$  – температура металу листів після відтаювання блоку, *°С*;

$t_o$  – температура кипіння холодоносія,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\tau_y$  – дійсна тривалість заморожування,  $\text{с}$ .

Приймаємо  $G_d=2,0 \text{ кг}$ ;  $C_d=880 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$  (для алюмінієвого сплаву, з якого виготовляють листи);  $t_d=12^{\circ}\text{C}$ .

Кількість листів в апараті розраховуємо наступним чином:

$$n_d = (n_{nl} - 1) \cdot n_{bl}, \quad (4.92)$$

де  $n_d$  – кількість листів в апараті,  $\text{шт.}$ ;

$n_{nl}$  – кількість плит,  $\text{шт.}$ ;

$n_{bl}$  – кількість блоків,  $\text{шт.}$

Знаходимо:

$$n_{nl} = (12 - 1) \cdot 6 = 66 \text{ шт.}$$

Тоді:

$$Q_d = \frac{2 \cdot 880 \cdot 66 \cdot [12 - (-40)]}{5800} = 1041 \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи в апараті дорівнюють:

$$Q_o = 584 + 46480 + 770 + 1041 = 48875 \text{ Вт.}$$

Місткість випарної системи апарата необхідно знати для підбору аміачного циркуляційного насоса, циркуляційного та дренажного ресиверів в морозильному апараті.

При розрахунку місткості морозильних плит приймаємо, що плита має 18 каналів з перерізом  $b_k$   $h_k=22 \text{ мм}$ . Довжина одного каналу  $1640 \text{ мм}$ . Канали з'єднані паралельно по три в шість послідовних груп.

Місткість каналів 12 плит можливо розрахувати наступним чином:

$$V_{nl} = b_k \cdot h_k \cdot l_k \cdot n_k \cdot n_{nl}, \quad (4.93)$$

де  $V_{nl}$  – місткість морозильних плит,  $\text{м}^3$ ;

$b_k$   $h_k$   $l_k$  – габаритні розміри каналів,  $\text{м}$ ;

$n_k$  – кількість каналів,  $\text{шт.}$ ;

$n_{nl}$  – кількість плит,  $\text{шт.}$

Знаходимо:

$$V_{кл} = 0.022 \cdot 0.011 \cdot 1.64 \cdot 18 \cdot 12 = 0,0857 \text{ м}^3.$$

Місткість колекторів розраховуємо за формулою:

$$V_{кл} = \frac{\pi}{4} \cdot l_{кл} \cdot (d_2^2 + d_1^2), \quad (4.94)$$

де  $V_{кл}$  – місткість колекторів,  $\text{м}^3$ ;

$l_{кл}$  – довжина колекторів,  $\text{м}$ ;

$d_1, d_2$  – діаметр парового та рідинного колекторів,  $\text{м}$ .

Приймаємо:  $l_{кл}=1800 \text{ мм}$ , діаметр правого колектора  $d_2=110 \text{ мм}$ , рідинного  $d_1=55 \text{ мм}$ .

Тоді місткість колекторів дорівнює:

$$V_{кл} = \frac{3.14}{4} \cdot 1.8 \cdot (0.11^2 + 0.055^2) = 0.0214 \text{ м}^3.$$

Місткість гнучких шлангів знаходимо за рівнянням:

$$V_{ш} = \frac{\pi}{4} \cdot (d'^2_{ш} + d''^2_{ш}) \cdot n_{ш} \cdot l_{ш}, \quad (4.95)$$

де  $V_{ш}$  – місткість гнучких шлангів,  $\text{м}^3$ ;

$d'_{ш}$  – внутрішній діаметр гнучкого шлангу, по якому рідина поступає до морозильної плити,  $\text{м}$ ;

$d''_{ш}$  – внутрішній діаметр гнучкого шлангу, по якому парорідинна суміш відводиться з морозильної плити,  $\text{м}$ ;

$n_{ш}$  – кількість шлангів,  $\text{шт.}$ ;

$l_{ш}$  – довжина гнучкого шлангу,  $\text{м}$ .

Приймаємо  $l_{ш}=800 \text{ мм}$ , кількість шлангів  $n_{ш}=12 \cdot 2=24 \text{ шт}$ ,  $d'_{ш}=0,025 \text{ м}$ ,  $d''_{ш}=0,02 \text{ м}$ .

Тоді:

$$V_{ш} = \frac{3.14}{4} \cdot (0.025^2 + 0.020^2) \cdot 0.8 \cdot 24 = 0.1239 \text{ м}^3.$$

Місткість випарної системи апарата знаходимо за рівнянням:

$$V_{en} = V_{nl} + V_{\kappa} + V_{ш}, \quad (4.96)$$

де  $V_{en}$  – місткість випарної системи апарата,  $м^3$ ;  
 $V_{nl}$  – місткість плит апарата,  $м^3$ ;  
 $V_{\kappa}$  – місткість колекторів апарата,  $м^3$ ;  
 $V_{ш}$  – місткість гнучких шлангів,  $м^3$ .  
 Знаходимо:

$$V_{en} = 0.0865 + 0.0214 + 0.016 = 0,1239 \text{ м}^3.$$

Кількість рідкого холодоагенту ( $NH_3$ ), що циркулює в системі, знаходимо за формулою:

$$G_a = \frac{Q_o \cdot n'}{r_a}, \quad (4.97)$$

де  $G_a$  – кількість рідкого холодоагенту, що циркулює в системі,  $кг/с$ ;  
 $n'$  – кратність циркуляції холодоагенту в морозильних плитах;  
 $r_a$  – теплота пароутворення рідкого холодоагенту при  $t_o$ ,  $Дж/кг$ .  
 Приймаємо  $n'=20$ ,  $r_a=1390 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  при  $t_o=-40^{\circ}C$  (для аміака).  
 Тоді:

$$G_a = \frac{48875 \cdot 20}{1390000} = 0.705 \text{ кг/с}.$$

Об'єм циркулюючого рідкого холодоагенту визначаємо за формулою:

$$V_a = G_a \cdot v', \quad (4.98)$$

де  $V_a$  – об'єм циркулюючого рідкого холодоагенту,  $м^3$ ;  
 $G_a$  – кількість рідкого холодоагенту,  $кг/с$ ;  
 $v'$  – питомий об'єм рідкого холодоагенту,  $м^3/кг$ .  
 Приймаємо, що  $v'=1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/кг$ , при  $t_o=-40^{\circ}C$ .  
 Звідси:

$$V_a = 0.705 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3} = 1.0222 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/с = 3,7 \text{ м}^3/год.$$



Гідрравлічний опір випарної системи знаходимо за рівнянням:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 + \Delta P_7, \quad (4.99)$$

де  $\Delta P$  – гідрравлічний опір випарної системи, Па;

$\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3, \Delta P_4, \Delta P_5, \Delta P_6, \Delta P_7$  – гідрравлічний опір відповідно каналів морозильних плит, поворотів каналів в морозильних плитах гнучкого шлангу, по якому парорідинна суміш відводиться з морозильної плити, рідинного та парового колекторів, гнучкого шлангу, по якому рідина подається до морозильної плити, дросельної шайби, встановленої при вході холодильного агента до морозильної плити, Па.

Гідрравлічний опір каналів морозильних плит визначаємо за рівнянням:

$$\Delta P_1 = 78.5 \cdot \lambda_{mp} \cdot \frac{v'' - v'}{r_a^2} \cdot \left( \frac{L'}{d_e} \right)^3 \cdot q^2 \cdot n' \cdot \left( 1 + \frac{v'}{v'' - v'} \cdot 2n \right), \quad (4.100)$$

де  $\Delta P_1$  – гідрравлічний опір каналів морозильних плит, Па;

$\lambda_{mp}$  – коефіцієнт тертя рідкого холодильного агента;

$v'', v'$  – питомий об'єм сухої насиченої пари та рідини холодильного агента при температурі кипіння,  $m^3/kg$ ;

$r_a$  – теплота пароутворення рідкого холодильного агента при температурі кипіння, Дж/кг;

$L'$  – довжина шляху, який проходить агент в плиті, м;

$d_e$  – еквівалентний діаметр прорізу каналу плити, м;

$q$  – питомий тепловий потік,  $Вт/м^2$ ;

$n'$  – кратність циркуляції.

Довжину шляху, який проходить холодильний агент в плиті розраховуємо за формулою:

$$L' = l_k \cdot k', \quad (4.101)$$

де  $L'$  – довжина шляху, який проходить холодоагент, м;

$l_k$  – довжина каналу, м;

$k'$  – кількість каналів в одному паралельному ряді, шт.

Приймаємо  $k' = 6$  шт.

Тоді:

$$L' = 1.64 \cdot 6 = 9,8 \text{ м.}$$

Еквівалентний діаметр перерізу каналу морозильної плити розраховуємо за рівнянням:

$$d_e = \frac{4 \cdot b \cdot h}{2 \cdot (b + h)}, \quad (4.102)$$

де  $d_e$  – еквівалентний діаметр перерізу каналу, м;  
 $b, h$  – ширина, висота каналів в плиті, м.  
 Знаходимо:

$$d_e = \frac{4 \cdot 0.022 \cdot 0.011}{2 \cdot (0.022 + 0.011)} = 0,0146 \text{ м.}$$

Питомий тепловий потік визначаємо за формулою:

$$q = \frac{G_a \cdot r_a}{L_{пл} \cdot B_{пл} \cdot n_{пл}}, \quad (4.103)$$

де  $q$  – питомий тепловий потік,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  
 $G_a$  – кількість рідкого холодоагенту, який випаровується в морозильних плитах,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  
 $r_a$  – питома пароутворення рідкого холодоагенту при  $t_o$ ,  $\text{Дж}/\text{кг}$ ;  
 $L_{пл}, B_{пл}$  – довжина та ширина морозильних плит, м;  
 $n_{пл}$  – кількість плит в апараті, шт.  
 Приймаємо, що  $L_{пл} = 1700 \text{ мм} = 1,7 \text{ м}$ ,  $B_{пл} = 835 \text{ мм} = 0,835 \text{ м}$ .  
 Обчислюємо:

$$q = \frac{0.0352 \cdot 1390 \cdot 10^3}{1.7 \cdot 0.835 \cdot 12} = 2872 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Гідравлічний опір каналів плит дорівнює:

$$P_1 = 78.5 \cdot 0.05 \cdot \frac{1.315 - 1.45 \cdot 10^{-3}}{(1390 \cdot 10^{-3})^2} \cdot \left( \frac{9.8}{0.0146} \right)^3 \cdot 2870^2 \cdot 20 \cdot \left( 1 + \frac{1.45 \cdot 10^{-3}}{1.315 - 1.45 \cdot 10^{-3}} \cdot 2 \cdot 20 \right) = 34540 \text{ Па}.$$

Приймаємо, що  $\lambda_{mp}=0,05$  (для  $\text{NH}_3$ ),  $\nu''=1,315 \text{ м}^3/\text{кг}$  (для аміаку при  $t_o=-40^\circ\text{C}$ ),  $n'=20$ .

Гідравлічний опір поворотів у морозильних плитах розраховують за формулою:

$$\Delta P_2 = \xi_{нов} \cdot m_{нов} \cdot \frac{w_{пл}^2}{2} \cdot \frac{1}{\nu_{cp}}, \quad (4.104)$$

де  $P_2$  – гідравлічний опір поворотів, Па;

$\xi_{нов}$  – коефіцієнт опору повороту;

$m_{нов}$  – число поворотів холодоагенту в морозильній плиті;

$w_{пл}$  – швидкість руху парорідинної суміші в каналах морозильних плит, м/с;

$\nu_{cp}$  – питомий середній об'єм холодоагенту в плиті,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Приймаємо  $\xi_{нов}=1,5$ ;  $m_{нов}=10$ .

Швидкість руху парорідинної суміші в каналах морозильних плит знаходимо за формулою:

$$w_{пл} = \frac{G_a \cdot \nu_{cp}}{f_{cp} \cdot n_{пл}}, \quad (4.105)$$

де  $w_{пл}$  – швидкість руху парорідинної суміші в каналах морозильних плит, м/с;

$G_a$  – кількість рідкого холодоагенту в апараті, кг/с;

$\nu_{cp}$  – середній питомий об'єм холодоагенту в плиті,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$f_{cp}$  – площа перерізу, яка складається з трьох каналів групи,  $\text{м}^2$ ;

$n_{пл}$  – кількість плит, шт.

Площу перерізу знаходимо за залежністю:

$$f_{cp} = (b \cdot h) \cdot 3, \quad (4.106)$$

де  $f_{cp}$  – площа перерізу, яка складається з трьох каналів групи,  $\text{м}^2$ ;

$b, h$  – ширина та висота каналів, м.  
Обчислюємо:

$$f_{cp} = (0.022 \cdot 0.011) \cdot 3 = 7.26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Знаходимо числове значення:

$$w_{ni} = \frac{0.705 \cdot 0.0674}{7.26 \cdot 10^{-4} \cdot 12} = 5,49 \text{ м/с}.$$

Середній питомий об'єм холодоагенту в плиті визначаємо за формулою:

$$v_{cp} = \left(1 - \frac{1}{n'}\right) \cdot v' + \frac{1}{n'} \cdot v'', \quad (4.107)$$

де  $v_{cp}$  – середній питомий об'єм холодоагенту в плиті,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  
 $n'$  – кратність циркуляції;  
 $v', v''$  – питомий об'єм сухої насиченої пари та рідини холодоагенту при  $t_o$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Обчислюємо:

$$v_{cp} = \left(1 - \frac{1}{20}\right) \cdot 1.45 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{20} \cdot 1.315 = 0,0674 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Гідравлічний опір поворотів каналів в морозильних плитах складає:

$$\Delta P_2 = 1.5 \cdot 10 \cdot \frac{5.49^2}{2} \cdot \frac{1}{0.0674} = 3353 \text{ Па}.$$

Гідравлічний опір гнучкого шланга, по якому парорідинна суміш відводиться з морозильної плити, визначаємо за рівнянням:

$$\Delta P_3 = \left( \lambda_{mp_{uu}} \cdot \frac{l_{uu}}{d'_{uu}} + \sum \xi_{uu} \right) \cdot \frac{(w''_{uu})^2}{2 \cdot v_{cp}}, \quad (4.108)$$

де  $\Delta P_3$  – гідравлічний опір гнучкого шлангу, Па;

$\lambda_{mpu}$  – коефіцієнт тертя холодоагенту в гнучкому шлангу;  
 $l_{ш}$  – довжина шлангу, м;  
 $d'_{ш}$  – внутрішній діаметр шлангу, м;  
 $\sum \xi_{ш}$  – місцевий опір гнучкого шлангу;  
 $w''_{ш}$  – швидкість руху парорідинної суміші в гнучкому шлангу,

м/с;

$v_{cp}$  – питомий середній об'єм холодоагенту в плиті, м<sup>3</sup>/кг.

Коефіцієнт тертя холодоагенту в гнучкому шлангу визначаємо за формулою:

$$\lambda_{mpu} = \frac{0,3164}{Re^{0.25}}, \quad (4.109)$$

звідси:

$$Re = \frac{w''_{ш} \cdot d''_{ш}}{v_a}, \quad (4.110)$$

де  $w''_{ш}$  – швидкість руху холодоагенту в гнучкому шлангу, м/с;  
 $d''_{ш}$  – внутрішній діаметр гнучкого шлангу, по якому парорідинна суміш відводиться з морозильної плити, м;  
 $v_a$  – кінематична в'язкість парорідинної суміші, м<sup>2</sup>/с.

Приймаємо, що  $v_a = 4,06 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с, (для киплячого холодоагенту).  
 $v_a = 2,2 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>/с (для рідкого киплячого холодоагенту).

Швидкість руху рідкого холодоагенту в гнучкому шлангу розраховують за рівнянням:

$$w''_{ш} = \frac{G_a \cdot v_{cp}}{\frac{\pi \cdot d''_{ш}{}^2}{4} \cdot n_{пл}}, \quad (4.111)$$

де  $G_a$  – кількість рідкого холодоагенту в апараті, кг/с;  
 $v_{cp}$  – середній питомий об'єм холодоагенту, м<sup>3</sup>/кг;  
 $d''_{ш}$  – діаметр гнучкого шлангу, м;  
 $n_{пл}$  – кількість плит, шт.

Обчислюємо:

$$w''_{ш} = \frac{0.705 \cdot 0.0674 \cdot 4}{3.14 \cdot 0.02^2 \cdot 12} = 12,6 \text{ м/с.}$$

Знаходимо критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{12.6 \cdot 0.02}{4.06 \cdot 10^{-7}} = 620689.$$

Звідси:

$$\lambda_{mp} = \frac{0.3164}{620689^{0.25}} = 0.0113.$$

Місцевий опір гнучкого шлангу визначаємо за формулою:

$$\sum \xi_m = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3, \quad (4.112)$$

де  $\xi_1, \xi_2, \xi_3$  – коефіцієнти місцевого опору входу парорідинної суміші в гнучкий шланг з морозильної плити, повороту парорідинної суміші в гнучкому шлангу, виходу парорідинної суміші з гнучкого шлангу в паровий колектор.

Приймаємо, що  $\xi_1=0,5$ ,  $\xi_2=1,5$ ,  $\xi_3=1$ .

Обчислюємо:

$$\sum \xi_m = 0.596 + 1.5 + 1 = 3.$$

Тоді:

$$\Delta P_3 = \left( 0.0113 \cdot \frac{0.8}{0.02} + 3 \right) \cdot \frac{12.6^2}{2 \cdot 0.0674} = 4065 \text{ Па}.$$

Гідравлічний опір парового колектора розраховуємо за рівнянням:

$$\Delta P_4 = \left( \lambda_{mpk} \frac{l_k}{d_2} + \xi_k \right) \cdot \frac{(w_k^n)}{2 \cdot v_{cp}} - \frac{H}{v_{cp}}, \quad (4.113)$$

де  $\Delta P_4$  – гідравлічний опір парового колектора, Па;  
 $\lambda_{mp,k}$  – коефіцієнт тертя холодоагенту в паровому колекторі;  
 $l_k$  – довжина колектора, м;  
 $d_2$  – діаметр парового колектора, м;

$\xi_k$  – коефіцієнт, який враховує місцевий опір повороту хладагента в колекторі;

$w''_k$  – середня швидкість руху парорідинної суміші в паровому колекторі, м/с;

$v_{cp}$  – питомий середній об'єм холодоагенту, м<sup>3</sup>/кг;

$H$  – висота стовбцю парорідинної суміші над морозильною плитою, м.

Приймаємо, що  $H=0,875$  м,  $\xi_k=1,1$ .

Швидкість руху парорідинної суміші  $w''_k$  в паровому колекторі знаходять за залежністю:

$$w''_k = \frac{G_a \cdot v_{cp}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot 2}, \quad (4.114)$$

де  $w_k$  – швидкість руху парорідинної суміші в колекторі, м/с;

$G_a$  – кількість циркулюючого холодоагенту, кг/с;

$v_{cp}$  – питомий середній об'єм холодоагенту, м<sup>3</sup>/кг;

$d_2$  – діаметр парового колектора, м.

Обчислюємо:

$$w''_k = \frac{0.705 \cdot 0.0694}{3.14 \cdot 0.110^2 \cdot 2} = 2,57 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт тертя холодоагенту в паровому колекторі обчислюємо за формулою:

$$\lambda_{mpk} = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}. \quad (4.115)$$

Критерій Рейнольдса знаходимо за залежністю:

$$Re = \frac{w''_k \cdot d_2}{\nu'_a}, \quad (4.116)$$

де  $w''_k$  – швидкість руху парорідинної суміші в паровому колекторі, м/с;

$d_2$  – діаметр парового колектора;

$v'_a$  – кінематична в'язкість парорідинної суміші,  $m^2/c$ .  
 Приймаємо  $v'_a=4,06 \cdot 10^{-7} m^2/c$  (для киплячого холодоагенту).  
 Знаходимо числові значення:

$$Re = \frac{2.57 \cdot 0.110}{4.06 \cdot 10^{-7}} = 696305.$$

Звідси:

$$\lambda_{mp} = \frac{0.3164}{696305^{0.25}} = 0,0109.$$

Тоді:

$$\Delta P_4 = \left( 0,0109 \cdot \frac{1.8}{0.110} + 1.1 \right) \cdot \frac{(2.57)^2}{2} \cdot \frac{1}{0.0674} - \frac{0.875}{0.0674} = 35,98.$$

Гідравлічний опір рідинного колектора розраховують за рівнянням:

$$\Delta P_5 = \left( \lambda_{mp} \cdot \frac{l_k}{d_l} + \xi_k \right) \cdot \frac{(w'_k)^2}{2 \cdot v'}, \quad (4.117)$$

де  $\Delta P_5$  – гідравлічний опір рідинного колектора, Па;  
 $\lambda_{mp}$  – коефіцієнт тертя холодоагенту в рідинному колекторі;  
 $d_l$  – діаметр рідинного колектора, м;  
 $\xi_k$  – коефіцієнт, який враховує місцевий опір повороту холодоагенту в колекторі;  
 $w'_k$  – середня швидкість руху холодоагенту в рідинному колекторі, м/с;  
 $v'$  – питомий об'єм рідкого холодоагенту,  $m^3/kg$ .  
 Приймаємо, що  $\xi_k=1,1$ .  
 Швидкість руху холодоагенту в рідинному колекторі знаходимо за залежністю:

$$w'_k = \frac{G_a \cdot v}{\frac{\pi \cdot d_l^2}{4} \cdot 2}, \quad (4.118)$$



де  $w'_k$  – швидкість руху холодоагенту в рідинному колекторі, м/с;  
 $G_a$  – кількість циркулюючого холодоагенту, кг/с;  
 $v'$  – питомий об'єм рідкого холодоагенту, кг/с;  
 $d_l$  – діаметр рідкого колектора, м.  
 Обчислюємо:

$$w'_k = \frac{0.705 \cdot 1.45 \cdot 10^{-3}}{3.14 \cdot 0.055^2 \cdot 2} = 0,053 \text{ м/с},$$

$$Re = \frac{0.053 \cdot 0.055}{2.2 \cdot 10^{-7}} = 1325,$$

$$\lambda_{mp} = \frac{0.3164}{1325^{0.25}} = 0.05,$$

$$\Delta P_5 = \left( 0.05 \cdot \frac{1.8}{0.055 + 1.1} \right) \cdot \frac{(0.053)^2}{2 \cdot 1.45 \cdot 10^{-3}} = 2,83 \text{ Па}.$$

Гідравлічний опір гнучкого шлангу, по якому рідкий холодоагент подається до морозильної плити, знаходимо за рівнянням:

$$\Delta P_6 = \left( \lambda_{mp} \cdot \frac{l_{ш}}{d'_{ш}} + \sum \xi_m \right) \cdot \frac{w_{ш}^2}{2} \cdot \frac{1}{v'}, \quad (4.119)$$

де  $\Delta P_6$  – гідравлічний опір гнучкого шлангу, по якому рідкий холодоагент подається до морозильної плити, Па;

$\lambda_{mp}$  – коефіцієнт тертя рідкого холодоагенту;

$l_{ш}$  – довжина шлангу, по якому рідина подається до морозильної плити, м;

$d'_{ш}$  – діаметр шлангу, по якому рідкий холодоагент подається до морозильної плити, м;

$\sum \xi_m$  – місцевий опір гнучкого шлангу;

$w_{ш}$  – швидкість руху холодоагенту в гнучкому шлангу, якому рідина подається до морозильної плити, м/с;

$v'$  – питомий об'єм рідкого холодоагенту, м<sup>3</sup>/кг.

Швидкість руху рідкого холодоагенту в гнучкому шлангу, по якому рідина подається до морозильної плити розраховують за формулою:

$$w'_{ш} = \frac{G_a \cdot v'}{\frac{\pi(d'_{ш})^2}{4}}, \quad (4.120)$$

де  $w'_{ш}$  – швидкість руху рідкого холодоагенту, м/с;  
 $G_a$  – кількість циркулюючого холодоагенту, кг/с;  
 $v'$  – питомий об'єм рідкого холодоагенту, м<sup>3</sup>/кг;  
 $d'_{ш}$  – діаметр шлангу, по якому рідкий холодоагент подається до морозильної плити, м.

Обчислюємо:

$$w'_{ш} = \frac{0.705 \cdot 1.45 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{3.14 \cdot 0.025^2} = 2,15 \text{ м/с.}$$

Тоді:

$$Re = \frac{2.15 \cdot 0.025}{2.2 \cdot 10^{-7}} = 244318.$$

Звідси:

$$\lambda_{mp} = \frac{0.3164}{244318^{0.25}} = 0.014.$$

Тоді:

$$\Delta P_6 = \left( 0.014 \cdot \frac{0.8}{0.025} + 3 \right) \cdot \frac{(2.15)^2}{2 \cdot 1.45 \cdot 10^{-3}} = 5493 \text{ Па.}$$

Гідрравлічний опір дросельної шайби, яка встановлена при вході холодильного агента в морозильну плиту, складає 15000–20000 Па.

Приймаємо, що  $\Delta P_7 = 20000 \text{ Па}$ .

Тоді повний гідрравлічний опір випарної системи морозильного апарата складає:

$$\Delta P = 34540 + 3353 + 4065 + 35.98 + 2.83 + 5493 + 20000 = 67490 \text{ Па.}$$

Гідралічний опір у підводячих трубопроводах  $\Delta P'$  приймаємо рівним 10% від  $\Delta P$ , тоді:

$$\Delta P' = 1.1 \cdot 67490 = 74239 \text{ Па.}$$

Потужність електродвигуна циркуляційного насосу, який забезпечує циркуляцію холодоагенту, знаходимо за формулою:

$$Ne = \frac{V_a \cdot \Delta P'}{n}, \quad (4.121)$$

де  $Ne$  – потужність електродвигуна циркуляційного насосу, Вт;  
 $V_a$  – об'єм циркулюючого холодоагенту,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $\Delta P'$  – гідралічний опір з урахуванням трубопроводів, які подають холодоагент в апарат, Па;  
 $n$  – ККД приводу насосу.  
 Приймаємо, що  $n=0,42$  (з довідкової літератури).  
 Обчислюємо:

$$Ne = \frac{1.022 \cdot 10^{-3} \cdot 74239}{0.42} = 181 \text{ Вт.}$$

Підбір типу насосу здійснюється за допомогою каталогів.

#### Завдання № 1

Апарат періодичної дії з горизонтальним розташуванням плит для заморожування м'яса в блоках, що укладені на листи, має продуктивність  $G'$  (див. таблицю варіантів). Початкова температура продукту  $t_1$  (див. таблицю варіантів), кінцева  $t_2$  (див. таблицю варіантів). Температура кипіння холодоагенту  $t_0$  (див. таблицю варіантів).

Визначити тривалість заморожування блоку, геометричні розміри та кількість морозильних плит, сумарний теплоприплив в апарат, місткість випарної системи апарата, кількість циркулюючого рідкого холодоагенту, гідралічний опір випарної системи апарату, потужність електродвигуна циркулюючого аміачного насосу.

**Таблиця варіантів завдання № 1**

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$G', \text{ кг/год}$	400	550	300	500	600	650	700	250	450	350
$t_o, ^\circ\text{C}$	-35	-32	-45	-34	-38	-40	-36	-42	-30	-33
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$t_1, ^\circ\text{C}$	18	20	15	27	32	25	30	22	24	26
$t_2, ^\circ\text{C}$	-20	-22	-25	-13	-16	-15	-10	-18	-14	-19

## РОЗДІЛ 5

### ХОЛОДИЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ КАМЕР ЗБЕРІГАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

**Мета:** вивчення роботи та методів розрахунку обладнання для охолодження повітря.

#### 5.1. Загальні відомості

Холодильне зберігання дозволяє забезпечити ритмічні поставки населенню високоякісних продуктів харчування з мінімальними втратами протягом року.

Головна мета зберігання виключити зміни стану харчових продуктів. Технологічні режими холодильного зберігання харчових продуктів визначаються видом холодильної обробки, властивостями та упаковкою продукта. Камери зберігання оснащуються обладнанням для охолодження повітря, зволожуючими пристроями, обладнанням для створення та підтримання складу газового середовища, фільтрами та озонаторами.

Під час виконання практичної роботи до теми 5 більш детально буде розглянуто обладнання для охолодження повітря камер зберігання харчових продуктів та приклади розрахунку обладнання камер зберігання оребреними батареями та підвісними повітроохолоджувачами.

При підготовці до практичної роботи потрібно вивчити наступні питання:

- сутність процесу зберігання;
- відмінність процесу зберігання від процесів холодильної обробки харчових продуктів;
- особливості системи розподілу повітря камер зберігання в залежності від специфічних особливостей харчових продуктів, та способу зберігання харчових продуктів;
- допоміжне обладнання камер зберігання харчових продуктів (озонатори, фільтри, зволожувачі повітря).

#### 5.2. Теоретична частина

У камерах зберігання з примусовим рухом повітря охолодження повітряного середовища, здійснюється повітроохолоджувачами, а в камерах з природним рухом – батареями. Тип приладів, які призначені

для охолодження повітря в камерах зберігання, залежить від системи охолодження (повітряна, батарейна або змішана). Якщо повітря в камері зберігання охолоджується повітроохолоджувачами, система охолодження – повітряна. Коли повітря в камері охолоджується батареями, система охолодження батарейна. В камерах зберігання повітря може охолоджуватися повітроохолоджувачами та батареями і в цьому випадку система охолодження – змішана.

**Повітроохолоджувачі.** На сучасних спорудах, що охолоджуються (холодильниках) в камерах зберігання широке розповсюдження отримали підвісні та навісні повітроохолоджувачі, які займають малий вантажний об'єм, а розподіл повітря без використання каналів дозволяє зменшити потужність електродвигунів вентиляторів. Автоматичне відтаювання повітроохолоджувачів спрощує їхню експлуатацію.

Підвісні повітроохолоджувачі складаються з трьох частин, змонтовані на загальних швелерних балках, які використовуються й для підвіски апаратів до стелі. В середній частині розташовані два вентилятора, а в двох крайніх – труби діаметром  $25 \times 2,5$  мм, оребрені сталевими пластинчастими ребрами товщиною 0,4 мм.

Навесні повітроохолоджувачі виконують з поверхнею охолодження 75 та 200 м<sup>2</sup> та безпосереднім охолодженням аміаком або холодоносієм. Для усіх повітроохолоджувачів використовують труби, які оснащені поперечно-спіральною оребренням. Охолоджуючі секції повітроохолоджувачів оцинковані гарячим способом.

Передбачено відтаювання секцій повітроохолоджувачів та обігрів піддонів гарячими парами аміаку або теплим холодоносієм. Для оздоблення камер зберігання розроблені повітроохолоджувачі з поперечно-спіральною оребренням з труб діаметром 25 та 38 мм. Такі повітроохолоджувачі можуть працювати при температурі охолодження повітря від +5 до – 40°C як в системах безпосереднього кипіння аміаку (насосні та безнасосні), так і в системах з холодоносіями.

Привід осьових вентиляторів з поперечно-спіральною оребренням здійснюється асинхронними електродвигунами з коротко замкнутими роторами. Повітроохолоджувачі оснащені пристроями для обігріву піддону (гарячими парами холодильного агента, теплим розсолем або електронагрівачами). Технічна характеристика повітроохолоджувачів наведена в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Технічна характеристика повітроохолоджувачів

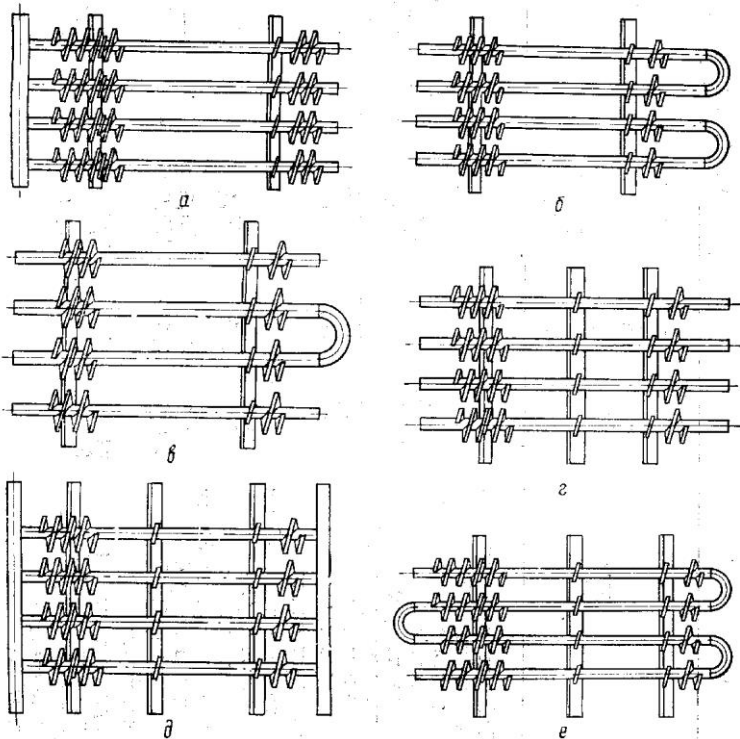
Показник	Повітроохолоджувачі			
	підвісні	навісні	з поперечно-спіральним оребренням	вертикальні постаментні
Площа поверхні охолодження, м <sup>3</sup>	50–150	75–200	84–250	100–460
Холодопродуктивність, Вт при $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$	5800–17400	9500–25300	8000–25000	6950–53500
Крок ребра, мм	8,6–13,4	10–16	10–16	13,3–20
Потужність електродвигунів, кВт	8,6–12	0,6–4	0,6–12	1,7–4
Витрата повітря, м <sup>3</sup> /с	0,668–2,07	0,835–5,56	2,2–9,73	1,3–5
Маса, кг	340–888	1420–2335	613–2300	1890–8940

**Батарей.** В залежності від виду труб батареї можуть бути оребреними та гладкотрубними. При застосуванні оребрених батарей зменшуються витрати труб, знижується металоємність охолоджуючих пристроїв, а також знижується маса холодильного агента, який знаходиться в випарниковій системі. На сучасних холодильниках застосовують батареї, які виконано у вигляді панелей. В залежності від конструктивного виконання батареї можуть бути з горизонтальним вертикальним розташуванням труб. Батарей можуть бути пристінними, які розташовані вздовж зовнішніх або внутрішніх стін камери, а також стелеві, розташовані на стелі охолоджуючого приміщення. За видом охолоджуючого середовища батареї підрозділяються на батареї безпосереднього охолодження та з холодоносієм.

На сучасних холодильниках камери зберігання оснащують оребреними батареями трьох типів:

- колекторними однорядними пристінними й стелевими;
- змійовиковими однорядними пристінними й стелевими;
- колекторними однорядними стелевими з розрізним кроком ребер.

Для компоновки таких батарей передбачені секції одноколекторні, змійовикові хвостові та головні, середні, двоколекторні та змійовикові. На рисунку 5.1 наведено секції для компоновки оребрених батарей.



**Рисунок 5.1 – Загальний вигляд батарей: а – одноколекторна; б – змійовикові хвостова; в – змійовикові головна; г – середня; д – двоколекторна; е – змійовикові**

Технічна характеристика секцій оребрених батарей наведена в табл. 5.2.



Таблиця 5.2 – Технічна характеристика батарей охолодження

Показник	Секції									
	Одноколекторні довжиною 2750 мм	Змійовикові головні довжиною 2750 мм	Змійовикові хвостові довжиною 2750 мм	Середні довжиною, мм			Двох колекторні довжиною, мм		Змійовикові довжиною, мм	
				300	450	6000	2000	4250	2000	4250
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Площа поверхні охолодження, м <sup>2</sup> при кроку ребер 20 мм Кількість труб 4	16,85	16,85	16,85	18,4		36	9,15		9,15	
Кількість труб 6	25,1	25,1	25,1		39			39,1		39,1
При кроку ребер 30 мм Кількість труб 4	11,7	11,7	11,7	12,75		25,3	6,4		6,4	
Кількість труб 6	17,5	17,5	17,5		27			27,1		27,1
Маса секцій, кг при кроку ребер 20 мм Кількість труб 4	94,4	90,4	91	98,2		272	74,8		68	
Кількість труб 6	136,2	136,2	136,4		20,9			219		212

*Продовження табл. 5.2*

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
При кроку ребер 30 мм Кількість труб 4	74,2	70,7	70,8	76,1		167	60		52,6	
Кількість труб 6	110,6	105,5	105,6		162			173		162
Висота, мм При кількості труб 4	640	640	640	640		1280	640		640	
При кількості труб 6	960	960	960		960			960		960
Середній коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	5,2	3,8	3,8	3,8	3,8	3,8	4,8	4,8	3,8	3,8

При проектуванні камер зберігання з батареями важливо правильно розташувати охолоджуючі пристрої. При будь-якому розташуванні батарей, вони повинні відводити усі теплоприпливи, які проникають в приміщення та виникають в ньому. Батареї перед усім повинні бути розташовані на тих огорожах, через які проникає найбільша кількість теплоти. Гладкотрубні батареї рекомендується рівномірно розподіляти по стелі та зовнішнім стінам камер з кроком проміж трубами 180–300 мм на відстані 120–150 мм від площі огороження. Якщо оребрені пристінні батареї не закривають усю площу стіни, то їх розташовують в верхній зоні камери на відстані 150–200 мм від площини стіни. Холодне повітря, яке спускається вниз від охолоджуючих приладів створює біля стіни холодну повітряну завісу. Панельні батареї встановлюють в камері так, що вони утворюють повітряну теплозахисну рубашку. Батареї розташовують біля зовнішніх стін з відступом від їх поверхні на відстані 150–200 мм, утворюють повітряний продух, який виконує роль повітряної теплозахисної рубашки. Панельні батареї виготовляють з гладких труб зовнішнім діаметром 38 мм, до яких приварюють сталеві листи товщиною 1,5–2 мм.

#### *5.2.1. Основи розрахунку обладнання для охолодження повітря камери зберігання з оребреними батареями*

При розрахунку устаткування камер зберігання з оребреними батареями повинні бути задані: вид труб батарей, найменування продукту, який надходить до камери зберігання, вид попередньої холодильної обробки харчового продукту, тип споруди що охолоджується (одно- або багатоповерхова), температура в камері зберігання, теплове навантаження на холодильне обладнання, система охолодження, площа поверхні полу камери, сітка колон.

При проведенні розрахунку обладнання камер зберігання з оребреними батареями потрібно визначити необхідну кількість пристінних та стельових батарей, їхню загальну теплопередаючу площу поверхні, оздобленість камери охолоджуючими приладами, а також абсолютні та питомі витрати металу, який буде використано на обладнання камери охолоджуючими приладами, об'єм та масу рідкого холодоагенту, який знаходиться в обладнанні.

У камері зберігання батареї повинні бути розташовані так, щоб вони по можливості локалізували припливи теплоти та вологи в місцях їхнього виникнення, та не допускали їх проникнення в приміщення що охолоджується.

Довжина стелевої батареї повинна бути менше довжини камери (відступ від стіни повинен бути не менше  $1\text{ м}$ ).

Довжину стелевої батареї визначають за формулою:

$$L_{\bar{c}.c.} = l_{c.e.} + l_{c.x.} + n_c \cdot l_{c.c.}, \quad (5.1)$$

де  $L_{\bar{c}.c.}$  – довжина стелевої батареї,  $\text{м}$ ;

$l_{c.e.}$  – довжина секції головної,  $\text{м}$ ;

$l_{c.x.}$  – довжина секції хвостової,  $\text{м}$ ;

$l_{c.c.}$  – довжина секції середньої,  $\text{м}$ ;

$n_c$  – кількість середніх секцій, які входять до складу стелевої батареї,  $\text{шт}$ .

Теплопередаючу площу поверхні стелевої батареї розраховують за рівнянням:

$$F_{\bar{c}.c.} = f_{c.e.} + f_{c.x.} + n_c \cdot f_{c.c.}, \quad (5.2)$$

де  $F_{\bar{c}.c.}$  – теплопередаюча площа поверхні стелевої батареї,  $\text{м}^2$ ;

$f_{c.e.}$  – теплопередаюча площа поверхні головної секції,  $\text{м}^2$ ;

$f_{c.x.}$  – теплопередаюча площа поверхні хвостової секції,  $\text{м}^2$ ;

$f_{c.c.}$  – теплопередаюча площа поверхні середньої секції,  $\text{м}^2$ ;

$n_c$  – кількість середніх секцій, які входять до складу стелевої батареї,  $\text{шт}$ .

Теплопередаюча площа поверхні секції залежить від довжини секції, кроку оребрення та кількості труб (4 або 6) в секції. Ширина стелевої батареї повинна бути такою, щоб така батарея вдало розміщувалася над вантажними проходами камери.

Кількість теплоти, яка відводиться стелевими батареями, можна знайти за залежністю:

$$Q_{\bar{c}.c.} = k_{\bar{c}.c.} \cdot F_{\bar{c}.c.} \cdot \Delta t, \quad (5.3)$$

де  $Q_{\bar{c}.c.}$  – кількість теплоти, яка відводиться батареями,  $\text{Вт}$ ;

$k_{\bar{c}.c.}$  – коефіцієнт теплопередачі стелевої батареї,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\Delta t$  – різниця між температурами повітря в камері та киплячого холодильного агента,  $^{\circ}\text{C}$ .

Теплове навантаження пристінних батарей знаходять за залежністю:

$$F_{\bar{\sigma}.np.} = \frac{Q_{\bar{\sigma}.np.}}{r_{\bar{\sigma}.np.} \cdot \Delta t}, \quad (5.4)$$

де  $F_{\bar{\sigma}.np.}$  – теплопередаюча площа поверхні пристінних батарей,  $\text{м}^2$ ;

$Q_{\bar{\sigma}.np.}$  – теплове навантаження пристінних батарей,  $\text{Вт}$ ;

$r_{\bar{\sigma}.np.}$  – коефіцієнт теплопередачі пристінних батарей,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$ ;

$\Delta t$  – різниця між температурами повітря в камері та киплячого холодильного агента,  $^{\circ}\text{C}$ .

Далі визначають, з яких видів секцій будуть зібрані пристінні батареї, за основу беруть стандартні секції пристінних батарей. Необхідну кількість секцій розраховують за формулою:

$$n_{c.з.} = \frac{F_{\bar{\sigma}.np.}}{f_{c.з.}}, \quad (5.5)$$

де  $n_{c.з.}$  – необхідна кількість секцій,  $\text{шт}$ ;

$F_{\bar{\sigma}.np.}$  – теплопередаюча поверхня пристінних батарей,  $\text{м}^2$ ;

$f_{c.з.}$  – площа поверхні однієї секції,  $\text{м}^2$ .

Загальну теплопередаючу площу поверхні стелевих та пристінних батарей розраховують за формулою:

$$F_o = F_{\bar{\sigma}.c.} + F_{\bar{\sigma}.np.}, \quad (5.6)$$

де  $F_o$  – загальна теплопередаюча площа поверхні стелевих та пристінних батарей,  $\text{м}^2$ ;

$F_{\bar{\sigma}.c.}$  – теплопередаюча площа поверхні стелевих батарей,  $\text{м}^2$ ;

$F_{\bar{\sigma}.np.}$  – теплопередаюча площа поверхні пристінних батарей,  $\text{м}^2$ .

Оснащеність камери приладами охолодження визначають за залежністю:

$$a_{\Pi} = \frac{F_o}{F_{\text{буд.}}}, \quad (5.7)$$

де  $a_{\Pi}$  – коефіцієнт, який враховує оснащеність камери приладами охолодження,  $m^2/m^2$ ;

$F_o$  – загальна теплопередаюча площа поверхні стелевих та пристінних батарей,  $m^2$ ;

$F_{\text{буд.}}$  – будівельна площа камери,  $m^2$ .

Абсолютну витрату металу, яка йде на обладнання охолоджувальних пристроїв камери, можна знайти за рівнянням:

$$G_M = G_{\text{б.с.}} + G_{\text{б.пр.}}, \quad (5.8)$$

де  $G_{\text{б.с.}}$  – витрата металу на стелеві батареї,  $кг$ ;

$G_{\text{б.пр.}}$  – витрата металу на пристінні батареї,  $кг$ .

Витрати металу на виготовлення стелевих батарей визначають за формулою:

$$G_{\text{б.с.}} = G'_{\text{б.с.}} \cdot n_{\text{б.с.}}, \quad (5.9)$$

де  $G'_{\text{б.с.}}$  – витрата металу на виготовлення однієї стелевої батареї,  $кг$ ;

$n_{\text{б.с.}}$  – кількість стелевих батарей в камері, *шт.*

Витрати металу на виготовлення однієї стелевої батареї розраховують за рівнянням:

$$G'_{\text{б.с.}} = g_{\text{с.х.}} + g_{\text{с.г.}} + n_c \cdot g_{\text{с.с.}}, \quad (5.10)$$

де  $g_{\text{с.х.}}$ ,  $g_{\text{с.г.}}$ ,  $g_{\text{с.с.}}$  – маса секцій відповідно хвостової, головної, середньої,  $кг$ ;

$n_c$  – кількість середніх секцій, які входять до складу стелевої батареї, *шт.*

Витрати металу на виготовлення пристінних батарей розраховують за формулою:

$$G_{\text{б.пр.}} = n_{\text{с.з.}} \cdot g_{\text{с.з.}}, \quad (5.11)$$

де  $n_{\text{с.з.}}$  – необхідна кількість секцій, *шт*;  
 $g_{\text{с.з.}}$  – маса однієї секції, *кг*.

Питому витрату металу, віднесено до 1  $\text{м}^2$  будівельної площі камери, розраховують за рівнянням:

$$g_M = \frac{G_M}{F_{\text{б.од}}}, \quad (5.12)$$

де  $g_M$  – питома витрата металу, яка віднесена до 1  $\text{м}^2$  будівельної площі камери,  $\text{кг}/\text{м}^2$ ;

$G_M$  – абсолютна витрата металу, *кг*;

$F_{\text{б.од}}$  – будівельна площа камери,  $\text{м}^2$ .

Сумарну довжину труб батарей знаходять за залежністю:

$$L_m = L_{m.c.} + L_{m.пр.}, \quad (5.13)$$

де  $L_m$  – сумарна довжина труб батарей в камері,  $\text{м}^2$ ;

$L_{m.c.}$  – довжина труб стелевої батареї, *м*;

$L_{m.пр.}$  – довжина труб пристінної батареї, *м*.

Виходячи із інженерної практики, з достовірною точністю можна допустити, що батареї складаються тільки з прямолінійних ділянок труб, нехтуючи довжиною з'єднувальних калачів. В цьому випадку довжина труб стелевих батарей визначають за рівнянням:

$$L_{m.c.} = L_{\text{б.с.}} \cdot m' \cdot n_{\text{б.с.}}, \quad (5.14)$$

де  $L_{m.c.}$  – довжина труб стелевих батарей, *м*;

$L_{\text{б.с.}}$  – довжина стелевих батарей, *м*;

$m'$  – кількість паралельних труб в стелевих батареях, *шт.*;

$n_{\text{б.с.}}$  – кількість стелевих батарей в камері, *шт*.

Довжину труб пристінних батарей визначають за формулою:

$$L_{m.нр.} = L_{б.нр.} \cdot m'' \cdot n_{с.з.}, \quad (5.15)$$

де  $L_{m.нр.}$  – довжина труб пристінної батареї, м;

$L_{б.нр.}$  – довжина пристінної батареї, м;

$m''$  – кількість паралельних труб в пристінних батареях, шт.;

$n_{с.з.}$  – необхідна кількість секцій, шт.

Об'єм рідкого холодоагенту в охолоджувальних приладах визначають за формулою:

$$V_{o.л.} = L_m \cdot v_l \cdot R_l, \quad (5.16)$$

де  $V_{o.л.}$  – об'єм рідкого аміаку в охолоджувальних приладах, м<sup>3</sup>;

$L_m$  – сумарна довжина труб батарей, м;

$v_l$  – сміність відрізка  $l$  м труби, м<sup>3</sup>;

$R_l$  – коефіцієнт, який враховує заповнення труб батареї рідким холодоагентом.

Масу рідкого холодоагенту, який знаходиться в охолоджуючих приладах камери знаходять за залежністю:

$$G_a = V_{o.л.} \cdot \rho_a, \quad (5.17)$$

де  $G_a$  – маса рідкого холодоагенту, який знаходиться в приладах охолодження, кг;

$V_{o.л.}$  – об'єм рідкого холодоагенту, який знаходиться в охолоджувальних приладах, м<sup>3</sup>;

$\rho_a$  – густина рідкого холодоагенту, кг/м<sup>3</sup>.

### 5.2.2. Основи розрахунку обладнання для охолодження повітря камер зберігання з підвісними повітроохолоджувачами (ПО)

При розрахунку обладнання камер зберігання які обладнані підвісними повітроохолоджувачами повинні бути задані: найменування продукції, яка надходить до камери зберігання, вид попередньої холодильної обробки продукції, тип споруди, що охолоджується (одно- або багатоповерхова), температура в камері



зберігання, теплове навантаження на холодильне обладнання, система охолодження, площа поверхні полу камери, сітка колон.

При розрахунку обладнання камери зберігання потрібно визначити площу поверхні повітроохолоджувачів, їх кількість, встановлену потужність електродвигунів вентиляторів, оздобленість камери охолоджуючими пристроями, а також абсолютну та питому витрату металу, яка йде на оздоблення камери приладами охолодження, об'єм та масу рідкого холодоносія, який знаходиться в охолоджуючих приладах, питому встановлену потужність, кількість повітря, який подається в камеру, кратність його циркуляції.

Площу поверхні повітроохолоджувачів знаходять за залежністю:

$$F_{n.o.} = \frac{Q_{n.o.}}{r_o \Delta t_m}, \quad (5.18)$$

де  $F_{n.o.}$  – площа поверхні повітроохолоджувачів,  $m^2$ ;

$Q_{n.o.}$  – теплове навантаження на повітроохолоджувачі,  $Bm$ ;

$r_o$  – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувачів,  $Bm/(m^2 K)$ ;

$r_o$  – залежить від температури кипіння холодоагенту);

$\Delta t_m$  – різниця температур холодоагенту і повітря камери,  $^{\circ}C$ .

Кількість повітроохолоджувачів, які розташовані в камері знаходять за формулою:

$$n_{n.o.} = \frac{F_{n.o.}}{f_{n.o.}}, \quad (5.19)$$

де  $n_{n.o.}$  – кількість повітроохолоджувачів,  $шт$ ;

$F_{n.o.}$  – площа поверхні повітроохолоджувачів,  $m^2$ ;

$f_{n.o.}$  – площа поверхні одного повітроохолоджувача,  $m^2$ .

Кількість теплоти, яка відводиться повітроохолоджувачами розраховують за рівнянням:

$$Q_{n.o.} = r_o \cdot \Delta t_m \cdot F'_{n.o.}, \quad (5.20)$$

де  $Q_{n.o.}$  – кількість теплоти, яка відводиться повітроохолоджувачами,  $Bm$ ;

$r_o$  – коефіцієнт теплопередачі,  $Bm/(m^2 K)$ ;

$\Delta t_m$  – різниця температур між холодоагентом та повітрям в камері,  $^{\circ}C$ ;

$F'_{n.o.}$  – площа поверхні теплопередачі повітроохолоджувачів з урахуванням необхідності компенсації теплоприпливів від двигунів вентиляторів,  $m^2$ .

Фактичний теплоприплив до камери визначають за формулою:

$$Q_{of} = Q_o + Q_4, \quad (5.21)$$

де  $Q_{of}$  – фактичний теплоприплив до камери,  $Bt$ ;

$Q_o$  – теплове навантаження на холодильне обладнання,  $Bm$ ;

$Q_4$  – експлуатаційний теплоприплив, який надходить від двигунів вентиляторів,  $Bm$ .

Експлуатаційний теплоприплив від двигунів вентилятора розраховують за рівнянням:

$$Q_4 = N_{\text{ест.вент.}}, \quad (5.22)$$

де  $Q_4$  – експлуатаційний теплоприплив, який надходить від двигунів вентиляторів,  $Bm$ ;

$N_{\text{ест.вент.}}$  – встановлена потужність електродвигунів вентиляторів,  $Bm$ .

Встановлену потужність електродвигунів вентиляторів можна знайти за рівнянням:

$$N_{\text{ест.вент.}} = n_{\text{дв.}} \cdot N' \cdot n'_{n.o.}, \quad (5.23)$$

де  $N_{\text{ест.вент.}}$  – встановлена потужність електродвигунів вентиляторів,  $Bm$ ;

$n_{\text{дв.}}$  – кількість двигунів вентиляторів одного повітроохолоджувача,  $шт.$ ;

$N'$  – встановлена потужність одного електродвигуна вентилятора, *Вт*;

$n'_{n.o.}$  – фактична кількість повітроохолоджувачів в камері, *шт.*

Оснащеність камери охолоджувальними приладами розраховується за формулою:

$$a_{\Pi} = \frac{F'_{n.o.}}{F_{\text{б}y\text{д}}}, \quad (5.24)$$

де  $a_{\Pi}$  – коефіцієнт, який враховує оснащеність камери охолоджувальними приладами,  $m^2/m^2$ ;

$F'_{n.o.}$  – фактична площа поверхні повітроохолоджувачів,  $m^2$ ;

$F_{\text{б}y\text{д}}$  – будівельна площа камери,  $m^2$ .

Абсолютну витрату металу на виготовлення повітроохолоджувачів визначають за рівнянням:

$$G_M = n'_{n.o.} \cdot g_{n.o.}, \quad (5.25)$$

де  $G_M$  – абсолютна витрата металу на виготовлення повітроохолоджувачів, *кг*;

$n'_{n.o.}$  – фактична кількість повітроохолоджувачів в камері, *шт.*;

$g_{n.o.}$  – маса одного повітроохолоджувача, *кг*.

Питому витрату металу визначають за формулою:

$$g_M = \frac{G_M}{F_{\text{б}y\text{д}}}, \quad (5.26)$$

де  $g_M$  – питома витрата металу, *кг/м<sup>2</sup>*;

$G_M$  – абсолютна витрата металу, *кг*;

$F_{\text{б}y\text{д}}$  – будівельна площа камери,  $m^2$ .

Об'єм рідкого холодоагенту знаходять за виразом:

$$V_{o.n.} = v_{n.o.} \cdot n'_{n.o.} \cdot r_1, \quad (5.27)$$

де  $V_{o.n.}$  – об'єм рідкого холодоагенту,  $м^3$ ;  
 $\nu_{n.o.}$  – місткість одного повітроохолоджувача,  $м^3$ ;  
 $n'_{n.o.}$  – фактична кількість повітроохолоджувачів в камері, *шт.*;  
 $r_1$  – коефіцієнт заповнення системи охолодження.  
Масу рідкого холодоагенту розраховують за рівнянням:

$$G_a = V_{o.n.} \cdot \rho_x, \quad (5.28)$$

де  $G_a$  – маса рідкого холодоагенту, *кг*;  
 $V_{o.n.}$  – об'єм рідкого холодоагенту,  $м^3$ ;  
 $\rho_x$  – густина рідкого холодоагенту при заданій температурі кипіння,  $кг/м^3$ .

Питому встановлену потужність електродвигунів вентиляторів обчислюють за формулою:

$$n_e = \frac{N_{\text{вст.вент.}}}{F_{\text{бюд.}}}, \quad (5.29)$$

де  $n_e$  – питома встановлена потужність електродвигунів вентиляторів,  $Вт/м^2$ ;

$N_{\text{вст.вент.}}$  – встановлена потужність електродвигунів вентиляторів, *Вт*;

$F_{\text{бюд.}}$  – будівельна площа камери,  $м^2$ .

Кількість повітря, що подається до камери знаходять за рівнянням:

$$V_o = n_e \cdot \nu_{нов.} \cdot n'_{n.o.}, \quad (5.30)$$

де  $V_o$  – кількість повітря, що подається до камери,  $м^3/с$ ;

$n_e$  – кількість вентиляторів на один повітроохолоджувач, *шт.*;

$\nu_{нов.}$  – витрата повітря на один вентилятор,  $м^3/с$ .

Кратність циркуляції повітря розраховують за формулою:

$$z = \frac{V_o}{V_{\text{буд.}}}, \quad (5.31)$$

де  $z$  – кратність циркуляції повітря,  $\text{год}^{-1}$ ;  
 $V_o$  – кількість повітря, що подається до камери,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $V_{\text{буд.}}$  – будівельний об'єм камери,  $\text{м}^3$ .  
 Будівельний об'єм камери обчислюють за вираженням:

$$V_{\text{буд.}} = F_{\text{буд.}} \cdot h_{\text{буд.}}, \quad (5.32)$$

де  $V_{\text{буд.}}$  – будівельний об'єм камери,  $\text{м}^3$ ;  
 $F_{\text{буд.}}$  – будівельна площа камери,  $\text{м}^2$ ;  
 $h_{\text{буд.}}$  – будівельна висота камери,  $\text{м}$ .

### 5.3. Розрахункова частина

*5.3.1. Вивчення методів розрахунку обладнання камер зберігання*

#### **Приклад розрахунку обладнання камери зберігання з оребреними батареями**

Камера зберігання замороженого м'яса в одноповерховому холодильнику має температуру  $t_k = -20^\circ\text{C}$ , теплове навантаження на холодильне обладнання становить  $Q_o = 56,1 \text{ кВт}$ . Система охолодження – безпосередня. Площа підлоги камери –  $F_k = 864 \text{ м}^2$ , розміщення колон –  $6 \times 12 \text{ м}$ . Температура кипіння холодоагенту ( $\text{NH}_3$ ) –  $t_o = -30^\circ\text{C}$ . Визначити необхідну кількість пристінних і стельових оребрених батарей, загальну площу їх поверхні теплопередачі, витрату металу на обладнання камери, об'єм і масу рідкого аміаку, що міститься в обладнанні.

Батареї камери зберігання розміщуються таким чином, щоб локалізувати потоки теплоти і вологи в місцях їх надходження і не допускати їх до приміщення. Насамперед батареї встановлюються біля тих огорожень, крізь які проходить найбільша кількість теплоти. У холодильнику, який розміщено в одноповерховій будівлі, прилади

оохолодження розташовуються на зовнішніх і внутрішніх стінах, а також на стелі камери.

Приймаємо до встановлення в камері батареї змійовикового типу з кроком оребрення 30 мм, виконані з стандартних секцій. Для зручності експлуатації стельові батареї розташовуються над вантажними проходами між балками в кожному 6-метровому прольоті в камері з розмірами 36×24 м (площа підлоги  $F_k=864 \text{ м}^2$ , за умовами завдання). Кількість стельових батарей, з урахуванням їх габаритів – 4 шт. Довжина стельової батареї має бути меншою довжини камери, відступ від стіни – не менший 1 м.

Стельова батарея збирається з головної (СГ), хвостової (СХ) і середніх (СС) секцій.

Довжину стельової батареї визначаємо за формулою:

$$L_{б.с} = l_{с.г} + l_{с.х} + n_c + l_{с.с}, \quad (5.33)$$

де  $L_{б.с}$  – довжина стельової батареї, м;  
 $l_{с.г}$  – довжина секції головної, м;  
 $l_{с.х}$  – довжина секції хвостової, м;  
 $l_{с.с}$  – довжина секції середньої, м;  
 $n_c$  – кількість середніх секцій, які входять до складу стельової батареї, шт.

Приймаємо, що стельова батарея збирається з середніх секцій довжиною  $l_{с.с}=4,50 \text{ м}$ , а їх кількість  $n_c=6 \text{ шт}$ , довжина  $l_{с.г}=2,750 \text{ м}$ , хвостової  $l_{с.х}=2,750 \text{ м}$ .

Знаходимо числове значення:

$$L_{б.с} = 2.75 + 2.75 + 6 + 4.5 = 32,5 \text{ м}.$$

Знайдена довжина стелевої батареї задовольняє вимоги її встановлення в камері зберігання (довжина камери зберігання 36 м).

Площу поверхні теплопередачі стелевої батареї розраховуємо за рівнянням:

$$F_{б.с} = f_{с.г} + f_{с.х} + n_c + f_{с.с}, \quad (5.34)$$

де  $F_{б.с}$  – теплопередаюча площа поверхні стелевої батареї,  $\text{м}^2$ ;  
 $f_{с.г}$  – теплопередаюча площа поверхні головної секції,  $\text{м}^2$ ;  
 $f_{с.х}$  – теплопередаюча площа поверхні хвостової секції,  $\text{м}^2$ ;

$f_{c,c}$  – теплопередаюча площа поверхні середньої секції,  $m^2$ ;  
 $n_c$  – кількість середніх секцій, *шт.*

Теплопередаюча площа поверхні секції залежить від довжини секції, кроку оребрення та кількості труб (4 або 6) в секції. Приймаємо, що стелева батарея збирається з шеститрубних секцій. Ширина стелевої батареї дорівнює 1,5 м, така батарея вдало розміщується над вантажними проходами камери.

Тоді:  $f_{c,c}=17,5 m^2$ ,  $f_{c,x}=17,5 m^2$ ,  $f_{c,c}=27 m^2$ .

Знаходимо числове значення:

$$F_{\bar{c},c} = 17.5 + 17.5 + 6 + 27 = 197 m^2 .$$

Сумарна площа поверхні теплопередачі всіх чотирьох стельових батарей складає:

$$\sum F_{\bar{c},c} = 4 \cdot 197 = 788 m^2 .$$

Кількість теплопередачі, яка відводиться стелевими батареями, знаходимо за залежністю:

$$Q_{\bar{c},c} = k_{\bar{c},c} \cdot \sum F_{\bar{c},c} \cdot \Delta t , \quad (5.35)$$

де  $Q_{\bar{c},c}$  – кількість теплоти, яка відводиться батареями, *Вт*;  
 $k_{\bar{c},c}$  – коефіцієнт теплопередачі стелевої батареї,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;  
 $\sum F_{\bar{c},c}$  – сумарна площа поверхні теплопередачі стелевої батареї,  $m^2$ ;

$\Delta t$  – різниця між температурами повітря в камері та киплячого холодильного агенту,  $^{\circ}C$ .

Приймаємо, що  $k_{\bar{c},c}=3,8 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K)$ , (для прийнятої конструкції стелевої батареї),  $\Delta t=10^{\circ}C$  ( $\Delta t=t_c-t_o=-20-(-30)=10^{\circ}C$ ).

Обчислюємо:

$$Q_{\bar{c},c} = 3.8 \cdot 788 \cdot 10 = 29944 \text{ Вт} .$$

Теплове навантаження пристінних батарей знаходимо за залежністю:

$$Q_{\bar{b},np} = Q_o - Q_{\bar{c},c} , \quad (5.36)$$

де  $Q_{\delta,np}$  – теплове навантаження пристінних батарей,  $Вт$ ;  
 $Q_o$  – повне теплове навантаження на обладнання,  $Вт$ ;  
 $Q_{\delta,c}$  – теплове навантаження на стелеві батареї,  $Вт$ .  
 Площу поверхні теплопередачі пристінних батарей розраховуємо за рівнянням:

$$F_{\delta,np} = \frac{Q_{\delta,np}}{r_{\delta,np} \cdot \Delta t}; \quad (5.37)$$

де  $F_{\delta,np}$  – площа поверхні теплопередачі пристінних батарей,  $м^2$ ;  
 $Q_{\delta,np}$  – теплове навантаження пристінних батарей,  $Вт$ ;  
 $r_{\delta,np}$  – коефіцієнт теплопередачі пристінних батарей,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;  
 $\Delta t$  – різниця між температурами повітря в камері та киплячого холодоагенту,  $^{\circ}C$ .

Знаходимо числове значення  $Q_{\delta,np}$ :

$$Q_{\delta,np} = 56100 - 29944 = 26156 \text{ Вт}.$$

Приймаємо, що  $r_{\delta,np} = 3,8 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$  (для прийнятої конструкції змійовикової пристінної батареї).

Тоді теплопередаюча площа поверхні пристінних батарей дорівнює:

$$F_{\delta,np} = \frac{26156}{3,8 \cdot 10} = 688,31 \text{ м}^2.$$

Приймаємо далі, що пристінні батареї збираються з шеститрубних змійовикових секцій довжиною  $L_{\delta,np} = 4,25 \text{ м}$ .

Тоді необхідну кількість секцій розраховуємо за формулою:

$$n_{c,з} = \frac{F_{\delta,np}}{f_{c,з}}, \quad (5.38)$$

де  $n_{c,з}$  – необхідна кількість секцій,  $шт.$ ;  
 $F_{\delta,np}$  – теплопередаюча площа пристінних батарей,  $м^2$ ;  
 $f_{c,з}$  – площа поверхні однієї секції,  $м^2$ .  
 Для шеститрубної секції  $f_{c,з} = 27,1 \text{ м}^2$ .  
 Розраховуємо:



$$n_{c.з} = \frac{688.31}{27.1} = 25,4 \text{ секції.}$$

Приймаємо з конструкторських міркувань, що в камері буде встановлено 26 секцій.

Кожна пристінна батарея збирається з двох секцій, стикованих по висоті. Таким чином, монтуємо в камері 13 пристінних батарей з загальною площею поверхні теплопередачі  $704,6 \text{ м}^2$ .

Загальну площу поверхні теплопередачі усіх батарей в камері  $F_o$  розраховуємо за формулою:

$$F_o = F_{б.с} + F_{б.пр}, \quad (5.39)$$

де  $F_o$  – загальна площа поверхні теплопередачі усіх батарей в камері,  $\text{м}^2$ ;

$F_{б.с}$  – теплопередаюча площа поверхні стелевих батарей,  $\text{м}^2$ ;

$F_{б.пр}$  – теплопередаюча площа поверхні пристінних батарей,  $\text{м}^2$ .

Обчислюємо:

$$F_o = 788 + 704,6 = 1492,6 \text{ м}^2.$$

Оснащеність камери приладами охолодження визначаємо за залежністю:

$$a_n = \frac{F_o}{F_{б.вд}}, \quad (5.40)$$

де  $a_n$  – коефіцієнт, який враховує оснащеність камери приладами охолодження,  $\text{м}^2/\text{м}^2$ ;

$F_o$  – загальна теплопередаюча площа усіх батарей в камері,  $\text{м}^2$ ;

$F_{б.вд}$  – будівельна площа камери,  $\text{м}^2$ .

Розраховуємо:

$$a_n = \frac{1492,6}{864} = 1,73 \text{ м}^2/\text{м}^2.$$

Абсолютну витрату металу на обладнання камери знаходимо за рівнянням:

$$G_M = G_{\bar{b}.c} = G_{\bar{b}.np}, \quad (5.41)$$

де  $G_M$  – абсолютна витрата металу на обладнання камери, кг;

$G_{\bar{b}.c}$  – витрата металу на стельові батареї, кг;

$G_{\bar{b}.np}$  – витрата металу на пристінні батареї, кг.

Витрату металу на виготовлення стельових батарей визначаємо за формулою:

$$G_{\bar{b}.c} = G'_{\bar{b}.c} \cdot n_{\bar{b}.c}, \quad (5.42)$$

де  $G_{\bar{b}.c}$  – витрата металу на стельові батареї, кг;

$G'_{\bar{b}.c}$  – витрата металу на одну стельову батарею, кг;

$n_{\bar{b}.c}$  – кількість стельових батарей, шт.

Витрату металу на виготовлення однієї стельової батареї визначаємо за рівнянням:

$$G'_{\bar{b}.c} = q_{c.x} + q_{c.e} + n_c \cdot q_{c.c}; \quad (5.43)$$

де  $G'_{\bar{b}.c}$  – витрата металу на одну стельову батарею, кг;

$q_{c.x}$   $q_{c.e}$   $q_{c.c}$  – маса секцій відповідно хвостової, головної середньої, кг;

$n_c$  – кількість середніх секцій, які входять до складу стельової батареї, шт.

Приймаємо, що  $q_{c.x}=105,6$  кг,  $q_{c.e}=105,6$  кг,  $q_{c.c}=162$  кг,  $n_c=6$  шт.

Проводимо розрахунки:

$$G'_{\bar{b}.c} = 105.6 + 105.6 + 6 \cdot 162 = 1183,2 \text{ кг.}$$

Тоді:

$$G_{\bar{b}.c} = 1183.2 \cdot 4 = 4732,8 \text{ кг.}$$

Витрату металу на виготовлення пристінних батарей розраховуємо за формулою:

$$G_{\bar{b}.np} = n_{c.з} \cdot q_{c.з}, \quad (5.44)$$

де  $G_{б.нр}$  – витрата металу на пристінні батареї, кг;  
 $n_{с.з}$  – необхідна кількість змієвикових секцій, шт.;  
 $q_{с.з}$  – маса однієї змієвикової секції, кг.  
 Приймаємо  $q_{с.з}=162$  кг.  
 Тоді:

$$G_{б.нр} = 26 \cdot 162 = 4212 \text{ кг.}$$

Абсолютна витрата металу на виготовлення усіх батарей в камері дорівнює:

$$G_m = 4732.8 + 4212 = 8944,8 \text{ кг.}$$

Питому витрату металу, яка віднесена до  $1 \text{ м}^2$  будівельної площі камери, розраховуємо за рівнянням:

$$q_m = \frac{G_m}{F_{б\gamma\delta}}, \quad (5.45)$$

де  $q_m$  – питома витрата металу, кг/м<sup>2</sup>;  
 $G_m$  – абсолютна витрата металу, кг;  
 $F_{б\gamma\delta}$  – будівельна площа камери, м<sup>2</sup>.  
 Знаходимо:

$$q_m = \frac{8944.8}{864} = 10,35 \text{ кг/м}^2.$$

Об'єм рідкого холодоагенту (аміаку) визначається довжиною труб батареї та їх заповненням.

Сумарну довжину труб батареї знаходимо за залежністю:

$$L_m = L_{m.c} + L_{m.нр}, \quad (5.46)$$

де  $L_m$  – сумарна довжина труб батарей в камері, м;  
 $L_{m.c}$  – довжина труб стельової батареї, м;  
 $L_{m.нр}$  – довжина труб пристінної батареї, м.

Із достатньою точністю для інженерної практики вважаємо, що батареї складаються лише з прямолінійних ділянок труб, тобто з'єднувальні елементи (калачі) не враховуємо.

У цьому випадку довжину труб стельової батареї визначаємо за рівнянням:

$$L_{m.c} = L_{\bar{\sigma}.c} \cdot m' \cdot n_{\bar{\sigma}.c}, \quad (5.47)$$

де  $L_{m.c}$  – довжина труб стельової батареї, м;  
 $L_{\bar{\sigma}.c}$  – довжина стельових батарей, м;  
 $m'$  – кількість паралельних труб в стельових батареях, шт.;  
 $n_{\bar{\sigma}.c}$  – кількість стельових батарей в камері, шт.  
 Приймаємо, що  $m'=6$  шт, а  $n_{\bar{\sigma}.c}=4$  шт.  
 Знаходимо числове значення:

$$L_{m.c} = 35.2 \cdot 6 \cdot 4 = 844,8 \text{ м.}$$

Довжину труб пристінної батареї визначаємо за формулою:

$$L_{m.np} = L_{\bar{\sigma}.np} \cdot m'' \cdot n_{c.з}, \quad (5.48)$$

де  $L_{m.np}$  – довжина труб пристінної батареї, м;  
 $L_{\bar{\sigma}.np}$  – довжина пристінної батареї, м;  
 $m''$  – кількість паралельних труб в пристінних батареях, шт.;  
 $n_{c.з}$  – необхідна кількість змійовикових секцій, шт.  
 Приймаємо, що  $m''=6$  шт.  
 Тоді:

$$L_{m.np} = 4.25 \cdot 6 \cdot 26 = 663 \text{ м.}$$

Звідси загальна довжина труб становитиме:

$$L_m = 844.8 + 663 = 1507.8 \text{ м.}$$

Об'єм рідкого аміаку в приладах охолодження знаходимо за формулою:

$$V_{o.n} = L_m \cdot v_1 \cdot r_1, \quad (5.49)$$

де  $V_{o.n}$  – об'єм рідкого аміаку в приладах охолодження,  $m^3$ ;  
 $L_m$  – сумарна довжина труб батареї,  $m$ ;  
 $v_l$  – місткість відрізу труби довжиною  $l$   $m$ ;  
 $r_l$  – коефіцієнт заповнення труб рідким аміаком.

Вважаємо, що рідкий аміак в батареї подається насосом при верхній подачі холодоагенту, тому  $r_l=0,25$ . Секції виконано з стандартних труб діаметром  $38 \times 2,5$ , тоді  $v_l=0,00086 m^3$ .

Тоді:

$$V_{o.n} = 1507.8 \cdot 0.00086 \cdot 0.25 = 0.32 m^3.$$

Масу рідкого аміаку, який знаходиться в приладах охолодження камери знаходимо за залежністю:

$$G_a = V_{o.n} \cdot \rho_a, \quad (5.50)$$

де  $G_a$  – маса рідкого аміаку,  $kg$ ;  
 $V_{o.n}$  – об'єм рідкого аміаку,  $m^3$ ;  
 $\rho_a$  – густина рідкого аміаку,  $kg/m^3$ .  
 При  $t_o=-30^\circ C$ ,  $\rho_a=675 kg/m^3$  (із довідкових даних).  
 Тоді:

$$G_a = 0.32 \cdot 675 = 216 \text{ кг.}$$

#### Завдання № 1

Камера зберігання замороженого м'яса в одноповерховому холодильнику має температуру  $t_k$  (див. таблицю варіантів), теплове навантаження на холодильне обладнання становить  $Q_o$  (див. таблицю варіантів). Система охолодження – безпосередня. Площа підлоги камери –  $F_k=864 m^2$ , розміщення колон –  $6 \times 12 m$ . Температура кипіння холодоагенту ( $NH_3$ ) –  $t_o$  (див. таблицю варіантів).

Визначити необхідну кількість пристінних і стелевих оребрених батарей, загальну площу їх поверхні теплопередачі, витрату металу на обладнання камери, об'єм і масу рідкого аміаку, що міститься в обладнанні.

**Таблиця варіантів завдання № 1**

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Q, \text{кВт}$ $t_k, ^\circ\text{C}$	62,3 -20	64,2 -19	59,3 -24	55,8 -27	56,1 -28	65,6 -23	51,0 -21	53,5 -25	54,2 -26	70,1 -18
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$K_o, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ $t_o, ^\circ\text{C}$	3,65 -31	3,95 -32	3,70 -40	3,80 -42	3,90 -45	3,60 -37	3,50 -35	3,85 -39	3,55 -41	3,75 -30

**Приклад розрахунку обладнання камери зберігання підвісними повітроохолоджувачами**

Камера зберігання заморожених упакованих рибних продуктів розташована в одноповерховому холодильнику з  $t_k = -20^\circ\text{C}$ , теплове навантаження на камерне холодильне обладнання становить  $Q_o = 56,1 \text{ кВт}$ . Система охолодження – безпосередня. Площа підлоги камери  $F_k = 864 \text{ м}^2$ , розміщення колон –  $6 \times 12 \text{ м}$ . Температура кипіння холодоагенту ( $\text{NH}_3$ ) –  $t_o = -30^\circ\text{C}$ . Розрахувати, підібрати та розташувати прилади охолодження, які виготовлено в вигляді підвісних повітроохолоджувачів. Визначити площу повітроохолоджувачів (ПО), їх кількість, встановлену потужність електродвигунів вентиляторів, оснащених камери охолоджувальними приладами, об'єм і масу рідкого  $\text{NH}_3$  в цих приладах, питому встановлену потужність, кількість повітря, що подається в камеру, кратність його циркуляції.

Площу поверхні повітроохолоджувачів знаходимо за залежністю:

$$F_{no} = \frac{Q_o}{r_o \cdot \Delta t_m}, \quad (5.51)$$

де  $F_{no}$  – площа поверхні повітроохолоджувачів,  $\text{м}^2$ ;  
 $Q_o$  – теплове навантаження на повітроохолоджувачі,  $\text{Вт}$ ;  
 $r_o$  – коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувачів,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  
 $\Delta t_m$  – різниця температур холодоагенту і повітря в камері,  $^\circ\text{C}$ .  
 Приймаємо  $\Delta t_m = 10^\circ\text{C}$  ( $\Delta t_m = t_k - t_o = -20 - (-30) = 10^\circ\text{C}$ ),  $r_o$  – залежить від температури кипіння холодоагенту, при  $t_o = -30^\circ\text{C}$ ,  $r_o = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .  
 Тоді:

$$F_{no} = \frac{56100}{12 \cdot 10} = 467,5 \text{ м}^2.$$

Кількість повітроохолоджувачів (ПО) в камері знаходимо за формулою:

$$n_{no} = \frac{F_{no}}{f_{no}}, \quad (5.52)$$

де  $n_{no}$  – кількість повітроохолоджувачів, шт.;

$F_{no}$  – площа поверхні повітроохолоджувачів,  $\text{м}^2$ ;

$f_{no}$  – площа поверхні одного повітроохолоджувача,  $\text{м}^2$ .

Приймаємо до розміщення в камері повітроохолоджувачів типу ВОП – 100. Для ПО типу ВОП – 100  $f_{no} = 100 \text{ м}^2$ .

Тоді:

$$n_{no} = \frac{467,5}{100} = 4,67 \approx 5 \text{ шт.}$$

З урахуванням необхідності компенсації теплоприпливів від двигунів вентиляторів приймаємо до встановлення шість ПО вказаного типу.

Таким чином  $F'_{no} = 600 \text{ м}^2$ , ( $6 \cdot f_{no} = 6 \cdot 100$ ).

Кількість теплоти, яка відводиться ПО розраховуємо за рівнянням:

$$Q_{no} = r_o \cdot \Delta t_m \cdot F'_{no}, \quad (5.53)$$

де  $Q_{no}$  – кількість теплоти, яка відводиться повітроохолоджувачами,  $\text{Вт}$ ;

$r_o$  – коефіцієнт теплопередачі ПО,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\Delta t_m$  – різниця температур між холодоагентом та повітрям в камері,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$F'_{no}$  – площа поверхні теплопередачі ПО з урахуванням компенсації теплоприпливів від двигунів вентиляторів,  $\text{м}^2$ .

Обчислюємо:

$$Q_{no} = 12 \cdot 10 \cdot 600 = 72000 \text{ Вт.}$$

Фактичний теплоприплив до камери визначаємо за формулою:

$$Q_{оф} = Q_o + Q_4, \quad (5.54)$$

де  $Q_{оф}$  – фактичний теплоприплив до камери, *Вт*;  
 $Q_o$  – теплове навантаження на холодильне обладнання, *Вт*;  
 $Q_4$  – експлуатаційний теплоприплив від електродвигунів вентиляторів, *Вт*.

Експлуатаційний теплоприплив від двигунів вентиляторів  $Q_4$  приймаємо рівним встановленій потужності електродвигунів вентиляторів  $N_{вст.вент.}$ .

Встановлену потужність електродвигунів вентиляторів знаходимо за рівнянням:

$$N_{вст.вент.} = n_{дв} \cdot N' \cdot n'_{но}, \quad (5.55)$$

де  $N_{вст.вент.}$  – встановлена потужність електродвигунів вентиляторів, *Вт*;

$n_{дв}$  – кількість двигунів вентиляторів одного повітроохолоджувача, *шт.*;

$N'$  – встановлена потужність одного електродвигуна вентилятора, *Вт*;

$n'_{но}$  – фактична кількість повітроохолоджувачів в камері, *шт.*

Приймаємо, що  $n_{дв}=2$  *шт.*;  $N'=1100$  *Вт*;  $n'_{но}=6$  *шт.*

Знаходимо числове значення:

$$N_{вст.вент.} = 2 \cdot 1100 \cdot 6 = 13200 \text{ Вт.}$$

Тоді:

$$Q_{о.ф} = 56100 + 13200 = 69300 \text{ Вт.}$$

Таким чином, встановлені в камері повітроохолоджувачі холодопродуктивністю 72000 *Вт* задовольняють тепловим умовам роботи камери зберігання.

Оснащеність камери приладами охолодження розраховуємо за формулою:



$$a_n = \frac{F'_{no}}{F_{\text{бвд}}}, \quad (5.56)$$

де  $a_n$  – коефіцієнт, який враховує оснащеність камери приладами охолодження,  $\text{м}^2/\text{м}^2$ ;

$F'_{no}$  – фактична площа поверхні ПО,  $\text{м}^2$ ;

$F_{\text{бвд}}$  – будівельна площа камери,  $\text{м}^2$ .

Обчислюємо:

$$a_n = \frac{600}{864} = 0,69 \text{ м}^2/\text{м}^2.$$

Абсолютну витрату металу на виготовлення ПО визначаємо за рівнянням:

$$G_M = n'_{no} \cdot q_{no}, \quad (5.57)$$

де  $G_M$  – абсолютна витрата металу,  $\text{кг}$ ;

$n'_{no}$  – фактична кількість повітроохолоджувачів, *шт.*;

$q_{no}$  – маса одного повітроохолоджувача,  $\text{кг}$ .

Маса одного ПО  $q_{no}=828 \text{ кг}$ .

Знаходимо числове значення:

$$G_M = 6 \cdot 828 = 4968 \text{ кг}.$$

Питому витрату металу розраховуємо за формулою:

$$q_M = \frac{G_M}{F_{\text{бвд}}}, \quad (5.58)$$

де  $q_M$  – питома витрата металу,  $\text{кг}/\text{м}^2$ ;

$G_M$  – абсолютна витрата металу,  $\text{кг}$ ;

$F_{\text{бвд}}$  – будівельна площа камери,  $\text{м}^2$ .

Об'єм рідкого аміаку знаходимо за вираженням:

$$V_{on} = v_{no} \cdot n'_{no} \cdot R_1, \quad (5.59)$$

де  $V_{on}$  – об'єм рідкого аміаку,  $\text{м}^3$ ;

$v_{no}$  – місткість одного ПО,  $м^3$ ;

$n'_{no}$  – фактична кількість ПО в камері, *шт.*;

$R_l$  – коефіцієнт заповнення системи холодоносієм.

Приймаємо, що  $v_{no}=0,03 м^3$  (для повітроохолоджувача ВОП-100),  $R_l=0,50$  (для ПО за умов верхньої подачі рідкого  $NH_3$ ).

Знаходимо числове значення:

$$V_{on} = 0.03 \cdot 6 \cdot 0.5 = 0,09 м^3.$$

Масу рідкого аміаку в ПО знаходимо за рівнянням:

$$G_a = V_{on} \cdot \rho_a, \quad (5.60)$$

де  $G_a$  – маса рідкого аміаку в ПО, *кг*;

$V_{on}$  – об'єм рідкого аміаку в ПО,  $м^3$ ;

$\rho_a$  – густина рідкого аміаку,  $кг/м^3$ .

Приймаємо, що  $\rho_a=675 кг/м^3$  при  $t_o=-30^{\circ}C$ .

Тоді:

$$G_a = 0.09 \cdot 675 = 60,8 кг.$$

Питому встановлену потужність електродвигунів вентиляторів обчислюємо за формулою:

$$n_e = \frac{N_{вст.вент}}{F_{б\ddot{y}д}}, \quad (5.61)$$

де  $n_e$  – питома встановлена потужність електродвигунів вентиляторів,  $кВт/м^2$ ;

$N_{вст.вент}$  – встановлена потужність електродвигунів вентиляторів, *кВт*;

$F_{б\ddot{y}д}$  – будівельна площа камери,  $м^2$ .

Знаходимо:

$$n_e = \frac{13.2}{864} = 0.015 \frac{кВт}{м^2}.$$

Кількість повітря, що подається до камери знаходимо за рівнянням:

$$V_o = n_g \cdot v_{нов} \cdot n'_{по}, \quad (5.62)$$

де  $V_o$  – кількість повітря, що подається до камери,  $м^3/с$ ;  
 $n_g$  – кількість вентиляторів на один ПО, *шт.*;  
 $v_{нов}$  – витрата повітря на один вентилятор,  $м^3/с$ ;  
 $n'_{по}$  – фактична кількість ПО в камері, *шт.*  
 Приймаємо, що  $v_{нов}=1,38 м^3/с$ ,  $n_g=2$  *шт.*  
 Тоді:

$$V_o = 2 \cdot 1,38 \cdot 6 = 16,56 м^3/с = 59616 м^3/год.$$

Кратність циркуляції повітря розраховуємо за формулою:

$$Z = \frac{V_o}{V_{б\gamma\delta}}, \quad (5.63)$$

де  $Z$  – кратність циркуляції повітря,  $год^{-1}$ ;  
 $V_o$  – кількість повітря, що подається до камери,  $м^3/год$ ;  
 $V_{б\gamma\delta}$  – будівельний об'єм камери,  $м^3$ .  
 Будівельний об'єм камери обчислюємо за вираженням:

$$V_{б\gamma\delta} = F_{б\gamma\delta} \cdot h_{б\gamma\delta}, \quad (5.64)$$

де  $V_{б\gamma\delta}$  – будівельний об'єм камери,  $м^3$ ;  
 $F_{б\gamma\delta}$  – будівельна площа камери,  $м^2$ ;  
 $h_{б\gamma\delta}$  – будівельна висота камери,  $м$ .  
 Будівельна висота камери  $h_{б\gamma\delta}=6$   $м$ , (згідно стандартної конструкції одноповерхового холодильника, та стінки колон  $6 \times 12$   $м$ ).  
 Тоді:

$$V_{б\gamma\delta} = 864 \cdot 6 = 5184 м^3.$$

Знаходимо числове значення:

$$Z = \frac{59616}{5184} = 11,5 год^{-1}.$$

### Завдання № 1

Камера зберігання заморожених упакованих рибних продуктів розташована в одноповерховому холодильнику з  $t_k$  (див. таблицю варіантів), теплове навантаження на камерне холодильне обладнання становить  $Q_o$  (див. таблицю варіантів). Система охолодження – безпосередня. Площа підлоги камери  $F_k=864 \text{ м}^2$ , розміщення колон -  $6 \times 12 \text{ м}$ . Температура кипіння холодоагенту ( $NH_3$ ) –  $t_o$  (див. таблицю варіантів). Розрахувати, підібрати та розташувати прилади охолодження, які виготовлено в вигляді підвісних повітроохолоджувачів (ПО), їх кількість, встановлену потужність електродвигунів вентиляторів, оснащеність камери приладами охолодження, об'єм і масу рідкого  $NH_3$  в цих приладах, питому встановлену потужність, кількість повітря, що подається в камеру, кратність його циркуляції.

**Таблиця варіантів до завдання № 1**

Передостання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Q_o$ , кВт	62,2	68,5	66,0	53,5	56,2	61,4	58,9	62,3	74,1	70,3
$t_k$ , °С	-18	-21	-20	-24	-19	-17	-25	-22	-23	-26
Остання цифра шифру	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$k_o$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	12,5	13,0	174,5	11,5	12,0	14,0	11,0	13,5	12,5	15,0
$t_o$ , °С	-30	-34	-32	-38	-31	-28	-42	-35	-36	-44

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Пахомов П. Л. Холодильна техніка : навч. посібник / П. Л. Пахомов, В. В. Сафонов. – Харків : ХДУХТ, 2003. – 225 с.
2. Румянцев Ю. Д. Холодильная техника : учеб. для вузов / Ю. Д. Румянцев, В. С. Калюнов. – СПб. : Профессия, 2003. – 360 с.
3. Шавра В. М. Основы холодильной техники и технологии / В. М. Шавра. – М. : ДеЛи принт, 2004. – 272 с.
4. Курьлев Е. С. Холодильные установки / Е. С. Курьлев, В. В. Оносовский, Ю. Д. Румянцев. – 2-е изд., стереотип. – СПб. : Политехника, 2002. – 576 с.
5. Большаков С. А. Холодильная техника и технология продуктов питания : учебник для студ. высш. учеб. заведений / С. А. Большаков. – М. : Академия, 2003. – 304 с.
6. Доссат Р. Д. Основы холодильной техники : [пер. с англ.] / Р. Д. Доссат. – М. : Легкая и пищевая пром-сть, 1984. – 540 с.
7. Холодильні установки : підручник: у 2 книгах. Кн. 2 / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'янівській [та ін.]. – К. : Либідь, 1995. – 224 с.
8. Пахомов П. Л. Розрахунок і конструювання холодильного обладнання та апаратів : навч. посібник / П. Л. Пахомов, В. В. Сафонов. – Харків : ХДУХТ, 2001. – 86 с.
9. Зеликовский И. Х. Малые холодильные машины и установки : Справочник / И. Х. Зеликовский, Л. Г. Каплан. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Агропромиздат, 1989. – 672 с.
10. Голянд М. М. Холодильное технологическое оборудование / М. М. Голянд, Б. Н. Малеваный. – М. : Пищевая промышленность, 1987. – 335 с.
11. Физико-технические основы холодильной обработки пищевых продуктов / Г. Д. Аверин [и др.] – М. : Агропромиздат, 1985. – 255 с.
12. Оболенский Н. В. Холодильное вентиляционное оборудование / Н. В. Оболенский, Е. А. Денисюк. – М. : Колос, 2004. – 248 с.
13. Нимич Г. В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха : учеб. пособие / Г. В. Нимич, В. А. Михайлов, Е. С. Бондар. – К. : «ТОВ Видавничий будинок Аванпост-Прим», 2003. – 630 с.
14. Венгер К. П. Машинные и безмашинные системы хладоснабжения для быстрого замораживания пищевых продуктов / К. П. Венгер, В. А. Выгодин. – М. : Узорочье, 1999. – 144 с.

**ДОДАТОК А**  
**Таблиці з довідковими даними**

*Таблиця А.1 – Кріоскопічна температура деяких харчових продуктів*

Продукт	Кріоскопічна температура, °С	Продукт	Кріоскопічна температура, °С
Плоди	-1,0...-2,5	Яловичина жирна	-1,5...-2,2
Овочі	-1,0...-2,5	Яловичина пісна	-0,5...-1,5
Яйця	-1,0...-2,5	Свинина	-1,0...-2,2
Молоко	-0,5...-0,6	Риба морська жирна	-1,7...-2,5
Риба прісноводна	-0,5...-1,5	Риба морська пісна	-1,0...-2,0

*Таблиця А.2 – Теплофізичні властивості повітря при атмосферному тиску*

Температура t, °С	Густина ρ, кг/м <sup>3</sup>	Теплоємність С <sub>p</sub> , Дж/(кг·К)	Теплопровідність λ, Вт/(м·К)	Кінематична в'язкість ν·10 <sup>-6</sup> м <sup>2</sup> /с
-50	1,584	1013	0,0204	9,23
-40	1,515	1013	0,0212	10,04
-30	1,453	1013	0,0220	10,80
-20	1,395	1009	0,0228	12,79
-10	1,342	1009	0,0236	12,43
0	1,293	1005	0,0244	13,28
10	1,247	1005	0,0251	14,16
20	1,205	1005	0,0259	15,06
30	1,165	1005	0,0267	16,0

Таблиця А.3 – Питомі ентальпії окремих харчових продуктів (кДж/кг)

Продукт	Температура продукту, °С									
	-15	-10	-5	-2	0	2	10	15	20	30
Яловичина, птиця	13,0	30,2	57,3	98,8	232,2	238,2	264,5	280,4	296,8	329,0
Баранина	12,6	29,8	55,6	95,8	224,0	230,0	255,3	271,2	286,7	314,0
Свинина	12,2	28,9	54,4	91,6	211,8	217,8	241,7	256,8	272,5	301,8
Риба жирна	14,3	32,7	62,5	106,2	249,0	256,0	283,0	300,4	317,4	351,5
Риба пісна	14,3	33,6	64,0	111,6	265,8	272,9	301,0	314,4	336,0	371,0
Яйце	–	–	–	230,2	237,0	243,3	268,7	284,4	300,0	331,4
Молоко цільне	14,3	32,7	62,8	111,2	317,8	326,8	358,5	378,0	398,0	437,0
Сметана	–	–	-	-	0	5,9	36,8	55,2	73,7	110,6
Сир	–	–	5,5	14,3	19,7	25,2	47,7	61,5	75,7	103,8
Морозиво вершкове	19,7	46,9	105,3	221,0	227,4	234,0	264,0	277,8	294,8	328,0
Абрикос, вишня	20,6	49,8	116,0	229,0	235,8	242,9	271,8	289,6	307,0	343,0
Інші фрукти	17,2	38,5	82,9	211,0	271,7	279,0	308,8	328,0	346,5	384,8

Примітка: при - 20°С I = 0 для всіх продуктів

Таблиця А.4 – Густина харчових продуктів (у кг/м<sup>3</sup>)

Продукт	Густина продукту	
	свіжого, $\rho_{\text{ср}}$	заморожуваного, $\rho_{\text{ср}}$
Персики	1010	950
Абрикос	1000	940
Чорниця	1000	950
Порічка	1000	950
Слива	1030	980
Полуниця	900	840
Вишня	1020	990
Горошок	1020	970
Квасоля	950	890
Помідори	1000	940
М'ясо		
пісне	1000–1050	960–980
жирне	920	900
Масло вершкове	950	940
Риба	1000	950

Таблиця А.5 – Коефіцієнти форми  $P$  та  $R$  в формулі Планка для плит необмеженої довжини

$\beta_1$	$\beta_2$	$P$	$R$	$\beta_1$	$\beta_2$	$P$	$R$
1	2	3	4	5	6	7	8
1,0	1,0	0,1667	0,0417	2,5	1,0	0,2083	0,0545
1,5	1,0	0,1875	0,0491	2,5	2,0	0,2632	0,0751
1,5	1,5	0,2143	0,0604	2,5	2,5	0,2778	0,0792
2,0	1,0	0,2000	0,0525	3,0	1,0	0,2142	0,0558
2,0	1,5	0,2308	0,0656	3,0	2,0	0,2727	0,0776
2,0	2,0	0,2500	0,0719	3,0	3,0	0,3000	0,0849
3,5	1,0	0,2186	0,0567	6,0	1,0	0,2308	0,0592
3,5	3,5	0,3181	0,0893	6,0	2,0	0,3000	0,0839
4,0	1,0	0,2222	0,0574	6,0	4,5	0,3602	0,0990
4,0	2,0	0,2857	0,0808	6,0	6,0	0,3750	0,1020
4,0	3,0	0,3156	0,0887	8,0	1,0	0,2353	0,0599
4,0	4,0	0,3333	0,0929	8,0	2,0	0,3077	0,0851



Продовження табл. А.5

1	2	3	4	5	6	7	8
4,5	1,0	0,2250	0,0580	8,0	4,0	0,3200	0,1012
4,5	3,0	0,3215	0,0902	8,0	8,0	0,4000	0,1051
4,5	4,5	0,3460	0,0959	10,0	1,0	0,2381	0,0604
5,0	1,0	0,2272	0,0584	10,0	2,0	0,3125	0,0865
5,0	2,0	0,2941	0,0827	10,0	5,0	0,3846	0,1037
5,0	5,0	0,3570	0,0982	10,0	10,0	0,4167	0,1101

Таблиця А.6 – Фізичні властивості сухого повітря ( $P = 1,01 \cdot 10^5$ )

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Густина $\rho, \text{кг/м}^3$	Щільність $C_v, \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$	Теплопровідність $\lambda, 10^2, \text{Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$	Температуропровідність $a, 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Динамічна вязкість $\mu, 10^6, \text{Н}\cdot\text{с/м}^2$	Кінематична вязкість $\nu, 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Число Прандтля $Pr$
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698

Таблиця А.7 – Геометричні характеристики різноманітних видів промислових риб

Риба	$\frac{F}{L^2}$	$\frac{V}{FL}$	$\frac{L}{2a}$	$\frac{V}{L^3}$
Морський окунь	0,44	0,043	5,78	0,0189
Пікша	0,38	0,029	8,57	0,011
Салака	0,37	0,026	10,00	0,0096
Оселедець	0,31	0,027	9,00	0,00836
Скумбрія	0,36	0,031	7,68	0,0111
Ставрида	0,42	0,036	8,00	0,0151
Тунець	0,48	0,045	5,30	0,0216

Таблиця А.8 – Фізичні властивості продуктів рослинного походження

Продукт	Вміст води W, %	Кріоскопічна температура $t_{кр}$	Питома теплоємність, кДж/(кг·К)		Питома теплота льодоутворення в продукті $\Gamma_{пр}$ , кДж/кг
			свіжого $c_0$	замороженого $c_3$	
1	2	3	4	5	6
Плоди					
Черешня	83,0	-1,8	3,64	1,88	280,73
Персики	86,9	-1,0	3,77	1,92	284,92
Груші	82,7	-1,6	3,60	1,88	272,35
Яблука	84,1	-1,5	3,64	1,88	280,73
Чорниця	82,3	-1,4	3,60	1,88	276,54
Малина	84,1	-0,7	3,64	1,88	272,35
Чорна порічка	84,7	-1,0	3,68	1,88	280,73
Слива	85,7	-0,8	3,68	1,88	284,92

Продовження табл. А.8

1	2	3	4	5	6
Полуниця	89,9	-0,85	3,85	1,88	297,49
Журавлина	87,4	-0,9	3,77	1,92	289,11
Вишня	73,1	-3,51	3,34	2,52	–
Овочі					
Стручкова квасоля	88,9	-0,8	3,81	1,96	297,49
Зелений горошок	75,8	-0,9	3,56	–	–
Цвітна капуста	91,7	-0,8	3,89	1,96	305,87
Капуста	92,4	-0,9	3,93	1,96	305,87
Морква	88,2	-1,5	3,77	1,92	293,30
Огірки	96,1	-0,5	4,06	2,05	318,44
Перець	92,4	-0,8	3,93	1,96	305,87
Помідори	94,7	-0,6	3,98	2,01	310,07
Картопля фрі	77,8	-0,7	3,43	1,80	259,78

Таблиця А.9 – Насипна густина сипучих продуктів (у кг/м<sup>3</sup>)

Продукт	Насипна густина	
	у свіжому стані $\rho_n$	у заморожуваному стані $\rho_n$
Квасоля (нарізана)	480–550	440–510
Полуниця	550–620	440–470
Морква (нарізана)	540–560	470–520
Вишня	580–650	550–580
Зелений горошок	630–670	590–610

Таблиця А.10 – Термічний опір упаковки

Упаковка	Товщина, мм $\delta_v$	Термічний опір $\delta_v/\lambda_v$
1	2	3
Пергамент	–	0,00191
Перфорований картон	0,625	0,01113
Перфорований папір	0,475	0,076
Целофан чи поліетилен	0,028	0,00037

Продовження табл. А.10

1	2	3
Картон з алюмінієвою фольгою	0,568	0,00978
Алюмінієва фольга	0,1	0,0000006
Картон з целофаном	0,737	0,01264
Повітряна прокладка	0,7–0,9	0,5452

**Таблиця А.11 – Значення теплопровідності (у Вт/(м·К))  
для різноманітних харчових продуктів**

Продукт	Свіжий стан $\lambda_0$	Заморожений стан $\lambda_z$
Полуниця	0,48	1,11
Вишня	0,52	1,34
Фруктові соки	0,55	2,08
Огірки	0,53	1,25
Картопляне пюре	0,48	1,09
Яловичина	0,45–0,50	1,09–1,59
Свинина		
жирна	0,37	0,72
м'ясна	0,49	1,56
Тріска філе	0,53	1,19–1,40
Яйце	0,42	0,96

Навчальне електронне видання  
комбінованого використання  
Можна використовувати в локальному та мережевому режимах

СЕМЕНЮК Дмитро Павлович  
ПЕТРЕНКО Олена Володимирівна

## **ТЕХНОЛОГІЧНЕ ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ. РОЗРАХУНКИ**

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск зав. кафедри холодильної та торговельної  
техніки і прикладної механіки д-р техн. наук, проф. В.О. Потапов  
Техн. редактор Н.А. Кобилко

План 2017 р., поз. 48/

---

Підп. до друку 18.12.2017 р. Один електронний оптичний диск  
(CD-ROM); супровідна документація. Об'єм даних 3,645 Мб.  
Тираж 100 прим.

---

Видавець та виготівник  
Харківський державний університет харчування та торгівлі  
вул. Клочківська, 333, Харків, 61051  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
ДК №4417 від 10.10.2012 р.