



Візуальне супроводження лекцій з дисципліни “ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА”

Тема 14

Тепловий розрахунок охолоджуваних приміщень

Лекція 18

Тепловий розрахунок охолоджуваних приміщень

1. Складові теплового балансу
2. Розрахунок теплоприпливів через огорожі охолоджуваних приміщень
3. Теплоприплив від продуктів при їх холодильній обробці
4. Теплоприплив із зовнішнім повітрям при вентиляції приміщень
5. Експлуатаційні теплоприпливи
6. Теплоприпливи від фруктів і овочів при їх диханні
7. Сумарні теплоприпливи

Кафедра
Холодильної
Торговельної
Техніки



1. СКЛАДОВІ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСУ

Тепловий баланс охолоджуваного приміщення досягається при рівності теплопритока в охолоджуване приміщення і тепловідведення з нього

Рівняння теплового балансу для охолоджуваного приміщення:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = Q_0$$

де Q_1 – теплоприплив через огорожі приміщення, що виникає в результаті різниці температур з обох боків огорожі і під дією сонячної радіації, Вт;

Q_2 – теплоприплив від вантажів при їх охолодженні і заморожуванні, Вт;

Q_3 – теплоприплив із зовнішнім повітрям при вентиляції приміщень, Вт;

Q_4 - теплоприплив, обумовлений експлуатацією приміщень, Вт;

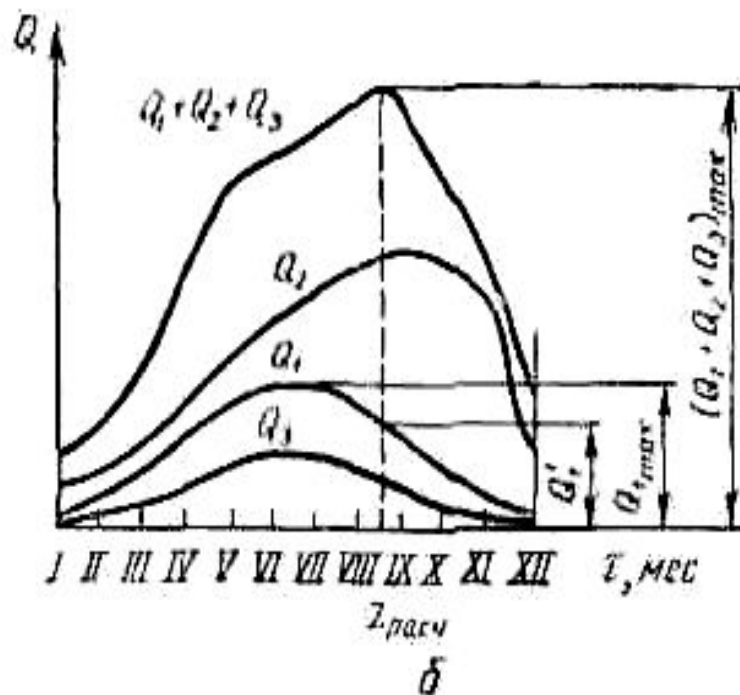
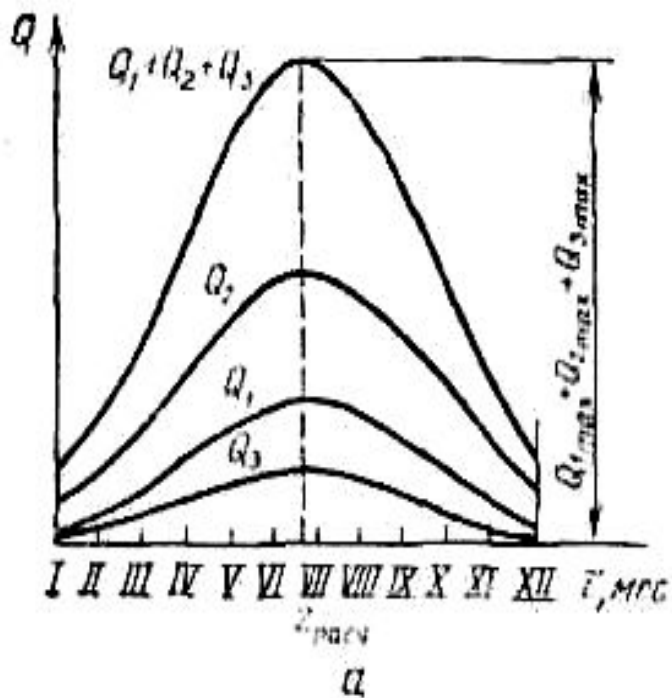
Q_5 - теплоприплив від продуктів рослинного походження, що виникає в результаті їх дихання, Вт.

Q_0 – тепловідведення від охолоджуваного приміщення, Вт.

Особливостями теплоприпливів є непостійність їх в часі і неспівпадання їх максимумів. Тому знаходять **розрахунковий період** ($Z_{расч}$), якому відповідає максимум сумарних теплоприпливів.

Визначення розрахункового періоду і розрахункового теплового навантаження підприємств

- а — максимуми теплових навантажень співпадають за часом;
- б — максимуми теплових навантажень не співпадають за часом



Під розрахунковим навантаженням на компресор необхідно розуміти величину теплоприпливов, по якій визначають продуктивність устаткування машинного відділення (компресорів та ін.).

Під розрахунковим навантаженням на камерне устаткування необхідно розуміти величину теплоприпливов, по якій розраховують продуктивність устаткування охолоджуваних приміщень.

СХЕМА ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ І ВИЗНАЧЕННЯ ДЛЯ НЕЇ РОЗРАХУНКОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА КОМПРЕСОР І КАМЕРНЕ УСТАТКУВАННЯ

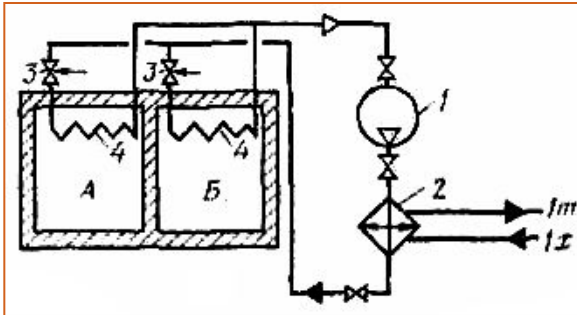
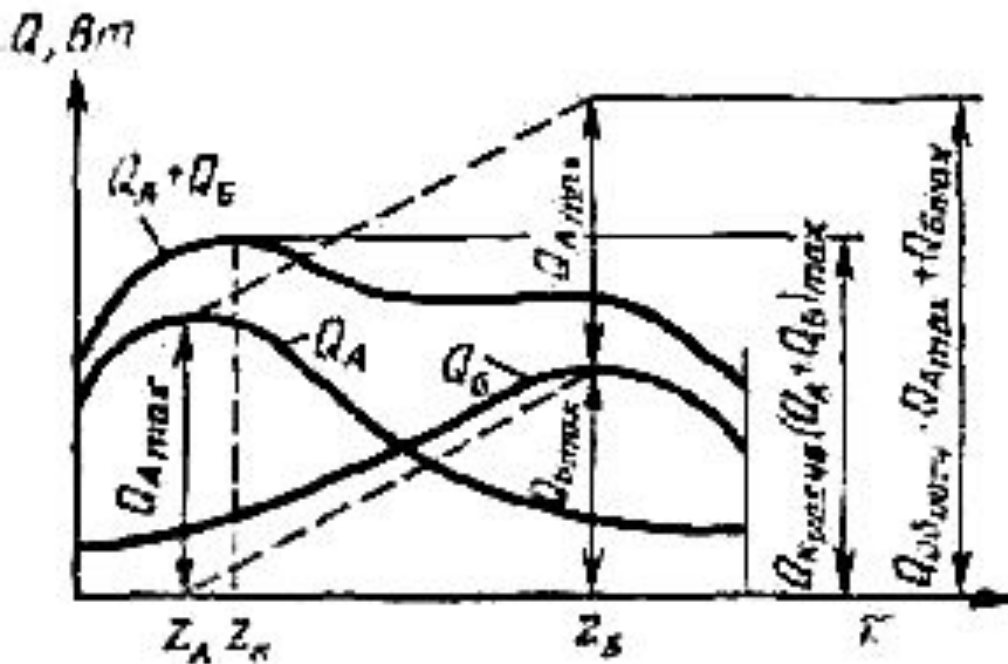


схема холодильної установки:

1 — компресор; 2 — конденсатор; 3 — регулюючі вентилі; 4 — прилади охолодження



Визначення розрахункового навантаження на компресор і камерне устаткування.

Розрахункове теплове навантаження на встановлюване камерне устаткування

$$Q_{\text{об.расч}} = Q_{A\text{max}} + Q_{B\text{max}}$$

Продуктивність компресора

$$Q_{K\text{расч}} = (Q_A + Q_B)_{\text{max}}$$

2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ ЧЕРЕЗ ОГОРОЖІ ОХОЛОДЖУВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ

Теплоприпливи розраховують для всіх огорож приміщення: зовнішніх стін, перегородок між камерами, перегородок між камерами і неохолоджуваними приміщеннями, підлоги, покриттів, перекриттів.

Теплоприплив через зовнішні стіни і покриття

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1c}$$

де Q_{1T} , Q_{1c} — теплоприпливи в охолоджуване приміщення, що виникають відповідно в результаті різниці температур з обох боків огорожі і в результаті дії на огорожу сонячної радіації, Вт.

Теплоприплив, що виникає під впливом різниці температур, Q_{1T}

$$Q_{1T} = k_D F (t_H - t_K),$$

де k_D — дійсний коефіцієнт теплопередачі кожної ізольованої огорожі, Вт/(м²·К); F — площа поверхні огорожі, м²; t_H — розрахункова температура зовнішнього повітря, °С.

Розрахункову температуру зовнішнього повітря приймають рівною

$$t_H = 0,4t_{cp.мес} + 0,6t_{аб max}$$

де $t_{cp.мес}$ — середньомісячна температура в 13 ч найжаркішого місяця °С; $t_{аб max}$ — максимальна температура, що наголошувалася в даному районі, °С.

Температура t_K охолоджуваного приміщення приймається відповідно до технологічних вимог.

Теплоприплив через зовнішні стіни і покриття Q_{1T} враховують повністю при розрахунку теплових навантажень як на компресор, так і на устаткування.

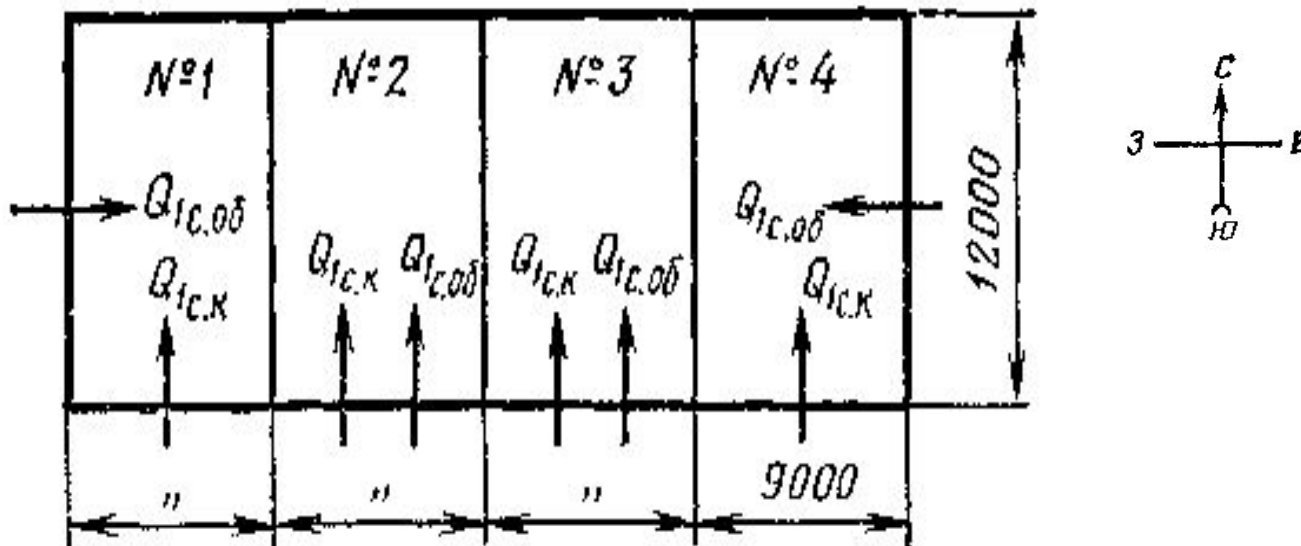
Теплоприплив від сонячної радіації

$$Q_{1c} = k_d F \Delta t_c$$

де Δt_c — надмірна різниця температур, викликана дією сонячної радіації °С, яка визначається по таблицях.

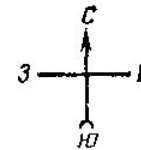
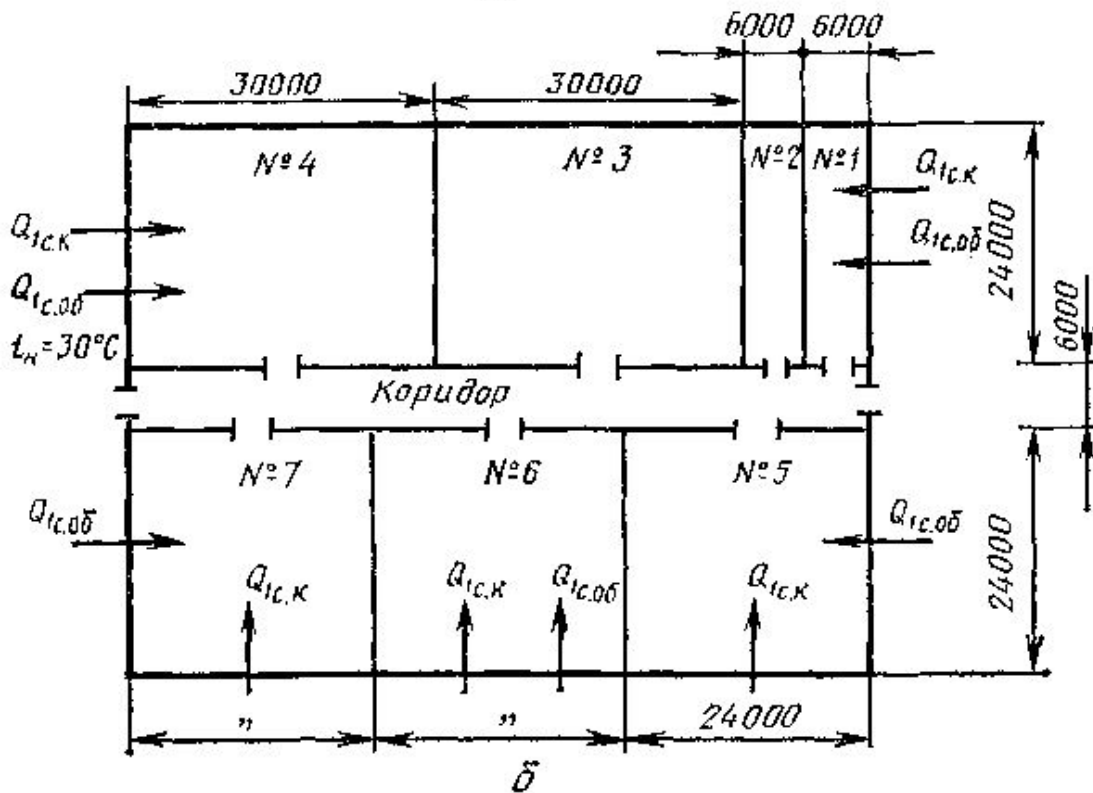
Поверхня	Сторони світу та географічна широта, град						
	ПД		ПдС	ПдЗ	С —З	ПвС-Пв	Пв
	40	50	60	40-60	40-60	40-60	40-60
Стіна бетонна	5,9	8,0	9,8	8,8...10,0	9,8...10,0	5,1...5,6	0
Цегляна	6,6	9,1	11,0	9,9...11,3	11,0...13,2	5,8...6,3	0
Покрита вапном або світлою штукатуркою	3,6	4,9	6,0	5,4...6,1	6,0...7,2	3,2...3,5	0
Покрита штукатуркою, пофарбованою в темні тони	5,1	7,1	8,5	7,7...8,8	8,5...10,2	4,5...4,9	
Облицьована білими глазурованими плитами	2,3	3,2	3,9	3,5...4,0	3,9...4,7	2,0...2,2	0
Плоскі покрівлі			17,7				
- нефарбовані							
- темні							
- з пофарбуванням у світлі тони			14,9				
- шатрові покрівлі	15	10	5				

**СХЕМА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОПРИПЛИВІВ ЗА ЦЕНТРАЛІЗОВАНОЇ СХЕМИ
ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ (ВСІ КАМЕРИ РОЗРАХОВАНІ НА ОДНАКОВИЙ
ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ І ОБСЛУГОВУЮТЬСЯ КОМПРЕСОРАМИ ОДНОГО
МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ)**



Теплоприплив на розрахунок компресора $Q_{1с.к}$ через зовнішні стіни враховують по одній із стін холодильника, через яку проникає найбільша кількість теплоти сонячної радіації (південна стіна має найбільшу площу зовнішньої поверхні довжина 36 м). Теплоприплив на камерного устаткування $Q_{1с.об}$ від сонячної радіації розраховують для кожної камери окремо

СХЕМА ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОПРИПЛИВІВ ЗА ДЕЦЕНТРАЛІЗОВАНОЇ СХЕМИ ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ (КАМЕРИ РОЗРАХОВАНІ НА РІЗНІ ТЕМПЕРАТУРНІ РЕЖИМИ І ОБСЛУГОВУЮТЬСЯ ДЕКІЛЬКОМА КОМПРЕСОРАМИ)



Температурні режими:

- камери № 1,2 $t_{\text{к}} = -35^{\circ}\text{C}$;
- камери № 3,4 $t_{\text{к}} = 0^{\circ}\text{C}$;
- камери № 5,6,7 $t_{\text{к}} = -25^{\circ}\text{C}$;

Для камер № 5, 6, 7 теплоприплив $Q_{1с.к}$ слід визначати по південній стіні. У камері № 4 по західній стіні, для камери № 1 – по східній. У камерах № 2 і 3 теплоприпливи через стіни від сонячної радіації дорівнюють нулю.

Теплоприплив **на камерне устаткування** $Q_{1с.об}$ від сонячної радіації розраховують для кожної камери окремо

ТЕПЛОПРИПЛИВ ЧЕРЕЗ ПЕРЕГОРОДКИ ТА ПОКРИТТЯ

- Визначають із залежності

- $$Q_{1T} = k_D F (t_{Kn} - t_k),$$

- де t_{Kn} – температура в суміжній камері, звідки визначають теплоприплив °С; ($Q_{1T} <> 0$)

- При визначенні теплового навантаження на компресор теплоприпливи з суміжних камер можна не визначати, якщо їх обслуговують один або група компресорів на одну температуру кипіння.
- Якщо для охолодження приміщень використовують самостійні компресори, то теплоприпливи необхідно враховувати з відповідними знаками на свою температуру кипіння.
- При розрахунку теплового навантаження на устаткування беруть до уваги тільки позитивні теплоприпливи.

ТЕПЛОПРИПЛИВ В ОХОЛОДЖУВАНІ КАМЕРИ З НЕОХОЛОДЖУВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ

- визначають по залежності

- $$Q_{1T} = k_D F \Delta t_{расч}$$

- де $t_{расч}$ — розрахункова різниця температур °С.

- $t_{расч}$ приймається залежно від різниці температур для зовнішніх стін ($t_n — t_K$):

- 70 %, якщо неохолоджуване приміщення має вихід безпосередньо назовні;
- 60 %, якщо неохолоджуване приміщення не має безпосереднього виходу назовні;
- 50 % при визначенні теплоприплива через підлогу з неохолоджуваного підвалу.

- Теплоприплив з неохолоджуваних приміщень враховується повністю і на компресор, і на устаткування.

ТЕПЛОПРИПЛИВ ЧЕРЕЗ ПІДЛОГИ, ЩО РОЗТАШОВАНІ НА ГРУНТІ

- Зазвичай враховують тільки в камерах з негативними температурами.
- Якщо підлога передбачає пристрій для обігріву ґрунту, то теплоприплив визначають за формулою
- $$Q_{1T} = k_n F(t_{cp} - t_K),$$
- де k_n — коефіцієнт теплопередачі конструкції підлоги, розташованої вище за нагрівальні пристрої, Вт/(м²·К);
- t_{cp} — середня температура шару з нагрівальними пристроями, °С.
 - $t_{cp} = 1^\circ\text{C}$ для підлоги з електронагрівачами або рідинним обігрівом,
 - $t_{cp} = 3^\circ\text{C}$ при шанцевих підлогах.

ТЕПЛОПРІТОК ЧЕРЕЗ ІЗОЛЬОВАНІ ПІДЛОГИ, ЩО НЕ МАЮТЬ НАГРІВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

Визначають за формулою

$$Q_{1T} = \sum k_{\text{усл}} F_z (t_n - t_k) m,$$

де $k_{\text{усл}}$ — умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, Вт/(м²·К); F_z — площа відповідної зони підлоги, м²; m — коефіцієнт, що враховує відносне зростання термічного опору підлоги за наявності теплової ізоляції.

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right)},$$

де δ_1, δ_n — товщина окремих шарів ізолюваної конструкції підлоги, м; $\lambda_1, \dots, \lambda_n$ — коефіцієнти теплопровідності відповідних шарів конструкції підлоги, Вт/(м·К); для неізолюваної половини, яка лежить на ґрунті, $m = 1$.

При розрахунку площу підлоги розбивають умовно на зони (залежно від відстані від зовнішніх стін) і в кожній зоні приймають відповідний умовний коефіцієнт теплопередачі. **Значення умовних коефіцієнтів теплопередачі** [у Вт/(м²·К)] приймають: на відстані до 2 м від зовнішніх стін — 0,47, від 2 м до 4 м від зовнішніх стін — 0,23, від 4 до 6 м від зовнішніх стін — 0,12, для решти площі підлоги — 0,07.

Теплопрітоки через підлоги враховуються повністю і на компресор, і на устаткування.

ТЕПЛОПРИПЛИВИ ЧЕРЕЗ ОГОРОЖІ КОЖНОЇ КАМЕРИ

□ визначають складанням окремих складових теплоприплива.

- У навантаження на камерне устаткування Q_{100} теплоприпливи включають повністю.

Навантаження на компресор $Q_{1к}$ приймається залежно від максимумів теплових навантажень Q_1 , Q_2 , якщо вони збігаються то сумарні теплоприпливи включають повністю.

- Якщо максимуми теплоприпливов Q_1 , Q_2 не співпадають, то максимум суми цих теплоприпливов розраховуються **розрахунковий час** ($z_{расч}$).

□ Практично теплове навантаження на компресор $Q_{1к}$ в цьому випадку приймають у % від значення теплоприплива, для найжаркішого часу:

для приміщень з температурою:

-23°C і нижче -100%;

-18°C -80%;

0°C —60%;

5°C —50%;

12 °C — 30%.

3. ТЕПЛОПРИПЛИВ ВІД ПРОДУКТІВ ПРИ ЇХ ХОЛОДИЛЬНІЙ ОБРОБЦІ

- Теплоприплив від продуктів при охолодженні, замороженні і домороженні у пристроях періодичної дії:

$$Q_2 = G'(i_1 - i_2) (\tau_{\text{ц}} / \tau_{\text{раб}}) / (3,6 \cdot 24),$$

- або

$$Q_2 = G''(i_1 - i_2) (\tau_{\text{ц}} / \tau_{\text{раб}}) / 3,6$$

- де G' , G'' — максимальна продуктивність камер або апаратів, відповідно в кг/доб і кг/год;
 - i_1 , i_2 — питомі ентальпії продукту відповідно до і після холодительної обробки, кДж/кг;
 - $\tau_{\text{ц}}$ — тривалість циклу холодительної обробки продукту;
 - $\tau_{\text{раб}}$ — тривалість робочого періоду у який споживається холод.
 - Початкову і кінцеву ентальпії харчових продуктів визначають по початковій і кінцевій температурах продуктів.
- У пристроях безперервної дії $\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{раб}}$

ТЕПЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ ДЛЯ ОКРЕМИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ХОЛОДИЛЬНІЙ ОБРОБЦІ

при охолодженні: $Q_2 = G'c_1(t_1 - t_2)/(3,6 \cdot 24)$;

при замороженні: $Q_2 = G'[c_1(t_1 - t_{нз}) + 335w\omega + c_2(t_{нз} - t_2)]/(3,6 \cdot 24)$;

при домороженні: $Q_2 = G'[335(\omega_2 - \omega_1) + c_2(t_1 - t_2)]/(3,6 \cdot 24)$;

- де c_1, c_2 — теплоємності охолодженого і замороженого продукту, кДж/(кг · К);
- t_1, t_2 — температури продукту до і після холодильної обробки °С;
- $t_{нз}$ — температура початку замерзання продукту °С;
- w — відносний вміст води в продукті;
- ω — відносна кількість замороженої води в продукті наприкінці процесу,
- ω_1, ω_2 — відносні кількості замороженої води в продукті при температурах t_1 та t_2 .

Теплоприплив від тари: $Q_{2Т} = G'_T c_T (t_{1Т} - t_{2Т})/(3,6 \cdot 24)$;

- де G'_T — кількість тари, що щодоби поступає, кг/доб;
- c_T — теплоємність матеріалу тари, кДж/(кг · К);
- $t_{1Т}, t_{2Т}$ — початкова і кінцева температури тари °С.
- Добове надходження тари: дерев'яної і сталевий — 20%, картонної — 10%, скляної — 100 % від добового надходження продуктів.

Теплоприпливи при холодильній обробці враховують **в повному об'ємі в навантаження компресорів.**

При визначенні **навантаження на камерне устаткування** передбачають **обмежене добове надходження** продуктів:

для розподільних і виробничих холодильників — 8 % об'єму камери при її вантажомісткості до 200 т і 6 % — більше 200 т;

для фруктових — 7...10 %,

у камерах з регульованим газовим середовищем — 10...20%;

для підприємств торгівлі і громадського харчування — 100% при 1...2-добовому зберіганні
50 % при 3...4-добовому і 30 % при зберіганні понад 4 дні.

4. ТЕПЛОПРИПЛИВ ІЗ ЗОВНІШНІМ ПОВІТРЯМ ПРИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ПРИМІЩЕНЬ

- Залежно від призначення вентиляції теплоприплив, що поступає із зовнішнім повітрям, розраховують

- $$Q_3 = 20n\rho_K(i_H - i_K)/3,6;$$

- або

- $$Q_3 = V_{\text{буд}} a_e \rho_K (i_H - i_K) / (3,6 \cdot 24),$$

- де 20— відповідає кількості повітря (у м³/год), що подається в приміщення на того, що одного працюючого;

- n — кількість працюючих людей в приміщенні;

- ρ_K —густина повітря в приміщенні, кг/м³;

- i_H, i_K — питомі ентальпії зовнішнього повітря і в приміщенні, кДж/кг;

- $V_{\text{буд}}$ — будівельний об'єм вентиляованого приміщення, м³;

- a_e — кратність вентиляції, об/доб ($a_e = 1,6$ обмінів в добу).

- Теплоприпливи Q_3 враховують в навантаження на компресор і на устаткування в повному об'ємі.

5. ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ТЕПЛОПРИПЛИВИ

$$Q_4 = Q^I_4 + Q^{II}_4 + Q^{III}_4 + Q^{IV}_4;$$

- де Q^I , Q^{II} , Q^{III} , Q^{IV} — відповідно теплоприпливи від електричного освітлення, від працюючих електродвигунів, людей, при відкритті дверей, Вт.

$$Q^I_4 = q^I_4 F_{буд},$$

- де q^I_4 — питомий теплоприплив від електричного освітлення, Вт/м² ($q^I_4 = 1,1 \dots 4,5$ залежно від типу приміщення);
- $F_{буд}$ — будівельна площа охолоджуваного приміщення, м².

При розташуванні електродвигунів усередині приміщення

$$Q_4^{II} = 1000 \eta_{одн} \sum N_{дв},$$

де $\eta_{одн}$ — коефіцієнт одночасності роботи електродвигунів ($\eta_{одн} = 0,4 \dots 1,0$ залежно від числа встановлених двигунів і характеру технологічного процесу); $N_{дв}$ — потужність двигунів, кВт.

При розташуванні електродвигунів поза приміщенням

$$Q_4^{II} = 1000 \eta_{одн} \sum N_{дв} \eta_{дв},$$

де $\eta_{дв}$ — ККД електродвигуна.

$$Q^{III}_4 = 350n,$$

де 350 — тепловиділення однієї людини при середній інтенсивності роботи, Вт; n — число людей, що працюють в приміщенні.

$$Q^{IV}_4 = q^{IV}_4 F_{дв},$$

де q^{IV}_4 — питомий теплоприплив через двері, Вт/м² (приймається по таблиці).

При розрахунку навантаження на устаткування даної камери враховують суму експлуатаційних теплоприпливів, а при розрахунку навантаження на компресор — від 50 до 75% отриманої суми.

ЗНАЧЕННЯ ПИТОМОГО ТЕПЛОПРИПЛИВУ ЧЕРЕЗ ДВЕРІ

Камера	Величина q_4^{IV} , Вт/м ²		
	при висоті камер 3,6 м і площі, м ²		
	до 50	до 150	понад 150
Охолодження м'яса, субпродуктів, кишок; акумулятори та камери схову охолодженої риби	14	7	5,8
Зберігання охолоджених вантажів	17,4	9,3	7
Заморожування	18,6	9,3	7
Зберігання морожених вантажів	12,8	7	4,6

6. ТЕПЛОПРИПЛИВИ ВІД ФРУКТІВ І ОВОЧІВ ПРИ ЇХ ДИХАННІ

Теплоту дихання фруктів і овочів визначають по останньому дню завантаження камери

$$Q_5 = q'_5 G' + q''_5 (E - G'),$$

- ▣ де q'_5 — питома кількість теплоти, що виділяється плодами і овочами при диханні під час охолодження, Вт/т [приймають по таблицях для середньої температури продукту між початковою і кінцевою];
- ▣ G' — добове надходження плодів і овочів в камеру, т;
- ▣ q''_5 — питома кількість теплоти, що виділяється плодами і овочами при диханні під час зберігання, Вт/т [приймають по температурі повітря в камері схову];
- ▣ E — повна місткість камери, т (нетто).

При зберіганні плодів і овочів в камері з регульованим газовим середовищем (РГС) формула для Q_5 має вигляд

$$Q_{5\text{РГС}} = (0,3...0,5) q''_5 \cdot E.$$

Теплоприплив Q_5 враховують в теплове навантаження компресора і камерного устаткування повністю.

ПИТОМА КІЛЬКІСТЬ ТЕПЛОТИ, ЩО ВИДІЛЯЄТЬСЯ ПЛОДАМИ ТА ОВОЧАМИ ПРИ ДИХАННІ

Плоди та овочі	Значення q'_5, q''_5 (Вт) при температурі, °С					
	0	2	5	10	15	20
Абрикоси	17	27	50	102	155	199
Апельсини	10	13	19	35	50	69
Виноград	9	17	24	36	49	78
Груші пізні	10	22	41	56	126	219
Капуста	33	36	51	78	121	194
Картопля	20	22	24	26	36	44
Цибуля	19	21	25	34	46	58
Морква	28	34	38	44	97	135
Огірки	20	24	34	60	121	174
Персики	19	22	41	92	131	181
Буряк	20	28	34	60	116	213
Слива	21	35	65	126	184	233
Томати	17	20	28	41	87	102
Черешня	21	31	47	97	165	219
Яблука пізні	10	14	21	31	58	73
Яблука ранні	19	21	31	60	92	121

7. СУМАРНІ ТЕПЛОПРИПЛИВИ

Теплові навантаження на камерне устаткування отримують підсумовуванням всіх складових для кожного окремого приміщення:

$$Q_{об} = \sum Q_{iоб} .$$

Цю величину надалі використовують для розрахунку необхідної площі поверхні приладів охолодження, систем повітре-розподілення в кожній камері.

Для визначення теплового навантаження на компресори $Q_{ок}$ всі камери і апарати залежно від температурного режиму в них і способу охолодження об'єднують в групи з однаковими температурами кипіння при централізованому способі холодопостачання.

У одну групу об'єднують камери з приблизно однаковими температурами, що розрізняються не більше ніж на $2...3^{\circ}\text{C}$. Для кожної такої групи камер вибирають температуру кипіння t_0 . При цьому **різниця температур** ($t_K - t_0$) в системах з безпосереднім охолодженням приймають рівною **$7...10^{\circ}\text{C}$** для батарей і **$6...8^{\circ}\text{C}$** для повітреохолоджувачів.

При охолодженні холодоносіями **різниця між температурами** в камері і холодоносієм $t_K - t_{XB}$ приймається **$7...10^{\circ}\text{C}$** для батарей і **$6...8^{\circ}\text{C}$** для повітреохолоджувачів, а різниця температур ($t_{XB} - t_0$) — рівною **$4...6^{\circ}\text{C}$** .

Підсумовуючи теплові навантаження на компресор по кожній такій групі камер, визначають навантаження компресорів для кожної температури кипіння.