

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**М. М. МАСЛІКОВ**

**ТЕПЛОХОЛОДОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПІДПРИЄМСТВ ГАЛУЗІ**

**КУРС ЛЕКЦІЙ**

**для студентів спеціальності 7.091709  
“Технологія зберігання, консервування та переробки молока”,  
спеціалізація “Технологія морозива”  
денної та заочної форм навчання**

**СХВАЛЕНО**

на засіданні кафедри теплоенергетики  
та холодильної техніки як курс лекцій  
Протокол № 10  
від 18.12.2006 р.

**Київ НУХТ 2007**

**Масліков М.М.** Теплохолодозабезпечення підприємств галузі: Курс лекцій для студ спец. 7.091709 “Технологія зберігання, консервування та переробки молока”, спеціалізація “Технологія морозива” ден. та заоч. форм навч. – К.: НУХТ, 2007.– с.

М. М. МАСЛІКОВ, канд. техн. наук

© М.М.Масліков, 2007  
© НУХТ, 2007

## ВСТУП

Харчові підприємства, зокрема холодокомбінати та фабрики морозива, використовують для власних потреб теплову енергію та штучний холод – як для технологічних потреб, так і для опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, кондиціонування повітря. Для постачання підприємств тепловою енергією та штучним холодом використовують відповідно *теплоносії* (водяна пара, гаряча вода та ін.) та *холодоносії* (льодяна вода, розчини солей та гліколів та ін.).

Для вироблення теплової енергії використовують *енергоносії* (вугілля, нафту, природний газ та ін.), а для вироблення штучного холоду – електроенергію (найчастіше для її вироблення також використовують енергоносії). Запаси енергоносіїв у природі обмежені, тому їх ціна постійно зростає. Подорожчання енергоносіїв та енергії спричинює зростання собівартості продукції підприємства, зменшує її конкурентноздатність. Отже доцільно організувати виробництво таким чином, щоб забезпечити мінімальне споживання енергії та скоротити її втрати.

*Теплохолодозабезпечення* – це галузь знань та практичної діяльності, що вирішує завдання постачання підприємств тепловою енергією та штучним холодом. Предметом *теплохолодозабезпечення* є системи забезпечення підприємств галузі тепловою енергією та штучним холодом; способи та обладнання для вироблення теплової енергії та штучного холоду; енергоефективні способи експлуатації систем тепло- та холодопостачання.

*Задачі дисципліни “Теплохолодозабезпечення підприємств галузі”:*

- навчитися складати та аналізувати теплові баланси тепло- та холодо-споживчого обладнання, визначати потрібну витрату теплової енергії та штучного холоду для проведення технологічних процесів та вироблення продукції;
- ознайомитися з системами вироблення та розподілу теплової енергії та штучного холоду на підприємстві, з сучасними способами енергозбереження.
- Після вивчення дисципліни студент повинен знати:
- складові систем тепло- та холодопостачання, взаємозв'язки у цих системах;
- показники ефективності роботи систем тепло- та холодопостачання;
- перелік обладнання, що використовується для вироблення теплової енергії та штучного холоду, його характеристики та алгоритми вибору;
- перелік енергозбережних заходів у системах тепло- та холодопостачання;

*Студент повинен уміти:*

- вибрати теплогенеруюче обладнання та обладнання для вироблення штучного холоду з використанням довідкової літератури;
- розраховувати показники ефективності роботи систем тепло- та холодопостачання, аналізувати вплив зміни експлуатаційних параметрів на ефективність їх роботи;
- обирати енергоефективний режим роботи обладнання, планувати енергозбережні заходи;
- прогнозувати вплив певних технічних рішень на ефективність роботи систем тепло- та холодопостачання.

## РОЗДІЛ 1. ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ПІДПРИЄМСТВА

### 1.1 ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ТА МЕТОДИКА ЙОГО СКЛАДАННЯ

Для визначення витрат теплової енергії на проведення певної технологічної операції слід скласти *тепловий баланс*.

Для цього слід виділити *блок*. Характерними особливостями блоку є чітка обмеженість (це може бути частина апарату, один або декілька апаратів, технологічна лінія і навіть підприємство в цілому) та чітка визначеність взаємодій із сусідніми об'єктами та перетворень енергії всередині самого блоку. Доцільно скласти схему блоку, де стрілками вказати всі матеріальні та енергетичні потоки (відомі та невідомі) що входять до блоку та виходять з нього. Приклад схеми блоку наведено на рис. 1.1. На цій схемі зображений теплообмінник, у якому здійснюється теплообмін між рідинами 1 і 2 (наприклад молоком і водою). Рідина 1 витратою  $G_1$  нагрівається від температури  $t_1^1$  до температури  $t_1^2$ , а рідина 2 витратою  $G_2$  охолоджується від температури  $t_2^1$  до температури  $t_2^2$ . Певна кількість теплоти  $Q_{\text{втр}}$  втрачається у довкілля з поверхні теплоізоляції.

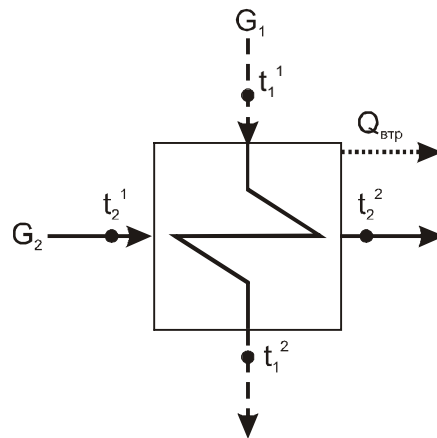


Рис. 1. Схема блоку для складання теплового балансу теплообмінника “рідина–рідина”.

Результатом аналізу блоку є складання матеріального та теплового балансів. *Матеріальний баланс* – система рівнянь, що ілюструє закон збереження маси для блоку. *Тепловий баланс* – система рівнянь, що ілюструє закон збереження енергії для блоку. Його складають на підставі матеріального балансу.

*Складовими матеріального балансу* є масові витрати речовин, що входять або виходять за межі блоку. Наприклад, для блоку, зображеного на рис. 1.1 зміни мас потоків не відбувається, тому матеріальний баланс має вигляд системи з двох простих рівнянь:

$$\begin{cases} G_1 = G_1 \\ G_2 = G_2 \end{cases} \quad (1)$$

У складніших випадках, зокрема коли існує змішування потоків чи зміна агрегатного стану речовини (кипіння, конденсація, плавлення та ін.) складання

матеріального балансу складніше і має велике значення не лише для теплових, а й для технологічних розрахунків. Наприклад для закритого змішувача:

$$G_{\text{сум}} = \sum G_i, \quad (2)$$

де  $G_{\text{сум}}$ ,  $G_i$  – масові витрати відповідно суміші та її компонентів, кг/с.

Для безперервних процесів баланс складають на одиницю часу (найчастіше на секунду), а для періодичних – на один процес (завантаження змішувача тощо). Відповідно *складові матеріальних балансів* для безперервних процесів вимірюють у кг/с, а для періодичних – у кг. Для теплових балансів одиницями вимірювання складових є відповідно кВт (тобто кДж/с) для безперервних процесів і кДж для періодичних.

*Складові теплових балансів* визначають за формулами, наведеними нижче. У дужках наведені одиниці вимірювання для періодичних процесів.

1. Теплота, що її вносить (виносить) речовина,

$$Q = Gct, \quad (3)$$

де  $G$  – витрата речовини, кг/с (кг);  $c$  – питома теплоємність речовини, кДж/кг (див. додаток 1);  $t$  – температура речовини, °С.

2. Теплота, що її віддає пара:

Пара, що конденсується,

$$Q = D \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{кд}}) \quad (4)$$

Пролітна (перегріта) пара

$$Q = D \cdot (h_{\text{п}}' - h_{\text{п}}'') \quad (5)$$

де  $D$  – витрата пари, кг/с (кг);  $h_{\text{п}}$  – ентальпія нагрівної пари, кДж/кг;  $h_{\text{кд}} = 4,19 \cdot t_{\text{кд}}$  – ентальпія конденсату, кДж/кг;  $t_{\text{кд}}$  – температура конденсату на виході з грійної камери, °С;  $h_{\text{п}}'$ ,  $h_{\text{п}}''$  – ентальпії перегрітої водяної пари відповідно на вході у апарат та на виході з нього.

$$t_{\text{к}} = t_{\text{с}} - (2 \dots 3), \quad (6)$$

де:  $t_{\text{с}}$  – температура насичення водяної пари за даного тиску, °С.

3. Прихована теплота фазового переходу, хімічної реакції

$$Q = Gr, \quad (7)$$

де  $G$  – масова витрата речовини, що бере участь у процесі, кг/с (кг);  $r$  – питома теплота плавлення (випаровування), або тепловий ефект хімічної реакції, кДж/кг.

4. Втрати теплоти у довкілля з поверхні апарата (для безперервних процесів):

$$Q_{\text{втр}} = k_a \alpha F_{\text{ст}} (t_{\text{ст}} - t_{\text{пов}}) 10^{-3}, \quad (8)$$

де  $k_a = 1,2$  – коефіцієнт, що враховує втрати через неізольовані ділянки (опори, арматура тощо);  $F_{\text{ст}}$  – площа зовнішньої поверхні теплоізоляції, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{ст}}$  – температура поверхні теплоізоляції, °С;  $t_{\text{пов}}$  – температура повітря у цеху;  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні теплоізоляції до повітря, Вт/(м·К),

$$\alpha = 9,3 + 0,047(t_{\text{ст}} - t_{\text{пов}}) + \sqrt{v}, \quad (9)$$

де:  $v$  – швидкість руху повітря у цеху, м/с; приймається  $v = 0,2 \dots 0,5$  м/с.

Для періодичних процесів отримане значення  $Q_{втр}$  слід домножити на тривалість процесу у секундах, щоб отримати значення втрат за весь час процесу.

5. Витрата теплоти на прогрівання апарата, кДж (для апаратів періодичної дії):

$$Q_{пр} = m_a c_{ст} (t_k - t_{пов}) + m_{із} c_{із} (t_{із} - t_{пов}), \quad (10)$$

де  $m_a$ ,  $m_{із}$  – маса відповідно апарата та його теплоізоляції, кг;  $c_{ст}$ ,  $c_{із}$  – питома теплоємність відповідно сталі та матеріалу теплоізоляції;  $t_k$  – температура корпусу апарата після прогрівання, яка приймається такою, що дорівнює середньому арифметичному значенню кінцевої температури речовини у апараті та температури конденсації нагрівної пари, °С;  $t_{із}$  – кінцева температура шару теплоізоляції (приймають  $t_{із} = 70^\circ\text{C}$ ).

Під час складання матеріального та теплового балансу, як правило декілька складових є невідомими. Їх визначають, розв'язуючи систему рівнянь матеріального і теплового балансів. Зокрема з теплового балансу визначають витрату теплоти, яку слід підвести для проведення процесу:

Витрата теплоти на підігрівання речовини, кВт (кДж):

$$Q = Gc(t_2 - t_1), \quad (11)$$

або

$$Q = G(h_2 - h_1), \quad (12)$$

де  $G$  – витрата речовини, кг/с (кг);  $c$  – питома теплоємність речовини, кДж/(кг·К);  $t_1$ ,  $t_2$  – температура речовини, відповідно початкова та кінцева, °С,  $h_1$ ,  $h_2$  – питомі ентальпії речовини, відповідно початкова та кінцева, кДж/кг (див. додаток 2).

Витрата теплоти на сушіння, смаження, уварювання речовини:

$$Q = G_1 \left[ c(t_2 - t_1) + \frac{(W_1 - W_2) \cdot r}{(100 - W_1)} \right], \quad (13)$$

або

$$Q = G_1 \left[ c(t_2 - t_1) + \frac{(CP_2 - CP_1) \cdot r}{(100 - CP_2)} \right], \quad (14)$$

де  $G_1$ ,  $t_1$  – відповідно початкові витрата (кг/с) та температура (°С) речовини;  $W_1$ ,  $W_2$  – вологовміст речовини відповідно початковий та кінцевий, %;  $CP_1$ ,  $CP_2$  – вміст сухих речовин відповідно початковий та кінцевий, %;  $t_2$  – температура процесу, °С;  $r$  – питома теплота випаровування води, кДж/кг.

Найчастіше теплоту підводять у вигляді насиченої пари, що конденсується у нагрівній оболонці. Витрата пари на нагрівання, кг/с:

– у поверхневному теплообміннику:

$$D = \frac{Q}{h_{п} - h_{кд}}, \quad (15)$$

– у баку з барботером, у підігрівнику змішування тощо, коли конденсат пари змішується з речовиною, що нагрівається:

$$D = \frac{Q}{h_n - c_b t_2}. \quad (16)$$

Теплові баланси складають для усіх технологічних апаратів та ліній цеху та визначають витрату теплової енергії на ці апарати. Загальна витрата теплової енергії на технологічні потреби цеху:

$$Q_{\text{техн}} = k_{\text{втр}} k_n \sum Q_i \quad (17)$$

де  $k_{\text{втр}} = 1,03 \dots 1,05$  – коефіцієнт, що враховує втрати теплової енергії у цехових теплових мережах;  $k_n = 1,05 \dots 1,1$  – коефіцієнт неврахованих витрат теплової енергії.

### *Запитання для самоперевірки*

1. Що таке матеріальний та тепловий баланси? Для чого та у якому порядку складають тепловий баланс установки, цеху, підприємства?
2. Як визначають величини, що є складовими матеріального і теплового балансів технологічних установок?

## **1.2. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ НА ДОПОМІЖНІ ПОТРЕБИ**

Крім технологічних на підприємстві існують інші споживачі теплової енергії: опалення, вентиляція, гаряче водопостачання (прання, душові) тощо. Подекуди витрати пари на допоміжні споживачі можуть значно перевищувати технологічні витрати. Так для фабрики морозива витрата теплової енергії на опалення та вентиляцію становить близько 65% від загального її споживання.

### **1.2.1. Розрахунок витрати теплової енергії на опалення та вентиляцію приміщень**

Витрата теплоти на опалення і вентиляцію виробничих і допоміжних цехів, а також адміністративно-побутових приміщень підприємства залежить від об'єму опалюваних приміщень, матеріалу та товщини будівельних конструкцій (їх також називають огорожами) – стін, даху, підлоги – температур повітря всередині приміщень і навколишнього повітря, кратності циркуляції повітря у виробничих цехах і рядом інших факторів. Температура навколишнього повітря змінюється протягом опалювального сезону, тому вводять поняття розрахункової температури навколишнього повітря для опалення ( $t_{\text{но}}$ ), що дорівнює середній температурі найхолоднішої п'ятиденки року для даного населеного пункту (див. додаток 3)

Для точного визначення необхідної кількості теплоти на опалення слід виконати калоричний розрахунок опалюваної споруди, тобто скласти її тепловий баланс. Тепловтрати через огорожі будівлі  $Q_{\text{втр}}$ , (кВт), визначають за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = 10^{-3} \sum_{i=1}^n k_i F_i (t_{\text{вн.і}} - t_{\text{н.і}}), \quad (18)$$

де  $k_i$  – коефіцієнт теплопередачі крізь окремі елементи огорож, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_i$  – площі поверхонь елементів огорожувальних конструкцій (стін, стель, віконних і дверних проїомів, підлог), м<sup>2</sup>;  $t_{вн.і}$  – рекомендована температура повітря всередині приміщень, °С;  $t_{н.і}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря, °С. Тепловтрати визначають окремо для кожного елемента (стіни, вікна, дверей тощо), а потім додають.

Крізь огорожі може проходити холодне повітря (щілини, система природної вентиляції, відкривання дверей та вікон тощо). Цей процес зветься *інфільтрацією*. На нагрівання інфільтраційного повітря до температури у приміщенні також витрачається теплота. До того ж, у виробничих приміщеннях працює персонал, працюють електродвигуни та тепловикористовувальне обладнання, проходять теплі трубопроводи. Тому під час визначення витрати теплоти на опалення слід враховувати тепловиділення від них. При цьому розрахункова витрата теплоти на опалення визначається за формулою:

$$Q_{\text{опал}} = \alpha Q_{\text{втр}} - Q_{\text{т.в.}}, \quad (19)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт, що враховує витрату теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, що надходить у приміщення шляхом інфільтрації через нещільності в огорожах ( $\alpha=1,05\dots 1,1$ );  $Q_{\text{т.в.}}$  – тепловиділення в приміщеннях, кВт.

Коефіцієнти теплопередачі  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), основних елементів огорож:

Стіна цегляна з внутрішньою штукатуркою товщиною, м:	k
0,4 (1,5 цеглини)	1,5...1,58
0,53 (2 цеглини)	1,2...1,25
0,66 (2,5 цеглини)	1,0...1,07
0,79 (3 цеглини)	0,85...0,9
Стіна залізобетонна з напівжорсткими мінераловатними плитами товщиною 0,2 м із:	
перлітобетону	0,88...0,94
керамзитобетону	1,1...1,15
ніздрюватого бетону	1,02...1,08
Сендвіч-панелі товщиною 100 мм (сталь+пінополіуретан)	0,35...0,5
Огорожі вертикальні склозалізобетонні	2,25...2,35
Залізобетонні перекриття з гідро- і теплоізоляцією (стелі)	0,72...0,8
Вікна із заскленням:	
одинарним	6,0...6,3
подвійним	2,6...2,7
Склопакети	
однокамерні	1,1...1,3
двокамерні	0,6...0,7
Двері зовнішні:	
одинарні	5,75...5,9
подвійні	2,3...2,35

Тепловиділення від обслуговуючого персоналу слід визначати із розрахунку 0,14...0,15 кВт на одного працівника. Тепловиділення від тепловикористовувального обладнання  $Q_{\text{обл}}$ , кВт, визначають за рівнянням:

$$Q_{\text{обл}} = \sum_{i=1}^{i=n} q_i F_i, \quad (20)$$

де  $q_i$  – питомі допустимі норми тепловтрат тепловіддавальними поверхнями обладнання, кВт/м<sup>2</sup> (для плоских поверхонь з температурою 50°C  $q_i = 0,041$ , а для криволінійних з діаметром понад 1020 мм  $q_i = 52$ );  $F_i$  – площа поверхні тепловтрат, м<sup>2</sup>.

Для трубопроводів тепловиділення  $Q_{\text{тр}}$ , кВт, визначають за формулою:

$$Q_{\text{тр}} = \sum_{i=1}^{i=n} q_{\text{лі}} L_i, \quad (21)$$

де  $q_{\text{лі}}$  – питомі допустимі норми тепловтрат трубопроводами, кВт/(м·К);  $L_i$  – довжина трубопроводів, м.

За наявності в цехах відкритих посудин з гарячою рідиною слід враховувати втрати теплоти  $Q_{\text{в.п}}$ , кВт, з відкритої поверхні рідини:

$$Q_{\text{в.п}} = \sum_{i=1}^{i=n} q_{\text{в.п.і}} F_i, \quad (22)$$

де  $q_{\text{в.п}}$  – питомі втрати теплоти за рахунок випаровування і конвекції з відкритої поверхні рідини, кВт/м<sup>2</sup>. Для рідини з температурою 65°C питомі втрати теплоти з відкритої поверхні становлять близько 4 кВт/м<sup>2</sup>.

Тепловиділення від працюючих електродвигунів становлять від 0,15 кВт (верстати, електрокари) до 1 кВт (вентилятори) на 1 кВт встановленої потужності. Для виробничих приміщень приймають тепловиділення 0,25 кВт/кВт. Під час розрахунку тепловиділень слід враховувати режим експлуатації обладнання і ступінь його завантаження.

Розрахунок тепловтрат приміщень є досить громіздким, тому підбір обладнання систем опалення здійснюють з використанням опалювальних характеристик споруд. Максимальну витрату теплоти для найхолоднішої п'ятиденки року  $Q_{\text{опал}}^{\text{max}}$ , кВт, визначають за формулою:

$$Q_{\text{опал}}^{\text{max}} = \sum_{i=1}^{i=n} q_{\text{опал.і}} V_{\text{спор.і}} (t_{\text{вн.і}} - t_{\text{н.і}}), \quad (23)$$

де  $q_{\text{опал.і}}$  – питомі опалювальні характеристики споруд, кВт/(м<sup>3</sup>·К);  $V_{\text{спор.і}}$  – об'єм опалюваних споруд за зовнішніми розмірами (за винятком об'єму холодильних камер), м<sup>3</sup>.

Питомі опалювальні характеристики споруд  $q_{\text{опал}}$ , кВт/(м<sup>3</sup>·К) при температурі зовнішнього повітря  $t_{\text{н}} = -30^\circ\text{C}$  визначають за формулою:

$$q_{\text{опал}} = a V_{\text{спор}}^{0.164} \cdot 10^{-3}, \quad (24)$$

де  $a$  – коефіцієнт (для цегляних будівель із подвійним заскленням вікон  $a = 1,9$ , для крупноблочних залізобетонних споруд  $a = 2,3...2,6$ ).

У разі відхилення розрахункової температури навколишнього повітря від  $-30^\circ\text{C}$  питомі опалювальні характеристики слід домножити на поправковий коефіцієнт  $K_t$ , значення якого наведені у табл. 1:

Таблиця 1

Розрахункова температура навколишнього повітря, °С	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
Поправковий коефіцієнт $K_t$	2,05	1,68	1,45	1,29	1,17	1,08	1,0	0,95	0,9

Річну витрату теплоти на опалення  $Q_{\text{опал}}^{\text{річн}}$ , кДж, визначають за рівнянням:

$$Q_{\text{опал}}^{\text{річн}} = \sum_{i=1}^{i=n} q_{\text{опал},i} V_{\text{спор},i} (t_{\text{вн},i} - t_{\text{н},i}) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot Z_{\text{опал}} \beta_i K_t, \quad (25)$$

де  $Z_{\text{опал}}$  – тривалість опалювального періоду, діб;  $\beta_i$  – коефіцієнт, що враховує режим опалення з перервами для окремих споруд підприємств (при тризмінній роботі 0,85...0,9; двозмінній – 0,7...0,75; однозмінній – 0,6...0,65).

Витрату теплоти на вентиляцію виробничих і адміністративно-побутових споруд приймають за проектами місцевих систем вентиляції або за типовими проектами споруд, а для діючих установок – за експлуатаційними даними.

Розрахункова витрата теплоти на вентиляцію визначається за формулою:

$$Q'_v = q_v V (t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.в}}), \quad (26)$$

де  $q_v$  – питома витрата теплоти на вентиляцію, тобто витрата теплоти на  $1\text{ м}^3$  споруди, що вентилюється, за зовнішніми замірами і на  $1^\circ\text{C}$  різниці між усередненою (розрахунковою) температурою повітря всередині приміщення  $t_{\text{в.р}}$  і розрахунковою температурою навколишнього повітря для проектування систем вентиляції  $t_{\text{н.в}}$ ;  $V$  – об'єм споруди, що вентилюється, за зовнішнім обміром,  $\text{м}^3$ .

В додатку 4 наведені значення величин  $q_v$  для промислових і службових споруд, на підставі яких можуть бути виконані розрахунки витрати теплоти на вентиляцію за укрупненими показниками при орієнтовних розрахунках.

Розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування вентиляції  $t_{\text{н.в}}$  визначається як середня температура найбільш холодного періоду, що становить 15% тривалості всього опалювального періоду. Значення  $t_{\text{н.в}}$  для деяких міст України наведені в додатку 3.

Коли температура зовнішнього повітря стає нижчою  $t_{\text{н.в}}$ , витрата теплоти на вентиляцію не повинна перевищувати розрахункової витрати. Це досягається скороченням кратності обміну повітря. Мінімальна кратність обміну  $m_{\text{min}}$  для температури зовнішнього повітря  $t_{\text{н.опал}}$  визначається за формулою:

$$m_{\text{min}} = m \frac{t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.в}}}{t_{\text{в.р}} - t_{\text{н.о}}}, \quad (27)$$

де  $m$  – розрахункова кратність обміну повітря,  $1/\text{с}$  чи  $1/\text{год}$ , яка визначається як:

$$m = \frac{q_v V}{c_v V_v}, \quad (28)$$

де  $c_v$  – об'ємна теплоємність повітря, що дорівнює  $1260 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ ;  $V_v$  – об'єм споруди, що вентилюється,  $\text{м}^3$ .

За відсутності переліку громадських споруд і даних щодо їх призначення усереднене значення питомої витрати теплоти на вентиляцію для попередніх (орієнтовних) розрахунків можна прийняти таким, що дорівнює  $0,235 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ .

### 1.2.2. Розрахунок витрати теплової енергії на гаряче водопостачання підприємства

Витрату гарячої води  $V_{\text{ГВ}}$ ,  $\text{м}^3$  визначають на підставі питомих норм її споживання і об'ємів продукції, що випускається, за рівнянням:

$$V_{\text{ГВ}} = \alpha \sum u_i \cdot \Pi_i, \quad (29)$$

де  $u_i$  – питомі витрати гарячої води на вироблення основних видів продукції,  $\text{м}^3/\text{т}$ ;  $\Pi_i$  – продуктивність підприємства за основними видами продукції,  $\text{т}/\text{змін}$ ;  $\alpha = 1,1 \dots 1,2$  – частка ненормованого споживання гарячої води, що зменшується зі зростанням продуктивності підприємства.

Загальне споживання гарячої води  $V_{\text{ЗМ}}^{\text{заг}}$ ,  $\text{м}^3/\text{змін}$ :

$$V_{\text{ЗМ}}^{\text{заг}} = V_{\text{ГВ}} + V_{\text{СТ}}, \quad (30)$$

де  $V_{\text{СТ}}$  – витрата гарячої води, що відпускається стороннім споживачам,  $\text{м}^3/\text{змін}$ .

Максимальна витрата гарячої води  $V_{\text{ГОД}}$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$ , з урахуванням нерівномірності споживання протягом зміни:

$$V_{\text{ГОД}} = \frac{V_{\text{ЗМ}}^{\text{заг}}}{8K_{\text{Н}}}, \quad (31)$$

де  $K_{\text{Н}}$  – коефіцієнт нерівномірності споживання гарячої води, який дорівнює  $0,75 - 0,8$ .

Витрата теплової енергії  $Q_{\text{ГВ}}$  (ГДж/год) на підігрівання води:

$$Q_{\text{ГВ}} = \frac{V_{\text{ГОД}} \cdot \rho (t_{\text{ГВ}} - t_{\text{ХВ}}) \cdot 10^{-6}}{\eta_{\text{В}}}, \quad (31)$$

де  $V_{\text{ГОД}}$  – витрата гарячої води,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;  $\rho$  – теплоємність води,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $\rho$  – густина води,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $t_{\text{ГВ}}$ ,  $t_{\text{ХВ}}$  – температура відповідно гарячої і холодної води,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\eta_{\text{В}}$  – коефіцієнт корисного використання теплоти у водонагрівних установках ( $\eta_{\text{В}} = 0,94 \dots 0,97$ ).

Температуру холодної води, що подається на водонагрівальні установки приймають рівною  $10^{\circ}\text{C}$ . Температура гарячої води для технологічних потреб, як правило, становить  $65 \dots 70^{\circ}\text{C}$  (в окремих випадках – до  $85^{\circ}\text{C}$ ). Для миття обладнання, підлог та інших допоміжних потреб використовують воду з температурою не вище  $50^{\circ}\text{C}$ . Вода, призначена для комунально-побутових потреб, повинна мати температуру не вище  $65^{\circ}\text{C}$ .

При виборі температури гарячої води для різних споживачів керуються як економічними міркуваннями, пов'язаними з вимогами мінімальної витрати теплоти, так і з вимогами технології переробки сировини. Встановлюючи температуру гарячої води, слід пам'ятати, що її завищення на  $1^{\circ}\text{C}$  порівняно з рекомендованою призводить до перевитрати палива на  $1,5 \dots 2\%$ .

Найчастіше на підприємствах для нагрівання води використовують водяну пару. У такому разі її витрата (т/год), становить:

$$D_{гв} = \frac{Q_{гв}}{(h_{п} - h_{к})}, \quad (32)$$

де  $h_{п}$ ,  $h_{к}$  – питомі ентальпії відповідно нагрівної пари та конденсату, кДж/кг.

За формулами (27...31) визначають також витрати теплової енергії та пари на санітарно-гігієнічні потреби (для санітарного оброблення цистерн, обладнання та молокопроводів). Для підприємств молочної промисловості рекомендують у формулі (27) приймати норму витрати води на санітарно-гігієнічні потреби  $u = 0,4 \dots 0,6 \text{ м}^3/\text{т}$ .

### Затитання для самоперевірки

1. Для яких потреб (крім технологічних) використовують теплову енергію на промисловому підприємстві?
2. Як розрахувати витрату теплової енергії на опалення приміщення? Від чого залежить річна витрата теплової енергії на опалення?
3. Чому слід підігрівати повітря для вентиляції? Як розрахувати витрату теплової енергії на вентиляцію?
4. Як розрахувати витрату теплової енергії на гаряче водопостачання підприємства?

## 1.3. ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ПІДПРИЄМСТВ

### 1.3.1. Опалювальні котельні.

Як випливає з назви, опалювальні котельні постачають теплову енергію для опалення, вентиляції, гарячого водопостачання (ці потреби ще називають теплофікаційними). З котельень відпускається гаряча вода з температурою  $120 \dots 150^\circ\text{C}$ . Ця вода проходить крізь теплообмінники (бойлери) систем опалення, вентиляції, ГВП, охолоджується до температури  $55 \dots 70^\circ\text{C}$  і повертається на котельню для нагрівання у водогрійних котлах.

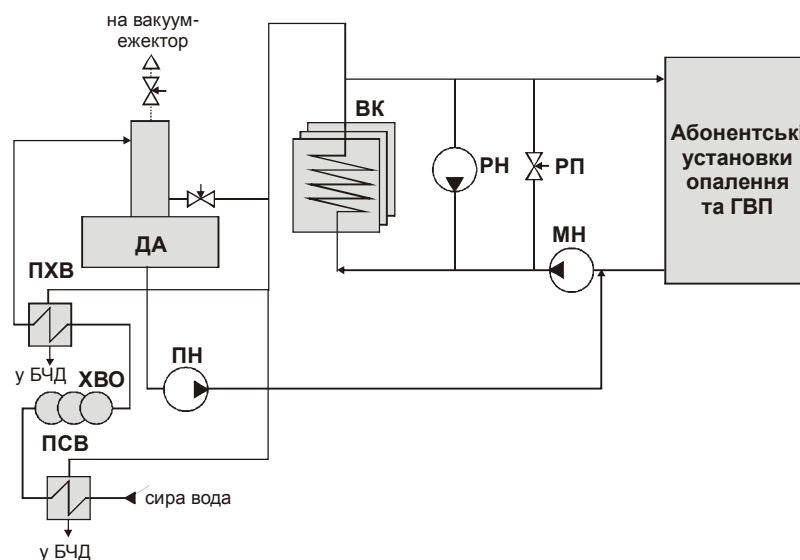


Рис. 2. Принципова схема опалювальної водогрійної котельні

Водогрійний котел ВК – основна складова водогрійної котельної. Найчастіше він працює на природному газі, що подається на пальники і згорає у топці котла. Вода мережевим насосом МН прокачується крізь пучок труб у топці, нагрівається до температури 180...200°C. Далі ця вода змішується з холоднішою зворотною водою, що надходить з мережі через регулятор перепуску РП. Витрата зворотної води, має бути достатньою для охолодження води після котлів до температури, потрібної споживачеві. Цю температуру визначають залежно від температури навколишнього повітря за опалювальним графіком. На вхід водогрійних котлів подають воду з температурою не нижче 70°C (для газових) або 110°C (для мазутних). Нижча температура призведе до конденсації водяної пари з димових газів на зовнішній поверхні пучка труб. Конденсат реагуватиме з продуктами згоряння палива (CO<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>) з утворенням кислот, що руйнуватимуть поверхню нагріву котла. Для підвищення температури води перед котлом до нормативних значень до неї підмішують гарячу воду після котла, яку подають по лінії рециркуляції рециркуляційним насосом РН.

Кількість води у контурі опалення може зменшуватися внаслідок аварій, розбирання гарячої води та ін. Для додавання підготованої води до мереж використовують підживлювальні насоси ПН.

До мережі подають лише підготовану хімічно очищену воду, вільну від солей жорсткості (солі кальцію та магнію, що утворюють відклади на поверхнях) та агресивних газів. Воду готують у системі хімічного водоочищення (ХВО). Вода, підігріта у підігрівнику сирієї води (ПСВ) до температури 25°C очищується від домішок на механічних фільтрах, потім від колоїдних домішок за допомогою коагуляції, і насамкінець подається на іонообмінні катіонітні фільтри. На катіонітних фільтрах відбувається заміщення іонів кальцію та магнію на іони натрію, що не утворюють відкладень (накипу) на внутрішніх поверхнях обладнання та мереж.

Воду, очищену від солей жорсткості підігривають у підігрівнику хімочищеної води ПХВ і подають на деаератор ДА, у якому видаляють з води повітря та інші розчинені гази. У водогрійних котельних використовують вакуумні деаератори, у деаераційній колонці яких вода скипає за рахунок зниження тиску. Розчинність газів при температурі насичення води мінімальна, тому вони десорбуються з води та видаляються вакуум-ежектором. Деаерована вода подається до мережі на лінію всмоктування мережних насосів.

### **1.3.2. Виробничі та виробничо-опалювальні котельні**

Ці котельні (рис. 3) мають забезпечити крім теплофікаційних потреб ще й виробниче навантаження. Як правило, їх встановлюють при промислових підприємствах. Теплоносієм у системах “котельна – виробництво” є водяна пара, що здатна переносити близько 1900 кДж/кг, тоді як гаряча вода – 250...300 кДж/кг. Крім того, для переміщення водяної пари не потрібні насоси – її рух забезпечує різниця тисків.



парогенератора. За потреби живильна вода може додатково підігріватися у *підігрівнику високого тиску* (ПВТ) до температури 130...145°C.

У живильній воді після ХВО залишаються солі натрію, що не переходять у пару. Для виведення цих солей використовують *безперервне продування*. Частина води (1,5...5% від витрати виробленої пари) постійно відводять з барабану котла. Ця вода має високий тиск та температуру, тому її не можна одразу скинути у дренаж. Вона надходить до *розширювача безперервної продувки* (РБП), який сполучений з деаератором, тому тиск у ньому майже дорівнює тиску у деаераторі. Продувна вода за рахунок самовипаровування охолоджується до температури близько 105°C, а потім додатково охолоджується сирією водою у підігрівнику сирієї води ПСВ1. Пара, що утворилася у РБП надходить на деаератор, тобто теплота, відведена від продувної води, корисно використовується для підігрівання сирієї та живильної води.

Тиск пари, виробленої парогенераторами, становить 0,8...3,9 МПа. Для технологічних потреб це забагато, тому використовують *редукційно-охолоджувальну установку* (РОУ). У її дросельному клапані пара розширюється, її тиск зменшується до необхідного споживачу (з урахуванням втрат тиску під час транспортування). Процес дроселювання ізоентальпійний, тому температура пари зменшується незначно, і вона залишається перегрітою (170...200°C). У більшості випадків це недоцільно: висока температура може зашкодити продукту, що нагрівається. Тому після дроселювання пару охолоджують, вприскуючи до неї визначену кількість хімічно очищеної води. Вода частково випаровується, при цьому теплота для випаровування відбирається з перегрітої пари. Наслідками цього є зростання кількості пари та її охолодження до температури на 5...10°C вищої за температуру насичення. Зазвичай на котельних встановлюють декілька РОУ, що видають пару різного тиску для різних споживачів: технологічні, опалення, власних потреб тощо.

Теплофікаційне навантаження забезпечується за допомогою парових підігрівників: *бойлера опалення* (БО) з *охолоджувачем конденсату* (ОК) для підігрівання мережної води системи опалення та *підігрівника води для системи гарячого водопостачання* (ПГВП). Нагріта мережна вода циркулює у мережах за допомогою *мережних насосів* (МН). На абонентських установках споживачів вона нагріває воду, що безпосередньо подається споживачеві. Підживлення теплових мереж (поповнення втрат через витікання тощо) здійснюють водою з деаератора за допомогою *підживлювального насоса* (ПН).

Чисті дренажі та конденсати, що мають тиск вищий за атмосферний та температуру вищу за 100°C, слід охолодити, корисно використавши їхню теплоту. Для цього призначений *розширювач дренажів низького тиску* (РДНТ). Охолодження у ньому здійснюється за рахунок самовипаровування, аналогічно до РБП. Охолоджені чисті дренажі зливають у *бак чистих дренажів* (БЧД), звідки насосом подають на деаератор. Дренажі та конденсати з температурою нижче за 100°C (наприклад з ОВ, ОК та ПГВП) одразу подають до БЧД.

Головною особливістю сучасних котелень (як водогрійних, так і парових) є високий рівень автоматизації. Всі важливі параметри у схемі роботи котельної регулюються автоматично. Встановлені також автоматичні системи захисту (наприклад, припинення подавання природного газу на паливник у разі його згасання або вимкнення котла у разі припинення подавання води).

Компактність сучасних котлів призводить до зменшення тепловтрат крізь їх обмуровку, а обшивання металом зменшує небажані присоси холодного повітря до топки та газоходів. Обидва ці фактори сприяють підвищенню ККД котлів.

Деякі котли мають спеціальні пристрої для утилізації теплоти водяної пари, що міститься у димових газах. Для таких котлів ККД, виміряний за стандартною методикою (без урахування цієї теплоти) може перевищувати 100%.

### 1.3.3. Теплоелектроцентралі (ТЕЦ)

У випадках, коли слід безперервно забезпечувати споживача одночасно тепловою і електроенергією у великих кількостях доцільно встановлювати теплоелектроцентралі, що паралельно виробляють обидва види енергії. На ТЕЦ встановлений *турбогенератор*, до якого подають пару високого тиску. Парова турбіна обертає електрогенератор, виробляючи електроенергію. Тиск пари, що відпрацювала певний потенціал у турбіні, знижується, і вона після охолодження до потрібної температури подається до споживача теплової енергії вже із потрібними йому параметрами. Спільне виробництво теплової та електричної енергії (*когенерація*) дає змогу значно скоротити витрату палива на вироблення електроенергії. ТЕЦ використовують для теплоелектропостачання міст, крупних промислових підприємств. У харчовій промисловості ТЕЦ встановлюють на цукрових та деяких олієекстракційних заводах.

### 1.3.4. Вироблена, відпущена та спожита енергії

Говорячи про тепlopостачання підприємства слід розрізняти вироблену, відпущену та спожиту теплову енергію (рис. 4).

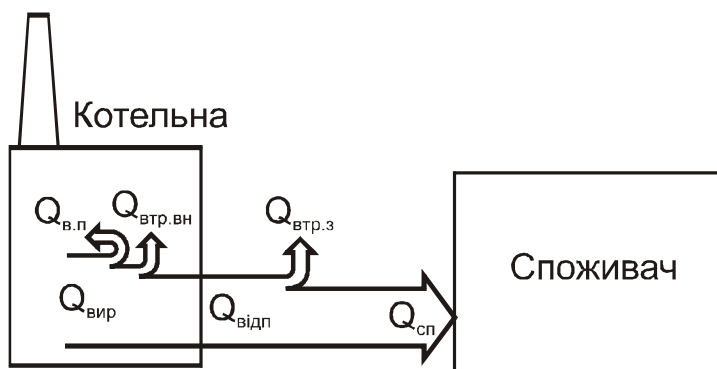


Рис.4. Розподіл теплової енергії у системі “котельня – споживач”

*Спожита теплова енергія* ( $Q_{\text{сп}}$ ) – кількість енергії, що надійшла до споживача і використана ним. Її визначення, описане у лекціях 1 та 2.

Під час транспортування від виробника (котельня) до споживача (підприємство) частина теплової енергії неминуче втрачається у зовнішніх теплових мережах (теплотрасах). На рис. 4 ці втрати позначені  $Q_{\text{втр.з}}$ . Це – втрати за рахунок теплообміну між теплоносієм і холодним навколишнім середовищем, а також технологічно необхідні втрати (прогрівання мереж тощо). Втрати теплоти під час транспортування теплоносіїв  $Q_{\text{втр.т}}$ , ГДж, визначають за формулою:

$$Q_{\text{втр.т}} = \sum q_{\text{т}} l_i \tau \cdot 10^{-9}, \quad (34)$$

де  $q_{\text{т}}$  – питомі втрати теплоти під час транспортування окремих теплоносіїв (пара, гаряча вода), Вт/м;  $l_i$  – довжина теплопроводів, по яких транспортуються теплоносії з центрального теплопункту підприємства, м;  $\tau$  – тривалість розрахункового періоду, с.

Величина питомих втрат теплоти залежить від діаметра трубопровода, параметрів теплоносіїв, виду і товщини теплової ізоляції, а також від її стану і способу прокладання теплових мереж.

Якщо питомі втрати не перевищують нормативні, які визначені правилами технічної експлуатації тепловикористовуваних установок і теплових мереж, то загальні втрати теплоти при радіусі транспортування пари до 2 км не повинні перевищувати 4–5%.

З урахуванням зовнішніх втрат, щоб до споживача дійшла кількість теплової енергії  $Q_{\text{сп}}$ , слід відпустити з котельної більшу кількість теплоти, яку називають *відпущеною тепловою енергією* ( $Q_{\text{відп}}$ ).

$$Q_{\text{відп}} = Q_{\text{сп}} + Q_{\text{втр.з}} \quad (35)$$

Всередині котельної також є теплові мережі (їх називають внутрішніми), і у них також є втрати теплової енергії (на рис.4 вони позначені  $Q_{\text{втр.вн}}$ ). Крім того, певна кількість теплової енергії необхідна для забезпечення роботи котельної (розігрівання і розпилювання мазуту, деаерація живильної води, промивання натрій-катионітових фільтрів). Цю кількість теплової енергії називають витратами на власні потреби ( $Q_{\text{в.п}}$ ). Вона залежить від особливостей теплової схеми котельні і виду палива та розраховується за формулою:

$$Q_{\text{в.п}} = \beta_{\text{в.п}} Q_{\text{сп}}, \quad (36)$$

де  $\beta_{\text{в.п}}$  – коефіцієнт, що залежить від виду палива (при спалюванні твердого палива дорівнює 0,025...0,035, мазуту – 0,06...0,08, природного газу – 0,02...0,025).

Тому котельня має виробити більше енергії ніж відпускає споживачам.  
*Вироблена теплова енергія:*

$$Q_{\text{вир}} = Q_{\text{відп}} + Q_{\text{втр.вн}} + Q_{\text{в.п}} = Q_{\text{сп}} + Q_{\text{втр.з}} + Q_{\text{втр.вн}} + Q_{\text{в.п}} \quad (37)$$

### 1.3.5. Повернення конденсату від споживача

Пара, що надійшла до споживача, віддає свою теплоту у теплотехнологічних установках (підігрівниках, випарних апаратах тощо) і при

цьому конденсується. Конденсат, що утворюється при цьому, доцільно повертати на виробничу котельню з кількох причин:

- 1) конденсат не містить розчинених солей, тому немає потреби його додатково очищувати на іонообмінних фільтрах, як звичайну воду;
- 2) конденсат має температуру на 5...20°C нижчу за температуру насичення пари, тому потребує для випаровування значно менше теплоти ніж холодна хімоочищена вода.
- 3) , зменшується споживання котельною води, що у деяких випадках може коштувати досить дорого

Не завжди є можливість повернути конденсат на котельню. У підігрівниках змішування він змішується з речовиною, що нагрівається, а під час пропарювання обладнання втрачається. Крім того, можливе забруднення конденсату органічними речовинами (жиром, цукром) або солями.

*Умовно чистий конденсат* не містить забруднень у разі нормальної роботи пароконденсатної схеми підприємства. Такий конденсат, наприклад, відводиться з бойлерів опалення чи підігрівників гарячого водопостачання. Також вважають умовно чистим конденсат, що не контактує з продуктом після утворення (наприклад, у поверхневих підігрівниках). Забруднення умовно чистого конденсату можливе у разі аварійних ситуацій чи роботи обладнання у режимах, відмінних від паспортних. Доцільно повертати такий конденсат на котельню, контролюючи його чистоту.

*Умовно забруднений конденсат* може містити домішки навіть за нормального режиму роботи обладнання. До такого типу відноситься конденсат пари, утвореної у випарних установках – навіть у паспортному режимі роботи можливе винесення крапель розчину, що випарюється, через сепаратор та змішування його з конденсатом пари. Такий конденсат може бути і чистим, проте недоцільно повертати його на котельню без попереднього оброблення.

Очищення конденсату здійснюють для видалення з нього домішок та повернення на котельню. Серед способів очищення – фільтрування (для видалення механічних домішок та жирів), відстоювання та коагуляція (для видалення колоїдно-дисперсних домішок), очищення сорбентами (для видалення розчинених солей). Встановлення системи очищення конденсату потребує значних коштів, тому попередньо слід провести аналіз економічної ефективності цього кроку.

Забруднений конденсат, що не повертають на котельню, може бути використаний на підприємстві-споживачі (для миття обладнання та ін.)

Міра повернення конденсату від споживача характеризується *часткою повернення конденсату*:

$$\beta_{з.к} = \frac{G_{з.к}}{D}, \quad (38)$$

де  $G_{з.к}$  – витрата зворотнього конденсату, кг/с;  $D$  – витрата пари, відпущена споживачеві. Залежно від специфіки підприємств ця величина може лежати у межах від 0 (коли конденсат не повертають зовсім) до 1,1...1,25 (якщо додатково повертають на котельню конденсат з багатокорпусних випарних

установок).. Такі споживачі можуть компенсувати втрату конденсату з інших споживачів.

### 1.3.6. Спрощений розрахунок витрати палива на водогрійну котельню

Різні види палива (навіть природний газ із різних родовищ) мають різну теплоту згоряння  $Q_p^u$ . Тому витрату палива на різні котельні розраховують не лише для натурального, але і для умовного палива (для нього прийнято  $Q_p^u = 29300$  кДж/кг).

Для водогрійної котельної витрату палива (кг/с) визначають за формулою:

$$B_{\text{кот}} = \frac{Q_{\text{вир}} - Q_{\text{пал}} - Q_{\text{кф}}}{\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} Q_p^p}, \quad (39)$$

де  $\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}$  – середньозважене значення ККД бруто котлоагрегатів (для газових парогенераторів  $\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 0,88 \dots 0,92$ );  $Q_{\text{пал}}$  – фізична теплота палива, що надходить до топок котлів, кВт;  $Q_{\text{кф}}$  – фізична теплота повітря, підігрітого у калориферах, що надходить до топок котлів, кВт;  $Q_p^p$  – розрахункова теплота згоряння палива, кДж/кг;

$$Q_p^p = Q_n^p + q_{\text{пал}} + q_{\text{кф}}, \quad (40)$$

де  $Q_n^p$  – нижча робоча теплота згоряння палива, кДж/кг;  $q_{\text{пал}}$ ,  $q_{\text{кф}}$  – значення фізичної теплоти відповідно палива та повітря, віднесені до одиниці палива, кДж/кг. Для котельних, що працюють на природному газі  $Q_{\text{пал}}$ ,  $Q_{\text{кф}}$ ,  $q_{\text{пал}}$ ,  $q_{\text{кф}}$  не враховують. Для умовного палива  $Q_p^p = 29300$  кДж/кг, для природного газу  $Q_p^p = 34000$  кДж/кг.

Питомі витрати натурального або умовного палива на вироблену та відпущену теплоту котельні, кг/Гкал:

$$b^{\text{вир}} = \frac{B_{\text{кот}}}{Q_{\text{вир}}} 4,19 \cdot 10^6 \quad (41)$$

$$b^{\text{відп}} = \frac{B_{\text{кот}}}{Q_{\text{відп}}} 4,19 \cdot 10^6 \quad (42)$$

### 1.3.7. Спрощений розрахунок витрати палива на виробничу котельню

Розрахунок витрати палива для парової виробничої котельні полягає у послідовному визначенні таких величин:

1. Теплота, що її отримує споживач, кВт,

$$Q_{\text{сп}} = Q_{\text{тф}} + Q_{\text{техн}}, \quad (43)$$

де  $Q_{\text{техн}}$ ,  $Q_{\text{тф}}$  – витрати теплової енергії відповідно на технологічні потреби та на потреби теплофікації, кВт.

2. Теплота, що відпускається з котельні, кВт,

$$Q_{\text{відп}} = Q_{\text{сп}} + Q_{\text{втр}}^3, \quad (44)$$

де  $Q_{\text{втр}}^3$  – втрати теплоти у зовнішніх теплових мережах

$$Q_{\text{втр}}^3 = (0,02...0,05)Q_{\text{сп}} \quad (45)$$

3. Теплота, що виробляється у котельні, кВт,

$$Q_{\text{вир}} = Q_{\text{відп}} + Q_{\text{вл.п}} + Q_{\text{втр}}^B \quad (46)$$

де  $Q_{\text{вл.п}}$  – витрата теплової енергії, зумовлена витратою пари на власні потреби, кВт;  $Q_{\text{втр}}^B$  – втрати теплоти всередині котельні, кВт. Рекомендується взяти

$$Q_{\text{вл.п}} = (0,04...0,06)Q_{\text{сп}}, \quad Q_{\text{втр}}^B = 0,015Q_{\text{сп}}.$$

4. ККД котельні на вироблену та відпущену теплоту:

$$\eta_{\text{п.к}}^{\text{вир}} = \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} \eta_{\text{т.п}} \quad (47)$$

$$\eta_{\text{п.к}}^{\text{відп}} = \frac{\eta_{\text{п.к}}^{\text{вир}}}{\psi_{\text{вл.п}}} \quad (48)$$

де  $\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}$  – середньозважений ККД котельних агрегатів брутто;  $\eta_{\text{т.п}}$  – ККД теплового потоку;  $\psi_{\text{вл.п}}$  – коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в системі власних потреб котельні, втрати під час відпускання теплоти, нагрівання мазуту та повітря. Рекомендується брати  $\psi_{\text{вл.п}} = 1,04...1,075$ ;  $\eta_{\text{т.п}} = 0,98$ .

5. Витрата палива на котельню, кг/с:

$$B_{\text{п.к}} = \frac{Q_{\text{вир}}}{Q_{\text{р}} \eta_{\text{п.к}}^{\text{вир}}} \quad (49)$$

6. Питомі витрати умовного палива на вироблену та відпущену теплову енергію, кг/Гкал:

$$b_{\text{т}}^{\text{вир}} = \frac{143}{\eta_{\text{п.к}}^{\text{вир}}}; \quad b_{\text{т}}^{\text{відп}} = \frac{143}{\eta_{\text{п.к}}^{\text{відп}}}. \quad (50)$$

7. Витрата пари на технологічні потреби споживача, т/год:

$$D_{\text{техн}} = \frac{Q_{\text{техн}}}{i_{\text{сп}} - \beta_{\text{з.к}} c_{\text{в}} t_{\text{з.к}}} \cdot 3600 \cdot 10^{-3} \quad (51)$$

де  $Q_{\text{техн}}$  – теплове навантаження технологічних потреб споживача, кВт (див. лекцію 1);  $i_{\text{сп}}$  – питома ентальпія пари, що відпускається споживачу, кДж/кг;  $\beta_{\text{з.к}}$  – частка повернення конденсату від споживача (за відсутності даних  $\beta_{\text{з.к}} = 1$ );  $t_{\text{з.к}}$  – температура конденсату, що повертається, °С.

8. Необхідна витрата пари з котлів на РОУ:

$$D_{\text{РОУ}}^0 = \frac{D_{\text{техн}}}{1 + \phi z}, \quad (52)$$

де  $\phi = 0,65...0,7$  – коефіцієнт зливання частини охолодної води у дренаж;  $z$  – питома витрата охолодної води, кг/кг перегрітої пари:

$$z = \frac{i_0 - i_{\text{сп}}}{i_{\text{сп}} - c_{\text{в}} t_{\text{ох}} - \phi(i_{\text{сп}} - i'_{\text{РОУ}})}, \quad (53)$$

де  $t_{\text{ох}}$  – температура охолодної води, °С;  $i'_{\text{РОУ}}$  – ентальпія дренажу з РОУ, кДж/кг.

9. Витрата пари на бойлерну установку, т/год:

$$D_{\text{тф}} = \frac{Q_{\text{тф}}}{i_{\text{п}} - c_{\text{в}} t_{\text{конд}}} \cdot 3600 \cdot 10^{-3} \quad (54)$$

де  $Q_{\text{тф}}$  – теплофікаційне навантаження споживача, кВт;  $i_{\text{п}}$  – ентальпія нагрівної пари бойлерної установки, кДж/кг;  $t_{\text{конд}}$  – температура конденсату, °С. За наявності охолоджувача конденсату  $t_{\text{конд}} = 80$  °С, інакше взяти температуру конденсату на 3...4 °С нижчою за температуру конденсації нагрівної пари.

10. Сумарна витрата пари з котлів, т/год:

$$D_{\text{пг}} = \psi_{\text{вп}} (D_{\text{роу}}^{\circ} + D_{\text{тф}}) \quad (55)$$

11. За сумарною витратою пари та номінальною паропродуктивністю котлів  $D_{\text{ном}}$  визначають кількість працюючих котлів (округлення слід проводити до більшого значення).

$$n = D_{\text{пг}} / D_{\text{ном}} \quad (56)$$

12. ККД парової котельної за виробленою теплотою:

$$\eta_{\text{п.к}}^{\text{вир}} = \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} \eta_{\text{т.п}} \quad (57)$$

13. Витрати умовного палива та природного газу на котельню, кг/с:

$$V_{\text{п.к}} = \frac{Q_{\text{вир}}}{Q_{\text{р}}^{\text{р}} \eta_{\text{п.к}}^{\text{вир}}}, \quad (58)$$

де  $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$  – розрахункова робоча теплота згоряння палива, кДж/кг.

### 1.3.8. Теплотехнологічні схеми виробництв.

Для аналізу теплового господарства комплексу «котельня-підприємство» використовують теплотехнологічні схеми, що є його наочним відображенням. Як правило, схеми складають окремо для котельної та для підприємства-споживача. Можливе складання теплотехнологічної схеми для апарату, установки чи групи апаратів. На теплотехнологічних схемах за допомогою умовних позначень показують:

для підприємства – потоки технологічних продуктів із зазначенням температур та інших потрібних для розрахунку параметрів, теплоспоживне обладнання (підігрівники, випарні апарати, тощо), збірники пари, гарячої води, конденсату;

для котельної – теплогенерувальне (парогенератори, водогрійні котли), та допоміжне (РОУ, РБП, РДНТ, ДА та ін.) обладнання.

На теплотехнологічних схемах з використанням стандартних позначень показують всі трубопроводи продукту, пари різних тисків, конденсату, дренажів, води із зазначенням їх діаметрів, запірної та контрольно-запобіжної арматури та вимірювальних пристроїв.

На підставі теплотехнологічних схем здійснюють монтаж обладнання, складання теплових балансів, аналіз ефективності роботи теплотехнологічного комплексу «котельня-підприємство» і його складових.

### 1.3.9. Енергозбереження

Дефіцит в Україні власних паливно-енергетичних ресурсів, зростання цін на енергоносії та енергомістка структура промисловості підвищує собівартість продукції вітчизняних підприємств і робить її неконкурентоспроможною на внутрішньому і світовому ринках. В структурі собівартості продукції частина паливно-енергетичних ресурсів досягла 15-25% (при 2-3% в 1992 році), що пов'язано з переходом на світові ціни на паливо і енергоносії, а також зі старінням основних фондів підприємств. Одним з найреальніших шляхів вирішення цієї проблеми для України є енергозбереження.

Економія теплової енергії (теплогбереження) – політика, спрямована на скорочення витрати теплової енергії у виробництві та інших сферах діяльності завдяки раціоналізації систем теплопостачання та теплоспоживання.

Скорочення споживання теплоенергії призводить до скорочення її виробництва. Це в свою чергу зменшить шкоду, що наноситься довкіллю, за рахунок:

- 1) зменшення викидів теплової енергії завдяки скороченню тепловтрат;
- 2) зменшення обсягів продуктів згоряння, що викидаються у довкілля під час вироблення теплової енергії на котельних і ТЕЦ;
- 3) зменшення обсягів видобування вичерпних паливних ресурсів (вугілля, нафти, природного газу) та їх викидів у довкілля під час видобування транспортування та переробки.
- 4) зменшення витрат енергії на видобування, транспортування, переробку енергоносіїв принесе додаткову їх економію.

Це – екологічний аспект теплогбереження.

Теплогбереження дає змогу скоротити витрату коштів на закупівлю палива або теплової енергії (якщо власна котельна відсутня). За рахунок цього скорочується собівартість продукції, отримується додатковий прибуток, підвищується конкурентноздатність на ринку. Це – економічний аспект теплогбереження.

Крім можливості зниження цін на продукцію зниження споживання енергії дає змогу скоротити імпорт енергоносіїв, при цьому в державі вивільняються кошти для виконання різноманітних програм – як спрямованих на вдосконалення енерговикористання (фінансова допомога при закупівлі енергоефективного обладнання тощо), так і соціальних. Це – соціальний аспект теплогбереження.

Скоротити витрати теплової енергії на підприємствах можна за рахунок різних енергозбережних заходів, серед яких:

- 1) скорочення втрат теплової енергії за рахунок раціональної організації виробництва;
- 2) використання теплоти вторинних енергоресурсів (продуктів, теплих стічних вод, теплого повітря тощо);
- 3) встановлення сучасного енергоефективного обладнання;
- 4) розроблення енергоефективних технологій вироблення продукції.

Для отримання найкращого результату слід розробляти поетапну програму впровадження таких заходів так щоб економічний ефект від дешевих

заходів давав змогу накопичувати кошти для дорожчих, проте значно ефективніших заходів.

**Енергетичний аудит.** Для початку роботи з енергозбереження необхідно виконати перший крок – отримати інформацію про стан тепловикористання на підприємстві та наявні проблеми. Світовий досвід показує, що для цього слід провести теплоенергетичний аудит підприємства.

Теплоенергетичний аудит – це система технічного обстеження системи споживання теплової енергії та паливно-енергетичних ресурсів з метою виявлення можливостей їх економії. Його поділяють на такі етапи:

#### *1 етап*

1.1. Вивчення теплотехнологічної схеми підприємства та схеми технологічного процесу вироблення продукції

1.2. Аналіз споживання теплової енергії та палива підприємством за минулі періоди (рік, місяць, тиждень, добу)

#### *2 етап*

2.1. Збирання даних про основне теплоспоживне обладнання

2.2. Складання та аналіз теплового та пароконденсатного балансів підприємства.

2.3. Аналіз основних причин нераціональних теплових втрат, оцінювання ефективності тепловикористання кожною установкою чи технологічним процесом.

#### *3 етап*

3.1. Розроблення конкретних енергозбережних заходів. Вибір необхідного обладнання та складання схем його прив'язки.

3.2. Оцінювання вартості модернізації. Техніко-економічне обґрунтування проекту енергозбереження.

#### *4 етап*

Консультавання при впровадженні енергозбережних заходів, закупівлі енергоефективного обладнання.

**Нормування паливно-енергетичних ресурсів.** У СРСР за умов планової економіки поширилося нормування паливно-енергетичних ресурсів. Ця система залишилася і в Україні. Складені і постійно вдосконалюються методики нормування палива, теплової та електричної енергії для різних галузей народного господарства. Проте в умовах командної економіки первинна суть нормування була викривлена. Державні відомства забули, що норми повинні служити інструментом для визначення потреби у ресурсах, а не навпаки. До підприємств доводилися вимоги постійного скорочення норм (інколи до абсурдно малих величин).

На підприємствах молочної промисловості використовують норми, зазначені у табл.2.

Норми розробляють та затверджують на підставі відповідних інструкцій або методичних рекомендацій [8–12]. Персонал підприємства може розробляти норми самостійно, або залучати до цієї роботи підрядні організації. Норми паливно-енергетичних ресурсів розробляють за таким планом:

Таблиця 2

№	Назва	Од. вимірювання	Примітка
1	Норма витрати теплової енергії на одиницю продукції	Мкал / т	
2	Норма витрати умовного палива на вироблення теплової енергії	кг.ум.палива / Гкал	для підприємств, що мають власні котельні
3	Норма витрати штучного холоду на одиницю продукції	Мкал / т	
4	Норма витрати електроенергії на вироблення продукції	кВт·год/ т	
5	Норма витрати електроенергії на вироблення штучного холоду	кВт·год/Мкал	входить до норми 4

1. Формування повного переліку вихідних даних (як теплотехнічних, так і технологічних), що впливають на ефективність енергоспоживання:

- якісні та кількісні показники потоків технологічних продуктів виробництва;

- якісні та кількісні показники потоків теплоносіїв в системі підприємства;

- опис та характеристики теплотехнологічного обладнання та технічних рішень по споживанню палива та енергії на підприємстві.

2. Виділення блоків теплоспоживчого обладнання та формування для підприємства замкненої системи рівнянь матеріальних та теплових балансів.

3. Розрахунок виходу продукції, витрат енергоносіїв та теплової енергії (з розподілом за стадіями виробництва) для різних режимів роботи підприємства (завантаженості, температури навколишнього повітря, якості сировини тощо).

4. Розрахунок норм витрат теплової енергії для різних режимів.

Розроблені норми мають бути доведені до персоналу підприємства, має бути наголошено на необхідності їх дотримання і недопущенні перевитрат.

Перевитрати енергії понад норми слід розділяти на об'єктивні та суб'єктивні. Перші викликані зношеністю обладнання, неритмічністю роботи заводу (зупинки та робота на зниженій потужності через нестачу сировини). Суб'єктивні перевитрати викликані відхиленнями у технологічному процесі, недбалою експлуатацією обладнання, втратами пари та конденсату тощо. Санкції, що накладаються на підприємство і окремих його працівників за об'єктивні перевитрати можуть бути дещо м'якшими, ніж за суб'єктивні, проте мають стимулювати власників та керівництво до встановлення ефективнішого обладнання і забезпечення стабільного режиму роботи підприємства.

### *Запитання для самоперевірки*

1. Опишіть принципову схему водогрійної котельні. Які потреби підприємств забезпечують опалювальні котельні?

2. Яка різниця між виробничими та опалювальними котельними? Чому на виробничих котельнях встановлені здебільшого парогенератори?

3. Опишіть принципову схему виробничо-опалювальної котельні та функції основних її елементів (ХВО, деаератор, парогенератор, РОУ та ін.).

4. Що таке вироблена, відпущена та спожита енергія? Чому вони відрізняються за величиною?

5. Чому важливо повертати конденсат від споживачів на котельню?

6. Опишіть порядок визначення витрати палива на виробничу та опалювальну котельні.

7. Для чого необхідне енергозбереження? Що таке енергетичний аудит та нормування паливно-енергетичних ресурсів?

## **2. ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ПІДПРИЄМСТВА**

### **2.1. ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ**

Холодопостачання підприємств харчової промисловості здійснюють за допомогою холодильних установок. Холодильна установка – це комплекс, що містить генератор холоду, систему охолодження та допоміжні пристрої, призначений для отримання та використання штучного холоду. Генератором холоду є холодильні машини. У харчовій промисловості найчастіше використовують парокомпресійні холодильні машини. Система охолодження – частина холодильної установки, що починається після регулювального вентиля, та закінчується перед всмоктувальним патрубком холодильного компресора.

Задача системи охолодження – забезпечити надійне постачання споживачів холодоносіями з потрібними параметрами. До неї ставлять такі вимоги:

- функціональність (система повинна розподіляти холодоносій по всіх споживачах пропорційно до їх теплового навантаження);
- максимальна ефективність приладів охолодження за їх мінімальної металомісткості;
- безпечність;
- зручність експлуатації.

#### **2.1.1. Централізоване та децентралізоване холодопостачання**

Як правило, на підприємстві є декілька споживачів штучного холоду (наприклад, фризери, ескімоджератори, камери зберігання морозива). Існує два способи холодопостачання таких споживачів.

*Централізоване холодопостачання* передбачає наявність на підприємстві спільного холодильно-компресорного цеху (ХКЦ) для всіх споживачів. Холодоносій або рідкий холодоагент з нього подається трубопроводами до всіх споживачів. Отоплений холодоносій чи пара холодоагента повертається до ХКЦ.

Перевагами такої системи є менша кількість холодильних машин, зручність їх експлуатації та контролю адже всі машини зібрані у ХКЦ. З іншого боку, зростає кількість трубопроводів холодоагенту (холодоносія), що небажано з таких причин:

- зростають витрати електроенергії на перекачування холодоагента (холодоносія) на великі відстані у розгалужених системах;
- зростають теплонадходження до трубопроводів, збільшуються потрібна холодопродуктивність та витрата енергії на холодильну машину;
- зростає кількість холодоагента (проміжного холодоносія) в системі;
- ускладнюється контроль стану великої кількості трубопроводів, зростає ймовірність їх пошкодження та витікання холодоагента (холодоносія).

При *децентралізованому холодопостачанні* кожен споживач холоду (або група споживачів) обслуговується індивідуальною холодильною установкою, розташованою поблизу нього. Така система дозволяє значно скоротити втрати тиску та теплонадходження у трубопроводах, проте зростає кількість холодильних машин (зазвичай фреонових), задіяних у схемі, зменшується їх одинична потужність та термодинамічна ефективність. Також ускладнюється обслуговування великої кількості розосередженого холодильного обладнання.

### **2.1.2. Системи охолодження.**

За способом подавання робочої речовини розрізняють насосні та безнасосні системи безпосереднього охолодження (рис. 5).

До *безнасосної системи безпосереднього охолодження* рідкий холодоагент надходить одразу ж після регулювального вентиля за рахунок різниці тисків у конденсаторі та випарнику (рис. 5, а, б), або за рахунок тиску стовпа рідкого холодоагента (рис. 5, в).

У безнасосній системі з *віддільником рідини зі змійовиком* (рис. 5,б) холодоагент з лінійного ресивера подається до змійовика спеціальної посудини – віддільника рідини, де охолоджується перед дроселюванням. Таке охолодження дає змогу не отримати пару після дроселювання у регулювальному ventilі. Після регулювального вентиля холодоагент надходить до охолодних пристроїв, де скипає за рахунок теплоти, відведеної від об'єкта охолодження. Утворена парорідинна суміш повертається на віддільник рідини, при цьому вона заходить під рівень рідини, щоб забезпечити якісне розділення рідини і пари. Пара, проходячи крізь шар рідини очищується від крапель і виходить на компресор. Рідина залишається у віддільнику рідини і поступово випаровується за рахунок теплоти, отриманої від рідкого холодоагента у змійовику.

Істотною перевагою безнасосної системи є її простота. Проте у неї є ряд недоліків, що обмежує використання такої системи на крупних холодильниках:

- складність регулювання рівномірного подавання холодоагенту до споживачів, особливо у розгалужених системах;
- можливість порушення циркуляції холодоагенту, що рухається у приладах охолодження у вигляді парорідинної суміші.

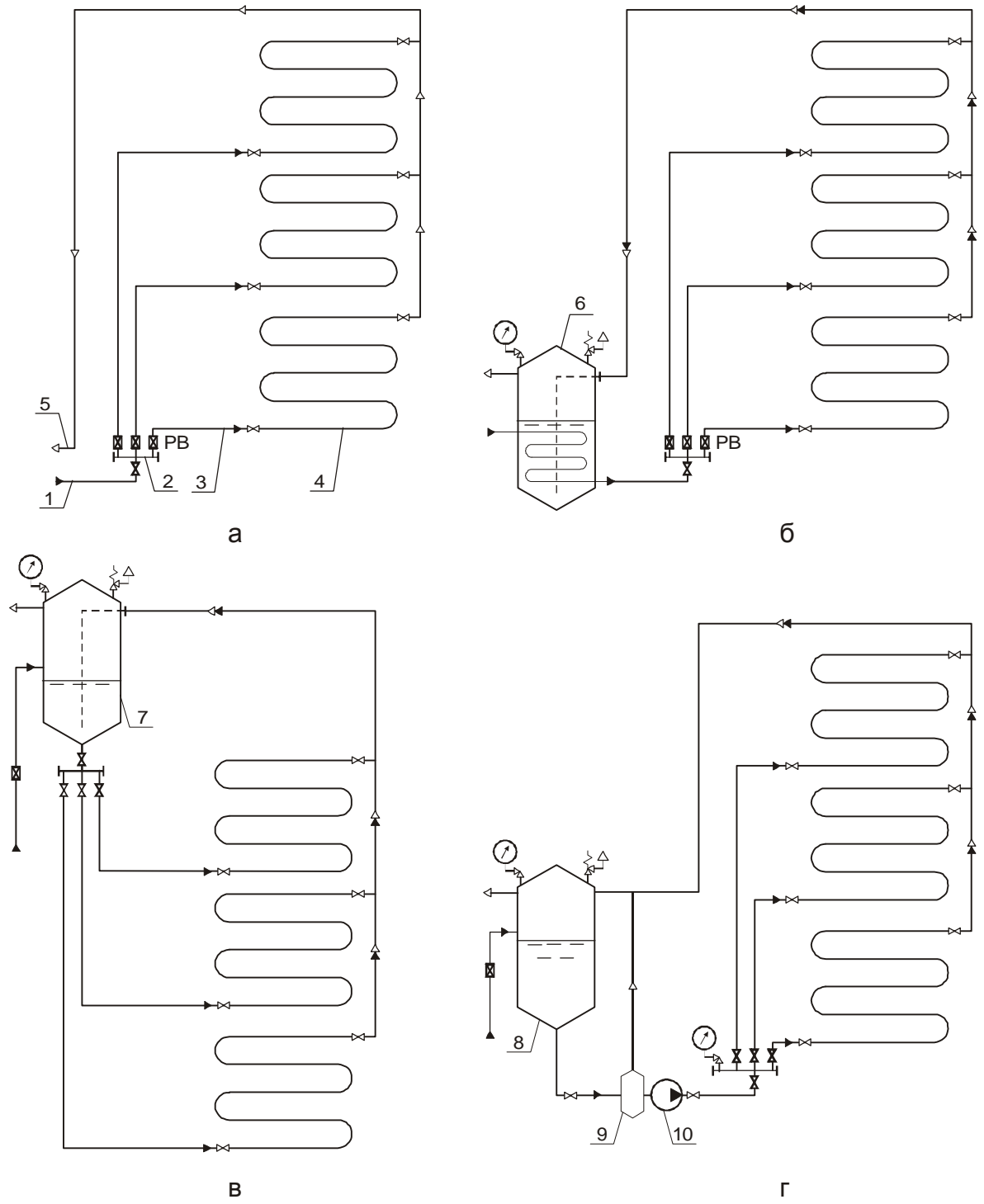


Рис. 5. Системи безпосереднього охолодження: а – безнасосна; б – те саме, з віддільником рідини зі змійовиком; в – безнасосна зі стовпом рідини; 4 – насосна (1 – рідинний трубопровід від лінійного ресивера; 2 – рідинний колектор; 3 – рідинний трубопровід до охолодних пристроїв; 4 – охолодні пристрої; 5 – паропровід на компресор; 6 – віддільник рідини зі змійовиком; 7 – те саме, без змійовика; 8 – циркуляційний ресивер; 9 – віддільник пари; 10 – циркуляційний насос)

Зменшити вплив цих недоліків можна, використавши схему з використанням стовпа рідини (рис. 5, в). У ній віддільник рідини не має змійовика і розташований вище ніж охолодні пристрої. До нього надходить

холодоагент після дроселювання у вигляді парорідинної суміші, що розділяється на пару (всмоктується компресором) та рідину (йде на охолодні пристрої). Пара з краплями рідини після охолодних пристроїв повертається до віддільника рідини (під рівень рідини). Циркуляція холодоагенту у контурі “охолодні пристрої – віддільник рідини” відбувається стабільніше за рахунок тиску стовпа рідини та різниці густин рідини (у трубопроводі від віддільника рідини до охолодних пристроїв) та парорідинної суміші (у охолодних пристроях та трубопроводі до віддільника рідини).

Проте така система також не забезпечує стабільної роботи у разі різких коливань теплового навантаження (наприклад надходження до камери великої кількості теплих продуктів).

Стабільнішою у роботі є *насосна система безпосереднього охолодження*. У ній циркуляція здійснюється за допомогою циркуляційного насоса рідкого холодоагенту (рис. 5, г). Він створює напір, за рахунок якого холодоагент рівномірно подається у будь-яку точку системи. На крупних холодильниках найчастіше використовують саме насосну схему. Для уникнення кавітації насос встановлюють на 1,5...1,8 м нижче рівня рідини у ресивері, а для запобігання потрапляння пари до насоса перед ним встановлюють віддільник пари.

Безпосереднє охолодження використовують насамперед для низькотемпературних установок (камери загартовування морозива тощо). Тут кипіння холодоагенту відбувається безпосередньо у камерному обладнанні, тобто воно відіграє роль випарника.

Системи безпосереднього охолодження мають ряд недоліків:

- велика витрата холодоагенту на заповнення системи, особливо у разі розгалужених систем з великою кількістю теплообмінних оболонок;

- велика металоємність;

- погіршення тепловіддачі батарей через забруднення їх мастилом зсередини.

- якщо в холодильній установці використовують аміак, то велика маса отруйного аміаку на підприємстві, розташованому в населеному пункті створює додаткову небезпеку для населення.

У системах охолодження можливе використання додаткового проміжного холодоносія. У трубопроводах *системи охолодження з проміжним холодоносієм* (рис. 6) циркулює рідкий проміжний холодоносій: вода (для додатних температур), розчин солі чи пропіленгліколю. Він охолоджується у випарнику холодильної установки та нагрівається, відводячи теплоту, у охолодних пристроях.

Залежно від того, чи контактує поверхня рідини з повітрям у випарнику чи охолодних пристроях системи з проміжним холодоносієм розрізняють відкриті (рис. 6, а) та закриті (рис 6, б) системи.

У відкритій системі холодоносій збирається у відкритому баку, що водночас відіграє роль акумулятора холоду, і насосом подається на охолодні пристрої, де нагрівається і зливається назад у бак. Контакт повітря з холодоносієм може відбуватися і у “мокрих” повітроохолодниках, де холодний холодоносій розпилюється форсунками і охолоджує повітря.

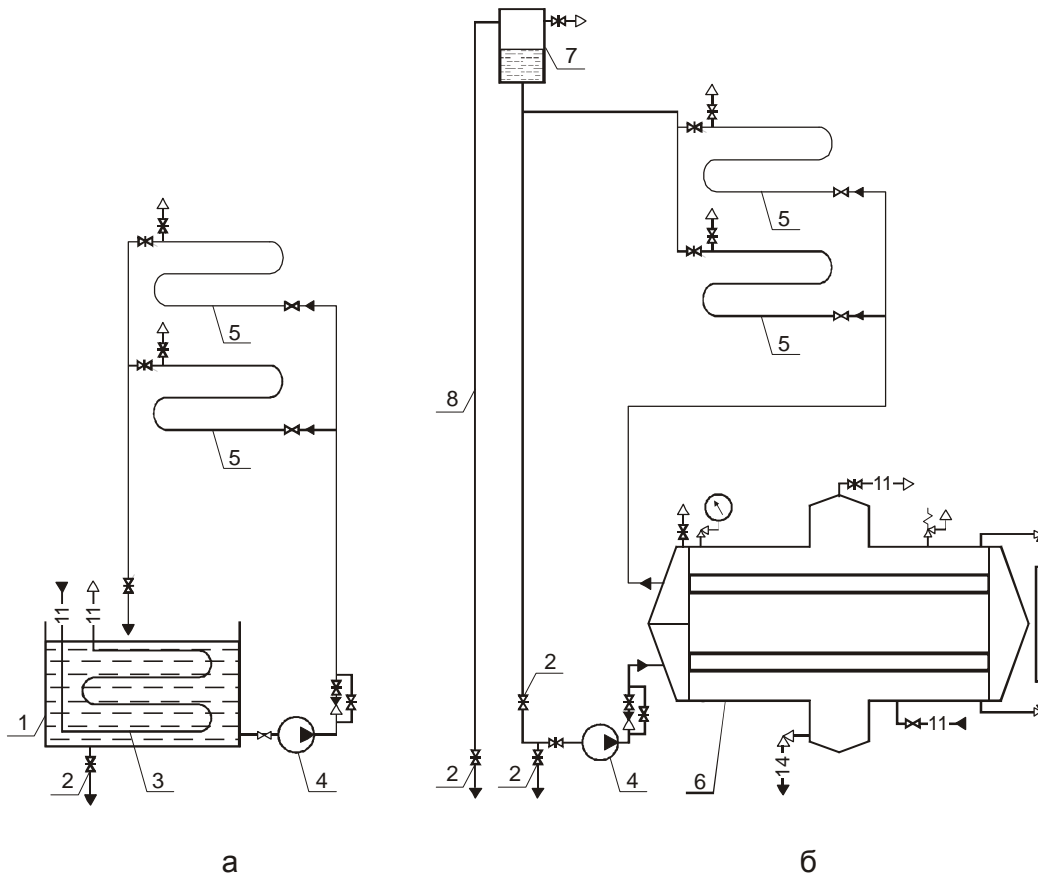


Рис.6. Системи з проміжним холодоносієм: а – відкрита, б – закрита (1 – бак проміжного холодоносія; 2 – запірні засувки; 3 – змійовик випарника відкритого типу; 4 – насос проміжного холодоносія; 5 – охолодні пристрої; 6 – випарник закритого типу; 7 – розширювальний бачок; 8 – переливна труба).

У закритій системі використовують кожухотрубні або пластинчасті теплообмінники-випарники, через які холодоносій прокачують насосом. Така система має ряд переваг: потрібний менший напір насоса, менша корозія системи, не змінюється концентрація розчину-холодоносія, рівномірніше розподіляється холодоносій у розгалужених системах. Оскільки температура холодоносія у закритій системі змінюватиметься (наприклад під час зупинки чи відтаювання) у ній передбачений розширювальний бачок. Він встановлений у верхній точці системи для створення напору в усіх трубопроводах.

Наявність проміжного холодоносія ускладнює схему холодильної установки, потребує додаткової витрати електроенергії на роботу насосів холодоносія і призводить до необхідності зниження температури кипіння холодоагенту приблизно на  $5^{\circ}\text{C}$ , тому що слід забезпечити два температурні напори у теплообмінниках «киплячий холодоагент – холодоносій» та «холодоносій – повітря/продукт» замість одного «киплячий холодоагент – повітря/продукт». Як буде показано далі, це призведе до перевитрат електроенергії. Але використання холодоносія дозволяє значно скоротити вміст у холодильній установці аміаку, що є отруйним та вибухонебезпечним. Такі системи використовують у випадках значної віддаленості споживачів холоду

від холодильної машини, великої місткості системи (дешевше заповнити її охолодженою водою ніж аміаком) та з міркувань безпеки.

Важливо також обрати раціональний спосіб охолодження камер холодильника. Залежно від призначення камер, заданих температурно-вологісних режимів та термінів зберігання, способів упаковки проектується батарейна, повітряна чи змішана система охолодження камер.

*Батарейне охолодження.* Забезпечується завдяки встановленим на стінах та стелі батареям зі сталевих оребрених труб  $\varnothing 38 \times 2,5$  мм або  $\varnothing 38 \times 3$  мм залежно від корозійної активності холодоносія, що тече у трубах (аміак, льодяна вода чи розсіл). Батарейне охолодження забезпечує низьку швидкість повітря в камерах, що знижує усушку. Тому ця система рекомендується для камер зберігання неупакованих заморожених продуктів. Основними недоліками є малий коефіцієнт теплопередачі та значна металоємність батарей.

*Повітряне охолодження.* Передбачає встановлення у камерах повітроохолодників. Цей спосіб рекомендується для камер інтенсивної холодильної обробки продуктів: заморожування, загартовування морозива, камерах зберігання упакованих заморожених та охолоджених продуктів. Його перевагами є: рівномірність температур у камері, більша інтенсивність теплообміну (це дозволяє значно зменшити час холодильної обробки), мала металоємність, можливість повної автоматизації процесу відтаювання, прискорення та здешевлення монтажних та ремонтних робіт. Суттєвими недоліками є необхідність у витраті електроенергії на двигуни вентиляторів повітроохолодників, а також дещо більша усушка неупакованих продуктів, спричинена інтенсифікацією вологообміну на їх поверхні через більшу швидкість руху повітря. На повітроохолодниках встановлюють автоматичну систему відтаювання, найбільш ефективні та економічні вентилятори, створюють (за потреби) ефективну систему розподілу повітря у камері. Потрібно розрахувати оптимальну кратність циркуляції повітря (кількість повітря, що має циркулювати у камері). Для камер холодильної обробки кратність циркуляції повинна забезпечувати швидкість повітря поблизу поверхні продукту 1,0...2,0 м/с, а для камер зберігання – не більше 0,1...0,2 м/с. Як правило, у камері встановлюють кілька повітроохолодників для можливості ширшого регулювання холодопродуктивності та кратності циркуляції. Велике значення має дальність биття повітряного струменя. Далекобійні повітроохолодники забезпечують рівномірні температури у об'ємі великих камер.

У системах повітряного охолодження застосовують каналну або безканалну системи розподілу повітря. У каналній системі повітря розподіляється по камері за допомогою системи каналів. Безканална система розподілу повітря вимагає менших витрат електроенергії, тому використовується частіше. Вона рекомендується для камер, обладнаних підвісними повітроохолодниками, що обслуговують окремі зони, а також для камер, обладнаних центральними постаментними повітроохолодниками, що забезпечують достатню далекобійність повітряного струменя за наявності достатнього простору над вантажем для розвитку та поширення струменя.

### 2.1.3. Машинні та апаратні відділення холодильних установок

Машинним відділенням зветься приміщення, де встановлені холодильні компресори. У апаратному відділенні встановлені допоміжні апарати – випарники, ресивери та ін. Апаратне відділення холодильної установки розташовують у одному приміщенні з машинним, або у суміжному.

Приміщення машинних відділень аміачних холодильних установок відносять за пожеже- та вибухонебезпечністю до класу Б, тому вони повинні мати капітальні огорожі (негорючі стіни та покриття). Їх заборонено розташовувати у підвальних та цокольних поверхах будівель. Над машинними та апаратними відділеннями чи під ними не дозволяється розташовувати приміщення з постійним перебуванням людей.

Якщо машинне відділення проектується для обслуговування кількох віддалених споживачів холоду, то його розташовують у окремій будівлі – *центральної холодильній станції* або *холодильно-компресорному цеху*, що сполучається зі споживачами холоду трубопроводами, розташованими на щоглах. Бажано досягти мінімальної сумарної довжини трубопроводів для зменшення теплонадходжень. У машинному відділенні є щонайменше 2 виходи, якнайвіддаленіші один від одного. Один з них виходить безпосередньо назовні.

Безпосередньо до машинного відділення прилягають приміщення трансформаторної підстанції, електрощитової, контрольно-вимірювальних пристроїв та автоматики. Наявні підсобно-побутові приміщення (кабінет начальника цеху, роздягальня, душова тощо).

У машинному відділенні встановлюють:

- одно- та двоступеневі компресори;
- проміжні посудини для охолодження пари холодоагенту після першого ступеня стиснення;
- регулювальну станцію для дроселювання рідкого холодоагенту та регулювання його розподілення;
- інше обладнання.

У апаратному відділенні розташовують:

- аміачні насоси, що забезпечують циркуляцію рідкого аміаку;
- циркуляційні ресивери;
- випарники;
- переохолодник рідкого аміаку для охолодження перед дроселюванням;
- дренажні ресивери, куди тимчасово зливають надлишок аміаку з системи;
- інше обладнання.

Для кращого використання площі встановлюють переважно вертикальні циркуляційні ресивери типу РДВ з віддільниками рідини. Їх встановлюють так, щоб забезпечити підпір стовпа рідини на циркуляційних аміачних насосах. За потреби проектують приямки для аміачних насосів. Для обслуговування ресиверів, запірної арматури, приладів КВПіА передбачають металеві майданчики.

Вертикальні кожухотрубні, випарювальні та повітряні конденсатори разом з мастиловіддільниками та лінійними ресиверами встановлюють ззовні, поблизу машинного відділення. Це здешевлює будівельні роботи та доцільно з

точки зору безпеки, бо з приміщення виноситься обладнання високого тиску, що містить велику кількість рідкого аміаку. Лінійні ресивери мають огорожі з навісами для захисту від сонячних променів. Поряд з лінійними ресиверами розташовують сховища для зберігання запасу аміаку, з'єднані з ними вирівнювальними паровим та рідинним трубопроводами.

Випарювальні та повітряні конденсатори не потребують окремої градирні для охолодження оборотної води. У разі встановлення кожухотрубних конденсаторів поблизу них розташовують градирню вентиляторного типу. Випарювальні конденсатори встановлюють на спеціальних металокопструкціях біля машинного відділення, або на даху машинного відділення з влаштуванням опорних металокопструкцій та майданчиків для обслуговування. Водяні насоси оборотної системи водопостачання встановлюють в компресорному залі чи апаратному відділенні.

#### **2.1.4. Розрахунок та вибір обладнання машинних відділень**

**Холодильні агрегати.** Для холодильних установок невеликих підприємств використовують холодильні агрегати, що містять сумісні між собою компресор, випарник, конденсатор та допоміжне обладнання. В такому випадку слід вибирати агрегат за каталогами фірм-виробників, керуючись його потрібною холодопродуктивністю.

**Компресори.** Сумарні теплові навантаження для вибору компресорів визначають з урахуванням неспівпадання за часом максимальних теплонадходжень з різних джерел протягом року. Теплонадходження через огорожі враховують залежно від температур у камерах у розмірі: 80% (-20°C); 60% (0°C); 50% (+5°C); 30% (+12°C).

Теплонадходження від продуктів враховують окремо для кожного виду обробки та відповідних температур. При цьому кількість вантажів визначають з урахуванням нерівномірності надходження продуктів протягом року: для охолодження та заморожування.

Теплонадходження від тари розраховують, виходячи з добового надходження затарених вантажів. Експлуатаційні теплонадходження враховують у розмірі 50 – 75% (менші значення для камер більшої площі).

Холодопродуктивність компресорів вибирають, виходячи з сумарних теплонадходжень для кожної температури кипіння холодоагенту. При цьому слід врахувати запас на втрати у комунікаціях у розмірі 7% для систем з безпосереднім охолодженням, 12% для систем з проміжним холодоносієм.

Кількість компресорів для кожної температури кипіння приймається з урахуванням можливості їх автоматичного регулювання. Розрахунковий час роботи компресорів встановлюють не більше як 22 години на добу. Резервні компресори передбачати не рекомендується. Під час вибору компресорів приймають такі розрахункові параметри роботи холодильної установки: температура конденсації на 4...5°C вища за середню температуру води у конденсаторі (для повітряних конденсаторів – на 8...10°C вища за середню температуру повітря), температура кипіння на 7...10°C нижча за температуру у

камерах (для систем з проміжним холодоносієм – на 12...15°C). Компресори вибирають за каталогами виробників.

**Конденсатори.** Тип конденсаторів слід вибирати залежно від умов водопостачання та якості води. Якщо можливе встановлення систем оборотного водопостачання на базі градирень, то слід приймати горизонтальні чи вертикальні кожухотрубні конденсатори. За наявності прямої системи водопостачання (наявність природних чи штучних водойм) – вертикальні кожухотрубні конденсатори. Для економії води та спрощення (або виключення) системи оборотного водопостачання рекомендується віддавати перевагу випарювальним та повітряним конденсаторам.

Потрібна площа поверхні теплообміну конденсатора визначається за формулою:

$$F = \frac{Q}{\theta} \quad (77)$$

де  $Q$  – теплове навантаження на конденсатор, Вт:

$$Q = 1000G(h_1 - h_2) \quad (78)$$

$G$  – кількість холодильного агента, що циркулює в системі. Приймається за загальною встановленою продуктивністю компресорів (для двоступеневого стиснення – за загальною встановленою продуктивністю компресорів 2 ступеня);  $h_1$  та  $h_2$  – відповідно ентальпії холодильного агента на вході та на виході з конденсатора;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі конденсатора Вт/(м·К) (див. табл. 4);  $\theta$  - середній розрахунковий температурний напір між охолодним середовищем та холодоагентом, що конденсується, К

**Випарники.** Типи випарників вибирають залежно від прийнятої схеми циркуляції проміжного холодоносія: для закритої системи – кожухотрубні, для відкритої – панельні. Потрібну площу поверхні теплообміну визначають так само, як і для конденсаторів. Коефіцієнт теплопередачі для всіх типів випарників (за швидкості руху холодоносія 1 м/с)  $k = 580$  Вт/(м<sup>2</sup>К). Розрахунковий температурний напір:  $\theta = 5 - 7$  К.

Таблиця 4

Конденсатори	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)	$q$ , Вт/м <sup>2</sup>
Кожухотрубні:		
аміачні	800	4100
фреонові (значення віднесені до внутрішньої поверхні оребрених труб)	1700 – 2300	9300 – 11600
Випарювальні	170 – 290	1700 – 2900
Повітряні	23 – 30	230 – 290

**Допоміжні апарати холодильних установок.** До них відносяться віддільники рідини, лінійні, циркуляційні, захисні, дренажні ресивери, проміжні посудини мастиловіддільники, віддільники повітря, фільтри, аміачні, водяні насоси та насоси проміжного холодоносія. Порядок розрахунку та вибору цього обладнання наведено у [4].

Споживачі штучного холоду на фабриках морозива мають потребу у холодоносії з різною температурою:

Споживач	Температура холодоносія, °С
Камера загартовування морозива	-35...-45
Карусельні ескімогенератори (рідкий холодоносій)	-40...-45
Потокові лінії для вироблення морозива різних видів	-25...-40
Камера зберігання морозива	-25 ...-30
Фризери	-8...-15
Зберігання сировини	0...-5

Відповідно слід проектувати холодильну установку з кількома температурами кипіння. Також використовують децентралізовані схеми холодопостачання, коли кожен апарат чи лінія обслуговується окремою холодильною машиною.

### *Запитання для самоперевірки*

1. Що таке холодильна установка? Яка різниця між централізованим та децентралізованим холодопостачанням?
2. Які системи охолодження використовують на промислових підприємствах? Опишіть переваги та недоліки кожної з них.
3. Яке обладнання встановлюють у машинному та апаратному відділеннях холодильно-компресорного цеху? За якими показниками його підбирають?

## **2.2. АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ХОЛОДУ**

### **2.2.1. Критерії ефективності системи використання штучного холоду на підприємстві**

*Витрата штучного холоду на одиницю продукції,  $q_{\text{хол}}$ , МДж/т.* Характеризує ефективність використання штучного холоду. Зростає при збільшенні непродуктивних теплонадходжень чи у разі нераціональної організації схеми охолодження. Цю величину визначають (подібно до витрати теплової енергії на вироблення продукції) з теплових балансів холодоспоживчого технологічного обладнання.

$$q_{\text{хол}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{хол}}}{\Pi}, \quad (59)$$

де  $Q_{\text{хол}}$  – витрата штучного холоду (кВт), визначена з теплового балансу лінії або установки;  $\Pi$  – продуктивність лінії за готовою продукцією, кг/год. Також використовують одиниці вимірювання Мкал/т. Для переведення слід величину, отриману за формулою (13) поділити на 4,187.

*Витрата електроенергії на вироблення штучного холоду, кВт·год/Мкал.* Характеризує ефективність вироблення штучного холоду на холодильній

установці. Зростає при нераціональному режимі роботи холодильної установки, збільшенні втрат енергії у її елементах тощо. Цю величину визначають з розрахунку циклу холодильної машини. Для прикладу наведене визначення цієї величини для аміачної двоступеневої холодильної машини (рис. 7).

### 2.2.2. Порядок визначення витрати електроенергії:

1. Вибрати розрахунковий температурний режим роботи машини:

1.1. Визначити температуру кипіння холодоагента, °С, за формулою

$$t_0 = t_{\text{кам}} - 0,5\delta t_{\text{пво}} - \Delta t_{\text{пво}}, \quad (60)$$

де  $t_{\text{кам}}$  – температура у камері, °С;  $\delta t_{\text{пво}}$  – охолодження повітря у повітроохолоднику (взяти  $\delta t_{\text{пво}} = 2...4$  °С);  $\Delta t_{\text{пво}}$  – температурний напір на повітроохолодниках (взяти  $\Delta t_{\text{пво}} = 6...8$  °С).

1.2. Температуру конденсації холодоагента визначити таким чином:

1.2.1. За психрометричним графіком визначити температуру мокрого термометра ( $t_{\text{м.т}}$ ) для температури і відносної вологості навколишнього повітря. Для цього на графіку знайти точку, що характеризує стан навколишнього повітря (за  $t_{\text{н}}$  і  $\phi_{\text{н}}$ ), і визначити у цій точці температуру мокрого термометра.

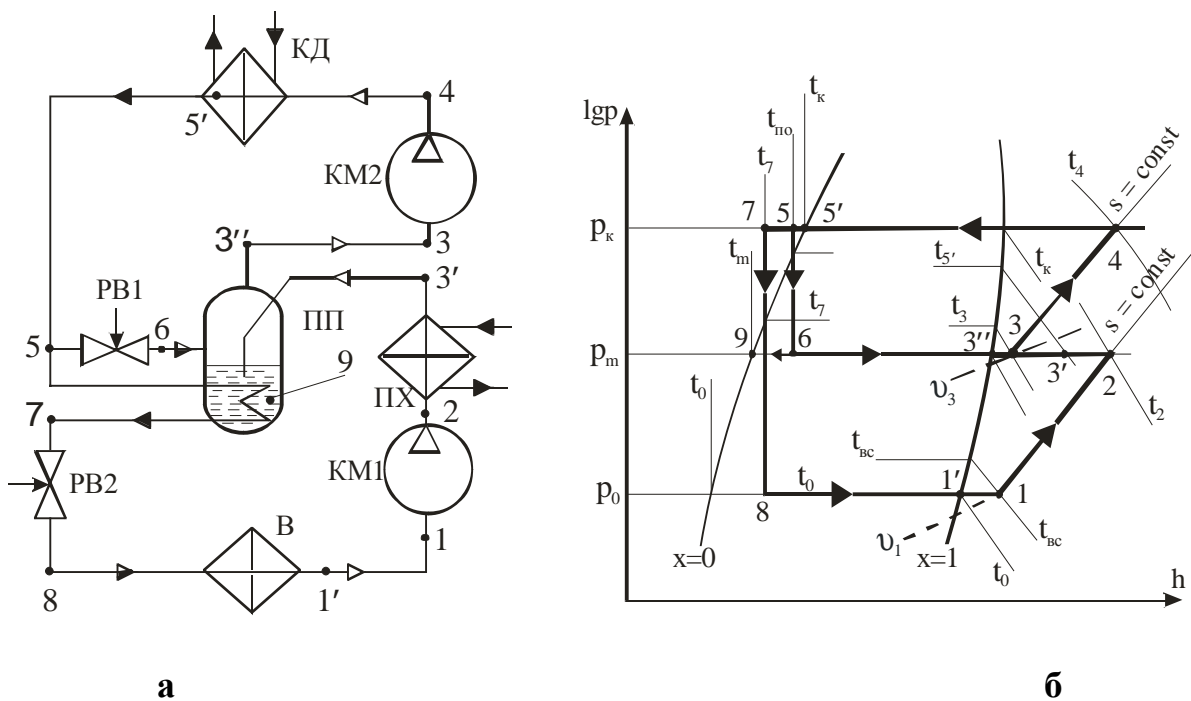


Рис.7. Схема (а) та цикл (б) двоступеневої холодильної машини з проміжною змійовиковою посудиною та повним проміжним охолодженням у діаграмі  $\lg p-h$  (В – випарник; КМ1 і КМ2 – компресори відповідно 1-го і 2-го ступеня; КД – конденсатор; РВ1 і РВ2 – відповідно допоміжний та основний регульовальні вентиля; ПП і ПХ – проміжні відповідно посудина і холодильник; значення індексів: 0 – кипіння; к – конденсації; по – переохолодження, вс – всмоктування, т – проміжне значення

1.2.2. Розрахувати температуру води на виході з градирні чи бризкального басейну (на вході до конденсатора)

$$t_{B1} = t_{M.T} + \delta t_{B.K} \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right), \quad (61)$$

де  $\delta t_{B.K}$  – нагрівання води у конденсаторі (взяти  $\delta t_{B.K} = 4...8$  °C);  $\eta$  – коефіцієнт ефективності градирні, для вентиляторної градирні  $\eta = 0,75...0,85$ .

1.2.3. Розрахувати температуру води на виході з конденсатора

$$t_{B2} = t_{B1} + \delta t_{B.K}. \quad (62)$$

1.2.4. Розрахувати температуру конденсації холодоагента

$$t_K = t_{B2} + \delta t_{K.D}, \quad (63)$$

де  $\delta t_{K.D}$  – недогрівання води у конденсаторі до температури конденсації (взяти  $\delta t_{K.D} = 2...3$  °C).

2. Побудувати цикл холодильної машини в діаграмі  $\lg p - h$  (додаток 5) у такій послідовності:

2.1. Розрахувати проміжний тиск  $p_m = \sqrt{p_0 p_K}$  та визначити відповідну йому температуру насичення  $t_m$  за діаграмою  $\lg p - h$ .

2.2. Розрахувати температуру переохолодженого холодоагента на виході з конденсатора  $t_{п0} = t_5$  за формулою:  $t_{п0} = t_5 = t_K - (2...3)$ , °C.

2.3. Розрахувати температуру переохолодженого холодоагента на виході із зміювика проміжної посудини,  $t_7 = t_m + (3...5)$ , °C.

2.4. Розрахувати температуру пари після проміжного холодильника  $t_{3'} = t_{B'} + (8...10)$ , °C (температуру води  $t_{B'}$  на вході до проміжного холодильника прийняти 20°C); у разі, якщо температура  $t_{3'}$  виявиться більшою за температуру пари після компресора 1-го ступеня  $t_2$ , проміжний холодильник у схему машини не включають.

2.5. Розрахувати температуру холодоагента у всмоктувальному патрубку компресора 2-го ступеня  $t_3 = t_m + (3...5)$ , °C.

2.6. Розрахувати температуру холодоагента у всмоктувальному патрубку компресора 1-го ступеня  $t_{B.C} = t_1$  за формулами:

$$\begin{aligned} \text{для аміачних машин} &- t_{B.C} = t_0 + (10...20); \\ \text{для хладонових машин} &- t_{B.C} = t_0 + (5...30). \end{aligned} \quad (64)$$

2.7. Нанести на діаграму  $\lg p - h$  ізотерми  $t_0$ ,  $t_K$ ,  $t_m$ ,  $t_{B.C}$ ,  $t_{п0}$ ,  $t_3$ ,  $t_7$ ,  $t_{3'}$ . На перетині ізотерми  $t_0$  з граничною кривою  $x=1$  знайти точку 1' стану насиченої пари на виході з випарника. На перетині ізотерми  $t_{B.C}$  з ізобарою  $p_0$  знайти точку 1 стану перегрітої пари, що всмоктується компресором.

2.8. Побудувати процес адіабатного (ізоентропійного) стискання пари холодоагента з точки 1, на перетині цієї лінії з ізобарою  $p_m$  знайти точку 2 стану стисненої пари в нагнітальному патрубку компресора 1-го ступеня.

2.9. На перетині ізотерми  $t_{3'}$  з ізобарою  $p_m$  знайти точку 3' стану пари холодоагента на виході з проміжного холодильника. На перетині ізотерми  $t_3$  з ізобарою  $p_m$  знайти точку 3 стану пари холодоагента у всмоктувальному трубопроводі компресора 2-го ступеня.

2.10. Побудувати процес адіабатного (ізоентропійного) стискання пари холодоагента з точки 3, на перетині цієї лінії з ізобарою  $p_K$  знайти точку 4 стану стиснутої пари в нагнітальному патрубку компресора 2-го ступеня.

2.11. На перетині ізотерми  $t_{\text{по}}$  з ізобарою  $p_k$  знайти точку 5.

2.12. Побудувати процес ізоентальпійного дроселювання холодоагента з точки 5. На перетині цієї лінії з ізобарою  $p_m$  знайти точку 6 стану вологої пари холодоагента після РВ1.

2.13. На перетині ізотерми  $t_7$  з ізобарою  $p_k$  знайти точку 7.

2.14. Побудувати процес ізоентальпійного дроселювання холодоагента з точки 7. На перетині цієї лінії з ізобарою  $p_0$  знайти точку 8 стану вологої пари холодоагента після РВ2.

2.15. На перетині ізобари  $p_m$  з граничною кривою  $x=1$  знайти точку 3". На перетині ізобари  $p_m$  з граничною кривою  $x=0$  знайти точку 9.

3. Визначити значення параметрів стану холодоагента у всіх точках циклу та занести їх до таблиці за формою табл. 3.

Таблиця 3

№ точки	Тиск, р, бар	Температура, t, °С	Питома ентальпія, h, кДж/кг	Питома ентропія, s, кДж/(кг·К)	Питомий об'єм, v, м <sup>3</sup> /кг

4. Визначити масову витрату холодильного агента, кг/с, через компресор 1-го ступеня:

$$\begin{aligned} \text{для аміаку} \quad q_{m1} &= Q_0 / (h_{1'} - h_8); \\ \text{для хладону} \quad q_{m1} &= Q_0 / (h_1 - h_8). \end{aligned} \quad (65)$$

5. Визначити масову витрату холодильного агента, кг/с, через компресор 2-го ступеня  $q_{m2}$ , скориставшись матеріальним балансом проміжної посудини:

$$q_{m1}h_{3'} + q_{m2}h_5 = q_{m1}h_7 + q_{m2}h_{3''} \quad (66)$$

$$\text{звідки} \quad q_{m2} = q_{m1} \frac{h_{3'} - h_7}{h_{3''} - h_5}. \quad (67)$$

У разі виключення із схеми проміжного холодильника  $h_{3'} = h_2$ .

6. Розрахувати об'єм пари, м<sup>3</sup>/с, що надходить у компресори 1-го (низького тиску) та 2-го (високого тиску) ступенів:

$$\begin{aligned} V_{h1} &= q_{m1}v_1, \\ V_{h2} &= q_{m2}v_3. \end{aligned} \quad (69)$$

7. Розрахувати питому масову холодопродуктивність, кДж/кг:

$$\begin{aligned} \text{для аміаку} \quad q_{0m} &= h_{1'} - h_8; \\ \text{для хладону} \quad q_{0m} &= h_1 - h_8, \end{aligned} \quad (70)$$

8. Розрахувати питому теоретичну роботу компресорів, кДж/кг,

$$\begin{aligned} \text{1-го ступеня} \quad w_{h1} &= h_2 - h_1, \\ \text{2-го ступеня} \quad w_{h2} &= h_4 - h_3; \end{aligned} \quad (71)$$

9. Розрахувати питоме теоретичне навантаження конденсатора, кДж/кг,

$$q_{0k} = h_4 - h_5; \quad (72)$$

10. Розрахувати теоретичні споживані потужності компресорів 1-го та 2-го ступенів, кВт:

$$\begin{aligned} N_{\tau 1} &= q_{m1} w_{h1}, \\ N_{\tau 2} &= q_{m2} w_{h2} \end{aligned} \quad (73)$$

11. Розрахувати холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{\tau 1} + N_{\tau 2}}. \quad (74)$$

12. Розрахувати потужності на клеммах електродвигунів компресорів 1-го та 2-го ступеня, кВт:

$$\begin{aligned} N_{\text{ел1}} &= \frac{N_{\tau 1}}{\eta_i \eta_m \eta_{\text{ел}}}, \\ N_{\text{ел2}} &= \frac{N_{\tau 2}}{\eta_i \eta_m \eta_{\text{ел}}}, \end{aligned} \quad (75)$$

де  $\eta_i$  – індикаторний ККД компресора, що враховує неідеальність процесу стиснення (рекомендується взяти  $\eta_i = 0,77$ );  $\eta_m$  – механічний ККД, що враховує втрати на тертя (рекомендується взяти  $\eta_m = 0,9$ );  $\eta_{\text{ел}}$  – ККД електродвигуна компресора (рекомендується взяти  $\eta_{\text{ел}} = 0,98$ ).

Сумарна споживана електрична потужність:

$$N_{\text{ел}} = N_{\text{ел1}} + N_{\text{ел2}} \quad (76)$$

13. Для визначення питомої витрати електроенергії на вироблення штучного холоду отриману потужність слід поділити на холодопродуктивність холодильної машини.

### *Запитання для самоперевірки*

1. Якими показниками характеризують ефективність використання штучного холоду на підприємстві?

2. Як розраховують витрату електроенергії на вироблення штучного холоду?

## **2.3. ОСНОВНІ ПРАВИЛА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК**

Промислові холодильні установки потребують проведення технологічного обслуговування під час пуску. Загальними етапами технологічного обслуговування є перевірки:

– технічного стану обладнання (у тому числі контрольно-вимірювальних пристроїв та апаратури);

– готовності ліній трубопроводів, що пов'язують холодильну установку та технологічне обладнання, стану арматури на них (відкриті чи закриті засувки та вентилі);

– працездатності та готовності системи змащування;

– міцності кріплення заземлення, захисних огорож, фундаментних болтів тощо;

– плавності обертання валів.

Слід обмежити пускове навантаження на електропривод (наприклад, перевівши обладнання на холостий хід). Підготоване до пуску обладнання вмикають, контролюючи певні параметри (вони визначені у паспортах обладнання) та налагоджують роботу обладнання так, щоб ці параметри перебували у заданих межах.

Ефективно експлуатувати холодильну установку можна лише контролюючи певні параметри її роботи. Їх називають *експлуатаційними параметрами*, а сукупність цих параметрів – *режимом роботи* установки. Експлуатаційні параметри мають бути зручними для вимірювання та розрахунку та давати максимум інформації про роботу установки. Для холодильної установки найважливішими експлуатаційними параметрами є: температура кипіння  $t_0$  (або тиск кипіння  $p_0$ ), температура конденсації  $t_k$  (або тиск конденсації  $p_k$ ), температура пари холодоагента у всмоктувальному патрубку компресора  $t_{вс}$ , температура переохолодження холодоагента перед дроселюванням  $t_{по}$ . За допомогою цих параметрів можна побудувати цикл холодильної машини (див. вище), з якого розрахувати її холодопродуктивність та споживання електроенергії компресором.

Під час роботи холодильна установка повинна бути безпечною. Найбільшу шкоду для персоналу аміачних холодильних установок, виробництва та докільця спричинюють витікання аміаку (як правило, у приміщеннях компресорного або технологічного цехів), коли елика кількість отруйного та вибухонебезпечного аміаку викидається у приміщення. За даними [7] основними причинами витікань аміаку є гідравлічний удар (50,5% від загальної кількості), а також високий тиск (13,9%) і зависока температура (3,0%) холодоагента. Таким чином, для безпечної роботи установки слід контролювати рівень рідкого холодоагента в апаратах (близько 70% заповнення), щоб уникнути його потрапляння до компресора (вологий хід компресора) та подальшого гідравлічного удару.

З іншого боку, слід обирати оптимальний режим роботи холодильної установки, щоб забезпечити мінімальну витрату ресурсів (енергії, матеріалів, робочої сили та ін.), яка виражається у вигляді зведених видатків. Розрахунок такого режиму з урахуванням усіх факторів дуже складний, до того ж його реалізація можлива лише за наявності системи автоматичного керування роботою холодильної установки. Тому на практиці холодильні установки використовують у режимах, що відповідають вимогам галузевих технологічних інструкцій та міжгалузевих інструкцій з проектування холодильних установок.

На споживання енергії одноступеневою аміачною холодильною машиною впливають різні фактори.

**Вплив температури конденсації.** До зростання температури конденсації призводять такі фактори:

- зростання температури навколишнього повітря;
- зростання відносної вологості навколишнього повітря (для проточних та випарних конденсаторів), що призведе до гіршого охолодження циркуляційної води у градирні або до гіршої роботи випарних конденсаторів;
- зупинка вентиляторів градирні випарного чи повітряного конденсатора;

- відклади солей на поверхні теплообміну конденсаторів, що погіршують теплообмін у них;
- забруднення зовнішньої сторони теплообмінної поверхні повітряних конденсаторів (пил тощо);
- зростання теплового навантаження на конденсатор (наприклад, при збільшенні холодопродуктивності);
- замала площа поверхні теплообміну конденсатора.

У разі зростання температури конденсації відповідно зросте і тиск конденсації від  $p_{k1}$  до  $p_{k2}$ . (рис. 8а).

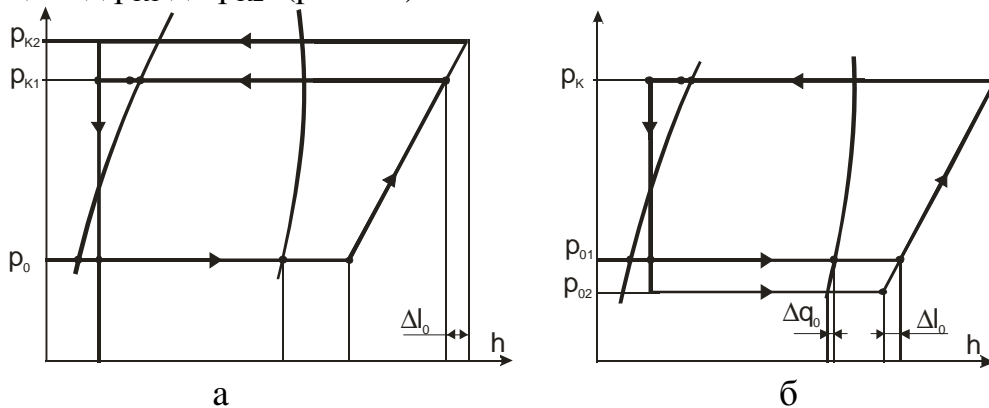


Рис. 8. Зміна циклу холодильної машини при зростанні температури конденсації

Таким чином, холодоагент доведеться стискати до вищого тиску, тому питома робота стиснення  $l_0$  виросте на величину  $\Delta l_0$ . Питома холодопродуктивність циклу  $q_0$  не зміниться. Тому холодильний коефіцієнт знизиться, а витрата електроенергії (за інших однакових умов) зросте.

**Вплив температури кипіння.** До зниження температури кипіння призводять такі фактори:

- снігова шуба (іній) на камерному обладнанні, що створює додатковий термічний опір;
- занижена температура у холодильній камері чи установці;
- замала площа поверхні теплообміну випарника чи камерного обладнання;
- плівка мастила на внутрішній стороні теплообмінної поверхні випарника, що створює додатковий термічний опір;
- використання проміжного холодоносія.

У разі зниження температури кипіння спостерігається картина, подібна до попереднього випадку. Відповідно знизиться тиск кипіння від  $p_{01}$  до  $p_{02}$ . (рис. 8б).

Ступінь стиснення (відношення тисків конденсації і кипіння) зросте, тому як і в попередньому випадку питома робота стиснення  $l_0$  виросте на величину  $\Delta l_0$ . Проте на відміну від попереднього випадку питома холодопродуктивність циклу  $q_0$  зменшиться на величину  $\Delta q_0$ . Це можна пояснити тим, що холодоагент після дроселювання (точка 5 на рис. 1) перебуває у вигляді парорідинної суміші, причому при дроселюванні до нижчого тиску  $p_{02}$  вміст пари у цій суміші буде більшим, а рідини меншим. Але у виробленні холоду бере участь

лише рідина, що кипить, тому холодопродуктивність зменшиться. Отже холодильний коефіцієнт знизиться, а витрата електроенергії (за інших однакових умов) зросте.

**Вплив паразитних теплонадходжень.** У холодильних камерах та обладнанні крім корисного холодильного навантаження (тобто теплоти, відведеної від продукту) присутні інші потоки теплоти:

- теплонадходження з довкілля, що залежать від температури навколишнього повітря площі стін, стелі, підлоги та стану теплоізоляції камер (наприклад зволожена чи зруйнована теплоізоляція має значно вищу теплопровідність, що значно збільшує теплонадходження);

- експлуатаційні теплонадходження (електродвигуни у камерах, перебування людей, освітлення тощо).

При збільшенні теплонадходжень зростатиме необхідна холодопродуктивність холодильної машини  $Q_0$ , тому витрата електроенергії зросте пропорційно. Крім того, при зростанні холодопродуктивності при сталій температурі навколишнього повітря відбудеться зростання температури конденсації, що призведе до додаткової перевитрати електроенергії. При подальшому зростанні необхідної холодопродуктивності вона зрівняється зі встановленою холодопродуктивністю холодильної машини (тоді машина працюватиме на максимальну потужність, без зупинок), після чого витрата електроенергії стабілізується, а температура в холодильній камері почне зростати. Проте за таких умов посиляться псування продукту, що неприпустимо. До того ж, тривала експлуатація холодильного компресора в такому режимі призведе до його швидкого виходу з ладу.

Для зменшення витрати електроенергії слід експлуатувати холодильну машину таким чином, щоб не припускати виникнення факторів, перелічених раніше (звичайно, якщо це залежить від експлуатаційників). Слід очищувати теплообмінні поверхні від забруднень, регулярно проводити відтаювання снігової шуби, стежити за станом теплоізоляції, організовувати роботу таким чином, щоб мінімізувати експлуатаційні теплонадходження тощо.

Слід зазначити, що крім зменшення абсолютної витрати електроенергії важливо зменшувати вартість її закупівлі. Цього можна досягти, якщо використовувати акумулятори холоду. Тоді можна накопичувати холод у нічні години, коли електроенергія дешева, і не витрачати електроенергію на роботу холодильної машини у пікові години, коли ціна електроенергії найвища.

### *Запитання для самоперевірки*

1. Опишіть основні правила експлуатації холодильної установки.
2. Як впливають температури конденсації та кипіння на енергоспоживання холодильної установки?
3. Як можна зменшити паразитні теплонадходження до холодильної камери?

## ЛІТЕРАТУРА

### Основна

1. *Лебедев П. Д.* Теплообменные, сушильные и холодильные установки.— М.: Энергия, 1972.— 320 с.
2. *Теплоснабжение: /* Учеб. для вузов. Под ред. А. А. Ионина.— М.: Стройиздат, 1982.— 330 с.
3. *Бараненко А.В. Калюнов В.С. Румянцев Ю.Д.* Практикум по холодильным установкам.— СПб.: Профессия, 2001.— 272 с.
4. *Явнель Г.Б.* Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. — М.: Агропромиздат, 1989.— 223 с.
5. Методичні вказівки до виконання розрахункової роботи з дисципліни “Теплозабезпечення підприємств галузі” для студентів спеціальності 7.091709.— К.: УДУХТ.— 2001

### Додаткова

6. *Вукалович М. П., Ривкин С. Л., Александров А. А.* Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара.— М.: Издательство стандартов, 1969.— 408 с.
7. *Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д.* Холодильные установки. Учеб. для вузов. С-Пб.: Политехника, 2004.— 576 с.
8. Инструкция по нормированию расхода топлива, тепловой и электрической энергии для предприятий молочной промышленности. — М., ВНИМИ, 1980,- 178 с.
9. Приказ Минмясомолпрома СССР от 20.09.1985 г. “Об утверждении Норм расхода холода при производстве и хранении молока и молочных продуктов”.
10. Інструкція з нормування витрат теплової енергії на продукцію підприємств молочної промисловості. /Укл. Баранов В. І., Плахотний В. Т./.— К.— Інститут підвищення кваліфікації і перепідготовки керівних працівників і спеціалістів харчової і переробної промисловості.— 1998.— 108 с.
11. Інструкція з нормування витрат електричної енергії на продукцію підприємств молочної промисловості. /Укл. Баранов В. І., Плахотний В. Т./.— К.— Інститут підвищення кваліфікації і перепідготовки керівних працівників і спеціалістів харчової і переробної промисловості.— 1998.— 119 с.
12. Інструкція з нормування витрат електричної енергії на виробництво холоду. /Укл. Баранов В. І./.— К.— Інститут підвищення кваліфікації і перепідготовки керівних працівників і спеціалістів харчової і переробної промисловості.— 1998.— 141 с.

## ДОДАТКИ

### 1. Теплофізичні характеристики матеріалів і харчових продуктів

Матеріали, продукти	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$t_{кр}$ , °С	$a \cdot 10^8$ , м <sup>2</sup> /с
Залізобетон	2500	0,84	2,04	—	97,1
Пінобетон	300	0,84	0,128	—	50,8
Піноскло	300	0,84	0,116	—	46,0
Пінопласт ПВ-1 і ПХВ-1	125	1,256	0,64	—	407
Сталь вуглецева	7820	0,425	46,5	—	1400
Алюміній	2600	0,84	221	—	10120
Мідь	8500	0,419	407	—	11430
Гума	1200	1,38	0,16	—	9,66
Лід ( $t = 0$ °С)	920	2,12	2,21	—	1,133
Лід ( $t = -20$ °С)	920	1,96	2,44	—	1,353
Вода	1000	4,19	0,58	—	13,8
Яйця	1083	3,23	0,432	-0,5...-0,6	12,3
Молоко					
незбиране	1027	3,94	0,45	-0,5...-1,0	11,1
знежирене	1033	3,956	0,547		11,4
сухе незбиране	600	2093	0,163		13,7
сухе знежирене	570	1717	0,122		12,5
згущене знежирене	1100	2898	0,316		9,7
згущене незбиране:					
без цукру	1100	2940	-		-
з цукром	1300	2478	0,267		0,2
Пахта	-	3936	0,453		11,4
Вершки, жирністю,%:					
10	-	3621	0,477		13,2
20	1002	3370	0,430		12,7
35	988	2952	0,342		11,8
60	952	2147	0,209		11,3
80	935	2100	0,192		9,5
Молочний жир	320	1968	0,169		9,33
Масло вершкове	890	3,70	0,23	-0,9...-1,5	7,0
Маргарин	960	2,60	0,21	-1,0	6,83
Морозиво	1110	3,64	0,46	-1,0	11,3

### 1а. Теплофізичні характеристики повітря ( $p = 0,98$ МПа)

Температура, °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c$ , кДж/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$a \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с
-30	1,41	1,01	0,0217	11,13	15,24
-20	1,36	1,01	0,0225	11,91	16,38
-10	1,30	1,01	0,0233	12,85	17,75
0	1,23	1,01	0,0241	13,99	19,4

## 2. Питомі ентальпії деяких харчових продуктів, кДж/кг

Температура, °С	Молоко жирністю 3,6%	Вершки жирністю 10%	Масло солодко-вершкове	Морозиво та суміші для морозива			
				Молочне	Вершкове	Пломбір	Флодово-ягідне
-30	219,6	217,7	196,6	0	0	0	0
-28	224,2	222,8	200,7	5,40	5,41	5,04	5,16
-26	228,9	227,0	204,8	10,97	10,94	10,18	10,48
-24	233,8	231,3	209,1	16,74	16,63	15,51	16,02
-22	238,0	236,3	213,5	22,77	22,58	21,21	21,77
-20	244,1	241,9	218,0	29,20	28,96	27,43	27,77
-18	249,5	247,4	222,6	36,13	35,73	34,01	34,23
-16	255,4	253,1	227,3	43,66	43,07	41,03	41,22
-14	261,6	259,2	232,2	52,02	51,08	78,89	50,56
-12	268,5	265,9	237,3	62,21	60,38	58,43	63,60
-10	276,2	273,5	242,6	75,21	72,35	70,71	81,76
-8	285,4	262,3	248,3	93,03	88,74	87,92	110,72
-6	297,1	293,6	254,6	119,71	114,33	115,70	152,58
-5	304,0	301,0	258,2	139,51	134,27	142,43	180,51
-4	314,6	310,4	262,3	165,88	159,99	174,51	211,32
-3	328,7	323,7	267,3	209,01	201,14	204,73	220,23
-2	332,3	345,9	274,2	264,85	228,96	207,90	223,32
-1	409,6	399,7	237,5	268,15	232,20	211,08	226,41
0	560,9	541,2	317,3	271,46	235,40	214,27	229,50
1	564,8	545,1	321,6	274,77	238,70	217,46	232,59
2	568,3	549,1	325,4	278,08	241,95	220,66	235,68
3	572,8	553,0	329,0	281,39	245,21	223,87	238,77
4	576,7	556,9	332,4	284,70	248,48	227,08	241,86
5	580,7	560,8	335,6	288,02	251,76	230,31	244,95
6	584,6	564,7	338,7	291,34	255,04	233,54	248,04
8	592,5	572,4	344,8	298,00	261,66	240,10	254,22
10	600,4	580,0	352,1	304,68	268,34	246,75	260,40
12	608,2	588,0	359,2	311,39	275,12	253,55	266,58
15	620,1	599,9	370,7	321,53	285,46	263,99	275,85
20	640,1	620,3	396,0	338,39	302,58	281,24	291,30
25	659,9	639,9	413,9	355,04	319,13	297,62	306,75
30	679,5	659,4	430,9	371,69	335,65	314,02	322,20
35	699,3	679,0	448,9	388,34	352,19	330,39	337,65
40	718,9	698,1	462,9	404,81	368,19	345,94	353,15
50	758,2	736,3	487,5	437,76	400,09	376,89	384,15
60	797,9	774,7	511,6	470,76	432,05	407,94	415,15
70	838,1	813,6	535,7	503,67	463,72	438,50	446,15
80	879,0	858,2	560,3	—	—	—	—
90	920,7	898,5	585,2	—	—	—	—
100	963,4	943,7	610,7	—	—	—	—

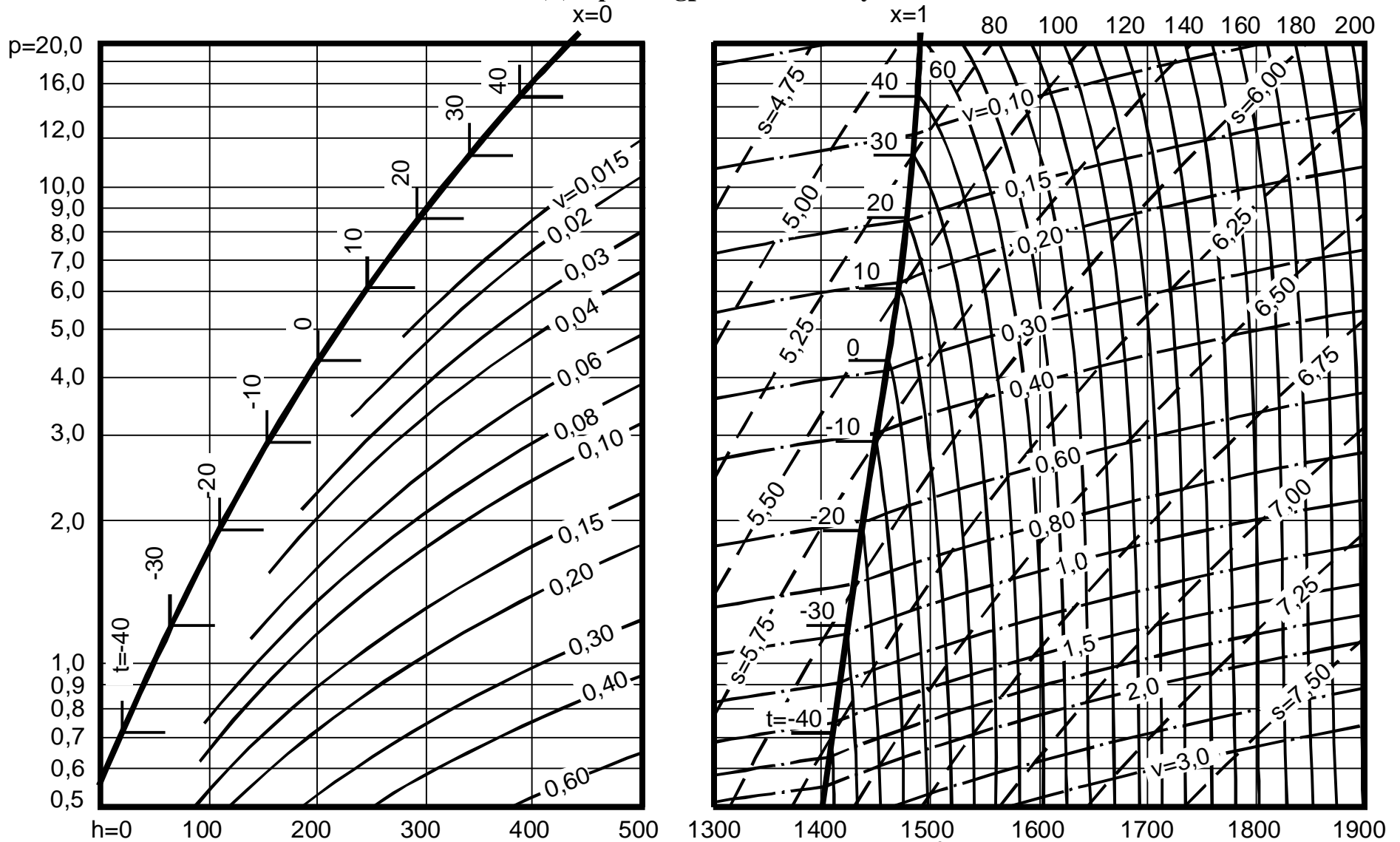
### 3. Кліматологічні дані деяких міст України

Місто	Географічна широта	Опалювальний сезон			Розрахункові для холодильної установки				
		Тривалість, поопал, діб	Розрахункова температура повітря, °С, для		температура, °С			відн. вологість, %	
			опалення $t_{н.о}$	вентиляції $t_{н.в}$	середньорічна	літня	зимова	літня	зимова
Київ	52	187	-21	-10	7,2	29	-21	52	82
Вінниця	48	189	-20	-10	6,9	32	-20	55	82
Дніпропетровськ	48	176	-23	-9	8,5	33	-23	43	83
Донецьк	49	183	-24	-10	8,0	33	-24	43	83
Житомир	48	192	-20	-10	7,0	31	-21	52	82
Запоріжжя	48	174	-22	-8	9,0	34	-22	42	82
Івано-Франківськ	48	181	-17	-6	7,4	30	-19	48	83
Луганськ	48	180	-25	-10	8,5	33	-23	43	83
Луцьк	52	187	-18	-6,2	7,3	29	-20	57	82
Львів	48	183	-19	-7	6,7	29	-19	58	80
Миколаїв	48	168	-15	-5	9,5	32	-17	55	82
Одеса	48	168	-17	-6	9,9	32	-18	55	81
Полтава	48	187	-22	-11	7,0	31	-22	48	85
Рівне	52	191	-18	-6,1	7,0	30	-21	56	81
Симферополь	44	158	-10	-2	13	32	-14	50	82
Суми	52	195	-24	-11	6,4	30	-22	53	77
Тернопіль	48	190	-19	-6	6,7	30	-19	54	82
Ужгород	48	164	-14	-5	9,7	32	-16	55	83
Харків	52	189	-23	-11	6,9	32	-23	47	81
Херсон	48	167	-13	-4	9,8	33	-18	41	83
Хмельницький	48	179	-15	-5,6	7,1	31	-18	52	81
Чернівці	48	179	-14	-5,5	7,9	32	-18	54	80
Чернігів	52	195	-24	-11	6,4	30	-22	53	77

**4. Питомі витрати теплоти на вентиляцію  $q_v$  промислових, службових і громадських споруд.**

Призначення споруди	Будівельний об'єм будівель, тис. м <sup>3</sup>	Питома характеристика, Дж/(с×м <sup>3</sup> ×К) для вентиляції $q_v$
Цех незбираного молока	до 10	0,80-0,70
	10-20	0,70-0,60
Цех виготовлення масла	До 5	0,85-0,80
	5-10	0,78-0,72
Побутові і адміністративні допоміжні приміщення	0,5-1	0,22-0,17
	2-5	0,16-0,13

### 5. Діаграма $\lg p-h$ для аміаку



Умовні позначення:  $p$  – тиск, бар;  $t$  – температура,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $v$  – питомий об'єм,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $h$  – питома ентальпія,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $s$  – питома ентропія,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ ;  $x$  – міра сухості, од.

Навчальне видання

**ТЕПЛОХОЛОДОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПІДПРИЄМСТВ ГАЛУЗІ**

**КУРС ЛЕКЦІЙ**

для студентів спеціальності 7.091709  
“Технологія зберігання, консервування та переробки молока”,  
спеціалізація “Технологія морозива”  
денної та заочної форм навчання

Укладач    Масліков Максим Михайлович

Підп. до друку . Наклад 50 пр. Вид. № . Зам. №

РВЦ НУХТ. 01033, Київ – 33, вул. Володимирська, 68

[www.book.nuft.edu.ua](http://www.book.nuft.edu.ua)

Свідоцтво про реєстрацію: серія ДК № 1786 від 18.05.04 р.