

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

А.А.Худенко

РАДІАЦІЙНЕ ОПАЛЕННЯ І ОХОЛОДЖЕННЯ

Рекомендовано науково-методичною радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
як навчальний посібник для студентів
спеціальності 8.0921.08 “Теплогазопостачання і вентиляція”

Київ 2004

УДК 697.1(075.8)
ББК 38.762.1
Х98

Рецензенти: *А.Ф. Строй*, доктор технічних наук, професор,
завідувач кафедри теплогазопостачання і вентиляції
Полтавського національного технічного університету
ім. Ю. Кондратюка;

М.І. Нікітенко, доктор технічних наук, провідний
науковий співробітник інституту технічної теплофізики
НАН України

*Затверджено на засіданні науково-методичної ради
Київського національного університету будівництва і архітектури
2004 року.*

Худенко А.А.

Х98 Радіаційне опалення і охолодження. Навчальний посібник. – К.:
КНУБА, 2004. – с.

Викладені теоретичні основи, конструктивні особливості,
методи розрахунку систем радіаційного опалення і охолодження.
Розглянуто приклади вирішення конкретних задач.

Призначений для студентів спеціальності 8.0921.08
“Теплогазопостачання і вентиляція”.

УДК 697.1(075.8)
ББК 38.762.1

© А.А.Худенко, 2004

ЗМІСТ

Передмова	6
Умовні позначення і розмірності основних величин	10
Розділ 1. Теоретичні основи радіаційного опалення	14
1.1. Фізика променистої енергії	14
1.2. Види променистих теплових потоків	15
1.3. Процеси перенесення теплоти.....	17
1.4. Радіаційно-конвективне перенесення теплоти.....	21
1.5. Вплив теплового випромінювання на людину	24
Розділ 2. Розрахунок радіаційно-конвективного теплообміну у приміщенні	28
2.1. Граничні поверхні абсолютно чорні, повітряне середовище приміщення діатермічне	28
2.2. Граничні поверхні сірі, повітряне середовище приміщення діатермічне, відбите випромінювання не враховується	31
2.3. Граничні поверхні сірі, повітряне середовище приміщення діатермічне, відбите випромінювання враховується	33
2.4. Граничні поверхні сірі, повітряне середовище приміщення частково поглинає випромінювання.....	35
2.5. Граничні поверхні дифузно-дзеркальні, повітряне середовище приміщення діатермічне	39
2.6. Конвективна складова теплообміну	41
Розділ 3. Інженерний метод розрахунку радіаційного опалення .	48
3.1. Визначення тепловтрат через огороження приміщення	48
3.2. Визначення тепловтрат при вентиляції приміщення	57
3.3. Умови комфортності теплового середовища приміщення	61
3.4. Розміщення випромінювачів у приміщенні	65
3.5. Особливості розрахунку місцевого радіаційного опалення	71
Розділ 4. Системи радіаційного опалення	82

	4.1.	Газова система радіаційного опалення	82
	4.2.	Газоповітряна система радіаційного опалення	93
	4.3.	Пароводяна система радіаційного опалення	98
	4.4.	Електрична система радіаційного опалення	103
	4.5.	Сонячно-електрична система радіаційного опалення ..	105
	4.6.	Застосування інфрачервоних випромінювачів в інших галузях	106
	4.7.	Системи радіаційного охолодження	109
Розділ	5.	Особливості теплового режиму приміщення при радіаційному опаленні	124
	5.1.	Інструментальне дослідження параметрів теплового режиму приміщення	124
	5.2.	Результати натурних досліджень теплового режиму приміщень в будівлях з радіаційним опаленням	127
Додаток	1.	Кутові коефіцієнти для деяких систем поверхонь	133
Додаток	2.	Залежність випромінювальної питомої потужності Q_T і λ_{\max} . від температури для абсолютно чорного тіла ...	138
Додаток	3.	Тепловиділення людини (чоловіка) при фізичних навантаженнях і температурі повітря у приміщенні	139
Додаток	4.	Ступінь чорноти повного нормального випромінювання для різних матеріалів	140
Додаток	5.	Коефіцієнти поглинання сонячної радіації для деяких матеріалів	141
Додаток	6.	Критична густина опромінення $q_{кр}$ для деяких матеріалів	141
Додаток	7.	Питомі теплові характеристики промислових будівель	142
Додаток	8.	Характеристики газових інфрачервоних (світлих) випромінювачів	144
Додаток	9.	Характеристики газоповітряних модульних випромінювачів	145
Додаток	10.	Характеристики газоповітряних модульних випромінювачів	147
Додаток	11.	Теплова потужність 1 п/м газоповітряних трубчастих випромінювачів	148

Додаток 12.	Теплова потужність 1 п/м стрічкових трубчастих ($d=50$ мм) панельних випромінювачів з водяним теплоносієм	149
Додаток 13.	Характеристики електричних випромінювачів	150
Додаток 14.	Нормативні значення втрат теплоти ізольованими трубопроводами при прокладанні їх у приміщеннях з температурою до $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, Вт/м	151
Додаток 15.	Нормативні значення втрат теплоти трубопроводами при повітряному прокладанні теплової мережі, Вт/м ...	151
Список літератури		152

ВСТУП

Для опалення і охолодження будівель і споруд у світовій практиці будівництва застосовують різноманітні системи і пристрої, які працюють переважно за принципом конвективного теплоперенесення між джерелами та стоками теплоти при формуванні теплового режиму приміщення (конвективні системи опалення і охолодження).

Тепловий режим приміщення при конвективному опаленні характеризується нерівномірним розподілом теплової енергії в об'ємі приміщення (особливо по його висоті) і необхідністю підтримання на досить високому рівні (18-22 °C) температури повітря, яке видаляється з приміщення при його вентиляції і спричиняє значну витрату теплоти. У приміщеннях великої висоти, внаслідок температурного розшарування повітря, температура верхньої зони перевищує температуру робочої зони на 10-15 °C і втрати з вентиляційними викидами, а також через верхні горизонтальні огороження приміщення значно перевищують тепловтрати через інші огороження приміщення.

У сучасних виробничих будівлях для експлуатації конструкцій і технологічного обладнання, яке розташовано вище робочої зони, непотрібна така ж температура, як і у робочій зоні, але при конвективному опаленні необхідно нагрівати увесь об'єм повітря у приміщенні до температури робочої зони, на що витрачається значно більше теплової енергії, ніж на створення комфортних температурних умов у робочій зоні.

Значні переваги мають системи, які працюють переважно за принципом радіаційного теплоперенесення між джерелами та стоками теплоти при формуванні теплового режиму приміщення (радіаційні системи опалення і охолодження).

Найбільш суттєвими ознаками радіаційного опалення є температура приладів опалення (вища за 100 °C), їх тепловіддача (більше 50 % випромінюванням), розміщення приладів опалення у приміщенні (переважно у верхній зоні), структура теплоперенесення між джерелом і стоками теплоти у приміщенні (радіаційне теплоперенесення визначальне). Механізм формування комфортної ситуації у приміщенні при радіаційному опаленні характерний наступним: джерела випромінювання, які розміщені у верхній зоні, променистим теплом нагрівають інфраструктуру (підлогу, обладнання, внутрішні огороження) робочої зони до температури, вищої за нормативну температуру повітря у робочій зоні, а від нагрітих

променистим теплом поверхонь робочої зони нагрівається повітря у приміщенні. Інфраструктура робочої зони є своєрідним вторинним джерелом теплоти для повітря приміщення.

Переваги радіаційного опалення полягають у наступному.

Відкривається можливість створення комфортного теплового режиму шляхом автономного підведення променистої теплоти безпосередньо до поверхні тіла людини, або до певної зони приміщення, підтримуючи при цьому у решті об'єму приміщення більш низьку температуру, що дозволяє значно зменшити тепловтрати приміщення (особливо великооб'ємного) через зовнішні огороження і при вентиляції у порівнянні з аналогічними тепловтратами при конвективному опаленні.

При радіаційному опаленні у приміщенні підтримується така температурна ситуація, коли середня радіаційна температура у приміщенні завжди вища за температуру повітря і комфортний тепловий стан людини підтримується при більш інтенсивній тепловіддачі поверхні тіла людини конвекцією і менш інтенсивній радіацією, що сприятливо у фізіологічному відношенні і відповідає структурі тепловіддачі людини в умовах природного середовища.

Початковим станом сучасного використання променистої енергії для опалення було панельно-променисте опалення житлових і громадських будівель, яке після другої світової війни знайшло досить широке застосування у будівництві колишнього СРСР, Франції, Англії, Швеції, Фінляндії і інших країн. Тепловий режим приміщення при панельно-променистому опаленні характеризується високими комфортними якостями, а конструкція систем – простотою і надійністю. Але, враховуючи конструктивні особливості житлових приміщень (малі відстані між людиною і приладом опалення), при панельно-променистому опаленні виникає необхідність обмеження верхнього рівня температури панелі і підтримання її на рівні 40–50 °С, внаслідок чого тепловіддача її конвекцією перевищує тепловіддачу радіацією і радіаційне теплоперенесення при формуванні теплового режиму приміщення практично не використовується (променистий потік дуже малої потужності) і техніко-економічні показники панельно-променистого опалення знижуються. У разі можливості підвищення температури панелі за 40-50 °С (громадські і виробничі будівлі) має місце друге обмеження – погана сумісність роботи змішувача і масиву бетону, що призводить до розтріскування і руйнування панелей опалення.

Зазначені недоліки були причиною не досить широкого розповсюдження панельно-променистого опалення, але воно стало основою розвитку радіаційного опалення і охолодження будівель і споруд, при якому переваги радіаційного перенесення для формування теплового режиму приміщень використовують у повній мірі.

Теорія і методи розрахунків радіаційного і загального теплообміну розробленні Т.Л. Поляком, С.М. Шоріним, А.С. Невським, Ю.А. Суріновим, М.А. Брамсоном, А.Г. Блохом, В.Н. Адріановим, Р.Е.Еккертом, Р. Віскантою, Е.Сперроу та іншими вченими.

Наукові основи для розвитку панельно-променистого і радіаційного опалення були започатковані роботами С.А. Оцепа, А.К. Андрієвського, Е.А. Насонова, А.А. Сандера, В.М. Богословського, І.Ф. Лівчака, Ю.Д. Губернського, А. Міссенара (Франція), Н. Адлама (США), А. Кольмара, В. Лізе (Німеччина), А. Мачкаші, Л. Банхіді (Угорщина), П. Фангера (Данія) та інших вчених .

У вітчизняній і зарубіжній науковій і нормативній літературі параметри радіаційного теплового режиму приміщення визначають за двома групами методів.

До першої групи відносяться методи оцінки:

- за величиною радіаційної температури приміщення;
- за абсолютною величиною променистого теплового потоку у характерних точках приміщення.

До другої групи відносяться методи оцінки:

- за від'ємним радіаційним балансом людини;
- за позитивним радіаційним балансом людини.

Найбільш поширеним у країнах Європи методом нормування комфортних параметрів радіаційного теплового режиму приміщення є метод П. Фангера, за яким нормування виконується за локальними і середніми радіаційними температурами приміщення. Але метод П. Фангера оперує такими поняттями, як оперативна і результуюча температура, які у нашій нормативній літературі не застосовуються.

У вітчизняній літературі основним методом визначення і нормування параметрів теплового режиму приміщення є метод В.М. Богословського, за яким комфортні параметри радіаційного режиму визначають за величиною допустимої температури найбільш нагрітої та найбільш охолодженої поверхонь у приміщенні, виходячи при цьому з від'ємного радіаційного

балансу людини, за яким кількість променистої теплоти, яка відводиться з поверхні людини регламентується гігієнічними нормативами. При досить об'єктивному відображенні фізичної сутності комфортних умов теплового середовища у приміщенні при конвективному опаленні такий підхід не враховує індивідуальних особливостей реагування людини на величину променистого теплового потоку, а також не забезпечує достатньої точності розрахунків, особливо при радіаційному опаленні.

Найбільш доцільним і обґрунтованим методом оцінки і нормування теплового режиму приміщення при радіаційному опаленні є метод визначення його параметрів за позитивним радіаційним балансом людини, тобто за гігієнічно допустимою величиною опромінення людини у робочій зоні приміщення. Зазначений метод є найбільш достовірним зважаючи на наступне:

- величина опромінення однозначно характеризує радіаційний режим приміщення за абсолютним значенням променистого теплового потоку від приладів опалення і навколишніх поверхонь у приміщенні;
- опромінення об'єктивно відображає півсферичний теплообмін людини у приміщенні;
- максимальне і мінімальне значення опромінення дають можливість правильно оцінити ступінь рівномірності променистого теплового потоку в якій завгодно точці приміщення і зрівнювати за цим показником радіаційні режими різних систем опалення.

Даний навчальний посібник є першою не тільки в Україні, а і у країнах СНД спробою автора узагальнити теорію і методи розрахунків радіаційного опалення і охолодження.

Не дивлячись на особливу ретельність при відборі і викладенні матеріалу, посібник може мати місця, покращення яких не тільки бажано, але і необхідно хоча би тому, що радіаційне опалення і охолодження розвиваються високими темпами і деякі питання потребують уточнення або доповнення. У зв'язку з цим автор просить читачів висловити свої зауваження і побажання і заздалегідь вдячний за увагу до роботи.

Автор сподівається, що ця книга допоможе майбутнім спеціалістам оволодіти знаннями в галузі радіаційного опалення (охолодження) і буде сприяти їх подальшій самостійній практичній і науковій діяльності.

Умовні позначення і розмірності основних величин

- λ – довжина хвилі випромінювання, м, мкм;
- ν – частота випромінювання, с^{-1} ;
- T, t – температура, К, $^{\circ}\text{C}$;
- P, p – тиск, парціальний тиск, Па, $\text{Н}/\text{м}^2$;
- m – маса, кг;
- ρ – густина, $\text{кг}/\text{м}^3$;
- c_0 – швидкість світла у вакуумі, м/с;
- C – теплоємність, Дж/ $^{\circ}\text{C}$;
- C_m – питома теплоємність, Дж/($\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$), Дж/(кг $\cdot^{\circ}\text{C}$), ккал/(кг $\cdot^{\circ}\text{C}$);
- λ_q – теплопровідність, Вт/(м $\cdot^{\circ}\text{C}$);
- α_k – коефіцієнт теплообміну (тепловіддачі) конвенцією, Вт/(м $^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$);
- α_v – коефіцієнт теплообміну (тепловіддачі) випромінюванням, Вт/(м $^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$);
- a – температуропровідність, м 2 /с;
- σ_0 – постійна Стефана-Больцмана, $\approx 5,7 \cdot 10^{-8}$, Вт/(м $^2 \cdot \text{K}^4$);
- C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $\approx 5,7$ Вт/(м $^2 \cdot \text{K}^4$);
- κ – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м $^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$);
- v – швидкість руху, м/с;
- W – енергія, Дж;
- Q – тепловий потік, потік теплового випромінювання, Вт;
- E – поверхнева густина теплового потоку, Вт/м 2 ;
- J – інтенсивність випромінювання, Вт/(м $^2 \cdot \text{ср}$);
- J_V – інтенсивність об'ємного випромінювання, Вт/(м $^3 \cdot \text{ср}$);
- ε – ступінь чорноти, ($0 \leq \varepsilon \leq 1$);
- $\bar{\kappa}$ – середній питомий коефіцієнт ослаблення теплового випромінювання внаслідок поглинання або розсіювання (на одиницю тиску або концентрації), м $^{-1} \cdot \text{МПа}^{-1}$, м $^2 \cdot \text{кг}$;
- $\kappa_{v,t}$ – спектральний коефіцієнт поглинання теплового випромінювання, м $^{-1}$;
- $\kappa_{v,s}$ – спектральний коефіцієнт розсіювання теплового випромінювання, м $^{-1}$;

γ – індикатриса розсіювання і відбиття теплового випромінювання;

θ – полярний кут, рад;

Ω – тілесний кут, ср;

R – газова стала, Дж/К;

R_0 – питома газова стала, Дж/(кг·К);

$\Phi_{F_i - F_j}$ – дифузний кутовий коефіцієнт випромінювання поверхні F_i відносно поверхні F_j ;

$\Psi_{F_i - F_j}$ – узагальнений кутовий коефіцієнт випромінювання, який враховує пряме і багаторазово відбите випромінювання поверхонь F_i і F_j , а також поглинання променистого теплового потоку тепловим середовищем, яке розділяє поверхні F_i і F_j . Зв'язок між $\Psi_{F_i - F_j}$ і $\Phi_{F_i - F_j}$ характеризується

$$\text{співвідношенням: } \Psi_{F_i - F_j} = e^{-\bar{k} \cdot S} \cdot \Phi_{F_i - F_j} ,$$

S – довжина шляху променевого потоку, м;

$\Phi_{F_i - F_j}$ – узагальнений дзеркальний кутовий коефіцієнт випромінювання, який враховує як пряме, так і багаторазово відбите випромінювання в системі поверхонь F_i і F_j розділених діатермічним середовищем. Для абсолютно чорних поверхонь $\Phi_{F_i - F_j} = \Phi_{F_i - F_j}$.

q – вектор густини потоку випромінювання – векторна характеристика балансу випромінювання в точці поля радіаційної енергії, яка визначає величину і напрям перенесення енергії через одиницю поверхні за одиницю часу.

$\text{div} q$ – дивергенція вектора випромінювання (межа об'ємної густини потоку вектора випромінювання через замкнуту поверхню при граничному зменшенні елементарного об'єму, в якому розглядається результуючий потік випромінювання);

h – постійна Планка, $6,625 \cdot 10^{-34}$ Дж·с;

μ – коефіцієнт в'язкості, кг·с/м²;

g – прискорення сили тяжіння, м/с²;

$C = \varepsilon \cdot C_0$ – коефіцієнт випромінювання сірого тіла, Вт/(м²·К⁴);

$E_{зв}$ – зведений ступінь чорноти системи;

$Q_0 = \sigma_0 \cdot T_{F_i}^4$ – тепловий потік з 1 м² абсолютно чорної поверхні F_i , Вт/м²;

- t_R – радіаційна температура, °С;
 $t_{\text{пр}}$ – температура приміщення, °С;
 $t_{3,0}$ – температура зовнішнього повітря для проектування опалення;
 Q_T^p – тепловтрати приміщення при радіаційному опаленні, Вт;
 Q_T^k – тепловтрати приміщення при конвективному опаленні, Вт;
 t_3 – температура зовнішнього повітря, °С;
 Q_V^p – тепловий потік на компенсацію тепловтрат при вентиляції приміщення з радіаційним опаленням, Вт;
 Q_V^k – тепловий потік на компенсацію тепловтрат при вентиляції приміщення з конвективним опаленням, Вт;
Nu – критерій Нуссельта;
Gr – критерій Грасгофа;
Pr – критерій Прандтля;
 q_p – питома радіаційна теплопродуктивність приладів радіаційного опалення, Вт/м²;
 Q_H^p – тепла спроможність палива, Дж/кг, Дж/м³, ккал/кг, ккал/н.м³.

Числові значення деяких одиниць

Робота, енергія	1 Дж=1 Вт·с; 1 Вт·год=3,6·10 ³ Дж; 1 кВт·год=3,6·10 ⁶ Дж; 1 Гкал≈4,19 ГДж; 1 ккал≈4,19 кДж; 1 кДж/кг≈0,239 ккал/кг;
Потужність	1 Вт=1 Дж/с=0,860 ккал/год; 1 ккал/год=1,163 Вт; 1 Гкал/год=1,163 МВт;
Швидкість	1 м/год≈0,277·10 ⁻³ м/с;
Тиск	1 бар=1,02 ат=10 ⁵ Па; 1 м.вод.ст≈9,806 кН/м ² ; 1 мм.вод.ст≈9,806 Па; 1 мм.рт.ст.≈133,3 Па; 1 Н/м ² =0,102 мм.вод.ст.= =0,075 мм.рт.ст.;

	$1 \text{ ат(тех.)} = 1 \text{ кг/см}^2 = 10 \text{ м.вод.ст.} =$ $= 735,6 \text{ мм.рт.ст.};$ $1 \text{ атм.(фіз.)} = 760 \text{ мм.рт.ст.} =$ $= 101325 \text{ Н/м}^2 = 1,033 \text{ кг/см}^2;$
Витрата масова, об'ємна	$1 \text{ т/год} \approx 0,278 \text{ кг/с};$ $1 \text{ кг/год} \approx 0,278 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с};$ $1 \text{ м}^3/\text{год} \approx 0,278 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с};$
Питома кількість теплоти	$1 \text{ ккал/кг} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг};$
Теплоємність	$1 \text{ ккал/}^\circ\text{C} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж/К};$ $1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}) = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кгК});$
Тепловий потік, поверхнева густина теплового потоку	$1 \text{ кал/с} = 4,1868 \text{ Вт};$ $1 \text{ ккал/год} = 1,1630 \text{ Вт};$ $1 \text{ кал}/(\text{с} \cdot \text{см}^2) = 4,1868 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2;$ $1 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2) = 1,1630 \text{ Вт/м}^2;$
Коефіцієнт теплопередачі Сила тяжіння	$1 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) = 1,1630 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$ $1 \text{ кГ(кгс)} = 9,806665 \text{ Н} \approx 10 \text{ Н};$
Питома вага	$1 \text{ кг/м}^3 (\text{кгс/м}^3) = 9,80665 \text{ Н/м}^3 \approx 10 \text{ Н/м}^3;$
Питома витрата теплоти	$1 \text{ ккал/кВт} \cdot \text{год} = 1,163 \cdot 10^{-3} \text{ Дж/Дж};$
Швидкість світла	$C_0 = 2,9979250 \cdot 10^8 \text{ м/с};$
Універсальна газова стала	$R_y = 8,31434 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К});$
Стала Планка	$h = 6,626189 \cdot 10^{-34} \text{ Дж} \cdot \text{с};$
Теплова спроможність умовного палива	$B_{\text{ум}} = 29330 \text{ кДж/кг} = 7000 \text{ ккал/кг};$
Параметри, які характеризують нормальні фізичні умови	$t = 0^\circ\text{C}; P = 760 \text{ мм.рт.ст.} = 101325 \text{ Па};$
Параметри, які характеризують нормальні технічні умови	$t = 20^\circ\text{C}; P = 760 \text{ мм.рт.ст.} = 101325 \text{ Па}.$

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РАДІАЦІЙНОГО ОПАЛЕННЯ

1.1. Фізика променистої енергії

Випромінювання теплової енергії тілом, згідно квантовомеханічної моделі атома, є процес передачі електромагнітної енергії у кількості, яка дорівнює різниці енергії атома при переході його з одного енергетичного рівня на інший, внаслідок імпульсу, що надійшов до тіла:

$$h\nu = W_1 - W_2,$$

де h – постійна Планка; ν – частота; W_1, W_2 – енергії атома до і після переходу з енергетичного рівня 1 до енергетичного рівня 2; $h\nu$ – порція енергії, яка випромінюється при переході з рівня 1 на рівень 2.

Для об'єму речовини U густиною ρ , який містить N атомів, процес теплового випромінювання можна записати через спектральний коефіцієнт власного випромінювання $J_{\text{вл},\nu}$:

$$U_{\text{вл},\nu} = \int_{4\pi} J_{\text{вл},\nu},$$

де

$$J_{\text{вл},\nu} = \frac{N}{\rho} h\nu (A_n + B_n J_\nu),$$

$U_{\text{вл},\nu}$ – спектральна об'ємна густина випромінювання речовини;
 $J_{\text{вл},\nu}$ – спектральний коефіцієнт власного випромінювання речовини;
 A_n, B_n – спектральні коефіцієнти відповідно спонтанного та індукованого випромінювання речовини; J_ν – спектральна інтенсивність випромінювання зовнішнього поля.

Поглинання теплового випромінювання є процес переходу електромагнітної енергії, що підводиться до тіла, в енергію заряджених часток тіла. Коефіцієнт поглинання елементарного об'єму середовища з густиною ρ , який містить N атомів, визначається за формулою:

$$\kappa_{\nu,t} = \sum \frac{N}{\rho} B_n \cdot h\nu.$$

Розсіювання теплового випромінювання є процес зміни напрямку розповсюдження фотонів внаслідок оптичної неоднорідності середовища, через яке проходять фотони.

Для газу постійного складу, температури і тиску спектральний коефіцієнт розсіювання визначається за формулою:

$$K_{v,s} = \int_{R=0}^{\infty} S_v(r) N_q dr ,$$

де $S_v(r)$ – переріз розсіювання для частки з радіусом r ; N_q – числова густина часток у об'ємі, який розглядається.

Ослаблення теплового випромінювання – процес зміни спектральної інтенсивності випромінювання у середовищі, яке поглинає і розсіює.

Спектральний коефіцієнт ослаблення теплового випромінювання K_v дорівнює сумі коефіцієнтів поглинання $K_{v,t}$ і розсіювання $K_{v,s}$:

$$K_v = K_{v,t} + K_{v,s} .$$

Розповсюдження випромінювання у вакуумі – процес переміщення у просторі напруженостей електричного і магнітного полів, які змінюються з часом.

1.2. Види променистих теплових потоків

Розглянемо вертикальний переріз приміщення з системою радіаційного опалення (рис.1.1) і балансову діаграму променистого теплообміну площадки F_i у приміщенні з іншими поверхнями огорожень приміщення (рис. 1.2).

Виділимо на внутрішній поверхні зовнішніх огорожень приміщення, які будемо вважати сірими, площадку F_i і припустимо, що температура цієї площадки T_i , а ступінь чорноти ϵ_i . Припустимо також, що температура поверхні площадки F_i більш висока за температуру поверхні інших огорожень приміщення, які позначимо через F_j з температурою T_j і ступенем чорноти ϵ_j . У приміщенні відбувається променистий теплообмін: променисте

тепло надходить з поверхні F_i на поверхню F_j , відбивається від поверхні F_j і знову надходить на поверхню F_i .

Розглянемо променистий теплообмін поверхні F_i за допомогою балансової діаграми теплообміну, яка наведена на рис. 1.2.

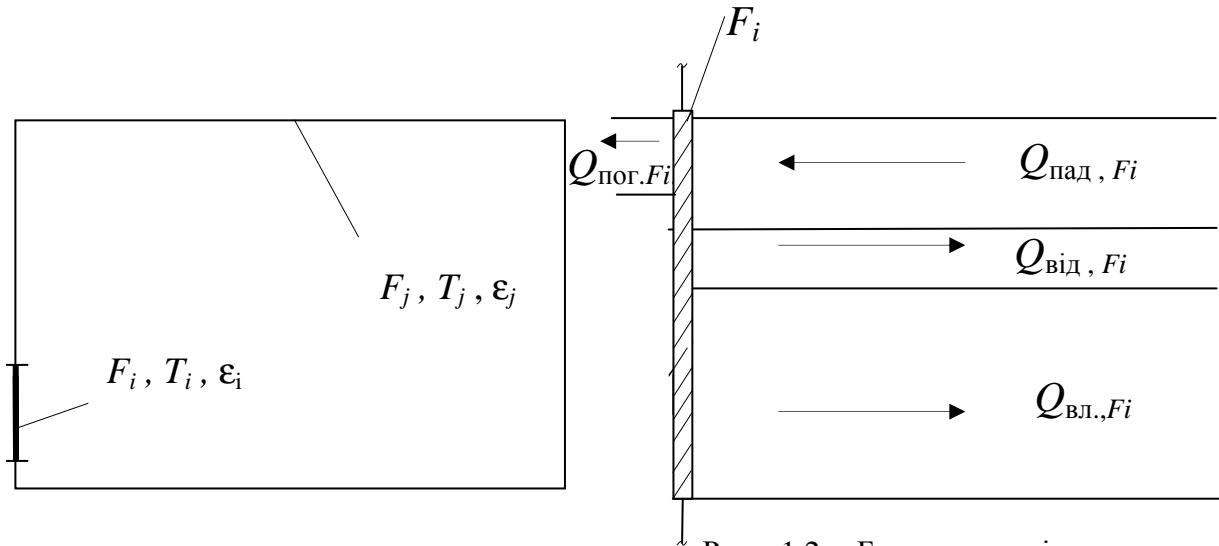


Рис.1.1. Вертикальний переріз приміщення

Рис 1.2. Балансова діаграма променистого теплообміну площадки F_i на поверхні внутрішніх огорожень приміщення з іншими поверхнями огорожень F_j

Балансова діаграма променистого теплообміну площадки F_i наведена у відносному по вертикалі масштабі теплових променистих потоків. Площадка F_i , яка має температуру T_i , вищу за температуру T_j огорожень F_j , випромінює на поверхню огорожень F_j тепловий променистий потік $Q_{\text{вл.}, Fi}$ – власне випромінювання, яке є найбільшим по величині з теплових променистих потоків, які надходять і виходять з площадки F_i . На площадку F_i з поверхні F_j надходить потік $Q_{\text{пад}, Fi}$. Частина його відбивається площадкою F_i – відбите випромінювання, показане як потік $Q_{\text{від}, Fi}$, який разом з власним випромінюванням $Q_{\text{вл.}, Fi}$ надходить на поверхню F_j . Частина випромінювання, яке надходить на площадку F_i – потік $Q_{\text{пог.} Fi}$ поглинається поверхнею F_i .

Сума власного і відбитого випромінювання називається ефективним випромінюванням поверхні F_i :

$$Q_{\text{еф},Fi} = Q_{\text{вл},Fi} + Q_{\text{від},Fi} \cdot \quad (1.6)$$

Різниця між випромінюванням, яке надходить на F_i і ефективним випромінюванням F_i називається результуючим випромінюванням площадки F_i . Результуюче випромінювання є підсумковим балансовим визначенням, яке характеризує променистий теплообмін поверхні F_i .

$$Q_{\text{рез},Fi} = Q_{\text{пад},Fi} - Q_{\text{еф},Fi} \cdot \quad (1.7)$$

Для поверхонь у приміщенні, які мають більш високу температуру в порівнянні з іншими, наприклад, для приладів радіаційного опалення, результуюче випромінювання буде мати знак "-", у зв'язку з тим, що ефективне випромінювання перевищує випромінювання, яке надходить на ці поверхні. Для поверхонь з меншою температурою, наприклад, для огорожень, які нагріваються променистим теплом, результуюче випромінювання буде мати знак "+", тому що ефективне випромінювання їх менше за випромінювання, яке надходить на ці поверхні.

1.3. Процеси перенесення теплоти

Приміщення при радіаційному опаленні можна розглядати як складну теплообмінну систему, механізм формування теплового середовища якої характеризується різноманітністю взаємозв'язаних процесів: перенесення теплоти між джерелами і стоками відбувається в режимі радіаційно-конвективного теплообміну; між нагрітою променистим теплом інфраструктурою робочої зони і повітрям приміщення — в режимі конвективного теплообміну; тепловіддача джерел теплоти – в радіаційно-конвективному режимі, теплопередача через огороження – теплопровідністю, при вентиляції приміщень має місце струминний теплообмін.

Узагальнено сукупність теплових процесів у приміщенні при радіаційному опаленні можна представити як наслідок взаємодії поля радіаційної енергії, головним компонентом якого є інтенсивність випромінювання J_v і газодинамічного поля, головними змінними величинами якого є три компонента швидкості U_x, U_y, U_z , температура T , тиск P і густина ρ .

Радіаційний теплообмін. Розглянемо особливості радіаційного перенесення теплової енергії у приміщенні за умови, коли внутрішні

поверхні огорожень і повітряне середовище приміщення селективно поглинають, випромінюють, відбивають і розсіюють променисту енергію, їх характеристики (коефіцієнти випромінювання, переломлення, поглинання, розсіювання та інші) залежать від температури, а процеси теплообміну відбуваються при нестационарних умовах.

Виділимо з повітряного середовища приміщення, в якому випромінюється і поглинається промениста енергія, елементарний циліндр об'ємом dV , площею основи dF_o і довжиною dS і розглянемо, відносно нього, процеси радіаційного теплоперенесення. Позначимо через J_v спектральну інтенсивність вузького пучка випромінювання, яке надходить від випромінювачів теплової енергії на поверхню dF_o елементарного циліндра.

Запишемо складові енергетичного балансу циліндра:

- енергія, що надходить до циліндра через dF_o :

$$dW_i = J_v \cdot dF_o \cdot d\Omega \cdot d\tau \cdot dv ;$$

$d\Omega$ – елементарний тілесний кут; $d\tau$, dv – інтервали часу і частоти випромінювання;

- енергія, що виходить з протилежного кінця циліндра:

$$dW_o = (J_v + dJ_v) \cdot dF_o \cdot d\Omega \cdot d\tau \cdot dv ;$$

- енергія, що поглинається середовищем циліндра:

$$dW_a = -\kappa_{v,t} \cdot J_v \cdot \rho \cdot dF_o \cdot dS \cdot d\Omega \cdot d\tau \cdot dv ,$$

де $\kappa_{v,t}$ – спектральний коефіцієнт поглинання променистої енергії середовищем циліндра; ρ – густина середовища циліндра;

- енергія, що випромінюється середовищем циліндра:

$$dW_v = J_{вл,v} \cdot \rho \cdot dF_o \cdot dS \cdot d\Omega \cdot d\tau \cdot dv ,$$

де $J_{вл,v}$ – спектральний коефіцієнт власного випромінювання середовища циліндра;

- енергія, яка залишається у об'ємі dV циліндра:

$$dW_\tau = 1/c_o (\partial J_v / \partial S) \cdot dF_o \cdot dS \cdot d\Omega \cdot d\tau \cdot dv .$$

Балансове рівняння, записане через потоки променистої енергії відносно елементарного циліндра, буде мати вигляд:

$$dQ_o - dQ_i = dQ_v + dQ_a - dQ_\tau .$$

Через спектральну інтенсивність випромінювання балансове рівняння радіаційного перенесення теплоти можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial J_v}{\partial S} = -\frac{1}{c_0} \left(\frac{\partial J_v}{\partial \tau} \right) + \rho (J_{\text{вл},v} - \kappa_v J_v). \quad (1.2)$$

Якщо застосувати до об'ємного випромінювання закон Кірхгофа, коефіцієнт власного випромінювання середовища приміщення можна записати у вигляді $J_{\text{вл},v} = \kappa_v \cdot J_{v,t}$, де $J_{v,t}$ – інтенсивність випромінювання абсолютно чорного тіла.

З урахуванням зазначеного, рівняння (1.2) можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial J_v}{\partial S} = -\frac{1}{c_0} \left(\frac{\partial J_v}{\partial \tau} \right) + \rho \kappa_v (J_{v,t} - J_v). \quad (1.3)$$

Випромінювання з інтенсивністю J_v , що надходить до об'єму dV є випромінюванням з поверхні N_i випромінювачів та випромінюванням з будь-якого іншого об'єму повітряного середовища приміщення dV_i . Зважаючи на це, можна записати:

$$\left(Q_{\text{пад},v} \right)_{N_i, dV_i} = J_v \cdot d_v \cdot \cos \beta \cdot d\Omega.$$

Результуюче випромінювання об'єму dV в алгебраїчному значенні є власне випромінювання $(Q_{\text{вл},v})_{dV}$ і випромінювання, що поглинається середовищем об'єму dV , тобто $(Q_{\text{пог},v})_{dV}$:

$$\frac{\partial (Q_{\text{рез},v})_{dV}}{\partial \tau} = -\frac{1}{c_0} \frac{\partial (Q_{\text{вл},v})_{dV}}{\partial \tau} + (Q_{\text{вл},v})_{dV} - (Q_{\text{пог},v})_{dV}. \quad (1.4)$$

Враховуючи, що $\left(Q_{\text{пад},v} \right)_{N_i, dV_i} = \int_0^{\infty} J_v d_v \cdot \cos \beta \cdot d\Omega$, рівняння (1.3)

через інтегральні випромінювання можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial J_v}{\partial S} = -\frac{1}{c_0} \frac{\partial J_v}{\partial \tau} + \rho k'_v (J_{v, \tau} - J_v) + \rho k_{v, s} \left[J_v - \int_{4\pi} (J_v \cdot \gamma_v \cdot d\Omega) \right], \quad (1.5)$$

де k'_v – спектральний коефіцієнт ослаблення випромінювання середовищем приміщення; $k_{v, s}$ – спектральний коефіцієнт розсіювання випромінювання середовищем приміщення; γ_v – спектральна індикатриса розсіювання випромінювання середовищем приміщення.

Через променисті теплові потоки рівняння радіаційного перенесення теплоти можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial (Q_{рез, v})}{\partial S} = -\frac{1}{c_0} \frac{\partial (Q_{вл, v})_{dV}}{\partial \tau} + \left[(Q_{вл, v})_{dV} - (Q'_{пог, v})_{dV} + (Q_{від, v})_{dV} \right], \quad (1.6)$$

де $(Q'_{пог, v})_{dV}$ – випромінювання, що поглинається середовищем dV приміщення з урахуванням розсіювання; $(Q_{від, v})_{dV}$ – випромінювання, що відбивається середовищем dV приміщення.

Рівняння (1.2) - (1.6) є рівняннями радіаційного перенесення теплової енергії, записаними у найбільш загальному вигляді відносно повітряного середовища приміщення, яке випромінює, поглинає і розсіює променисту енергію, що надходить з випромінювачів.

Проаналізуємо особливості запису рівняння радіаційного перенесення енергії відносно внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень приміщення.

Припустимо, що промениста енергія надходить з площадки F_j на поверхні випромінювачів енергії на площадку F_i на внутрішній поверхні зовнішніх огорожень приміщення. Спектральна поглинальна і відбиваюча властивості площадки F_i – відповідно ε_v і ρ' . Виділимо безпосередньо біля площадок F_i і F_j об'єми повітряного середовища приміщення V_i і V_j і будемо вважати, що повітряне середовище приміщення тільки випромінює енергію не поглинаючи і не розсіюючи її, а геометричні характеристики випромінювання поверхонь F_i і F_j співпадають з геометричними характеристиками об'ємів V_i і V_j .

Рівняння радіаційного перенесення теплової енергії (радіаційного балансу відносно площадки F_i) можна записати у вигляді:

$$\left(Q_{\text{рез},v}\right)_{F_i} = \left[\left(Q_{\text{пад},v}\right)_{F_j-F_i} + \left(Q_{\text{пад},v}\right)_{V_j-V_i}\right] - \left[\left(Q_{\text{еф},v}\right)_{F_i-F_j} + \left(Q_{\text{еф},v}\right)_{V_i-V_j}\right]. \quad (1.7)$$

При цьому:

$$\begin{aligned} \left(Q_{\text{пад},v}\right)_{F_j-F_i} &= \int_{2\pi} \varepsilon_v \cdot J_v \cdot \cos\beta \cdot d\Omega; \\ \left(Q_{\text{еф},v}\right)_{F_i-F_j} &= \int_{2\pi} \varepsilon_v \cdot J_v \cdot \cos\beta_1 \cdot d\Omega + \int_{2\pi} \rho' \cdot J_v \cdot \cos\alpha_1 \cdot d\Omega, \end{aligned}$$

де β , β_1 , α_1 – кути взаємного орієнтування поверхонь F_j та F_i .

Аналогічні (1.7) рівняння записуються для кожної з n поверхонь приміщення.

1.4. Радіаційно-конвективне перенесення теплоти

Радіаційно-конвективний теплообмін у приміщенні розглянемо у такій постановці: приймемо, що до об'єму dV середовища в приміщенні надходять потоки радіаційної енергії Q_p , конвективної енергії Q_k і кондуктивної енергії Q_t . При цьому будемо виходити з того, що внутрішні джерела теплоти в об'ємі dV відсутні, а кінетична енергія, що вноситься у приміщення припливними вентиляційними струминами враховується параметром Q_k .

Потоки енергії, які надходять у об'єм dV спричиняють зміну повної енергії об'єму dV . Позначимо через Q_{k-t} потік енергії, який надходить в об'єм dV шляхом конвекції і теплопровідності, а через E_p і E_{k-t} – відповідно питомі значення радіаційної і конвективно-кондуктивної енергії, що надходить у об'єм dV .

Для зазначених умов балансове рівняння енергій відносно об'єму dV можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho E_p + \rho E_{к-т})_{dV} = -(\operatorname{div} \vec{Q}_p + \operatorname{div} \vec{Q}_{к-т}). \quad (1.8)$$

Фізичний зміст рівняння (1.15) полягає у наступному: об'ємна густина енергії випромінювання і внутрішньої енергії $(\rho E_p + \rho E_{к-т})$ об'єму середовища dV в момент часу τ дорівнює векторам радіаційного і конвективно-кондуктивного потоків теплоти $(\vec{Q}_p + \vec{Q}_{к-т})$.

Через величини питомих променистих і конвективних потоків енергії відносно площадки F_i у приміщенні, рівняння (1.15) можна записати у вигляді:

$$E_{рез, F_i} = [E_{пад, F_i} - E_{эф, F_i}] \pm E_{кон, F_i}, \quad (1.9)$$

де $E_{рез, F_i}$ – питомий радіаційний потік енергії площадки F_i ; $E_{пад, F_i}, E_{эф, F_i}$ – питомі потоки радіаційної енергії, відповідно, що надходять на площадку F_i і ефективний – площадки F_i ; $E_{кон, F_i}$ – питомий потік енергії, яка надходить, або відводиться з об'єму dV шляхом конвекції. Потік кондуктивної теплоти не враховується за його малістю.

Для аналізу полів швидкості у приміщенні розглянемо об'єм середовища приміщення, до якого надходить і з якого виходить повітря. Прийемо, що швидкість повітря, яке надходить в об'єм dV залежить від сил газодинамічного тиску, в'язкості μ , гравітаційних сил $P_{гр}$ і сил радіаційного тиску P_p . Об'єднаємо газодинамічні сили і сили радіаційного тиску одним параметром P' .

Швидкість зростання кількості руху в об'ємі dV можна записати у вигляді:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho v) = -\nabla P' + \mu \nabla^2 v + P_{гр}, \quad (1.10)$$

де ∇ – оператор Лапласа.

Для того, щоб замкнути систему рівнянь відповідно до кількості змінних радіаційного і газодинамічного полів у приміщенні, необхідно додатково сформулювати рівняння балансу маси і стану відносно об'єму dV .

Швидкість збільшення маси в об'ємі dV внаслідок сил радіаційно-конвективного теплоперенесення, дорівнює швидкості надходження маси з об'єму dV :

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = -[\nabla(\rho v)^1], \quad (1.11)$$

де $(\rho v)^1$ – вектор, що враховує радіаційну і конвективну складові масової швидкості.

Рівняння стану для m (кг) газового середовища можна записати у вигляді:

$$PV = mRT, \quad (1.12)$$

де V – об'єм газу; P – абсолютний тиск; R – універсальна газова стала.

Граничні просторові крайові умови в найбільш загальному вигляді до рівнянь (1.9–1.13, 1.14, 1.15, 1.16–1.19) включають:

- геометрію приміщення (l , b , h), схему розміщення випромінювачів у приміщенні;
- початкові умови, які формулюються у вигляді рівнянь поля спектральної інтенсивності випромінювання J_v , швидкості повітря v , тиску у приміщенні P і температури у приміщенні T на момент часу τ ;
- граничні умови, які формулюються у вигляді рівнянь зв'язку спектральної інтенсивності випромінювання в кожній точці граничної поверхні огорожень і поверхні випромінювачів з радіаційними характеристиками зазначених поверхонь; поля температури на граничній поверхні; швидкості руху середовища приміщення на граничній поверхні і величини тиску на вході і виході повітря із приміщення при його вентиляції;
- числові значення теплофізичних і радіаційних параметрів середовища приміщення, огорожень приміщення і випромінювачів залежно від температури, тиску і частоти.

1.5. Вплив теплового випромінювання на людину

Прилади систем радіаційного опалення працюють у діапазоні температур 100–1000 °С. Теплове випромінювання приладів опалення включає інфрачервону, видиму і ультрафіолетову складові спектра електромагнітних хвиль довжиною від 0,3 до 50 мкм.

Теплове випромінювання (природне і штучне) відіграє важливу роль у життєдіяльності людини.

Медико-біологічними дослідженнями встановлено, що для людини має велике значення, яким шляхом від неї відводиться або до неї надходить тепла енергія. В умовах природного середовища і при знаходженні людини у приміщенні комфортному значенню тепловідчуття людини відповідає така структура тепловідведення від поверхні тіла, коли більша частина теплоти відводиться конвекцією, а менша випромінюванням. Саме така структура тепловідведення має місце при радіаційному опаленні, що свідчить про його високі санітарно-гігієнічні якості. При створенні комфортних теплових умов шляхом підведення теплоти до зони або місця перебування людини, якщо це здійснюється за допомогою теплового випромінювання, є можливість підтримувати температуру повітря у порівняно низьких межах і разом з тим забезпечувати комфортне тепловідчуття за рахунок поглинання променистої енергії поверхнею тіла людини. Гігієністи прийшли до висновку [2], що найбільш сприятливі умови для людини, особливо при фізичній роботі, створюються тоді, коли вона дихає повітрям з температурою 12–15 °С, а необхідна для підтримання балансу тепла енергія підводиться шляхом випромінювання. Зазначеним умовам відповідає тепловий режим приміщення при радіаційному опаленні.

При створенні комфортних теплових умов у приміщенні, або на відкритому просторі важливе значення має розподіл температури по висоті зони перебування людини. При застосуванні теплового випромінювання відкривається можливість підтримувати у приміщенні таку температурну ситуацію, коли температура приміщення, яка враховує температуру повітря і радіаційну температуру, на рівні голови людини буде нижчою за температуру на рівні підлоги, що відповідає сприятливому тепловому стану людини.

Гігієністами також встановлено [6], що теплове випромінювання має терапевтичну дію. Опромінювання людини оптимальними дозами

тепловій енергії покращує обмін речовин, а також підвищує її життєвий тонус. Якщо людина довгий час позбавлена дії променів теплової енергії, у неї знижується опірність до захворювань.

Важливим показником комфортності мікроклімату приміщення є аероіонний склад повітря у приміщенні, який визначається кількістю і структурою аероіонів у одиниці об'єму повітря. Результати сучасних досліджень [7] свідчать, що легкі від'ємні іони сприятливо діють на людину, легкі позитивні нейтральні у фізіологічному відношенні, а важкі негативно впливають на людину. Недостача легких від'ємних іонів у повітрі приміщення викликає втому, зниження розумової і фізичної роботоспроможності, підвищену сприйнятність до простудних захворювань.

При радіаційному опаленні об'єм приміщення насичений тепловим випромінюванням, яке взаємодіє з атомами і молекулами і формує сприятливий аероіонний режим повітря, характерний більшою кількістю легких від'ємних іонів у порівнянні з конвективним опаленням.

Приклад. Визначити взаємозв'язок променистих теплових потоків за умови, коли температура поверхні F дорівнює температурі навколишнього середовища ($F_E = T_{н.с.}$).

Зазначені умови дають можливість розглядати ситуацію як теплообмін замкнутої системи поверхонь з однаковою температурою. При цьому потік результуючого випромінювання поверхні буде дорівнювати нулю, тобто $Q_{рез,F} = 0$. За співвідношенням (1.7) при $Q_{рез,F} = 0$ $Q_{пад,F} = Q_{эф,F}$, тобто ефективне випромінювання поверхні F дорівнює випромінюванню, яке надходить з навколишнього середовища на поверхню F , а воно, в свою чергу, дорівнює випромінюванню абсолютно чорного тіла при температурі $T_{а.ч.т.} = T_{н.с.}$.

Ефективне випромінювання в даному випадку строго підпорядковується закону Ламберта, а поглинальна спроможність поверхні дорівнює ступеню її чорноти ϵ_F .

Приклад. Визначити взаємозв'язок променистих теплових потоків за умови, коли температура T_F поверхні F нижча за температуру навколишнього середовища $T_{н.с.}$.

При такій ситуації поверхня F , температура якої T_F нижча за $T_{н.с.}$, буде мати власне випромінювання $Q_{вл.F}$ менше за випромінювання, яке надходить з навколишнього середовища $Q_{пад.F}$ і поглинається поверхнею F . При цьому, результуюче випромінювання буде мати знак “+”.

Приклад. _ Визначити взаємозв’язок променистих теплових потоків за умови, коли температура T_F поверхні F вища за температуру навколишнього середовища $T_{н.с.}$.

При такій ситуації власне випромінювання поверхні F , $Q_{вл.F}$ буде більшим за випромінювання $Q_{пад.F}$, яке надходить з навколишнього середовища на поверхню F і результуюче випромінювання поверхні F , буде мати знак “-”.

Запитання для самоперевірки

1. Яка фізична сутність процесів випромінювання, поглинання, ослаблення і розповсюдження у вакуумі променистої теплової енергії?
2. Що таке ефективне випромінювання поверхні?
3. За яким співвідношенням визначають ефективне випромінювання поверхні?
4. Що таке результуюче випромінювання поверхні?
5. За яким співвідношенням визначають результуюче випромінювання поверхні?
6. В яких випадках результуюче випромінювання поверхні враховується зі знаком “+” і відповідно зі знаком “-“?
7. Що таке радіаційне теплоперенесення?
8. Як записується балансове рівняння відносно елементарного циліндра внутрішнього повітряного середовища при радіаційному перенесенні теплоти?
9. Яка фізична сутність рівняння радіаційного перенесення променистої теплової енергії?

10. Як записується балансове рівняння енергії за умови радіаційно-конвективного теплообміну в приміщенні?
11. Як записується, з урахуванням газодинамічних сил і сил радіаційного тиску балансове рівняння, що характеризує поле швидкості руху повітря у приміщенні?
12. Що таке граничні просторові крайові умови стосовно процесів радіаційно-конвективного теплоперенесення у приміщенні?
13. Яка структура тепловідведення з поверхні тіла людини при радіаційному опаленні?
14. Як теплове випромінювання впливає на аероіонний склад повітря приміщення?
15. За яким показником визначають свіжість повітря у приміщенні?
16. Як впливають на людину від'ємні легкі аероіони?
17. Що таке аероіонний режим повітряного середовища приміщення?

РОЗРАХУНОК РАДІАЦІЙНО-КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМІНУ В ПРИМІЩЕННІ

Точне аналітичне вирішення приведеної у першому розділі системи рівнянь (1.2–1.12) стосовно конкретного приміщення у зв'язку зі складністю формування крайових умов – дуже складна процедура і практично вони вирішуються тільки приблизними методами з введенням низки спрощуючих припущень.

Розглянемо процеси теплообміну в приміщенні при деяких спрощуючих умовах.

2.1. Абсолютно чорні граничні поверхні , діатермічне повітряне середовище приміщення

Визначити закономірності радіаційно-конвективного теплообміну у приміщенні за умови, коли внутрішні поверхні зовнішніх огорожень приміщення і поверхні приладів радіаційного опалення є абсолютно чорними, повітряне середовище приміщення діатермічним, теплообмінні поверхні кінцевих розмірів мають постійну по площі температуру, режим теплообміну стаціонарний. Прийняті спрощення дають можливість розповсюдити на процеси радіаційного теплообміну закони випромінювання абсолютно чорного тіла.

У разі прийняття повітряного середовища приміщення діатермічним, а це в найбільшій мірі відповідає умовам реального приміщення, коефіцієнти випромінювання, поглинання і розсіювання теплового випромінювання середовищем дорівнюють 0 і рівняння радіаційного теплоперенесення (1.3) при стаціонарних умовах буде мати вигляд:

$$\frac{\partial J_v}{\partial S} = 0,$$

тобто значення J_v в будь-якій точці об'єму приміщення є постійною величиною і радіаційне поле в об'ємі приміщення визначається виключно енергетичними співвідношеннями променистих потоків граничних поверхонь:

$$E_{\text{рез},Fi} = E_{\text{пад},Fi} - E_{\text{еф},Fi}.$$

Балансове рівняння енергії, записане через густину теплових потоків, Вт/м², характеризується співвідношенням:

$$E_{\text{рез,р-к}} = E_{\text{рез,р}} + E_{\text{к}} = \bar{\varepsilon} \cdot \sigma_0 \cdot T_{\text{пв}}^4 + \bar{\rho}_{\text{п}} \cdot \bar{c}_{\text{п}} \cdot \bar{v}_{\text{п}} \cdot \bar{t}_{\text{п}},$$

де $E_{\text{рез,р-к}}$ – густина радіаційно-конвективного потоку теплової енергії; $E_{\text{рез,р}}$, $E_{\text{к}}$ – густина потоків відповідно променистої і конвективної енергії в об’ємі повітряного середовища приміщення.

Виділимо на поверхні приладів радіаційного опалення і на внутрішній поверхні зовнішніх огорожень приміщення площадки F_i і F_j , температури яких T_i і T_j .

Необхідно визначити величину результуючого теплового потоку, який надходить з F_i на F_j з урахуванням власного випромінювання F_j .

Тепловий променистий потік, що надходить з поверхні площадки F_i на поверхню площадки F_j визначається за співвідношенням:

$$Q_{F_i - F_j} = C_0 \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \cdot F_i \cdot \Phi_{F_i - F_j},$$

де C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$C_0 \approx 5,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4$; $\Phi_{F_i - F_j}$ – дифузний кутовий коефіцієнт, що показує яка частина випромінювання поверхні F_i надійшла на поверхню F_j .

Під терміном дифузний кутовий коефіцієнт розуміється коефіцієнт, що характеризує власне випромінювання поверхонь, на які розповсюджується закон Ламберта. Дифузний кутовий коефіцієнт є чисто геометричним фактором, який залежить від форми, лінійних розмірів і відносного розміщення теплообмінних поверхонь.

Дифузний кутовий коефіцієнт з поверхні F_i на поверхню F_j визначається за співвідношенням:

$$\Phi_{F_i - F_j} = \frac{1}{F_i} \int_{F_i} \int_{F_j} \frac{\cos \beta_i \cdot \cos \beta_j}{\pi R^2} \cdot dF_i \cdot dF_j.$$

де R – відстань між центрами поверхонь F_i і F_j .

У подальшому під позначкою Φ ми будемо розуміти дифузний кутовий коефіцієнт, опускаючи в тексті слово дифузний.

Тепловий променистий потік, що надходить з поверхні площадки F_j на поверхню F_i дорівнює:

$$Q_{F_j-F_i} = C_o \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 F_j \cdot \Phi_{F_j-F_i},$$

де $\Phi_{F_j-F_i}$ – кутовий коефіцієнт, що показує яка частина випромінювання поверхні F_j надійшла на поверхню F_i .

Результуючий променистий тепловий потік відносно площадки F_i тобто потік, що надходить з площадки F_i на площадку F_j визначається за співвідношенням:

$$Q_{\text{рез}, F_i} = C_o \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 F_i \cdot \Phi_{F_i-F_j} - C_o \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 F_j \cdot \Phi_{F_j-F_i} \quad .$$

Зважаючи на те, що відносно кожної теплообмінної поверхні у приміщенні результуючий радіаційно-конвективний потік складається з радіаційної і конвективної складових, конвективну складову будемо включати до підсумкових балансових рівнянь у вигляді параметра $\pm \sum Q_{\text{кон}}$ з подальшим його розкриттям.

З урахуванням зазначеного співвідношення (2.7) прийме вигляд:

$$Q_{\text{рез}, F_i} = \left[C_o \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 F_i \cdot \Phi_{F_i-F_j} - C_o \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 F_j \cdot \Phi_{F_j-F_i} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}}.$$

2.2. Сірі, граничні поверхні, діатермічне повітряне середовище приміщення , відбите випромінювання не враховується

Визначити закономірності радіаційно-конвективного теплообміну у приміщенні за умови, коли внутрішні поверхні зовнішніх огорожень і поверхні приладів радіаційного опалення є сірими поверхнями, які дифузно випромінюють і відбивають променисту енергію, їх випромінювання підпорядковане законам Стефана-Больцмана, Кірхгофа і Ламберта; повітряне середовище приміщення - діатермічне, а відбите поверхнями випромінювання не враховується.

Припущення відносно того, що теплообмінні поверхні у приміщенні є сірими, дифузно випромінюючими і дифузно відбиваючими означає, що їх коефіцієнт випромінювання C менший за коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла C_0 і не залежить від температури, а їх радіаційні властивості - температура і інтенсивність ефективного випромінювання постійні і не залежать від напрямку випромінювання.

Припущення відносно діатермічності повітряного середовища приміщення означає, що воно не поглинає, не розсіює і не випромінює променисту енергію, тобто є для нього прозорим.

Спрощення відносно неврахування відбитого випромінювання може бути прийняте за умови, коли середня ступінь чорноти внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень і випромінюючих поверхонь приладів радіаційного опалення є досить високою, і відбите випромінювання мало впливає на загальний радіаційний баланс випромінюючих поверхонь. Приймаємо для даного варіанта, що середній ступінь чорноти поверхонь у приміщенні $\bar{\epsilon}_{ог} \geq 0,85$.

Виділимо на внутрішній поверхні зовнішніх огорожень приміщення і на поверхні випромінювачів теплоти площадки відповідно F_i і F_j і приймемо, що їх температури і ступені чорноти відповідно T_i, ϵ_i і T_j, ϵ_j .

Необхідно визначити величину променистого теплового потоку відносно поверхні F_i , тобто $Q_{рез, F_i}$.

Запишемо співвідношення для результуючого променистого теплового потоку відносно поверхні F_i :

$$Q_{рез, F_i} = Q_{пад, F_i} - \left(Q_{вл, F_i} + Q_{від, F_i} \right). \quad (2.9)$$

Згідно прийнятого припущення відбите випромінювання не враховується і (2.9) приймає вигляд:

$$Q_{\text{рез},F_i} = Q_{\text{пад},F_i} - Q_{\text{вл},F_i}. \quad (2.10)$$

Конкретизуємо рівняння (2.10) шляхом введення кутових коефіцієнтів:

$$Q_{\text{рез},F_i} = Q_{\text{пад},F_j-F_i} \cdot \Phi_{F_j-F_i} - Q_{\text{вл},F_i-F_j} \cdot \Phi_{F_i-F_j}, \quad (2.11)$$

де $Q_{\text{пад},F_j-F_i}$ – променистий тепловий потік, що надходить з поверхні F_j на поверхню F_i ; $\Phi_{F_j-F_i}$ – кутовий коефіцієнт поверхонь F_j і F_i , який визначає відношення потоку випромінювання поверхні F_j , який надходить на поверхню F_i до потоку повного півсферичного випромінювання поверхні F_j ; $Q_{\text{вл},F_i-F_j}$ – потік власного випромінювання поверхні F_i ; $\Phi_{F_i-F_j}$ – кутовий коефіцієнт поверхонь F_i і F_j , який визначає відношення потоку випромінювання поверхні F_i , який надходить на поверхню F_j до потоку повного півсферичного випромінювання поверхні F_i .

Якщо необхідно визначити загальну кількість променистої теплоти, яка надходить з усіх n поверхонь F_j випромінювачів на поверхню F_i , співвідношення (2.9) прийме вигляд:

$$Q_{\text{рез},F_i} = \sum_{j=1}^n Q_{\text{вл},F_j-F_i} \cdot \Phi_{F_j-F_i} - \sum_{j=1}^n Q_{\text{вл},F_i-F_j} \cdot \Phi_{F_i-F_j}. \quad (2.12)$$

У (2.12) на відміну від (2.11) ми виходили з того, що

$$Q_{\text{пад},F_j-F_i} = Q_{\text{вл},F_j-F_i}.$$

З урахуванням абсолютних температур теплообмінних поверхонь співвідношення (2.10) буде мати вигляд:

$$Q_{\text{рез},F_i} = \sum_{j=1}^n F_j \cdot \epsilon_j \cdot \sigma_0 \cdot T_j^4 \cdot \Phi_{F_j-F_i} - \sum_{j=1}^n F_i \cdot \epsilon_i \cdot \sigma_0 \cdot T_i^4 \cdot \Phi_{F_i-F_j}. \quad (2.13)$$

Враховуючи властивість взаємності кутових коефіцієнтів (2.13), можна записати:

$$Q_{\text{рез}, F_i} = \left[\sum_{j=1}^n F_j \cdot \epsilon_{\text{пр}} \cdot \sigma_0 \cdot (T_j^4 - T_i^4) \cdot \Phi_{F_j - F_i} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}}. \quad (2.14)$$

В інженерних розрахунках більш зручно використовувати дещо інший запис (2.14), а саме:

$$Q_{\text{рез}, F_i} = \left\{ \sum_{j=1}^n F_j \cdot \epsilon_{\text{пр}} \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_j}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right] \cdot \Phi_{F_j - F_i} \right\} \pm \sum Q_{\text{кон}}. \quad (2.15)$$

2.3. Сірі граничні поверхні, діатермічне повітряне середовище приміщення, відбите випромінювання враховується

Визначити закономірності променисто-конвективного теплообміну у приміщенні за умови, коли враховується тільки однократне поглинання і відбиття променистої енергії поверхнями огорожень і приладів радіаційного опалення. Усі інші спрощення умов теплообміну, які були прийняті у попередньому варіанті, розповсюджуються і на даний випадок.

Припущення відносно врахування тільки першого поглинання і відбиття променистого потоку теплообмінними поверхнями значно спрощує розрахунки променистого теплообміну і не впливає суттєво на значення точності результатів розрахунків, зважаючи на те, що друге поглинання поверхонь складає, як показали дослідження, всього 2,25% від першого поглинання променистої енергії теплообмінною поверхнею, ступінь чорноти якої $\epsilon = 0,85$.

Виділимо на поверхні приладів радіаційного опалення і на внутрішній поверхні зовнішніх огорожень приміщення дві площадки. Приймемо, що площі їх поверхонь, температури і ступені чорноти відомі і складають відповідно F_i, T_i, ϵ_i ; F_j, T_j, ϵ_j .

Необхідно визначити променистий теплообмін між цими площадками, тобто визначити величину результуючого теплового потоку, який надходить з F_i на F_j .

Запишемо співвідношення для визначення результуючого теплового променистого потоку відносно площадки F_i :

$$Q_{\text{рез},F_i} = Q_{\text{пад},F_i} - Q_{\text{еф},F_i} = Q_{\text{пад},F_i} - \left(Q_{\text{вл},F_i} + Q_{\text{від},F_i} \right). \quad (2.16)$$

Відбитий площадкою F_i потік випромінювання дорівнює:

$$Q_{\text{від},F_i} = (1 - \varepsilon_i) Q_{\text{пад},F_i}. \quad (2.17)$$

Якщо підставити (2.17) у (2.16), отримаємо:

$$Q_{\text{рез},F_i} = -Q_{\text{вл},F_i} + \varepsilon_i Q_{\text{пад},F_i}. \quad (2.18)$$

Зважаючи, що $T_i > T_j$, (2.18) прийме вигляд:

$$Q_{\text{рез},F_i} = Q_{\text{вл},F_i} - \varepsilon_i Q_{\text{пад},F_i}. \quad (2.19)$$

У рівнянні (2.19) невідомим є $Q_{\text{пад},F_i}$. Для його визначення запишемо співвідношення для ефективного випромінювання площадки F_i :

$$Q_{\text{еф},F_i} = Q_{\text{вл},F_i} + Q_{\text{від},F_i} = Q_{\text{вл},F_i} + (1 - \varepsilon_i) Q_{\text{пад},F_i}. \quad (2.20)$$

З (2.20) визначаємо $Q_{\text{пад},F_i}$:

$$Q_{\text{пад},F_i} = \frac{1}{1 - \varepsilon_i} \left(Q_{\text{еф},F_i} - Q_{\text{вл},F_i} \right). \quad (2.21)$$

З урахуванням (2.21) маємо:

$$Q_{\text{рез},F_i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \left(\frac{1}{\varepsilon_i} Q_{\text{вл},F_i} - Q_{\text{еф},F_i} \right). \quad (2.22)$$

Якщо записати $Q_{\text{вл},F_i}$ через температуру T_i , співвідношення (2.22) прийме вигляд:

$$Q_{\text{рез},F_i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \left(\sigma_0 \cdot T_i^4 - Q_{\text{еф},F_i} \right) = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \left(Q_0 - Q_{\text{еф},F_i} \right). \quad (2.23)$$

Величина $Q_{\text{еф},F_i}$ у загальному вигляді визначається за співвідношенням (2.20). Променистий тепловий потік, що надходить на

поверхню площадки F_i ($Q_{\text{пад},F_i}$) можна представити як ефективне випромінювання площадки F_j і співвідношення (2.20) записати у вигляді:

$$Q_{\text{еф},F_i} = Q_{\text{вл},F_i} + (1 - \varepsilon_i) Q_{\text{еф},F_j} \cdot \Phi_{F_j - F_i} \quad (2.24)$$

Для приміщення в цілому (2.24) буде мати вигляд:

$$Q_{\text{еф},F_i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \left\{ \sigma_0 \cdot T_i^4 - \left[Q_{\text{вл},F_i} + (1 - \varepsilon_i) \cdot \sum_{j=1}^n Q_{\text{еф},F_j} \cdot \Phi_{F_j - F_i} \right] \right\} \quad (2.25)$$

Результуючий тепловий потік поверхні F_i відносно n поверхонь F_j приміщення визначається за співвідношенням:

$$Q_{\text{рез},F_i} = \left[\frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \left\{ Q_0 - \left[Q_{\text{вл},F_i} + (1 - \varepsilon_i) \cdot \sum_{j=1}^n Q_{\text{еф},F_j} \cdot \Phi_{F_j - F_i} \right] \right\} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}}, \quad (2.26)$$

яке у термінах абсолютних температур має вигляд:

$$Q_{\text{рез},F_i} = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \left[\sigma_0 \cdot T_i^4 - \varepsilon_i \cdot \sigma_0 \cdot T_i^4 + \sum_{j=1}^n \sigma_0 \cdot \varepsilon_j \cdot T_j^4 \cdot \Phi_{F_j - F_i} - \varepsilon_i \sum_{j=1}^n \sigma_0 \cdot \varepsilon_j \cdot T_j^4 \cdot \Phi_{F_j - F_i} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}}$$

2.4. Сірі граничні поверхні , повітряне середовище приміщення частково поглинає випромінювання

Визначити закономірності радіаційно-конвективного теплообміну у приміщенні за умови, коли повітряне середовище приміщення частково поглинає випромінювання, внутрішні поверхні огорожень і тепловіддаючі поверхні приладів радіаційного опалення є дифузно сірими поверхнями (дифузно випромінюючими і багаторазово дифузно відбиваючими), температура кінцевих за розмірами поверхонь є постійною в усіх точках, густина теплових потоків на поверхні випромінювання однакова, а потоки відбитого і ефективного випромінювання розподіляються по окремим напрямкам так, як розподіляється власне випромінювання цих поверхонь.

Приймемо, що повітряне середовище приміщення з густиною ρ представляє собою сірий газ, який частково поглинає випромінювання, але

сам не випромінює і не розсіює випромінювання, яке надходить у середовище приміщення. Режим теплообміну стаціонарний.

За умови прийняття повітряного середовища приміщення таким, яке тільки частково поглинає променисту енергію рівняння радіаційного перенесення теплоти може бути записаним через густину теплового потоку джерела теплоти (тепловипромінювачів):

$$dE = -\bar{\kappa}EdS, \quad (2.28)$$

де E – густина променистого потоку (ефективного, власного або результуючого), який надходить з елемента поверхні джерела променистої теплоти на елемент поверхні; $\bar{\kappa}$ – пропускаюча властивість середовища; S – товщина шару середовища.

Виділимо на тепловипромінюючій поверхні приладів радіаційного опалення і на внутрішній поверхні зовнішніх огорожень приміщення площадки F_i і F_j , температури яких T_i , T_j і ступені чорноти ϵ_i і ϵ_j значення яких будемо вважати заданими. Позначимо товщину шару повітря між F_i і F_j через S , лінійний коефіцієнт поглинання випромінювання середовищем приміщення $\bar{\kappa}'$, вважаючи при цьому, що він не залежить від тиску, температури і спектрального складу

випромінювання. При цьому $E_{\text{кін}} = E_{\text{поч}} \exp\left(-\int_0^S \bar{\kappa}' \cdot ds\right)$.

Необхідно визначити значення результуючих променистих теплових потоків відносно площадки F_i та F_j , а також для теплообмінних поверхонь всього приміщення. Результуючий променистий тепловий потік відносно будь якої теплообмінної поверхні у приміщенні будемо представляти як радіаційний баланс цієї площадки плюс сумарний конвективний потік відносно цієї площадки.

З поверхні F_i на поверхню F_j надходить власне випромінювання F_i , а також багаторазово відбите іншими N поверхнями приміщення випромінювання. Прямі та відбиті потоки випромінювання частково поглинаються повітряним середовищем приміщення. При цьому, на величину результуючого теплового потоку відносно кожної теплообмінної поверхні впливає геометрія взаємовідносного розміщення поверхонь і поглинаючі властивості повітряного середовища приміщення.

Зазначені особливості будемо враховувати за допомогою узагальнюючих кутових коефіцієнтів, які являють собою комплексні параметри, що враховують геометричні умови теплообміну і фізичні властивості середовища, через яке проходить випромінювання граничних поверхонь, що його відбивають. Відносно поверхонь F_i та F_j узагальнюючий кутовий коефіцієнт визначається за співвідношенням:

$$\Psi_{F_j - F_i} = \Phi'_{F_i - F_j} \cdot \bar{\kappa}_{F_i - F_j}, \quad (2.29)$$

де $\Phi'_{F_i - F_j}$ – дифузний кутовий коефіцієнт, який визначає частку прямого і багаторазово відбитого дифузного випромінювання, яке надходить з F_i на F_j ; $\bar{\kappa}_{F_i - F_j}$ – середній коефіцієнт поглинання променистого теплового потоку що надходить з F_i на F_j .

Під терміном "узагальнюючий кутовий коефіцієнт" розуміється коефіцієнт, який враховує загальну кількість випромінювання (прямого і дифузно відбитого іншими поверхнями), що надійшло на теплообмінну поверхню у приміщенні.

Фізичний зміст цього коефіцієнта пояснюється наступним: якщо на теплообмінну поверхню F_i з іншої поверхні F_j надходить пряме випромінювання і дифузне, яке багаторазово відбивається поверхнею F_j , а також іншими поверхнями приміщення, тоді узагальнюючий кутовий коефіцієнт відносно цих поверхонь можна записати у вигляді:

$$\Psi_{F_i - F_j} = \left(\Phi_{F_i - F_j} + \Phi''_{F_i - F_j} \right) \cdot \kappa_{F_i - F_j}; \quad \Phi_{F_i - F_j} + \Phi''_{F_i - F_j} = \Phi'_{F_i - F_j}, \quad (2.30)$$

де $\Phi_{F_i - F_j}$ – дифузний кутовий коефіцієнт, який враховує частку прямого випромінювання, що надходить з F_j з F_i ; $\Phi''_{F_i - F_j}$ – дифузний кутовий коефіцієнт, що враховує частку багаторазово відбитої іншими поверхнями приміщення випромінювання, що надходить на поверхню F_j .

Методи визначення узагальнюючих кутових коефіцієнтів для дифузного випромінювання наведені у спеціальній літературі.

Результуючий променистий тепловий потік відносно поверхні F_i запишемо у вигляді радіаційного балансу власного випромінювання $F_i(Q_{\text{вл}, F_i})$

і відбитого випромінювання, яке надійшло від інших поверхонь приміщення ($Q_{\text{пад}, F_N - F_i}$):

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{рез}, F_i} = & \left[Q_{\text{вл}, F_i} - \left(Q_{\text{пад}, F_j - F_i} \cdot \Phi'_{F_j - F_i} \cdot \bar{K}_{F_j - F_i} + Q_{\text{пад}, F_1 - F_i} \cdot \Phi'_{F_1 - F_i} \cdot \bar{K}_{F_1 - F_i} + \right. \right. \\
 & + Q_{\text{пад}, F_2 - F_i} \cdot \Phi'_{F_2 - F_i} \cdot \bar{K}_{F_2 - F_i} + Q_{\text{пад}, F_3 - F_i} \cdot \Phi'_{F_3 - F_i} \cdot \bar{K}_{F_3 - F_i} + \dots \\
 & \left. \left. \dots + Q_{\text{пад}, F_N - F_i} \cdot \Phi'_{F_N - F_i} \cdot \bar{K}_{F_N - F_i} \right) \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} = \\
 = & \left[Q_{\text{вл}, F_i} - \sum_{j=1}^N Q_{\text{пад}, F_j - F_i} \cdot \Phi'_{F_j - F_i} \cdot \bar{K}_{F_j - F_i} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} .
 \end{aligned} \tag{2.31}$$

Для приміщення в цілому:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{рез}, F_1} = & \left[Q_{\text{вл}, F_1} - \sum_{j=1}^N Q_{\text{пад}, F_j - F_1} \cdot \Phi'_{F_j - F_1} \cdot \bar{K}_{F_j - F_1} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} . \\
 Q_{\text{рез}, F_2} = & \left[Q_{\text{вл}, F_2} - \sum_{j=1}^N Q_{\text{пад}, F_j - F_2} \cdot \Phi'_{F_j - F_2} \cdot \bar{K}_{F_j - F_2} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} . \\
 Q_{\text{рез}, F_3} = & \left[Q_{\text{вл}, F_3} - \sum_{j=1}^N Q_{\text{пад}, F_j - F_3} \cdot \Phi'_{F_j - F_3} \cdot \bar{K}_{F_j - F_3} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} . \tag{2.32} \\
 & \dots\dots\dots \\
 Q_{\text{рез}, F_N} = & \left[Q_{\text{вл}, F_N} - \sum_{j=1}^N Q_{\text{пад}, F_j - F_N} \cdot \Phi'_{F_j - F_N} \cdot \bar{K}_{F_j - F_N} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} .
 \end{aligned}$$

У системах рівнянь (2.31) (2.32) невідомими є значення дифузних і узагальнюючих кутових коефіцієнтів.

Значення дифузних кутових коефіцієнтів типу $\Phi_{F_i - F_j}$ визначаються за загальноприйнятими методиками.

Узагальнюючі кутові коефіцієнти визначають наступним чином.

Запишемо співвідношення для узагальнюючого кутового коефіцієнта між поверхнями F_i і F_j :

$$\Psi_{F_i - F_j} = Q_{F_i - F_j} / Q_{F_i} , \tag{2.33}$$

де $Q_{F_i - F_j}$ – променистий тепловий потік, що надходить з поверхні F_i на поверхню F_j і поглинається нею. Цей потік є сумою потоків прямого

приладів радіаційного опалення – дифузно–дзеркальні (випромінюють дифузно, відбивають багатократно дзеркально), температура кінцевих за розмірами поверхонь – постійна в усіх точках, густина теплових потоків на поверхні випромінювання – однакова. Враховується тільки одноразове дзеркальне відбиття.

Виділимо на поверхні приладів радіаційного опалення і на внутрішній поверхні зовнішніх огорожень приміщення площадки F_i і F_j , температури яких T_i і T_j , ступені чорноти ε_i , ε_j , значення яких будемо вважати заданими. Необхідно визначити значення результуючих променистих теплових потоків площадок F_i та F_j , а також для теплообмінних поверхонь приміщення в цілому.

Результуючий променистий тепловий потік відносно будь-якої теплообмінної поверхні F_1 подамо у вигляді радіаційного та конвективного балансу цієї поверхні:

$$Q_{\text{рез},F_1} = \left[Q_{\text{вл},F_1} - Q_{\text{пог},F_1} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}}$$

З поверхні F_i на поверхню F_j надходить власне дифузне випромінювання F_i , а також випромінювання, яке багаторазово дзеркально відбилось від інших поверхонь приміщення.

Зазначені особливості теплообміну будемо визначати за допомогою узагальнюючих дзеркальних кутових коефіцієнтів Φ , що враховують геометричні умови теплообміну і фізичні властивості теплообмінних поверхонь.

Якщо ми маємо замкнуту систему, яка складається з декількох дзеркально відбиваючих, але дифузно випромінюючих поверхонь, співвідношення для узагальнюючого дзеркального кутового коефіцієнта між поверхнями F_i і F_j можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} \Phi_{F_i-F_j} = & \Phi_{F_i-F_j} + \rho_1 \cdot \Phi_{(1),F_i-F_j} + \rho_1 \rho_2 \cdot \Phi_{(2),F_i-F_j} + \\ & + \rho_1 \rho_2 \rho_3 \cdot \Phi_{(3),F_i-F_j} + \dots + = \Phi_{F_i-F_j} + \sum_{n=1}^{\infty} \rho_n \cdot \Phi_{(n),F_i-F_j}, \end{aligned} \quad (2.37)$$

де $\Phi_{F_i-F_j}$ – дифузний кутовий коефіцієнт між поверхнями, який показує частку дифузного випромінювання, що надійшло прямим шляхом від однієї поверхні на іншу ; $\rho_1 \rho_2 \dots \rho_n$ – відбивальні властивості дзеркальних

поверхонь; $\rho_1 \rho_2 \cdot \Phi_{(2), F_i - F_j}$ – частка випромінювання, що надійде з поверхні F_i на поверхню F_j після того, як воно послідовно відіб'ється два рази від цих поверхонь.

Результуючий променистий тепловий потік відносно поверхні F_i запишемо у вигляді радіаційного балансу власного випромінювання $F_i(Q_{\text{вл}, F_i})$ і багаторазово дзеркально відбитого випромінювання, що надійшло на поверхню F_i від інших N поверхонь приміщення ($Q_{\text{пад}, F_N - F_i}$):

$$Q_{\text{рез}, F_i} = \left[Q_{\text{вл}, F_i} - \left(Q_{\text{пад}, F_j - F_i} \cdot \Phi_{F_j - F_i} + Q_{\text{пад}, F_1 - F_i} \cdot \Phi_{F_1 - F_i} + \right. \right. \\ \left. \left. + Q_{\text{пад}, F_2 - F_i} \cdot \Phi_{F_2 - F_i} + Q_{\text{пад}, F_3 - F_i} \cdot \Phi_{F_3 - F_i} + \dots + Q_{\text{пад}, F_N - F_i} \cdot \Phi_{F_N - F_i} \right) \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} = (2.38) \\ = \left[Q_{\text{вл}, F_i} - \sum_{j=1}^N Q_{\text{пад}, F_j - F_i} \cdot \Phi_{F_j - F_i} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} .$$

Для приміщення в цілому:

$$Q_{\text{рез}, F_N} = \left[Q_{\text{вл}, F_N} - \sum_{j=1}^N Q_{\text{пад}, F_j - F_N} \right] \pm \sum Q_{\text{кон}} . \quad (2.39)$$

2.6. Конвективна складова теплообміну

При аналізі процесів радіаційного теплообміну ми приймали, що вплив газодинамічного поля у приміщенні на процес теплообміну визначається фактором $\sum Q_{\text{кон}}$.

У приміщенні при радіаційному опаленні перенесення теплоти між джерелами та стоками теплоти відбувається за допомогою радіаційної $Q_{\text{рез}, F_i}$, гранично-конвективної $Q_{\text{кон}, F_i}$, струминної Q_c та градієнтної $Q_{\text{гр}}$ складових. Гранично-конвективна складова характеризує теплообмін внутрішніх поверхонь огорожень приміщення, струминна – теплообмін вентиляційних струмин, градієнтна – теплообмін між нижньою та верхньою зонами приміщення внаслідок температурного розшарування повітря.

Запишемо балансове рівняння поверхні F_i у приміщенні відносно зазначених складових теплоперенесення:

$$Q_{\text{рез},F_i} + Q_{\text{кон},F_i} + Q_{\text{с},F_i} + Q_{\text{гр},F_i} = 0. \quad (2.40)$$

Гранично-конвективна складова $Q_{\text{кон},F_i}$. Відносно поверхні F_i конвективну складову перенесення теплоти у приміщенні можна записати у вигляді:

$$Q_{\text{кон},F_i} = \bar{\alpha}_i (t_{F_i} - t_{\text{п}}) \cdot F_i, \quad (2.41)$$

де $\bar{\alpha}_i$ – середнє значення коефіцієнта конвективного теплообміну поверхні F_i ; t_{F_i} – температура поверхні F_i ; $t_{\text{п}}$ – температура повітря біля поверхні F_i .

Струмінна складова $Q_{\text{с},F_i}$. Відносно i -го об'єму припливного струменя, що надходить у приміщення при його вентиляції, струмінну складову теплоперенесення можна записати у вигляді:

$$Q_{\text{с},F_i} = [(\Delta L_{\text{п}})_i \cdot \rho_{\text{п},i} \cdot c_{\text{п},i} (t_{\text{с},i} - t_{\text{п}})], \quad (2.42)$$

де $(\Delta L_{\text{п}})_i$ – об'єм повітря біля поверхні F_i ; $t_{\text{с},i}$ – температура i -го об'єму повітря; $t_{\text{п}}$ – температура повітря біля поверхні F_i .

Градiєнтна складова $Q_{\text{гр},F_i}$. Градiєнтна складова характеризує перенесення теплоти по висоті приміщення викликане температурним розшаруванням повітря. Відносно i -го об'єму теплового конвективного потоку градiєнтна складова може бути записана у вигляді:

$$Q_{\text{гр},F_i} = [(\Delta L_{\text{п}})_i \cdot \rho'_{\text{п},i} \cdot c'_{\text{п},i} (t_{\text{ух}} - t_{\text{рз}})], \quad (2.43)$$

де $\rho'_{\text{п},i}$, $c'_{\text{п},i}$ – усереднені за температурами повітря верхньої і робочої зони приміщення, значення густини і питомої теплоємності повітря; $t_{\text{ух}}$, $t_{\text{рз}}$ – температури відповідно повітря, що видаляється з приміщення при його вентиляції, і робочої зони приміщення.

Приклад. Визначити (формульно) кутові коефіцієнти $\Phi_{F_1-F_3}$ та $\Phi_{F_3-F_1}$ поверхонь, довільно розміщених у просторі за умови, коли відомі кутові коефіцієнти $\Phi_{F_1-F_2}$ та $\Phi_{F_1-F_4}$ (рис.1).

Кутовий коефіцієнт з поверхні F_1 на поверхню F_3 визначаємо за співвідношенням:

$$\Phi_{F_1-F_3} = \Phi_{F_1-F_2} - \Phi_{F_1-F_4}.$$

Для визначення кутового коефіцієнта з поверхні F_3 на поверхню F_1 запишемо властивість взаємності кутових коефіцієнтів:

$\Phi_{F_3-F_1} \cdot F_3 = \Phi_{F_1-F_3} \cdot F_1$. Із зазначеної властивості маємо:

$$\Phi_{F_3-F_1} = \frac{F_1}{F_3} \Phi_{F_1-F_3} = \frac{F_1}{F_3} (\Phi_{F_1-F_2} - \Phi_{F_1-F_4}).$$

Приклад. Визначити (формульно) кутовий коефіцієнт з поверхні F_i на поверхню F_j замкнутої системи поверхонь (рис.2).

Згідно з законом збереження енергії, енергія, яка надходить з будь-якої поверхні замкнутої системи, розподіляється по іншим поверхням системи, тобто на поверхні F_j . Враховуючи

зазначене, $\Phi_{F_i-F_j} = 1$, а також $\sum_{i=1}^n \Phi_{F_i-F_j} = 1$.

Приклад. Визначити (формульно) кутовий коефіцієнт між елементарною площадкою dF_1 та поверхнею F_2 (рис.3) за умови, коли дана геометрична ситуація не зведена у схемах поверхонь, кутові коефіцієнти яких відомі за дод. 1.

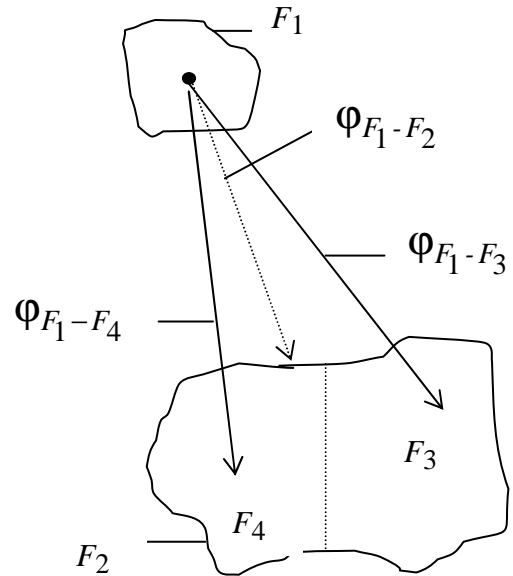


Рис.2.1

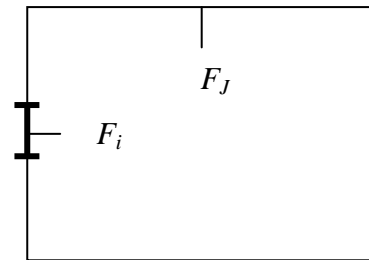


Рис.2.2

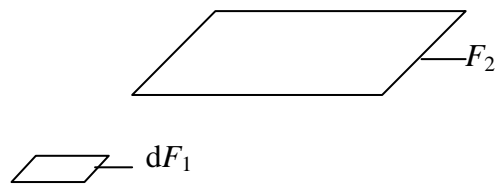
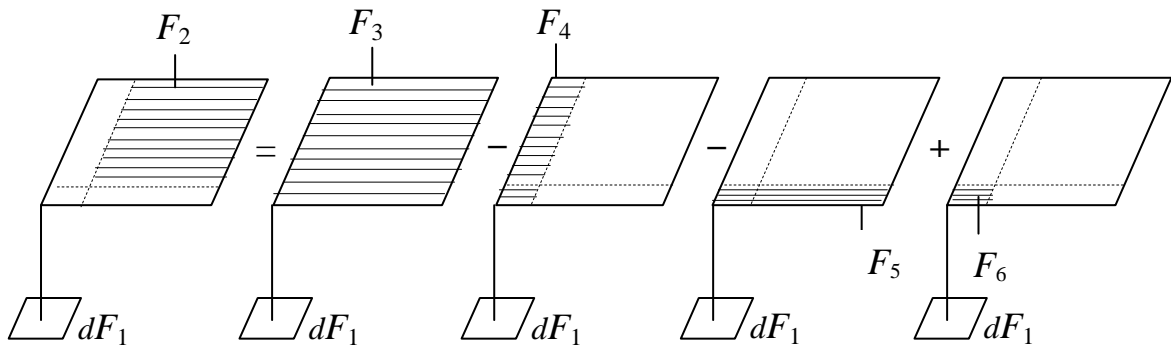


Рис.2.3

За дод. 1 вибираємо схему поверхонь, до якої може бути зведена зазначена схема. Такою табличною схемою є елементарна площадка dF_1 і прямокутна пластина F_2 , розміри якої a , b , а також відстань між dF_1 і F_2 по вертикалі c відомі (див. дод. 1).

Приводимо зазначену геометричну ситуацію до табличної схеми наступним чином:



Кутовий коефіцієнт $\Phi_{dF_1-F_2}$ визначаємо за співвідношенням:

$$\Phi_{dF_1-F_2} = \Phi_{dF_1-F_3} - \Phi_{dF_1-F_4} - \Phi_{dF_1-F_5} + \Phi_{dF_1-F_6}.$$

Складові правої частини зведеного співвідношення визначають за формулами для табличної схеми розміщення поверхонь шляхом підстановки заданих розмірів довжини a , ширини b та висоти c відповідних поверхонь F_3 , F_4 , F_5 , F_6 .

Приклад. Визначити (формульно) променистий теплообмін між двома нескінченно паралельними сірими поверхнями F_1 і F_2 , ступені чорноти яких відповідно ε_1 і ε_2 , а температура T_1 і T_2 .

Зважаючи на те, що поверхні нескінченно великі, то таку систему можна приймати замкнутою і розповсюдити на неї наступну формулу приведенного ступеня чорноти:

$$\varepsilon_{зв} = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\varepsilon_1} - 1\right)\Phi_{F_1-F_2} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\Phi_{F_2-F_1}}.$$

Згідно з дод 1 для даного випадку маємо:

$$\Phi_{F_1-F_2} = \Phi_{F_2-F_1} = 1.$$

З урахуванням вищезазначеного, формула для $\epsilon_{зв}$ буде мати вигляд:

$$\epsilon_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}.$$

$$\epsilon_{зв} \geq$$

Тепловий потік між поверхнями F_1 і F_2 визначаємо за формулою:

$$Q_{F_1-F_2} = C_o \cdot \epsilon_{пр} \left[\left(\frac{T_{F_1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{F_2}}{100} \right)^4 \right] = 5,7 \cdot \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \left[\left(\frac{T_{F_1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{F_2}}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт.}$$

Приклад. Визначити (формульно) променистий теплообмін між площадкою F_i , ϵ_i , T_i на внутрішній поверхні зовнішніх огорожень приміщення і внутрішніми поверхнями зовнішніх огорожень приміщення $\sum_{j=1}^n F_j \cdot \epsilon_j \cdot T_j$ за умови, коли $T_i < T_j$ і відбите поверхнями випромінювання не враховується.

Запишемо співвідношення для результуючого теплового потоку площадки F_i :

$$Q_{рез,Fi} = Q_{пад,Fi} - Q_{эф,Fi} = Q_{пад,Fi} - (Q_{вл,Fi} + Q_{від,Fi}).$$

Якщо $Q_{вл,Fi}$ не враховуються, $Q_{рез,Fi}$ прийме вигляд:

$$Q_{рез,Fi} = Q_{пад,Fi} - Q_{вл,Fi} = \sum_{j=1}^n Q_{пад,j-i} \cdot \Phi_{j-i} - Q_{вл,Fi}.$$

$Q_{пад,j-i}$ можна представити як $Q_{вл,j-i}$.

$$Q_{рез,Fi} = \sum_{j=1}^n Q_{вл,j-i} \cdot \Phi_{j-i} - Q_{вл,Fi}.$$

Запишемо це співвідношення через абсолютні температури:

$$Q_{рез,Fi} = \sum_{j=1}^n \sigma_o \cdot \epsilon_j \cdot T_j^4 \cdot \Phi_{j-i} \cdot F_j - \sum_{J=1}^n \sigma_o \cdot \epsilon_i \cdot T_i^4 \cdot \Phi_{i-j} \cdot F_i.$$

З урахуванням властивостей взаємності:

$$F_j \cdot \Phi_{j-i} = F_i \cdot \Phi_{i-j}.$$

$$Q_{\text{рез},Fi} = \sum_{j=1}^n \sigma_0 \cdot \epsilon_{\text{пр}} \cdot F_j \cdot \varphi_{j-i} (T_j^4 - T_i^4).$$

$$Q_{\text{рез},Fi} = \sum_{j=1}^n C_0 \cdot \epsilon_{\text{пр}} \cdot F_j \cdot \varphi_{j-i} \left[\left(\frac{T_j}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \right].$$

$$\left(\frac{T_j}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 = b(t_j - t_i),$$

де b – числовий коефіцієнт.

$$Q_{\text{рез},Fi} = \sum_{j=1}^n C_0 \cdot \epsilon_{\text{пр}} \cdot F_j \cdot \varphi_{j-i} \cdot b(t_j - t_i),$$

Введемо в розрахунок радіаційну температуру приміщення:

$$t_R = \sum_{j=1}^n \varphi_{j-i} \cdot t_j.$$

Запишемо $Q_{\text{рез},Fi}$ через радіаційну температуру:

$$Q_{\text{рез},Fi} = \sigma_0 \cdot T_R^4 \cdot \epsilon_R \cdot \varphi_{R-i} \cdot F_j - \sigma_0 \cdot T_i^4 \cdot \epsilon_i \cdot \varphi_{i-R} \cdot F_i.$$

$$Q_{\text{рез},Fi} = \sigma_0 \cdot \epsilon_{i-R} \cdot \varphi_{i-R} \cdot F_i \cdot b(t_R - t_i).$$

$$Q_{\text{рез},Fi} = C_0 \cdot \epsilon_{i-R} \cdot \varphi_{i-R} \cdot F_i \cdot b(t_R - t_i).$$

Позначимо $C_0 \cdot \epsilon_{i-R} \cdot \varphi_{i-R} \cdot b = \alpha_{B,i}$.

Тоді:

$$Q_{\text{рез},Fi} = \alpha_{B,i} F_i (t_R - t_i).$$

Запитання джля самоперевірки

1. За яким співвідношенням визначають тепловий променистий потік у приміщенні з поверхні F_i на поверхню F_j за умови, коли поверхні абсолютно чорні, а повітряне середовище діатермічне?
2. Що таке дифузний кутовий коефіцієнт?

3. За яким співвідношенням визначають тепловий променистий потік у приміщенні з поверхні F_i на поверхню F_j за умови, коли поверхні сірі, повітряне середовище діатермічне, відбите випромінювання не враховується?
4. За яким співвідношенням визначають тепловий променистий потік у приміщенні з поверхні F_i на поверхню F_j за умови, коли поверхні сірі, відбите випромінювання враховується?
5. Що таке узагальнюючий кутовий коефіцієнт?
6. За яким співвідношенням визначають променистий тепловий потік відносно поверхні F_i у приміщенні за умови, коли поверхні сірі, а повітряне середовище приміщення частково поглинає теплове випромінювання?
7. Що таке узагальнюючий дзеркальний кутовий коефіцієнт?
8. За яким співвідношенням визначають результуючий променистий потік відносно поверхні F_i у приміщенні за умови, коли поверхні дифузно-дзеркальні, повітряне середовище діатермічне?
9. Яка структура конвективної складової радіаційно- конвективного теплообміну у приміщенні?

ІНЖЕНЕРНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ РАДІАЦІЙНОГО ОПАЛЕННЯ

Інженерний метод розрахунку центрального радіаційного опалення будівель і споруд включає визначення:

- витрат теплоти для компенсації тепловтрат через зовнішні огороження приміщення;
- витрат теплоти для компенсації тепловтрат при вентиляції приміщення;
- умов комфортності теплового середовища у приміщенні;
- оптимального розміщення випромінювачів у приміщенні.

3.1. Визначення тепловтрат через огороження приміщення

На тепловтрати приміщення через зовнішні огороження будівель при радіаційному опаленні найбільш суттєво впливають такі основні чинники:

- теплотехнічні характеристики огорожуючих конструкцій;
- розподіл променистої енергії в об'ємі приміщення;

- швидкість руху повітря біля внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень приміщення;
- комфортний рівень температури повітря у приміщенні;
- розподіл температури повітря по висоті приміщення.

Розподіл променистої енергії в об'ємі приміщення впливає на тепловтрати приміщення через співвідношення кількості променистої енергії, що надходить на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень до кількості променистої енергії, що надходить на поверхню підлоги.

Для визначення такого співвідношення запишемо балансове рівняння приміщення відносно внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень приміщення:

$$\sum_{i=1}^N Q_R^{F_i} + \sum_{i=1}^N Q_K^{F_i} = \sum_{j=1}^{N_1} Q_R^{B_j} + \sum_{j=1}^{N_1} Q_K^{B_j} = \sum_{i=1}^N Q_T^{F_i}, \quad (3.1)$$

де індекси R, K, T означають радіаційний, конвективний і кондуктивний теплові потоки відносно внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень приміщення. Індекс B характеризує теплові потоки з поверхні випромінювачів променистої енергії, які розміщені у верхній зоні приміщення.

Якщо рівняння (3.1) записати через складові, які до нього входять, воно буде мати наступний вигляд:

$$\left[\sum_{i=1}^N Q_{\text{пад},j-i} \Phi_{j-i} + \sum_{i=1}^N Q_{\text{пад},i-i} \Phi_{i-i} \right] - \sum_{i=1}^N Q_{\text{вл},i-i} + \sum_{i=1}^N \bar{\alpha}_K F_i (t_i - t_{\Pi}) =$$

$$= \sum_{j=1}^{N_1} F_B \bar{\alpha}_B^B (t_B - t_i) + \sum_{j=1}^{N_1} F_B \bar{\alpha}_K^B (t_B - t_{\Pi}) = \sum_{j=1}^N F_i K_F^i (t_i - t_{3,0}), \quad (3.2)$$

де $Q_{\text{пад},j-i}$ – променистий тепловий потік, що надходить з поверхні випромінювачів на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень приміщення; Φ_{j-i} – кутовий коефіцієнт опромінювання з поверхні випромінювачів на внутрішню поверхню зовнішніх огорожень; $Q_{\text{пад},i-i}$ – променистий тепловий потік, що надходить з більш нагрітих на менш нагріті внутрішні поверхні зовнішніх огорожень; Φ_{i-i} – кутовий коефіцієнт опромінювання з більш нагрітих на менш нагріті поверхні зовнішніх огорожень; $Q_{\text{вл},i-i}$ – променистий тепловий потік власного випромінювання внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень у приміщення; $\bar{\alpha}_K, t_i, t_{\Pi}$ – відповідно середній коефіцієнт конвективного теплообміну

i -тої внутрішньої поверхні зовнішніх огорожень, температура i -тої поверхні, температура повітря у приміщенні; F_B , $\bar{\alpha}_B^B$, t_B , $\bar{\alpha}_K^B$ – відповідно поверхня випромінювачів, середній коефіцієнт променистого теплообміну поверхні випромінювачів, температура випромінювачів, середній коефіцієнт конвективного теплообміну випромінювачів; κ_F^i – неповний коефіцієнт теплопередачі i -того зовнішнього огороження приміщення; $t_{3,0}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення.

Рівняння (3.2) характеризує перенесення теплоти між джерелом (випромінювачі) та стоками (внутрішні поверхні зовнішніх огорожень) теплоти у приміщенні і теплопередачу (тепловтрати) зовнішніх огорожень приміщення при радіаційному опаленні.

Тепловтрати через зовнішні огороження приміщення залежать головним чином від ступеня нагрітості їх внутрішніх поверхонь, а це в свою чергу, залежить від співвідношення кількості променистої енергії, яка надходить від випромінювачів на горизонтальну поверхню (підлогу) приміщення і на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень приміщення при комфортних умовах теплового середовища в робочій зоні приміщення.

Для визначення такого співвідношення розглянемо типове виробниче приміщення, яке опалюється радіаційною системою з панельними стрічковими випромінювачами, розміщеними у верхній зоні приміщення.

Запишемо рівняння теплового балансу тепловипромінюючої поверхні випромінювачів відносно горизонтальної поверхні (підлоги) і вертикальних внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень, приймаючи при цьому тепловипромінюючу поверхню випромінювачів як суцільну поверхню рівну за розмірами поверхні стелі приміщення і з температурою, яка дорівнює середній температурі випромінювачів і стелі приміщення:

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^{N_i} Q_{\text{пад,твп-ст}} \bar{\Phi}_{\text{твп-ст}} + \sum_{j=1}^{N_i} Q_{\text{пад,твп-пд}} \bar{\Phi}_{\text{твп-пд}} + \\ & + \sum_{j=1}^{N_i} Q_{\text{пад,ст-ст}} \bar{\Phi}_{\text{ст-ст}} + \sum_{j=1}^{N_i} Q_{\text{пад,пд-ст}} \bar{\Phi}_{\text{пд-ст}} + \sum_{i=1}^N Q_K^i + \sum_{i=1}^N Q_T^i = 0, \end{aligned} \quad (3.3)$$

де $Q_{\text{пад,твп-ст}}$ – тепловий променистий потік, що надходить з тепловипромінюючої поверхні на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень; $\bar{\Phi}_{\text{твп-ст}}$ – середній кутовий коефіцієнт опромінювання з тепловипромінюючої поверхні на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень; $Q_{\text{пад,твп-пд}}$ – тепловий променистий потік, що надходить з тепловипромінюючої поверхні на поверхню підлоги; $\bar{\Phi}_{\text{твп-пд}}$ – середній кутовий коефіцієнт опромінювання з тепловипромінюючої поверхні на поверхню підлоги; $Q_{\text{пад,ст-ст}}$ – тепловий променистий потік, що надходить з більш нагрітих на менш нагріті внутрішні поверхні зовнішніх огорожень; $\bar{\Phi}_{\text{ст-ст}}$ – середній кутовий коефіцієнт опромінювання з більш нагрітих на менш нагріті внутрішні поверхні зовнішніх огорожень; $Q_{\text{пад,пд-ст}}$ – тепловий променистий потік що надходить з поверхні підлоги на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень; $\bar{\Phi}_{\text{пд-ст}}$ – середній кутовий коефіцієнт опромінювання з поверхні підлоги на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень.

Розв'язуючи рівняння (3.3), можна визначити кількість променистої енергії, що надходить від випромінювачів на внутрішню поверхню зовнішніх огорожень приміщення і на поверхню підлоги, а також інші параметри теплового режиму приміщення. Але в даному разі нас цікавить не абсолютна кількість променистої енергії, а відносне її надходження на вертикальні та горизонтальні поверхні приміщення, яке визначається за величиною середніх кутових коефіцієнтів опромінювання з тепловипромінюючої поверхні на поверхню підлоги $\bar{\Phi}_{\text{твп-пд}}$ – та з тепловипромінюючої поверхні на поверхню внутрішніх огорожень $\bar{\Phi}_{\text{твп-ст}}$.

Для ситуації, яка розглядається, зазначені коефіцієнти можна визначити за допомогою рівняння:

$$\bar{\Phi}_{\text{ТВП-ПД}} = \frac{1}{\pi \cdot x \cdot y} \left[\frac{1}{2} \ln \frac{(1+x^2)(1+y^2)}{1+x^2+y^2} + \sqrt{1+x^2} \operatorname{arctg} \frac{y}{\sqrt{1+x^2}} + \right. \\ \left. + x\sqrt{1+y^2} \operatorname{arctg} \frac{x}{1+y^2} - \operatorname{arctg} y - x \operatorname{arctg} x \right]; \quad (3.4)$$

$$\bar{\Phi}_{\text{ТВП-СТ}} = \frac{1}{\pi \cdot x_1} \left[x_1 \operatorname{arctg} \frac{1}{x_1} + y_1 \operatorname{arctg} \frac{1}{y_1} - \sqrt{x_1^2 - y_1^2} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}} + \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \ln \frac{(1+x_1^2)(1+y_1^2)}{1+x_1^2+y_1^2} + \frac{x_1^2}{4} \ln \frac{x_1^2(1+x_1^2+y_1^2)}{(1+x_1^2)(1+y_1^2)} + \frac{y_1^2}{4} \ln \frac{y_1^2(1+x_1^2+y_1^2)}{(1+y_1^2)(x_1^2+y_1^2)} \right],$$

де x – відношення довжини ℓ до висоти h приміщення ($x = \ell/h$);

y – відношення широти b до висоти приміщення ($y = b/h$);

x_1 – відношення широти приміщення b до довжини зовнішніх

стіл $\ell_{\text{СТ}}$ ($x_1 = b/\ell_{\text{СТ}}$); y_1 – відношення висоти приміщення h до довжини зовнішніх стін $\ell_{\text{СТ}}$ ($y_1 = h/\ell_{\text{СТ}}$).

Для приміщення з параметрами $x = 8 - 10$; $y = 5 - 7$; $x_1 = 0,6 - 0,8$; $y_1 = 0,12 - 0,15$ значення коефіцієнтів випромінювання, визначені за рівнянням (3.4) складають $\bar{\Phi}_{\text{ТВП-ПД}} = 0,7 - 0,8$; $\bar{\Phi}_{\text{ТВП-СТ}} = 0,08 - 0,1$. Це означає, що за умови комфортності теплового середовища в робочій зоні приміщення 70 – 80% променистої теплоти від випромінювачів надходить на поверхню підлоги і 20–30%, враховуючи перевипромінювання поверхонь, – на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень. Така структура розподілу променистої енергії у приміщенні дає змогу підтримувати температуру внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень приміщення на такому рівні, який виключає їх перегрівання променистою теплотою і тим самим виключає надлишкові тепловтрати через зовнішні огороження приміщення.

Різновид системи опалення (конвективна чи промениста) впливає на рухомість повітря біля внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень, від

величини якої залежить коефіцієнт теплопередачі через огороження і тепловтрати приміщення.

Загальний коефіцієнт теплообміну i -тої внутрішньої поверхні зовнішніх огорожень приміщення $\alpha_{\text{вн},i}$ можна подати у такому вигляді:

$$\alpha_{\text{вн},i} = \alpha_{\text{в},i} (t_{R,i} - t_i) / (t_{\text{пр}} - t_i) + \alpha_{\text{к},i} (t_i - t_{\text{п}}) / (t_i - t_{\text{пр}}), \quad (3.5)$$

де $t_{R,i}$ – радіаційна температура приміщення відносно i -тої поверхні;
 $t_{\text{пр}}$ – температура приміщення; $t_{\text{п}}$ – температура повітря у приміщенні;
 $\alpha_{\text{в},i}, \alpha_{\text{к},i}$ – коефіцієнти тепловіддачі i -ої поверхні відповідно випромінюванням і конвекціїю.

Формула (3.5) характеризує величину теплосприймання радіаційно-конвективного потоку, який надходить на теплообмінну поверхню. Конвективна складова цього потоку формує рухомість повітря біля внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень.

При радіаційному опаленні нагрівання повітря приміщення до нормативної температури здійснюється, головним чином, за рахунок конвективного теплообміну з нагрітою променистим теплом обстановкою робочої зони (обладнанням, внутрішніми огороженнями і т.ін.), яку можна розглядати як вторинне джерело теплоти по відношенню до повітря приміщення. Враховуючи значно більшу поверхню і значно нижчу температуру вторинного джерела теплоти у порівнянні з поверхнею і температурою джерел теплоти при конвективному опаленні, гравітаційні сили, які діють у вертикальному напрямку різко зменшуються, зменшуючи цим рухомість повітря біля внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень. Швидкість потоків повітря з робочої зони у верхню зону виробничого приміщення висотою 15м при повітряному опаленні складає 1–1,8 м/с, а при радіаційному – 0,5–0,6 м/с. Вплив швидкості повітря $v_{\text{п}}$ біля внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень на величину загального коефіцієнта теплообміну цих поверхонь приблизно визначається за формулою: $\alpha_{\text{вн}} = 8,2 v_{\text{п}}^{0,6}$.

З наведеного можна зробити такий висновок: рухомість повітря біля внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень виробничих приміщень з висотою 5 і більше метрів значно менша за аналогічну рухомість повітря

при конвективному опаленні, що приводить до зменшення тепловтрат через зовнішні огороження приміщення на 1–2% у порівнянні з тепловтратами при конвективному опаленні.

Найважливішим фактором, який впливає на тепловтрати приміщення при радіаційному опаленні є комфортний рівень температури повітря у робочій зоні приміщення.

Розглянемо допустимий рівень зниження комфортного значення температури повітря у приміщенні при радіаційному опаленні у порівнянні з комфортною температурою повітря при конвективному опаленні.

Припустимо, що в робочій зоні виробничого приміщення необхідно підтримувати комфортне значення температури приміщення на рівні $t_{\text{пр}} = 18^{\circ}\text{C}$ при середній радіаційній температурі приміщення $t_R = 15^{\circ}\text{C}$.

Запишемо формулу для температури приміщення у такому вигляді:

$$t_{\text{пр}} = (\bar{\alpha}_B \cdot t_R + \bar{\alpha}_K \cdot t_{\text{п}}) / (\bar{\alpha}_B + \bar{\alpha}_K) + t'_R, \quad (3.6)$$

де $\bar{\alpha}_B$ і $\bar{\alpha}_K$ – середні значення коефіцієнтів теплообміну поверхні тіла людини відповідно випромінюванням і конвекцією; t'_R – температурний параметр, що враховує безпосереднє нагрівання поверхні тіла людини променистою енергією від випромінювачів, розміщених у верхній зоні приміщення.

Гігієністами встановлено [14, 15], що при радіаційному опаленні з дотриманням комфортних умов теплового середовища в робочій зоні виробничих будівель температурний параметр t'_R повинен підтримуватися на рівні $3,6^{\circ}\text{C}$ (в середньому $3 - 4^{\circ}\text{C}$), тобто температура на поверхні тіла людини від нагрівання прямим променистим потоком від випромінювачів повинна підтримуватися на рівні $t'_R = 3,6^{\circ}\text{C}$.

Експериментальними гігієнічними дослідженнями встановлено також, що при комфортних умовах теплового середовища приміщення значення коефіцієнтів теплообміну поверхні людини випромінюванням і конвекцією складають відповідно $\bar{\alpha}_B = 3,4$; $\bar{\alpha}_K = 4,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$. [14]

При радіаційному опаленні для підтримання зазначеного рівня комфортних умов теплового середовища у робочій зоні приміщення, ($t_{\text{пр}} = 18^{\circ}\text{C}$, $t_R = 15^{\circ}\text{C}$) і, враховуючи значення коефіцієнтів теплообміну поверхні людини, температура повітря у робочій зоні приміщення згідно (3.6) повинна підтримуватись на рівні $t_{\text{п}} = 13^{\circ}\text{C}$. Для підтримання аналогічних умов комфортного середовища в робочій зоні приміщення при конвективному опаленні температура повітря у робочій зоні повинна бути рівною 25°C ($\bar{\alpha}_v = 5,1$; $\bar{\alpha}_k = 2,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$).

Таким чином при радіаційному опаленні комфортні умови у приміщенні можна підтримувати при температурі повітря на 12°C нижчій у порівнянні з температурою повітря, яка відповідає аналогічним комфортним умовам теплового середовища при конвективному опаленні. Але таку температурну ситуацію у приміщенні з енергоекономічної точки зору підтримувати недоцільно, зважаючи на можливе перегрівання внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень та перевищення допустимої межі ($t'_R = 3,6^{\circ}\text{C}$) оптимального прямого обігріву поверхні людини тепловим променистим потоком. Як показав досвід експлуатації центральних систем радіаційного опалення [10, 14, 15] для будівель, у приміщеннях яких нормативна температура повітря при конвективному опаленні повинна підтримуватись на рівні $t_{\text{п}} = 18^{\circ}\text{C}$, середню температуру повітря при радіаційному опаленні необхідно підтримувати на рівні $t_{\text{п}} = 14 - 15^{\circ}\text{C}$, а середню радіаційну температуру приміщення відносно робочої зони на рівні $t_R = 22 - 23^{\circ}\text{C}$.

Властивість радіаційного опалення підтримувати комфортні умови у приміщенні при температурі повітря нижчій на $3 - 4^{\circ}\text{C}$ у порівнянні з комфортними значеннями температури повітря у приміщенні при конвективному опаленні дає змогу знизити тепловтрати приміщення в середньому на 4% у порівнянні з тепловтратами при конвективному опаленні.

На тепловтрати приміщення при радіаційному опаленні впливає також характер розподілу температури по висоті приміщення.

Запишемо рівняння для визначення тепловтрат приміщення у вигляді:

$$Q_m = F_{\text{ГО}} \cdot \kappa_{\text{ГО}} (t^{\text{ГО}} - t_{3,0}) + F_{\text{ВО}} \cdot \kappa_{\text{ВО}} (t^{\text{ВО}} - t_{3,0}), \quad (3.7)$$

де $F_{\text{ГО}}$, $F_{\text{ВО}}$, $\kappa_{\text{ГО}}$, $\kappa_{\text{ВО}}$ – відповідно площа поверхонь горизонтальних і вертикальних огорожень приміщення та неповні коефіцієнти теплопередачі горизонтальних і вертикальних огорожень; $t^{\text{ГО}}$, $t^{\text{ВО}}$, $t_{3,0}$ – відповідно середня температура горизонтальних, вертикальних огорожень та розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення.

При наявності градієнта температури по висоті приміщення рівняння (3.7) буде мати вигляд:

$$Q_m = (F_{\text{ГО}} \cdot \kappa_{\text{ГО}} + F_{\text{ВО}} \cdot \kappa_{\text{ВО}}) (t_{\text{рз}} - t_{3,0}) + (F_{\text{ГО}} \cdot \kappa_{\text{ГО}} + 0,5 F_{\text{ВО}} \cdot \kappa_{\text{ВО}}) \times (t_{\text{yx}} - t_{\text{рз}}) = Q'_m + \Delta Q_m, \quad (3.8)$$

де $t_{\text{рз}}$, t_{yx} – температури повітря відповідно в робочій зоні і яке видаляється з приміщення у навколишнє середовище при вентиляції; Q'_m – тепловтрати через усі огороження приміщення при відсутності градієнта температури по висоті приміщення; ΔQ_m – надлишкові тепловтрати через верхні горизонтальні і частину вертикальних огорожень при наявності градієнта температури по висоті приміщення.

Значення ΔQ_m визначається за формулою:

$$\Delta Q_m = Q'_m \left[\frac{(\alpha^{\square} + 0,5 \beta^{\square}) h}{t_{\text{рз}} - t_{3,0}} \right] \cdot \frac{t_{\text{yx}} - t_{3,0}}{h}, \quad (3.9)$$

де α^{\square} і β^{\square} – відносні тепловтрати через горизонтальні і вертикальні огороження приміщення, їх значення визначають за формулами:

$$\alpha^{\square} = \frac{F_{\text{ГО}} \cdot \kappa_{\text{ГО}}}{F_{\text{ГО}} \cdot \kappa_{\text{ГО}} + F_{\text{ВО}} \cdot \kappa_{\text{ВО}}}; \quad \beta^{\square} = \frac{F_{\text{ВО}} \cdot \kappa_{\text{ВО}}}{F_{\text{ГО}} \cdot \kappa_{\text{ГО}} + F_{\text{ВО}} \cdot \kappa_{\text{ВО}}}. \quad (3.10)$$

При радіаційному опаленні температура повітря, що надходить з приміщення в навколишнє середовище при його вентиляції для приміщень з висотою 5–15 м перевищує температуру повітря робочої зони в середньому на 4–5°С, при конвективному, відповідно на 10–15°С. [4]

Розрахунки за приведеними формулами показують, що при зазначеній різниці температур повітря робочої і верхньої зон приміщення тепловтрати через огороження при радіаційному опаленні зменшуються на 1–2% у порівнянні з тепловтратами при конвективному опаленні.

Відносно загальних тепловтрат приміщення при радіаційному опаленні можна зробити такий висновок: тепловтрати приміщень з висотою 5–15 м при їх радіаційному опаленні зменшуються в середньому на 5%, а для приміщень з висотою більшою за 15 м, в середньому на 7%.

При проектуванні систем радіаційного опалення з метою спрощення розрахунків, доцільно тепловтрати приміщень визначати за загальноприйнятою методикою для конвективного опалення з наступним перерахунком їх у тепловтрати при радіаційному опаленні за формулою:

$$Q_m^p = Q_m^k \cdot k', \quad (3.11)$$

де Q_m^p, Q_m^k – тепловтрати приміщення, відповідно при радіаційному і конвективному опаленні; k' – коефіцієнт перерахунку тепловтрат при конвективному опаленні в тепловтрати при радіаційному опаленні. Для приміщень, де радіаційне опалення доцільне, величина $k' = 0,95$.

3.2. Визначення тепловтрат при вентиляції приміщення

Головним параметром, який впливає на величину тепловтрат приміщення при його вентиляції є температура повітря t_{yx} , з якою повітря видаляється з приміщення.

Запишемо для виробничого приміщення з характеристиками, зазначеними у попередньому розділі, рівняння теплового балансу приміщення відносно температури t_{yx} :

$$Q_3 = \sum_{i=1}^N Q_{m,i} + \sum_{k=1}^{N_1} (L_{\Pi})_i \rho'_{\Pi} \cdot c'_{\Pi} (t_{yx} - t_{3,0}), \quad (3.12)$$

де Q_3 – загальна кількість теплоти для компенсації тепловтрат приміщення, в тому числі через зовнішні огороження (перша складова

правої частини рівняння) і при його вентиляції (друга складова правої частини рівняння); $(L_{\Pi})_i$, ρ'_{Π} , c'_{Π} – відповідно i -тий об'єм повітря у приміщенні, густина i -того об'єму і його питома теплоємність.

Проаналізуємо вентиляційну складову рівняння (3.12). Невідома величина t_{yx} зв'язана з температурами повітря у робочій зоні приміщення та зовнішнього повітря через так званий параметр m , співвідношення для якого має наступний вигляд:

$$m = (t_{pz} - t_3) / (t_{yx} - t_3). \quad (3.13)$$

де t_3 - температура зовнішнього повітря.

Параметр m залежить від багатьох величин. Функціональну залежність його від основних можна записати у вигляді:

$$m = \frac{t_{pz} - t_3}{t_{yx} - t_3} = f(P, h, F_{\Gamma_0}, \bar{\kappa}_{\Gamma_0}, \bar{\kappa}_{\text{во}}, G_{\Pi}^{\Gamma}, C'_{\Pi}, \bar{\epsilon}_{\text{тс}}, \bar{\epsilon}_{\text{пс}}), \quad (3.14)$$

де P , h – периметр і висота приміщення; F_{Γ_0} , $\bar{\kappa}_{\Gamma_0}$, $\bar{\kappa}_{\text{во}}$ – відповідно площа поверхні верхніх горизонтальних огорожень приміщення, середні коефіцієнти теплопередачі верхніх горизонтальних і вертикальних огорожень; G_{Π}^{Γ} , C'_{Π} – масова витрата і питома теплоємність повітря, яке циркулює через горизонтальний переріз приміщення; $\bar{\epsilon}_{\text{тс}}$, $\bar{\epsilon}_{\text{пс}}$ – середні значення енергії теплових і припливних струменів у приміщенні.

Для з'ясування фізичної суті співвідношення (3.14) запишемо рівняння балансів теплоти повітря для приміщення вище робочої зони і всього приміщення:

$$(Q_{\text{к}} + Q_{\text{в}})_{\text{вз}} - Q_{m, \text{вз}} = G_{\text{рз-вз}} \cdot c_1 (t_{\text{рз}} - t_3); \quad (3.15)$$

$$Q_3 - Q_m = G_{yx} \cdot c_1 (t_{yx} - t_3). \quad (3.16)$$

У рівняннях (3.15) – (3.16): $(Q_{\text{к}} + Q_{\text{в}})_{\text{вз}}$ – конвективна та промениста теплота, яка надходить з робочої у верхню зону приміщення; $Q_{m, \text{вз}}$ – тепловтрати через огороження верхньої зони приміщення; $G_{\text{рз-вз}}$ – вагова кількість повітря, яка надходить з робочої у верхню зону приміщення; c_1 – питома теплоємність повітря, яке надходить з робочої у

верхню зону приміщення; G_{yx} – вагова кількість повітря, яке видаляється з приміщення при його вентиляції.

Вирішуючи (3.15) і (3.16) відносно параметра m , і уводячи коефіцієнт $\kappa_{pц}$, отримаємо:

$$\frac{t_{pз} - t_3}{t_{yx} - t_3} = \kappa_{pц} \left\{ \left[\frac{(Q_k + Q_b)_{вз} - Q_{m,вз}}{Q_3 - Q_m} \right] \left(\frac{G_{yx}}{G_{pз-вз}} \right) \right\}, \quad (3.17)$$

де $\kappa_{pц}$ – коефіцієнт, який враховує рециркуляцію повітря у приміщенні.

За фізичним змістом рівняння (3.17) характеризує відношення енергії припливних вентиляційних струмин, які формують інерційні сили у приміщенні до енергії теплових потоків від нагрітої променистим теплом інфраструктуру робочої зони приміщення, які формують гравітаційні сили у приміщенні.

Величина параметра m визначається за емпіричною формулою:

$$m = \frac{t_{pз} - t_3}{t_{yx} - t_3} = \exp \left(- \frac{\kappa \cdot P \cdot h + F_{го} \cdot \kappa_{го}}{G_{п}^r \cdot c_1 \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2} \right), \quad (3.18)$$

де κ – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх огорожень приміщення; $G_{п}^r$ – кількість повітря, яка циркулює через горизонтальний переріз приміщення; α_1 – коефіцієнт, який враховує енергію припливних вентиляційних струмин, що вноситься у приміщення: при швидкості припливного вентиляційного повітря, яке надходить у приміщення

$v_{п} \leq 10 \text{ м/с} - \alpha_1 = \sqrt{T_{пр}^{\square} / T_{рз}^{\square}}$; $T_{пр}^{\square}, T_{рз}^{\square}$ – абсолютні температури припливного повітря і повітря робочої зони приміщення; при $v_{п} \geq 10 \text{ м/с} - \alpha_1 = \sqrt{t_{пр}^{\square} / t_{рз}^{\square}}$; $\alpha_2 = (1/\eta_k)^2$ – коефіцієнт, який враховує енергію теплових потоків у приміщенні; η_k – відношення конвективної тепловіддачі джерел теплоти (випромінювачів) до їх загальної тепловіддачі.

Границі застосування формули (3.18): радіаційне опалення приміщень з об'ємом 20 – 100 тис.м³, висотою 4 – 25м, системи вентиляції з надходженням повітря у нижню зону, видалення з верхньої.

Аналіз формули (3.18) свідчить про наступне: при $Q_m = \text{const}$; $Q_v = \text{const}$ із зростанням променистої складової джерел

теплоти (випромінювачів), яка враховується коефіцієнтом η_k , значення параметра m збільшується, а t_{yx} – зменшується згідно даних таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Вплив променистої складової джерел теплоти на температуру t_{yx} , з якою повітря видаляється з приміщення при його вентиляції

Значення m і t_{yx}	Структура теплоперенесення між джерелами та стоками теплоти у приміщенні, %			
	конв. – 80 випр. – 20	конв. – 50 випр. – 50	конв. – 40 випр. – 60	конв. – 20 випр. – 80
m	0,650	0,860	0,920	0,980
t_{yx}	39	24	22	19

При проектуванні систем радіаційного опалення витрату теплоти на вентиляцію приміщень доцільно визначати за існуючими методиками для конвективного опалення з подальшим перерахуванням її у витрату теплоти на вентиляцію приміщення при радіаційному опаленні за формулою:

$$Q_V^p = Q_V^k \cdot k'' , \quad (3.19)$$

де Q_V^p – витрата теплоти на вентиляцію при радіаційному опаленні,
 Q_V^k – витрата теплоти на вентиляцію при конвективному опаленні;
 k'' – коефіцієнт перерахунку витрати теплоти на вентиляцію при конвективному опаленні у витрату теплоти на вентиляцію при радіаційному опаленні виробничих приміщень.

Значення k'' приймати згідно даних таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Коефіцієнти перерахунку витрати теплоти на вентиляцію при конвективному опаленні у витрату теплоти на вентиляцію при радіаційному опаленні

$\frac{Q_V}{Q_m}$	Коефіцієнти k'' відповідно до системи конвективного опалення виробничих будівель			
	Водяна, парова	Повітряна з повітропроводами	Повітряна без повітропроводів	Середні Значення
0,15	0,84	0,72	0,75	0,77
0,35	0,78	0,66	0,70	0,71
0,50	0,71	0,56	0,63	0,63
0,75	0,70	0,58	0,63	0,63
1,00	0,67	0,56	0,66	0,63

1,50	0,71	0,65	0,72	0,69
2,00	0,73	0,68	0,75	0,72
2,50	0,75	0,70	0,76	0,73

Загальну максимальну витрату теплоти, Вт, на компенсацію тепловтрат через зовнішні огороження будівлі і при вентиляції приміщень при радіаційному опаленні доцільно визначати за формулою:

$$Q_3 = Q_m^K \cdot k' + Q_V^K \cdot k'' \quad (3.20)$$

У таблиці 3.3 приведені результати розрахунків загальної кількості теплоти, яка необхідна для компенсації тепловтрат виробничого приміщення ($V = 10500 \text{ м}^3$, $h = 15 \text{ м}$, $t_{3,0} = -20^\circ \text{C}$) за умови його опалення системою повітряного (у чисельнику) і радіаційною системою опалення з газовими інфрачервоними випромінювачами (у знаменнику).

Таблиця 3.3

Витрата теплоти на опалення і вентиляцію виробничого приміщення при повітряній і радіаційній системах опалення

$t_{pz}, ^\circ \text{C}$	$\frac{20}{16}$	$\frac{20}{16}$	$\frac{20}{16}$	$\frac{20}{16}$	$\frac{20}{16}$	$\frac{20}{16}$	$\frac{20}{16}$	$\frac{20}{16}$
Q_V/Q_m	0,15	0,35	0,5	0,75	1,0	1,0	2,0	2,5
$t_{yx}, ^\circ \text{C}$	$\frac{29}{18}$	$\frac{29}{17}$	$\frac{29}{17}$	$\frac{29}{17}$	$\frac{29}{17}$	$\frac{24}{17}$	$\frac{23}{16,5}$	$\frac{22}{16}$
$Q_3, \text{тис.Вт}$	$\frac{267}{240}$	$\frac{322}{278}$	$\frac{374}{304}$	$\frac{448}{390}$	$\frac{509}{396}$	$\frac{600}{478}$	$\frac{691}{557}$	$\frac{791}{642}$

3.3. Умови комфортності теплового середовища приміщення

Тепловий режим приміщення сприймається людиною через тепловідчуття, комфортний рівень якого, встановлений за результатами гігієнічних досліджень, є основою для визначення комфортних умов теплового середовища приміщення.

Тепловідчуття людини залежить від її теплообміну, об'єктивним критерієм оцінки якого є тепловий баланс.

Основними мікрокліматичними параметрами приміщення, які впливають на теплообмін людини при радіаційному опаленні є температура повітря у приміщенні t_{Π} , середня температура огорожень $\bar{t}_{\text{ог}}$, середня радіаційна температура приміщення відносно робочої зони \bar{t}_R , середня ступінь чорноти огорожень $\bar{\epsilon}_{\text{ог}}$, рухомість повітря у приміщенні V_{Π} , відносна вологість повітря у приміщенні ϕ_{Π} . Вплив зазначених параметрів приміщення на людину відбувається у взаємозв'язку з її теплопродукцією M , характером роботи, яку вона виконує на робочому місці W і теплозахисними якостями одягу $R_{\text{од}}$.

Запишемо рівняння променисто-конвективної тепловіддачі людини $Q_{\text{л}}^{\text{B+K}}$ в умовах приміщення через температуру повітря t_{Π} , радіаційну температуру \bar{t}_R , температуру приміщення $t_{\text{пр}}$, середню температуру одягу і відкритих поверхонь тіла людини $\bar{t}_{\text{пл}}$ та усереднені коефіцієнти теплообміну поверхні людини конвекцією $\bar{\alpha}_K$ і випромінюванням $\bar{\alpha}_B$:

$$Q_{\text{л}}^{\text{B+K}} = \bar{\alpha}_K (t_{\text{пл}} - t_{\Pi}) + \bar{\alpha}_B (t_{\text{пл}} - t_R); \quad (3.20)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{B+K}} = (\bar{\alpha}_K + \bar{\alpha}_B) \cdot (t_{\text{пл}} - t_{\text{пр}}); \quad (3.21)$$

Вирішуючи рівняння (3.20) та (3.21) відносно $t_{\text{пр}}$ одержимо:

$$t_{\text{пр}} = \frac{\bar{\alpha}_K \cdot t_{\Pi} + \bar{\alpha}_B \cdot t_R}{\bar{\alpha}_K + \bar{\alpha}_B}; \quad (3.22)$$

Співвідношення (3.22) є узагальненим показником, який дає змогу визначити вплив мікрокліматичних параметрів t_{Π}, \bar{t}_R та швидкості повітря, що враховується через $\bar{\alpha}_K$, на тепловий баланс, який відповідає тому або іншому рівню тепловідчуття людини. При цьому значення всіх інших

факторів, які діють у взаємозв'язку з мікрокліматичними параметрами, слід приймати на основі дослідних даних.

Необхідна (перша) умова комфортності теплового середовища приміщення

Перша (за класифікацією В.М.Богословського [4]) умова комфортності теплового середовища приміщення передбачає таке співвідношення температурних параметрів, коли людина у стані спокою в центрі приміщення відчуває себе комфортно у тепловому відношенні.

Санітарно-гігієнічними дослідженнями встановлено, що для приміщень виробничих будівель при їх радіаційному опаленні (зимовий режим, людина у стані спокою, $v_{\text{п}} \approx 0,1-0,3$ м/с, $\phi_{\text{п}} = 60 \pm 5\%$; $R_{\text{од}} = 0,16-0,18$ (м² · °С) / Вт, значення коефіцієнтів теплообміну поверхні людини, які відповідають комфортному рівню тепловідчуття, складають відповідно $\bar{\alpha}_{\text{к}} = 4,3$; $\bar{\alpha}_{\text{в}} = 3,4$ Вт / (м² · °С) [4]. Підставляючи ці величини у (3.22) одержимо формулу першої умови комфортності теплового середовища виробничого приміщення при його центральному радіаційному опаленні:

$$t_{\text{пр}} = 0,45 t_{\text{р}} + 0,55 t_{\text{п}}. \quad (3.23)$$

Комфортні значення $t_{\text{пр}}$ при радіаційному опаленні виробничих будівель слід приймати такими: стан спокою $t_{\text{пр}} = 20^{\circ}\text{C}$; дуже легка робота $t_{\text{пр}} = 18^{\circ}\text{C}$; легка робота $t_{\text{пр}} = 18-16^{\circ}\text{C}$, робота середньої важкості $t_{\text{пр}} = 16-13^{\circ}\text{C}$; важка робота $t_{\text{пр}} = 13-10^{\circ}\text{C}$.

Достатня (друга) умова комфортності теплового середовища приміщення

Забезпечення для людини в центрі приміщення рівня теплового балансу, тобто першої умови комфортності є необхідною, але недостатньою умовою загальної комфортності теплового середовища приміщення.

Достатня (друга за класифікацією В.М. Богословського [4]) умова комфортності теплового середовища приміщення буде дотримуватись при такому співвідношенні мікрокліматичних параметрів, коли в зонах

максимального асиметричного теплового навантаження (біля найбільш нагрітих та найбільш холодних поверхонь) тепловідчуття людини буде комфортним або допустимим.

Запишемо рівняння радіаційного балансу площадки $\square F_i$ на поверхні людини у вигляді:

$$-E_{p,i} = E_{\text{пад},i} - E_{\text{вл},i}, \quad (3.24)$$

де $E_{p,i}$, $E_{\text{пад},i}$, $E_{\text{вл},i}$ – відповідно результуюче випромінювання площадки $\square F_i$; випромінювання, яке надходить на площадки $\square F_i$ і власне випромінювання площадки $\square F_i$.

Співвідношення (3.24) можна записати також через гранично допустиме значення опромінювання площадки $\square F_i$:

$$(E_{\text{пад},i})_{\text{max}} = (-E_{p,i})_{\text{min}} + (E_{\text{вл},i})_{\text{д}}, \quad (3.25)$$

$$(E_{\text{пад},i})_{\text{min}} = (-E_{p,i})_{\text{max}} + (E_{\text{вл},i})_{\text{д}}, \quad (3.26)$$

де $(E_{\text{пад},i})_{\text{max}}$, $(E_{\text{пад},i})_{\text{min}}$ – відповідно максимальне і мінімальне допустиме опромінювання поверхні $\square F_i$; $(E_{p,i})_{\text{min}}$, $(E_{p,i})_{\text{max}}$ – густина променистої енергії, яка відводиться від $\square F_i$ і відповідає максимальному і мініальному допустимому опромінюванню; $(E_{\text{вл},i})_{\text{д}}$ – допустима густина власного випромінювання $\square F_i$.

Гігієнічними дослідженнями [14] встановлено, що максимальне допустиме опромінювання поверхні лоба людини слід приймати таким, щоб результуюче випромінювання цієї поверхні було не меншим за 16 Вт/м^2 , тобто $(E_{p,i})_{\text{min}} = 16 \text{ Вт/м}^2$, а мінімальне допустиме опромінювання таким, щоб результуюче випромінювання цієї поверхні було не більшим за 53 Вт/м^2 , тобто $(E_{p,i})_{\text{max}} = 53 \text{ Вт/м}^2$.

Власне випромінювання шкіри людини, яке відповідає комфортному рівню тепловідчуття, можна виразити через її температуру $t_{\text{ш}} = 34^\circ\text{C}$, тобто $(E_{\text{вл},i})_{\text{д}} = 453 \text{ Вт/м}^2$.

За приведеними даними можна визначити комфортні параметри поля променистої енергії у приміщенні, як. відповідають комфортним умовам теплового середовища приміщення:

$$\left(E_{\text{пад},i}\right)_{\text{max}} = \left(-E_{\text{р},i}\right)_{\text{min}} + \left(E_{\text{вл},i}\right)_{\text{д}} = -16 + 453 \approx 440 \text{ Вт/м}^2,$$

$$\left(E_{\text{пад},i}\right)_{\text{min}} = \left(-E_{\text{р},i}\right)_{\text{max}} + \left(E_{\text{вл},i}\right)_{\text{д}} = -53 + 453 \approx 400 \text{ Вт/м}^2.$$

Висновок з приведенного такий: якщо в робочій зоні виробничого приміщення підтримується поле променистої енергії, величина опромінювання якого $E = 420 \pm 20 \text{ Вт/м}^2$, то при розміщенні людини в якій завгодно точці робочої зони радіаційний баланс поверхні тіла людини буде відповідати комфортному або допустимому рівням тепловідчуття, тобто буде додержуватись достатня (друга) умова комфортності теплового середовища приміщення.

Підхід В.М.Богословського [4] до визначення другої умови комфортності теплового середовища приміщення житлових та громадських будівель дещо інший: він рекомендує нормувати допустимі температури найбільш охолоджених поверхонь у приміщенні, виходячи при цьому з приведених вище гігієнічних нормативів допустимої тепловіддачі частин поверхні людини (16 та 53 Вт/м²). За В.М.Богословським друга умова комфортності теплового середовища приміщення буде підтримуватись за умови, коли тепловіддача випромінювання з поверхні голови людини біля найбільш нагрітої поверхні у приміщенні з температурою t_{max} становить не менше 16 Вт/м², а тепловіддача випромінювання з поверхні тіла людини біля найбільш холодної поверхні у приміщенні з температурою t_{min} становить не більше 53 Вт/м². Виходячи з цього В.М.Богословським приведені формули для визначення t_{max} і t_{min} у приміщенні.

Приведений норматив поля променистої енергії у приміщенні ($E = 420 \pm 20 \text{ Вт/м}^2$) може бути розповсюджений на приміщення усіх видів будівель і систем їх опалення.

Місцеве радіаційне опалення виробничих будівель найбільш доцільно застосовувати сумісно з центральним конвективним опаленням, коли за допомогою конвективної (фонової) системи у робочій зоні приміщення підтримується температура $5 - 10^{\circ} \text{C}$, а на робочих місцях за

допомогою місцевого радіаційного опалення підтримуються комфортні температурні умови.

При цьому збалансованість тепловіддачі людини у зоні дії радіаційного опалення досягається шляхом прямого опромінювання поверхні людини променистою теплотою такої густини, щоб забезпечити на поверхні одягу людини підтримання комфортної ($26 - 28^{\circ}\text{C}$) температури.

Для зазначених умов співвідношення комфортних температурних параметрів відносно зони радіаційного теплообміну визначається за формулою:

$$t_n = 0,3t_R + 0,7t_n. \quad (3.27)$$

3.4. Розміщення випромінювачів у приміщенні

Вихідними даними для розміщення випромінювачів у приміщенні є значення густини і рівномірності поля променистої енергії у робочій зоні приміщення.

Розглянемо таку ситуацію: у приміщенні, за теплотехнічним розрахунком, необхідно розмістити n випромінювачів у вигляді стрічкових панелей. Випромінювачі за конструктивними ознаками можна розміщувати по довжині приміщення, Висота розміщення випромінювачів z , міжцентрові відстані випромінювачів b , температура випромінювачів T_B , середній ступінь чорноти $\bar{\epsilon}_B$.

Необхідно визначити зв'язок між зазначеними параметрами, виходячи при цьому з необхідності створення в робочій зоні приміщення комфортного температурного середовища шляхом опромінювання поверхні підлоги променистим тепловим потоком з густиною $E_k = 420 \pm 20 \text{ Вт/м}^2$ і рівномірністю $S' = 5-10\%$.

Першим етапом розрахунку є визначення можливості створення на поверхні підлоги робочої зони приміщення зазначених комфортних параметрів поля променистої енергії при висоті z , яку ми прийняли за конструктивними ознаками.

Запишемо рівняння теплових балансів елементарної площадки на поверхні підлоги $\square F_i(T_i, \bar{\epsilon}_i)$ в центрі приміщення, де густина поля променистої енергії буде максимальною і умовної площадки, розміщеної

біля зовнішніх огорожень приміщення $\square F_j(T_j, \bar{\epsilon}_j)$, де густина поля променистої енергії буде мінімальною:

$$E_{\text{рез},i} = \bar{\epsilon}_b \cdot \sigma_0 \cdot T_b^4 \cdot \phi'_{b-i} - \bar{\epsilon}_i \cdot \sigma_0 \cdot T_i^4 \cdot \phi'_{i-ог} \quad (3.28)$$

$$E_{\text{рез},j} = \bar{\epsilon}_b \cdot \sigma_0 \cdot T_b^4 \cdot \phi'_{b-j} - \bar{\epsilon}_j \cdot \sigma_0 \cdot T_j^4 \cdot \phi'_{j-ог}, \quad (3.29)$$

Значення t_i і t_j слід приймати на рівні: $t_i = t_{\text{п}} + 2^\circ\text{C}$; $t_j = t_{\text{п}}$.

Визначені за формулами (3.28) і (3.29) значення $E_{\text{рез}}$ повинні бути рівними, або відрізнятись не більше 5% від значень комфортної густини поля променистої енергії, тобто від E_k . Якщо зазначена відповідність не дотримується, необхідно внести корективу відносно висоти розміщення випромінювачів.

Далі розрахунок проводиться за такою методикою.

Визначають рівномірність поля променистої енергії відносно поверхні підлоги робочої зони приміщення за формулою:

$$S' = (Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}}) / Q_{\text{ср}}, \quad (3.30)$$

де $Q_{\text{max}} = Q_{\text{ср}} + A_Q$; $Q_{\text{min}} = Q_{\text{ср}} - A_Q$ – амплітуда коливання променистого теплового потоку; $Q_{\text{ср}}$ – середнє значення густини променистого теплового потоку.

Представимо поле променистої енергії у вигляді суми гармонійних коливань (хвиль) з параметрами, які змінюються відносно координат x , y .

Характер нерівномірності поля променистої енергії буде при цьому визначатись рівнянням:

$$\frac{\partial^2 Q}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 Q}{\partial y^2} = 0. \quad (3.31)$$

Враховуючи, що зі збільшенням відстані між випромінювачами і будь-якою точкою підлоги коливання параметрів потоку променистої енергії зменшується і рівномірність його розподілу по поверхні підлоги збільшується, прийmemo припущення, що коливання відбуваються у відповідності з такою закономірністю:

$$Q_{(x,y)} = Q_{n(y)} \frac{\cos 2\pi \cdot n \cdot x}{b}, \quad (3.32)$$

де $Q_{(x,y)}$ – величина потоку променистої енергії від n випромінювачів відносно точки на поверхні підлоги; $Q_{n(y)}$ – амплітуда коливань поля променистої енергії відносно точки на поверхні підлоги.

Відносно всієї поверхні підлоги співвідношення (3.32) буде мати вигляд:

$$Q_{(x,y)} = \sum_{n=0}^{\infty} Q_{n(y)} \frac{\cos 2\pi \cdot n \cdot x}{b}. \quad (3.33)$$

У відповідності з (3.31) і (3.32), амплітуда коливань густини променистого теплового потоку повинна мати затухаючий характер, що описується формулою:

$$Q_{n(y)} = mQ_{\text{cp}} \left[\exp\left(-\frac{2\pi kz}{b}\right) \right], \quad k = 1, 2, 3, \dots, \quad (3.34)$$

де m – число, яке характеризує рівномірність поля променистої енергії: чим менше значення m , тим більша рівномірність поля і навпаки.

Максимальні і мінімальні значення густини поля променистої енергії відповідно поверхні підлоги робочої зони приміщення визначають за формулами:

$$Q_{(x,y)\text{max}} = Q_{\text{cp}} + mQ_{\text{cp}} \left[\exp\left(-\frac{2\pi kz}{b}\right) \right], \quad (3.35)$$

$$Q_{(x,y)\text{min}} = Q_{\text{cp}} - mQ_{\text{cp}} \left[\exp\left(-\frac{2\pi kz}{b}\right) \right]. \quad (3.36)$$

Вирішуючи (3.30) відносно b/z з урахуванням (3.35) і (3.36) одержимо залежність рівномірності поля променистої енергії на поверхні підлоги від величини b і z . При цьому значення параметра m слід приймати в залежності від конструктивних характеристик випромінювачів. Так, для прийнятих стрічкових панельних випромінювачів, за даними

експериментальних досліджень [14] $m=75$. Залежність S' від співвідношення b/z при цьому характеризується даними таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

b/z	0,78	0,86	0,91	0,98	1,01	1,04	1,06
$S',\%$	5	10	15	25	30	35	40

Якщо приміщення опалюється газовими або електричними випромінювачами, задача вирішується дещо за іншою методикою.

Розглянемо таку ситуацію. Для виробничого приміщення проектується система радіаційного опалення з газовими світлими інфрачервоними випромінювачами. Виходячи з конструктивних особливостей приміщення і за результатами теплотехнічного розрахунку у приміщенні передбачається встановити n випромінювачів на висоті $h = 10$ м. Нормативна рівномірність поля променистої енергії відносно підлоги приміщення задається на рівні $S_H = \pm 10\%$. Необхідно визначити фактичну рівномірність поля променистої енергії S_ϕ за попередньо прийнятою схемою розміщення випромінювачів і порівняти її з нормативною. Будемо вважати, що газові випромінювачі однотипні і полусферична питома густина випромінювання на відстані 1м від тепловіддаючої поверхні для кожного з випромінювачів відома (з паспортних або експериментальних даних) і складає E_1 (Вт/м²).

Зважаючи на дуже малі геометричні розміри газових випромінювачів у порівнянні з висотою їх розміщення і високий фактичний ступінь чорноти тепловіддаючої поверхні ($\epsilon \approx 0,95$) будемо розглядати їх як абсолютно чорні елементарні площадки відносно поверхні підлоги приміщення. Таке припущення дає можливість розповсюдити на променистий теплообмін між випромінювачем і підлогою приміщення закон оберненої пропорційності випромінювальної здатності точкового джерела квадрату відстані.

Виділимо на плані приміщення на поверхні підлоги контрольні точки, де інтенсивність опромінювання буде найбільшою і найменшою. За такі точки приймемо точку A в центрі підлоги безпосередньо під випромінювачем і точку B біля зовнішніх огорожень приміщення між випромінювачами (мова йде про проекції випромінювачів на поверхню

підлоги). Позначимо через F_1^B , F_A , F_B - відповідно поверхню випромінювача, підлоги в зоні точки A , підлоги в зоні точки B ; α_1 , β_1 - кути між нормаллю до поверхні F_1^B і осьовою лінією тілесного кута з F_1^B на F_A , між нормаллю до поверхні F_A і осьовою лінією тілесного кута з F_A на F_1^B ; α'_1 , β'_1 - кути між нормаллю до поверхні F^B і осьовою лінією тілесного кута з F^B на F_B ; між нормаллю до поверхні F_B і осьовою лінією тілесного кута з F_B на F_1^B . Міжцентрові відстані між поверхнями F_1^B і F_A позначили через S_1 , між F_1^B і F_B через S_2 . Будемо вважати поверхні F_A і F_B абсолютно чорними.

Променистий теплообмін між F_1^B і F_A можна записати у вигляді співвідношення:

$$Q_{F_1^B - F_A} = C_0 \left[\left(\frac{T_1^B}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_A}{100} \right)^4 \right] \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1}{\pi \cdot S_1^2} F_1^B \cdot F_A, \quad (3.37)$$

де T_1^B і T_A - абсолютні температури поверхні F_1^B і F_A .

Якщо не враховувати, за їх малістю, розміри F_A і власне випромінювання з F_A на F_1^B , співвідношення (3.37) приймає вигляд:

$$Q_{F^B - F_A} = C_0 \left(\frac{T_1^B}{100} \right)^4 \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1}{\pi \cdot S_1^2} F_1^B. \quad (3.38)$$

Враховуючи невелику різницю величин S_1 і h співвідношення (3.38) через густину теплових потоків можна записати у вигляді:

$$E_{F^B - F_A} = E_{0,1} \frac{\cos \alpha_1 \cdot \cos \beta_1}{\pi \cdot h^2} F_1^B. \quad (3.39)$$

Аналогічно (3.37-3.39) визначається опромінювання поверхні F_B в зоні точки B .

Інтенсивність поля променистої енергії від n випромінювачів ($F_1^B, F_2^B, \dots, F_n^B$) відносно вибраних точок A і B визначають за формулами:

$$E_A = E_{0,1} F_1^B \cdot \frac{\cos\alpha_1 \cdot \cos\beta_1}{\pi \cdot h^2} + E_{0,1} F_2^B \frac{\cos\alpha_2 \cdot \cos\beta_2}{\pi \cdot h^2} + \dots$$

$$\dots + E_{0,1} F_n^B \frac{\cos\alpha_n \cdot \cos\beta_n}{\pi \cdot h^2}; \quad (3.40)$$

$$E_B = E_{0,1} F_1^B \cdot \frac{\cos\alpha'_1 \cdot \cos\beta'_1}{\pi \cdot h^2} + E_{0,1} F_2^B \frac{\cos\alpha'_2 \cdot \cos\beta'_2}{\pi \cdot h^2} + \dots$$

$$\dots + E_{0,1} F_n^B \frac{\cos\alpha'_n \cdot \cos\beta'_n}{\pi \cdot h^2}. \quad (3.41)$$

Фактичну рівномірність поля променистої енергії відносно підлоги приміщення визначають за формулою:

$$S_\Phi = \pm \left[(E_A - E_B) E_{cp} \right] 100, \% \quad (3.42)$$

Якщо фактична рівномірність поля променистої енергії відрізняється від нормативної більше за 10% необхідно внести корективу в схему розміщення випромінювачів і повторити розрахунок.

При розміщенні випромінювачів у приміщенні на різних висотах, у співвідношеннях (3.40–3.41) замість h необхідно оперувати між-центровими відстанями поверхонь F_1^B, F_A, F_B .

3.5. Особливості розрахунку місцевого радіаційного опалення

Розрахунок місцевого радіаційного опалення включає визначення:

- теплової потужності системи;
- розміщення випромінювачів відносно поверхні або зони, де створюються комфортні температурні умови;
- допустимої температури випромінювачів.

Основними вихідними даними, які задаються у більшості випадків, є температура повітря $t_{\text{п}}$, температура огорожень зони обігріву $t_{\text{ог}}$, характер роботи, яка виконується (в разі обігріву робочого місця), результуюча температура (температура приміщення) $t_{\text{пр}}$, яка відповідає характеру роботи, а також розміри зони обігріву, характеристики випромінювачів, рухомість повітря в зоні обігріву.

Розрахунок проводиться відносно поверхні людини, або відносно поверхні підлоги зони обігріву.

При місцевому радіаційному опаленні фіксованих робочих місць розрахунок проводиться відносно поверхні людини, яку приймають у вигляді циліндра з розрахунковою поверхнею $F_{\text{ц}}$.

Методика розрахунку полягає у наступному:

- За формулою (3.27), при заданих величинах $\bar{t}_{\text{п}}$ і $\bar{t}_{\text{пр}}$, визначають середню радіаційну температуру \bar{t}_R , значення якої необхідно підтримувати відносно поверхні $F_{\text{ц}}$ для створення комфортних температурних умов довгострокового перебування людини у зоні обігріву.

- Визначають величину променистого теплового потоку $Q_{\text{ц}}$, який відповідає визначеній за (3.27) радіаційній температурі \bar{t}_R :

$$Q_{\text{ц}} = \bar{\epsilon}_{\text{в}} \cdot \sigma_0 \cdot T_R^4 \cdot F_{\text{ц}}, \quad (3.43)$$

де $\bar{\epsilon}_{\text{в}}$ – ступінь чорноти теплової поверхні випромінювачів.

- За об'ємно-планувальними ознаками зони обігріву і конструктивними ознаками випромінювачів, приймають попередню кількість випромінювачів, необхідних для створення комфортних температурних умов в зоні обігріву і схему їх розміщення, виходячи при цьому з вимоги, щоб випромінювачі були розміщені з можливістю найбільш рівномірного опромінювання поверхні $F_{\text{ц}}$, а їх загальна промениста тепловіддача (приймається за паспортними даними випромінювачів з коефіцієнтом запасу $\kappa = 0,2$) була рівною, або на 5-10% більшою за величину визначеного вище загального променистого теплового потоку $Q_{\text{ц}}$.

- Виконують перевірочний розрахунок попередньо прийнятої схеми і загальної кількості випромінювачів для створення комфортних температурних умов на фіксованому робочому місці в такій послідовності.

Виділимо на поверхні людини і поверхні випромінювачів площадки відповідно $\square F_i$ і $\square F_B$ проаналізуємо їх променистий теплообмін.

Рівняння радіаційного балансу площадки $\square F_i$ буде мати вигляд:

$$Q_{\square F_i} = Q_{\text{пад},i} - Q_{\text{вл},i}, \quad (3.44)$$

де $Q_{\text{пад},i}$ – випромінювання, яке надходить з системи випромінювачів на $\square F_i$; $Q_{\text{вл},i}$ – власне випромінювання $\square F_i$.

Рівняння радіаційного балансу $\square F_i$ можна записати також у вигляді різниці власного випромінювання системи випромінювачів, яке надходить на поверхню $\square F_i$ і власного випромінювання $\square F_i$:

$$Q_{\square F_i} = Q_{\text{вл},B} \cdot \bar{\Phi}_{B-i} - Q_{\text{вл},i} \cdot \bar{\Phi}_{i-\text{ог}}, \quad (3.45)$$

де $Q_{\text{вл},B}$ – власне випромінювання системи випромінювачів; $\bar{\Phi}_{B-i}$ – середній кутовий коефіцієнт опромінювання з випромінювачів на поверхню F_i ; $\bar{\Phi}_{i-\text{ог}}$ – середній кутовий коефіцієнт опромінювання з поверхні F_i на поверхню огорожень зони обігріву.

Відносно всієї поверхні людини $F_{\text{ц}}$ рівняння (3.45) прийме вигляд:

$$\left(\sum_{i=1}^n Q_{\text{вл},B} \right) \cdot \bar{\Phi}'_{B-i} = \sum_{i=1}^n Q_{F_i} + \left(\sum_{i=1}^n Q_{\text{вл},i} \right) \cdot \bar{\Phi}'_{i-\text{ог}}, \quad (3.46)$$

де $\bar{\Phi}'_{B-i}$, $\bar{\Phi}'_{i-\text{ог}}$ – середні коефіцієнти опромінювання відповідно з системи випромінювачів на поверхні $F_{\text{ц}}$ і з поверхні $F_{\text{ц}}$ на поверхню огорожень зони обігріву.

З (3.46) маємо:

$$\sum_{i=1}^n Q_{\text{ВЛ,В}} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{F_i} + \sum_{i=1}^n Q_{\text{ВЛ,і}} \cdot \bar{\Phi}'_{i-\text{ог}}}{\bar{\Phi}'_{\text{В-і}}} \quad (3.47)$$

Рівняння (3.47) визначає фактичну теплову потужність місцевої системи радіаційного опалення за попередньо прийнятою схемою і приблизною кількістю випромінювачів.

При цьому $\sum_{i=1}^n Q_{F_i} = Q_{\text{ц}}$ (див. 3.43)

$\sum_{i=1}^n Q_{\text{ВЛ,і}}$, тобто власне випромінювання поверхні $F_{\text{ц}}$ визначають за формулою:

$$Q_{\text{ВЛ,ц}} = \epsilon_{\text{ц}} \cdot \sigma_0 \cdot T_{\text{ц}}^4, \quad (3.48)$$

де $\bar{\epsilon}_{\text{ц}}$ – ступінь чорноти поверхні $F_{\text{ц}}$, $T_{\text{ц}}$ – температура поверхні одягу людини за умови її комфортного радіаційного обігріву, Значення цієї температури приймають: $t_{\text{ц}} = 28^\circ\text{C}$.

Визначають необхідну (максимальну експлуатаційну) температуру $t_{\text{В}}^{\text{Е}}$ випромінювачів

$$t_{\text{В}}^{\text{Е}} = t_{\text{Р}} / \bar{\Phi}''_{\text{В-і}}, \quad (3.49)$$

де $\bar{\Phi}''_{\text{В-і}}$ – середній коефіцієнт опромінювання з випромінювача, який розташований на найменшій віддалі від голови людини на поверхню голови людини. Максимальна експлуатаційна температура випромінювачів визначена за (3.49) забезпечує на фіксованому робочому місці комфортні температурні умови теплового середовища.

При місцевому радіаційному опаленні виробничих приміщень з нефіксованими робочими місцями розрахунки проводяться за приведеною методикою відносно поверхні підлоги зони обігріву.

Приклад. Визначити енергетичну ефективність

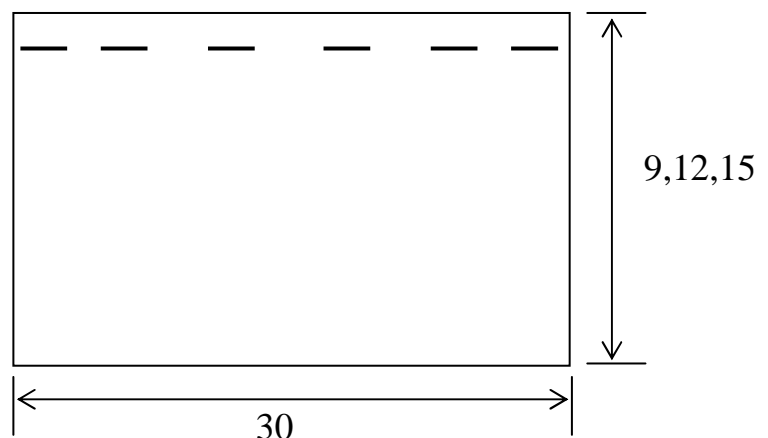


Рис.3.1. Виробниче приміщення з водяним панельно-променистим опаленням

радіаційного опалення умовного виробничого приміщення, поперечний переріз якого приведений на Рис. 3.1. За аналог для порівняння приймемо повітряне опалення цього приміщення тепловими агрегатами. Розрахунки параметрів теплового режиму приміщення будемо проводити при висоті приміщення 9, 12 та 15 м. Для кожної висоти кратність повітрообміну у приміщенні будемо приймати відповідно 0,25, 1 та 2, 1/год.

Середню температуру кожної випромінюючої панелі приймаємо на рівні $t_{\text{пн}} = 100^{\circ}\text{C}$, тепловіддача 1 м² панелі складає при цьому 750 Вт/м².

Розрахунки проводились за наступними вихідними даними: ступінь чорноти внутрішніх поверхонь огорожень приміщення $\epsilon_{\text{ог}} = 0,9$, панелей опалення $\epsilon_{\text{оп}}=0,95$, розрахункова температура повітря у приміщенні $t_{\text{п}}=16^{\circ}\text{C}$, температура приміщення $t_{\text{пр}}=18^{\circ}\text{C}$, середні неповні коефіцієнти теплопередачі огорожуючих конструкцій: варіант А – стіни $k'_{\text{ст}}=0,38$, покрівлі $k'_{\text{пкр}}=0,38$ Вт/м²·°C; варіант Б – стіни $k'_{\text{ст}}=0,79$, покрівлі $k'_{\text{пкр}}=1,0$ Вт/м²·°C; варіант С – стіни $k'_{\text{ст}}=1,74$, покрівлі $k'_{\text{пкр}}=2,0$ Вт/м²·°C.

Під неповним коефіцієнтом теплопередачі розуміється коефіцієнт теплопередачі від внутрішньої поверхні зовнішнього огороження до зовнішнього повітря.

Розрахунки параметрів теплового режиму приміщення проводились на 1 п/м довжини приміщення, виходячи з того, що довжина приміщення значно більша за його ширину.

Потреба приміщення у теплоті складається з тепловтрат через зовнішні огороження і витрати теплоти на вентиляцію.

Кількість необхідної теплоти при повітряному опаленні визначались за відомою методикою. Для розрахунку радіаційного опалення були складені рівняння теплового балансу для кожної поверхні (підлоги, стін, випромінюючих панелей, стелі). Вирішення рівнянь дало можливість визначити температуру кожної поверхні у приміщенні, тепловтрати через огороження, а також витрату теплоти на вентиляцію приміщення.

Результати розрахунків приведені у таблицях 3.4, 3.5. У таблиці 3.4 приведені результати розрахунків енергетичної ефективності радіаційного опалення в залежності від кратності повітрообміну у приміщенні і його висоти. У таблиці 3.5 приведені аналогічні результати розрахунків в залежності від ступеня теплоізоляції зовнішніх огорожень приміщення. Аналіз таблиці 3.4 свідчить, що економія теплової енергії при

радіаційному опаленні, у порівнянні з повітряним, залежить від ряду факторів, серед яких головним є кратність повітрообміну у приміщенні. При збільшенні кратності повітрообміну економія теплоти при радіаційному опаленні значно зростає за рахунок зменшення температури викидного повітря, яке видаляється з приміщення при його вентиляції. Дані таблиці 3.5 показують, що економія теплової енергії при радіаційному опаленні залежить також від ступеню теплоізоляції зовнішніх огорожень, але вплив цього фактора на економію енергії значно менший за вентиляційну складову теплового режиму приміщення.

Таблиця 3.4

Ефективність радіаційного опалення виробничої будівлі в залежності від кратності повітрообміну і висоти приміщення

Кратність повітрообміну, 1/год	0,25			1,0			2,0		
	9	12	15	9	12	15	9	12	15
Висота приміщення, м	9	12	15	9	12	15	9	12	15
Середня температура внутрішнього повітря, °С	15,7	15,6	15,4	13,5	12,8	12,2	11,2	10,4	9,8
Середня радіаційна температура, °С	20,4	20,6	20,7	20,2	22,8	23,3	24,1	24,8	25,3
Потреба в теплоті, Вт на 1 п/м довжини приміщення при конвективному опаленні для компенсації тепловтрат:									
• через огороження	2000	2230	2460	2000	2230	2460	2000	2230	2460
• при вентиляції	442	590	742	1780	2372	2965	3558	4745	5908
• загальна	2442	2820	3202	3708	4602	5425	5558	6975	8368
Потреба в теплоті, Вт на 1 п/м довжини приміщення при радіаційному опаленні для компенсації тепловтрат:									
• через огороження	1884	2128	2384	1930	2163	2419	1884	2151	2430
• при вентиляції	384	511	628	1337	1697	2035	2256	2814	3326
• загальна	2268	2639	3012	3267	3860	4454	4140	4965	5756
Економія, %	7,1	6,8	6,3	13,6	16,2	18,1	25,7	28,8	31,5

Таблиця 3.5

Ефективність опалення виробничої будівлі в залежності від теплоізоляції зовнішніх огорожень

Неповний коефіцієнт теплопередачі стін, $K_{ст}$, Вт/м ² ·°С	1,74		0,79			0,38	
	2,0	1,0	2,0	1,0	0,38	1,0	0,38
Те ж саме для покрівлі, $K_{пкр}$, Вт/м ² ·°С	2,0	1,0	2,0	1,0	0,38	1,0	0,38
Середня температура внутрішнього повітря, °С	12,5	12,5	12,4	11,7	12,9	12,9	13,9
Середня радіаційна температура, °С	23,0	23,1	23,3	22,8	22,3	22,7	21,9
Потреба в теплоті, Вт на 1 п/м довжини приміщення При конвективному опаленні для компенсації тепловтрат:							
• через огороження	3605	2895	2942	2232	1535	1825	1151
• при вентиляції	2372	2372	2372	2372	2372	2372	2372
• загальна	5977	5267	5314	4604	3907	4197	3223
Потреба в теплоті, Вт на 1 п/м довжини приміщення при радіаційному опаленні для компенсації тепловтрат:							
• через огороження	3465	2872	2663	2163	1616	1697	1128
• при вентиляції	1663	1663	1663	1697	1721	1721	18372
• загальна	5128	4335	4326	3860	3337	3418	965
Економія, %	14,2	13,9	18,7	16,2	14,9	13,5	16,2

Спрощення і припущення, які були прийняті при визначенні ефективності радіаційного опалення

Внутрішні поверхні зовнішніх огорожень приміщення.

Припускається, що теплообмін на внутрішній поверхні зовнішніх стінових огорожень відбувається при змішаній конвекції. Впливом на теплообмін відносної вологи повітря нехтуємо.

За визначальний розмір приймається довжина вертикальної поверхні 4 м, тобто найменша висота одноповерхових безкранових приміщень. Передбачається, що зміна коефіцієнта конвективного теплообміну відбувається за періодичною кривою з відстанню між піками $l = 4$ м.

Величини коефіцієнтів теплообміну конвекцією та випромінюванням на поверхні огорожень визначались за співвідношеннями:

$\bar{Nu} = 0,66 Re_p^{0,5} \cdot Pr_p$ (ділянка з ламінарним рухом рідини у примежовому шарі)

$\bar{Nu} = 0,037 Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,43}$ (ділянка з турбулентним рухом рідини у примежовому шарі)

$$\alpha_{в,i} = C_o \cdot \epsilon_{пр} \left[\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_j}{100} \right)^4 \right] \cdot \Phi_{i-j} / (t_i - t_j),$$

де T_i, t_i – температури поверхні F_i , °К, °С; T_j, t_j – середня температура поверхонь огороження приміщення (за винятком F_i), °К, °С; Φ_{i-j} – середній кутовий коефіцієнт з F_i на F_j .

Швидкість руху повітря біля внутрішніх поверхонь зовнішніх стінових огорожень приміщення залежить від кратності повітрообміну наступним чином:

$k_p = 1 - 2$ 1/год; $U = 0,9 - 1,1$ м/с (поверхні стін) ; $U = 1,1 - 1,3$ м/с (поверхні вікон і покриття);

$k_p = 2 - 3$ 1/год; $U = 1,2 - 1,4$ м/с (поверхні стін) ; $U = 1,4 - 1,5$ м/с (поверхні вікон і покриття);

$k_p = 3 - 4$ 1/год; $U = 1,5 - 1,7$ м/с (поверхні стін) ; $U = 1,6 - 1,8$ м/с (поверхні вікон і покриття);

$k_p > 4$ 1/год; $U = 1,8 - 2,0$ м/с (поверхні стін) ; $U = 1,9 - 2,0$ м/с (поверхні вікон і покриття).

Залежність температури внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень приміщення від швидкості руху повітря приведена у таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Залежність температури внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень приміщення від швидкості руху повітря біля огорожень.

Внутрішні поверхні стінових огорожень

$v, \text{ м/с}$	до 0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\alpha_{\text{вн}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$	7,5	7,7	7,9	8,3	8,6	8,9	9,0	9,4	9,7	9,9	10,2	10,5	10,7
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	8-9	10-11		11-11,5			11,5-12		12-15				

Внутрішні поверхні вікон

$v, \text{ м/с}$	до 1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\alpha_{\text{вн}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$	7,5	7,9	8,2	8,5	8,8	9,1					
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	4,0	4-4,5		4,5-5,5			5,5-6,0		6-6,5		

Внутрішні поверхні суміщеного покриття

$v, \text{ м/с}$	до 1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\alpha_{\text{вн}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$	7,5	8,0	8,3	8,5	8,8	9,1	9,3	9,8	10,2	10,4
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	12,5-13,5	13,5-14,0		14-15		15-16		16-17		

Підлога

Конструкція підлоги приймалась у вигляді легких бетонних плит ($\delta = 0,2 \text{ м}, \lambda = 0,7 \text{ Вт/м} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$) на ґрунті.

Передбачається, що теплообмін підлоги відбувається в умовах природної конвекції, швидкість повітря змінюється від 0,1 до 0,5 м/с, за визначальний розмір приймається $l = 5 \text{ м}$.

Зовнішні поверхні огорожень приміщення

Стінові огороження

Передбачається, що теплообмін на зовнішній поверхні стінових огорожень приміщення відбувається за закономірностями вимушеного руху рідини уздовж вертикальної плоскої стінки при турбулентному режимі. Приймається також, що зміна коефіцієнта конвективного теплообміну уздовж поверхні відбувається за періодичним законом з відстанню між піками 10 м. За визначальний розмір приймається $l = 10 \text{ м}$.

Розрахункові значення швидкості повітря у зоні огорожень і температури зовнішнього повітря приймаються відповідно $v_{\text{п}} = 1-10 \text{ м/с}$, $t_3 = 0 - -35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Значення середнього коефіцієнта теплообміну конвекцією $\alpha_{\text{к}}$ визначилось за формулою:

$$\bar{Nu} = 0,032 Re^{0,8}.$$

Залежність коефіцієнта теплообміну $\alpha_3 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{в}}$ від швидкості і температури зовнішнього повітря для зовнішніх поверхонь стінових огорожень приміщення приведена у таблиці 3.7.

Залежність коефіцієнта теплообміну від швидкості і температури зовнішнього повітря для зовнішніх поверхонь стінових огорожень

Таблиця 3.7

$t_3 = \pm 0 \text{ }^\circ\text{C}$											
v	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$\alpha_{\text{к}}$	3,4	5,2	6,9	10,3	13,8	17,2	20,6	24,2	27,6	31,0	34,5
$\alpha_{\text{в}}$	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8
α_3	6,2	8,0	9,7	13,1	16,6	20,0	23,4	27,0	30,4	33,0	37,5
$t_3 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$											
v	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$\alpha_{\text{к}}$	3,6	5,4	7,2	11,0	14,5	18,0	22,0	25,0	29,0	32,0	36,0
$\alpha_{\text{в}}$	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7	2,3	2,7	2,7	2,7
α_3	6,3	8,1	9,9	13,7	17,2	20,7	24,5	27,3	31,7	34,7	38,7
$t_3 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$											
v	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$\alpha_{\text{к}}$	3,8	5,6	7,5	11,3	15,0	18,8	22,6	26,4	30,0	33,9	37,8
$\alpha_{\text{в}}$	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
α_3	6,3	8,1	10,0	13,8	17,5	21,3	25,1	28,9	32,7	36,4	40,8
$t_3 = -35 \text{ }^\circ\text{C}$											
v	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
$\alpha_{\text{к}}$	3,9	5,9	7,9	12,0	15,9	19,9	23,9	27,9	31,8	35,8	39,8
$\alpha_{\text{в}}$	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
α_3	6,1	8,1	10,1	14,2	18,1	21,1	26,1	30,1	34,0	38,0	42,0

Суміщене покриття.

Умови теплообміну зовнішньої поверхні суміщеного покриття приймалися такими, як і для зовнішніх поверхонь стінових огорожень.

Приклад. Визначити на якому рівні необхідно підтримувати радіаційну температуру t_R у приміщенні при конвективному і радіаційному опаленні за умови, коли комфортний рівень температури приміщення підтримується на рівні $t_{пр} = 20$ °С. Нормативна температура повітря у приміщенні при конвективному опаленні становить $t_{п} = 18$ °С.

Радіаційну температуру приміщення при радіаційному опаленні визначаємо за співвідношенням першої умови комфортності В.М. Богословського:

$$t_R = 1,57 \cdot t_{пр} - 0,57 \cdot t_{п} = 1,57 \cdot 20 - 0,57 \cdot 18 = 21 \text{ °С.}$$

При радіаційному опаленні комфортну температуру повітря можна підтримувати на 3°С більш нижчою у порівнянні з конвективним опаленням, тобто приймати $t_{п}=15$ °С. За співвідношенням (3.23) комфортний рівень радіаційної температури у приміщенні буде становити:

$$t_R = \frac{t_{пр} - 0,55 \cdot t_{п}}{0,45} = \frac{20 - 0,55 \cdot 15}{0,45} = 26 \text{ °С.}$$

Контрольні запитання

1. Які задачі вирішуються при інженерному розрахунку центрального радіаційного опалення?
2. Які чинники впливають на тепловтрати приміщення через зовнішні огороження при радіаційному опаленні?
3. За яким співвідношенням у термінах теплових потоків визначають балансове рівняння приміщення відносно внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень?
4. Як записати балансове рівняння приміщення відносно внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень через кутові коефіцієнти?
5. Що таке неповний коефіцієнт теплопередачі зовнішнього огороження приміщення?
6. Як записати рівняння теплового балансу випромінювачів, розташованих у верхній зоні відносно підлоги виробничого приміщення?
7. За яким співвідношенням визначають середнє значення кутового коефіцієнта з поверхні тепловипромінювачів, розташованих у верхній зоні на поверхню підлоги виробничого приміщення?
8. Що таке температура приміщення?

9. Яким чином нагрівається повітря приміщення при радіаційному опаленні?
10. Чому гравітаційні сили, що діють у вертикальному напрямку біля внутрішніх поверхонь зовнішніх огорожень приміщення при радіаційному опаленні менш інтенсивні у порівнянні з аналогічними силами при конвективному опаленні?
11. Чому при радіаційному опаленні комфортні умови у приміщенні можна підтримувати при температурі повітря меншій у порівнянні з конвективним опаленням?
12. Яким чином на тепловтрати приміщення при радіаційному опаленні впливає характер розподілу температури повітря по висоті приміщення?
13. За яким співвідношенням перераховують тепловтрати виробничого приміщення при конвективному опаленні у тепловтрати при радіаційному опаленні?
14. Як через температуру повітря, що видаляється з приміщення при його вентиляції записують рівняння теплового балансу приміщення?
15. Що таке параметр m ?
16. За якою емпіричною формулою визначають параметр m для виробничих приміщень при радіаційному опаленні?
17. За яким співвідношенням перераховують витрату теплоти при вентиляції виробничого приміщення при конвективному опаленні у аналогічну витрату при його радіаційному опаленні?
18. За яким співвідношенням визначають першу умову комфортності теплового середовища виробничого приміщення при радіаційному опаленні?
19. За яким співвідношенням визначають другу умову комфортності теплового середовища виробничого приміщення при радіаційному опаленні?
20. За якими співвідношеннями визначають максимальні і мінімальні значення густини поля променистої енергії відносно підлоги робочої зони виробничого приміщення при радіаційному опаленні?
21. Які особливості розрахунку систем місцевого радіаційного опалення?

Розділ 4. Системи радіаційного опалення

Системи радіаційного опалення класифікуються за ознакою теплоносія на газові, газоповітряні, пароводяні (в т.ч. маслогрійні) і електричні.

Прилади опалення радіаційних систем можна класифікувати за температурою випромінюючої поверхні на світлі інфрачервоні випромінювачі з температурою 800–1000°C і темні інфрачервоні випромінювачі з температурою 200–500°C. У світлих випромінювачах мікрофакельне згорання газу відбувається на поверхні керамічних елементів і спектр випромінювання містить світлові (видимі) промені, а з поверхні темних інфрачервоних випромінювачів надходить тільки невидиме (інфрачервоне) проміння.

4.1. Газова система радіаційного опалення

Обладнання системи

Система газового радіаційного опалення включає газовий ввід, розподільчі газопроводи, вузол обліку витрати газу, газові радіаційні прилади опалення, арматуру, автоматику дистанційного згорання газу і безпеки. В разі використання газу середнього тиску, повинні бути передбачені газорегуляторні установки. Газові радіаційні прилади опалення, які передбачені проектом для системи радіаційного опалення, повинні бути серійного виробництва і мати паспорт заводу з технічною характеристикою виробу. Прилади опалення можуть бути приєднані до газопроводу металевими трубами, або за допомогою гумотканого шланга. Регулювання тепловіддачі системи опалення можна здійснювати шляхом виключення певної кількості приладів.

Радіаційне опалення газовими високотемпературними (світлими) випромінювачами доцільно застосовувати у великих промислових приміщеннях з інтенсивними тепловтратами, для обігріву спортивних відкритих та напіввідкритих споруд, терас, кафе, виробничих сільськогосподарських приміщень, окремих робочих місць, транспортних зупинок і таке інше. Дуже ефективно застосовувати такий вид радіаційного опалення у приміщеннях, де потрібно підтримувати нормативну температуру на протязі декількох годин (періодичне опалення).

При радіаційному опаленні відпадає необхідність в котельних, бойлерних, насосних та інших складових традиційного опалення та

теплопостачання. При цьому, завдяки високій температурі випромінювачів, загальна випромінювальна поверхня їх у сотні разів менша за поверхню приладів конвективного опалення.

Зважаючи, що близько 65% теплоти випромінювачів передається шляхом випромінювання, а 35% конвекцією, їх бажано розміщувати у приміщенні так, щоб у нижні 2/3 об'єму приміщення теплота надходила шляхом випромінювання, а у 1/3 верхньої частини об'єму – конвекцією,

Випромінювачі можуть бути розміщені у верхній зоні приміщення рядами, або у шаховому порядку, але так, щоб пряме випромінювання від них надходило, головним чином, на поверхню підлоги і на внутрішні поверхні зовнішніх огорожень приміщення у межах приблизно 2 м від підлоги, тобто у межах висоти робочої зони (рис.4.1). Крім того випромінювачі слід розміщувати у такому порядку, щоб випромінювання

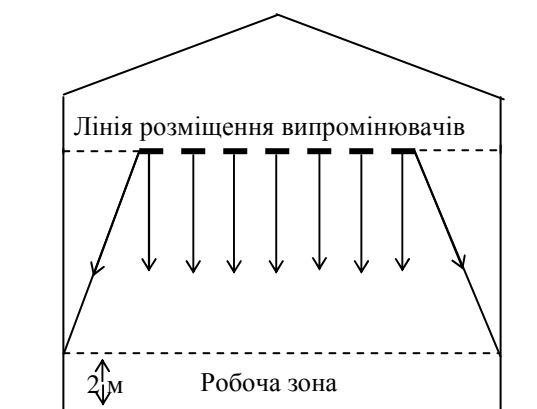


Рис. 4.1. Схема розміщення газових світлих інфрачервоних випромінювачів у приміщенні.

від них надходило, головним чином, на поверхню людини, не перегріваючи при цьому поверхню голови і радіаційна температура на рівні підлоги була вищою за радіаційну температуру на рівні голови людини.

Теплову потужність випромінювачів доцільно вибирати в залежності від висоти їх розміщення: для низьких приміщень – випромінювачі меншої потужності, для високих – у вигляді блоків з декількох випромінювачів. При розміщенні у приміщенні декількох випромінювачів сумарна густина променистого теплового потоку відносно будь-якої точки у приміщенні буде дорівнювати сумі густини теплових потоків від кожного випромінювача.

Поверхня підлоги у приміщенні з радіаційним опаленням повинна мати низький коефіцієнт теплопровідності і високу поглинальну здатність відносно променистого теплового потоку, який надходить на поверхню підлоги.

Приміщення з газовим інфрачервоним опаленням повинні бути обладнані загальнообмінною припливно – витяжною вентиляцією. При проектуванні вентиляції, окрім розрахунків за технічними шкідливостями,

повинен бути зроблений повірочний розрахунок повітрообміну, необхідного для видалення водяної пари і шкідливостей, які створюються при спалюванні газу у випромінювачах. Для запобігання надходження продуктів згорання від випромінювачів у робочу зону приміщення вентиляційна система повинна забезпечувати видалення повітря з верхньої зони приміщення вище рівня розміщення випромінювачів.

Великий об'єм робіт у будівництві виконується на відкритих площадках. Для підвищення якості монтажних робіт і поліпшення мікрокліматичних умов працюючих, застосовують переносні шатрові конструкції, оснащені системами радіаційного опалення. При температурі зовнішнього повітря (-15) – (-17 °С) температура повітря у шатровій конструкції (-2,5) – (+3 °С), температура металевих конструкцій (+5) – (+6 °С), середня радіаційна температура (+10) – (+11 °С).

Досить широко застосовується радіаційний обігрів газовими випромінювачами зони монтажу кабельних муфт при виконанні електромонтажних робіт. Випромінювачі, при цьому, розміщують так, щоб найбільш рівномірно нагріти зону, де знаходиться кабельна муфта. Випромінювачі живляться від балонів з газом, які необхідно теплоізолювати. Зона монтажу захищається від вітру брезентовим наметом. При застосуванні в зоні обігріву 4-х випромінювачів і зовнішній температурі повітря -15 °С, середня радіаційна температура на відстані 30 см від муфти становить (+40) – (+50° С).

Конструктивні особливості приладів опалення

В газових системах радіаційного опалення, у переважній більшості випадків, використовують прилади опалення у вигляді світлих інфрачервоних газових випромінювачів, з каналною керамічною, або каналною металокерамічною насадками.

Принципова схема високотемпературного газового інфрачервоного (світлого) випромінювача з каналною металокерамічною насадкою приведена на рис.4.2.

Конструкція випромінювача включає камеру змішування, керамічну насадку з каналами і стабілізаційну металеву сітку із жаростійкої сталі. Керамічна перфорована насадка склеюється з окремих керамічних плиток за допомогою спеціальної жаростійкої замазки. Кожна плитка має велику кількість циліндричних або конічних каналів діаметром 0,65 – 1,75 мм. Живий переріз плиток складає 18 – 45 %. Коефіцієнт теплопровідності керамічних перфорованих плиток становить 0,58–0,64 Вт/(м·°С),

номінальне теплове навантаження кожної плитки у межах 465 – 500 Вт. Гідравлічний опір перфорованих керамічних плиток залежить від діаметра каналів і становить, в середньому, 0,1 – 0,8 мм.вод.ст., що дозволяє створювати випромінювачі, які працюють на газі низького тиску з коефіцієнтом надлишку первинного повітря $\alpha = 1,05 - 1,10$. Завдяки малій теплопровідності матеріалу керамічної перфорованої насадки температура по товщині плиток різко падає і при температурі вогневої поверхні (а це 1 – 1,5 мм по товщині плитки) 950 – 1000 °С температура протилежної поверхні насадки підтримується на рівні 50 – 150 °С, що забезпечує надійну роботу випромінювача.

Працює випромінювач таким чином: природний або скраплений газ під низьким тиском надходить у камеру змішування 1, змішується з повітрям, газоподібна суміш через канали малого діаметра 3 керамічної насадки 2 виходить на зовнішню поверхню насадки і там згорає без полум'я (мікрофакельне горіння), нагріваючи зону горіння керамічної насадки до температури 950-1000°С. Продукти згорання газу (CO₂ та водяна пара) надходять у верхню зону приміщення, що санітарними нормами для виробничих приміщень дозволено, або централізовано відводяться з приміщення, коли це передбачено проектом.

На рис.4.3 приведений загальний вигляд газового

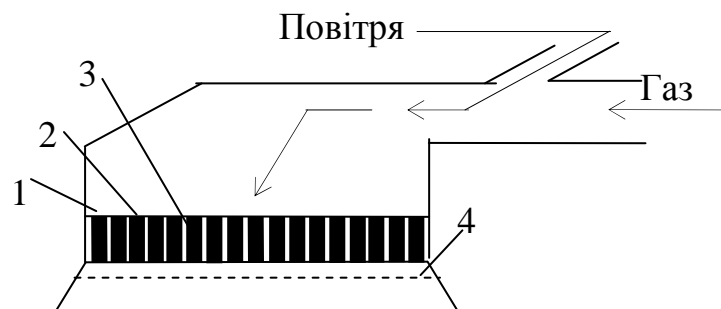


Рис. 4.2. Принципова схема газового інфрачервоного (світлого) випромінювача з каналною металокерамічною насадкою: 1 – камера змішування; 2 – керамічна насадка; 3 – канали керамічної насадки; 4 – стабілізаційна металева сітка.



Рис. 4.3. Загальний вигляд газового світлого інфрачервоного випромінювача з каналною керамічною насадкою.

світлого інфрачервоного випромінювача з каналною керамічною насадкою теплопродуктивністю 2800–5200 Вт, який працює на природному та скрапленому газі. Витрата природного газу 0,28 – 0,53 нм³/год, тиск газу 0,28 – 0,53 мм.вод.ст., температура поверхні випромінювання 800 – 920 °С.

Керамічна насадка випромінювача склеєна з десяти перфорованих керамічних плиток розміром 65x45x12 мм. Кожна плитка має 1350 циліндричних каналів діаметром 1 мм. При роботі випромінювача необхідне для згорання газу повітря надходить з навколишнього середовища. Випромінювач працює надійно як у приміщенні, так і на відкритому повітрі.

Сучасні конструкції газових випромінювачів обладнуються автоматикою безпеки, яка виконує функцію контролю за горінням газу. Термопарний датчик при цьому розміщують біля насадки. При роботі випромінювача термопара нагрівається, у ній створюється електричний імпульс, який надходить до електромагнітного клапану і він відкриває вихід газу до випромінювача. Якщо горіння перервалося, термопара охолоджується, струм у мережі автоматики зникає і електромагнітний клапан відключає надходження газу до випромінювача.

Випромінювачі, які працюють за номінальним температурним режимом, забезпечують практично повне згорання газу. Розпалювання випромінювачів здійснюють від переносних запальників, або дистанційно від електричних спіралей, а також іскрових розрядників.

Металева сітка збільшує температуру випромінювача на 10–15 %, забезпечує більшу рівномірність нагрівання вогневої поверхні і підвищує вітростійкість випромінювача.

Технічні характеристики приладів опалення

До головних опалювально-технічних характеристик випромінювачів, які використовуються в розрахунках систем опалення, відносяться радіаційна теплопродуктивність, температура і ступінь чорноти поверхні випромінювання, коефіцієнти теплообміну і радіаційний ККД.

Радіаційна теплопродуктивність приладів. Загальне теплове навантаження сучасних конструкцій газових світлих інфрачервоних випромінювачів становить приблизно $10 \cdot 10^4$ Вт/м² (при мінімально допустимій витраті газу, нм³/год) – $16 \cdot 10^4$ Вт/м² – (при максимальній допустимій витраті газу, нм³/год). При цьому випромінювана питома потужність (радіаційна теплопродуктивність) становить відповідно $6 \cdot 10^4$ Вт/м² – $11 \cdot 10^4$ Вт/м².

Густина поля опромінювання, яке створюється на поверхні паралельній вогневій поверхні випромінювача сильно (майже пропорційно квадрату відстані) залежить від висоти розміщення випромінювача і слабо ($\pm 10\%$) від напрямів за осями симетрії випромінювача.

Переважає кількість променистої теплоти випромінюється приладом у межах досить невеликого тілесного кута, різко знижуючись по горизонталі у напрямках від проекції центру випромінювача (рис. 4.4, 4.5).

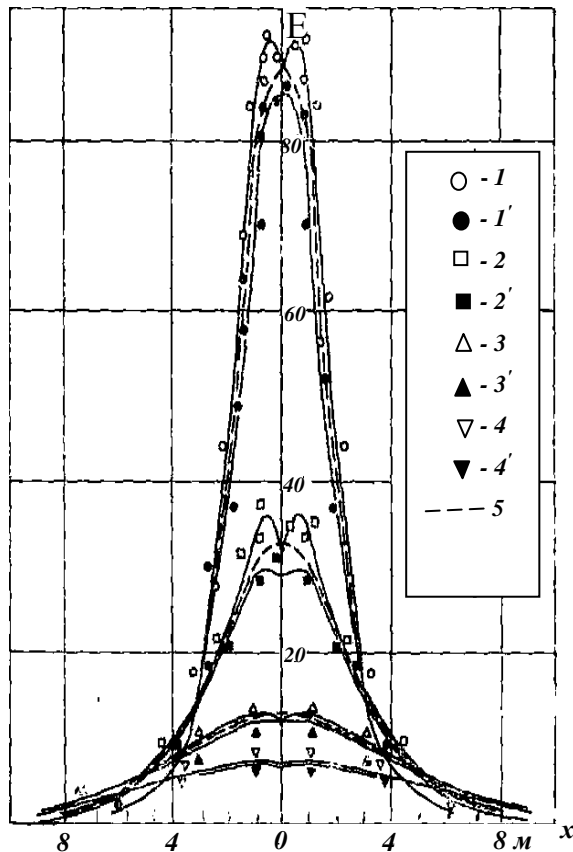


Рис.4.4.

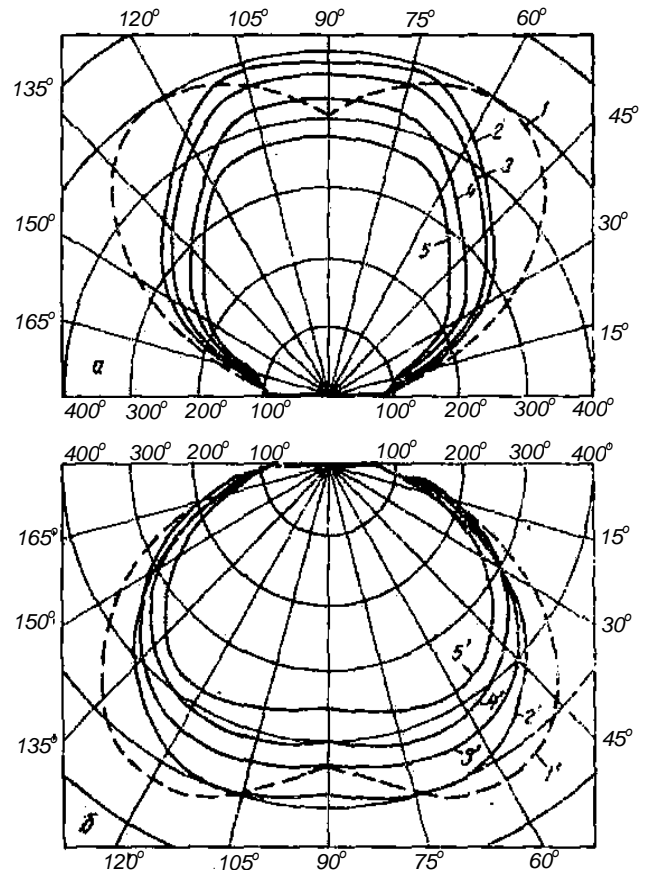


Рис.4.5.

Рис. 4.4. Густина променистого теплового потоку E , $\text{Вт}/\text{м}^2$, який надходить від газового світлого випромінювача розміщеного на висоті $h = 3, 5, 8, 11$ м на горизонтальну поверхню: 1-1' - $h = 3$ м; 2-2' - $h = 5$ м; 3-3' - $h = 8$ м; 4-4' - $h = 11$ м; 5 - за формулою 4.1.

Рис.4.5. Індикатриси інтенсивності випромінювання газового світлого випромінювача ($\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{ср}$) при випромінюванні у верхню зону (а) і нижню зону (б) приміщення: 1-1' - за формулою $I = \varepsilon C_0 / \pi (T/100)^4 \cdot F_B \cdot \cos \varphi$;
2-2' - при $q_B = 11,3 \cdot 10^4, 10,4 \cdot 10^4$; 3-3' - $10,4 \cdot 10^4, 9,3 \cdot 10^4$;
4-4' - $8,8 \cdot 10^4, 8,5 \cdot 10^4$; 5-5' - $7,9 \cdot 10^4, 7,6 \cdot 10^4$ $\text{Вт}/\text{м}^2$.

На рис.4.4 приведені експериментальні дані вимірів густини поля опромінювання E , Вт/м² горизонтальної поверхні випромінювачем, розміщеним на висоті 3, 5, 8 і 11 м від поверхні. Загальна теплопродуктивність випромінювача 5200 Вт, тиск газу 250 мм.вод.ст., витрата газу 0,53 м³/год. Густина променистого теплового потоку при $x = 0$ і $h = 1$ м від поверхні випромінювача становить 950 Вт/м².

На рис. 4.5 приведені експериментальні індикатриси інтенсивності (Вт/(м²·ср)), випромінювання зазначеного випромінювача в залежності від положення вогневої поверхні: випромінювання у верхню зону (а) і нижню зону (б) приміщення. Питома тепла потужність випромінювача змінюється від $q_B = 11,3$ Вт/м² до $q_B = 7,6$ Вт/м².

Важливою радіаційною характеристикою газових випромінювачів є величина опромінювання поверхні паралельної вогневій поверхні випромінювача. Для газових світлих випромінювачів, загальна тепла потужність яких у межах до 6000 Вт, працюючих за максимальною паспортною потужністю і встановлених на висоті від 3 до 12 м величину опромінювання поверхні приблизно, з точністю ± 10 %, можна визначати за емпіричною формулою:

$$E = E_0 \frac{1}{h^2} \cdot e^{-b'} \cdot \frac{1}{x^{c'}}, \quad (4.1)$$

де E – усереднена за осями симетрії випромінювача, густина променистого теплового потоку на поверхні на відстані x по горизонталі у будь-якому напрямку від проекції центру випромінювача на поверхню опромінювача, Вт/м²; E_0 – густина променистого теплового потоку на відстані 1 м по вертикалі від вогневої поверхні випромінювача, Вт/м² (приймається за експериментальними даними. Орієнтовно можна приймати $E_0 = 950$ Вт/м²); $1/h^2$ – безрозмірна функція висоти розміщення випромінювача; b' , c' – поправкові коефіцієнти, приведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Значення коефіцієнтів b' і c' у формулі 4.1.

$h, \text{м}$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
b'	0,275	0,151	0,092	0,054	0,031	0,019	0,01	0,006	0,0055	0,005
c'	1,52	1,67	1,82	1,98	2,13	2,28	2,46	2,62	2,75	2,78

Ступінь чорноти вогневої поверхні. Для інженерних розрахунків важливими є значення інтегрального ϵ_{Σ} і нормального ϵ_{\perp} ступенів чорноти теплової поверхні випромінювачів, яка складається з керамічних плиток і металевої сітки. Для сучасних конструкцій випромінювачів зазначені характеристики, отримані експериментально, складають: $\epsilon_{\Sigma} \approx 0,8-0,9$; $\epsilon_{\perp} = 0,9-0,93$.

Температура вогневої поверхні. Паспортні дані регламентують верхню і нижню межу температури тепловіддаючої поверхні, яка відповідає максимальному і мінімальному тепловому навантаженню випромінювача. В реальних умовах прилади працюють у проміжних інтервалах температур, значення яких необхідно знати при розрахунках системи опалення.

Експериментальні значення температури випромінюючої поверхні приладів з достатньою для технічних розрахунків точністю, апроксимуються наступними аналітичними залежностями:

- для випромінювачів без металевої сітки:

$$T_{\text{в}} = t_0 + (t_{\text{max}} - t_0) \exp\left[-6,07/q_0\right] + 273, \quad (4.2)$$

де t_0 – температура навколишнього середовища, °С; q_0 – питома теплове навантаження випромінювача, Вт/см²; $t_{\text{max}} = 1160$ °С (для природного газу і 1300 °С – для скрапленого);

- для випромінювачів з металевою сіткою:

$$T_{\text{в}} = \frac{b_1}{1 + a_1 \cdot F_{\text{пр}} / F_0 \exp\left[-(\bar{\kappa}/q_{\Gamma})\right]} + 273, \quad (4.3)$$

де a_1 , b_1 , $\bar{\kappa}$ – коефіцієнти згідно таблиці 4.2; $F_{\text{пр}} / F_0$ – відношення площі швів між керамічними плитками до загальної площі вогневої поверхні випромінювача; q_{Γ} – витрата газу, м³/год.

Таблиця 4.2

Значення коефіцієнтів a_1 , b_1 , $\bar{\kappa}$ у формулі (4.3)

Коефіцієнти	Питома теплове навантаження випромінювача, Вт/м ²		
	10,2·10 ⁴	10,7·10 ⁴	11,2·10 ⁴
a_1	6,3	6,3	6,3
b_1	1100	1100	1100
$\bar{\kappa}$	7,2·10 ⁻³	9·10 ⁻³	16,9·10 ⁻³

Коефіцієнти теплообміну вогневої поверхні. Коефіцієнти теплообміну вогневої поверхні випромінювачів (α_3 – загальний; α_B – випромінюванням; α_K – конвекцією) залежать від цілої низки параметрів теплового режиму приміщення і режимних параметрів самого приладу, тому їх експериментальне визначення становить досить складну задачу.

Приблизно їх значення можна приймати у наступних межах: при теплопродуктивності приладу до 4000 Вт $\bar{\alpha}_3 = 74$ ($\bar{\alpha}_B = 47$; $\bar{\alpha}_K = 27$) Вт/м²·°С; при теплопродуктивності приладу більшій за 4000 Вт $\bar{\alpha}_3 = 128$ ($\bar{\alpha}_B = 70$; $\bar{\alpha}_K = 58$) Вт/м²·°С.

Радіаційний ККД. Радіаційний ККД випромінювача η_B це кількість радіаційної теплоти, що випромінюється приладом, віднесеної до загальної теплопродуктивності приладу.

Узагальнені експериментальні значення радіаційного ККД сучасних випромінювачів складають $\eta_B = 0,55-0,65$. Параметри теплового режиму приміщення практично не впливають на величину η_B .

Потужність системи опалення

При проведенні попередніх розрахунків потужності системи радіаційного опалення з високотемпературними інфрачервоними газовими (світлими) випромінювачами загальну кількість випромінювачів можна приблизно визначити за величиною загального необхідного теплового радіаційного потоку у приміщенні і загальною кількістю газу, необхідного для роботи випромінювачів системи опалення.

Кількість випромінювачів для опалення приміщення за першим варіантом розрахунку визначають за формулою:

$$n = \frac{Q_1}{Q_2 \cdot 0,65}, \quad (4.4)$$

де Q_1 – загальний необхідний потік радіаційної теплоти для опалення приміщення, Вт; Q_2 – теплова потужність одного випромінювача, Вт; 0,65 – коефіцієнт, що враховує кількість радіаційної теплоти, яка надходить з випромінювача.

Величину Q_1 визначають за формулою:

$$Q_1 = Q_{\text{ум}} \cdot F, \quad (4.5)$$

де $Q_{\text{ум}}$ – середня величина опромінювання площі поверхні підлоги приміщення; F – загальна площа поверхні підлоги приміщення, м^2 .

Значення $Q_{\text{ум}}$ слід приймати:

- для закритих приміщень висотою до 5 м при розміщенні випромінювачів на висоті до 4 м $Q_{\text{ум}} = 130 - 150 \text{ Вт/м}^2$;
- для закритих приміщень з висотою 5 м і більше при розміщенні випромінювачів на висоті від 5 до 8 м $Q_{\text{ум}} = 210 - 270 \text{ Вт/м}^2$;
- для сільськогосподарських приміщень $Q_{\text{ум}} = 70 - 230 \text{ Вт/м}^2$;
- для напіввідкритих об'єктів $Q_{\text{ум}} = 400 - 600 \text{ Вт/м}^2$.

Якщо відомі загальні теплові втрати приміщення Q_3 , ккал/год, витрату газу на всі газові випромінювачі V_{Γ} $\text{м}^3/\text{год}$, за другим варіантом розрахунку визначають за формулою:

$$V_{\Gamma} = \frac{Q_3}{\eta_o \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}}}, \quad (4.6)$$

де η_o - загальний ККД радіаційного опалення приміщення ($\approx 0,9$); Q_{H}^{p} - нижча теплота згорання газу, ккал/нм³.

При цьому загальну кількість випромінювачів для опалення приміщення визначають за формулою:

$$n = \frac{V_{\Gamma}}{V_{\text{впр}}}, \quad (4.7)$$

де $V_{\text{впр}}$ – витрата газу одним випромінювачем, $\text{м}^3/\text{год}$.

Крім випромінювачів з керамічною і металокерамічною насадками розроблені і серійно випускаються газові світлі випромінювачі з насадками у вигляді металевих вогнетривких сіток, решіток із волокнистих металевих і неметалевих елементів; монолітних керамічних блоків; керамічних пористих елементів, а також інших модифікацій.

Випромінювачі з насадками з декількох вогнетривких металевих сіток, або сіток з вогнетривкими перфорованими решітками більш надійні

у порівнянні з випромінювачами з керамічними і металокерамічними насадками, вони розігріваються до більш високої температури і дають можливість створювати конструкції високої теплової потужності.

У випромінювачах з керамічною монолітною насадкою газоповітряна суміш згорає на поверхні монолітної кераміки при температурі вогневої поверхні 1400 – 1500 °С.

Випромінювачі з пористою керамічною насадкою працюють на газі підвищеного тиску. Температура вогневої поверхні таких випромінювачів 1100 – 1200 °С, вітростійкість 9 – 11 м/с.

До окремої групи газових випромінювачів відносяться випромінювачі каталітичної дії (рис.4.6).

Такі випромінювачі працюють при температурі 100 – 400 °С за наступним принципом: електричний нагрівач розігріває частину вогнетривкого пористого об'єму з каталітичними властивостями до температури 100 – 400 °С, у об'єм подається газ, він згорає без полум'я при зазначеній температурі. Повітря в зону згорання надходить з навколишнього середовища.

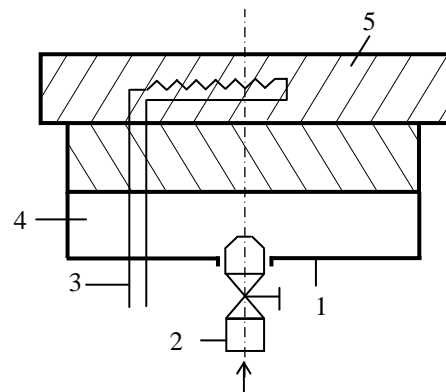


Рис. 4.6. Схема газового каталітичного випромінювача:

1 – корпус; 2 – газова форсунка;
3 – електричний нагрівач; 4 – газова камера; 5 – каталітичний елемент.

Різновидом газових випромінювачів каталітичної дії є випромінювачі з каталітично активними елементами у вигляді сіток із жаростійких сплавів, покритих паладієм, платиною або іншими каталітично активними металами.

У ряді країн (Італія, Франція, США, Японія) газові випромінювачі каталітичної дії серійно випускаються промисловістю і застосовуються для опалення будівель і споруд, а також в технології.

Найбільш розповсюджені моделі випромінювачів мають такі характеристики:

- теплове навантаження – 900 – 1500 Вт;
- температура випромінюючої поверхні – 200 – 400 °С;
- тиск газу перед приладом – 150 – 250 мм.вод.ст.;

- вміст CO в продуктах згорання – 0,005 – 0,02 об.%;
- потужність електронагрівача – 400 Вт;
- напруга в мережі електронагрівача – 12 В.

4.2. Газоповітряна система радіаційного опалення

Газоповітряна система радіаційного опалення застосовується у двох варіантах: суцільно-трубному (труби–випромінювачі розміщують по всій довжині або ширині приміщення) і модульно-трубному (труби–випромінювачі розміщують у вигляді окремих модулів автономної дії).

Система за першим варіантом застосовується переважно у разі наявності технологічних джерел надлишкової теплоти, яка може бути використана для опалення приміщень.

Обладнання системи

Газоповітряна система радіаційного опалення за першим варіантом включає генератор теплоти або обладнання, яке відводить продукти згорання від технологічних агрегатів в систему труб-випромінювачів, повітродувку, запірно-регулювальну арматуру, автоматику.

Гаряче повітря, яке нагрівається в генераторі, або відводиться від енерготехнологічної установки, циркулює в замкнутій системі труб-випромінювачів прямої та зворотної дії, приєднаних до генератора. Труби-випромінювачі монтуються в пакети з двох або більшої кількості труб. Пакети труб-випромінювачів розміщують у верхній зоні приміщення так, щоб забезпечити найбільш рівномірний обігрів робочої зони приміщення променистими потоками. Кожний пакет випромінювачів екранується спеціальними рефлекторами, які захищають нагріту поверхню приладів від охолодження конвективними потоками повітря. Зверху пакети труб-випромінювачів теплоізолюються з таким розрахунком, щоб верхня частина приладів опалення мала значно нижчу температуру. Труби-випромінювачі можуть бути круглого, прямокутного або овального перерізу з діаметром 180-600 мм. Оптимальна теплова продуктивність генераторів теплоти приймається на рівні 1500-1600 кВт.

Систему радіаційного опалення такого типу рекомендується застосовувати для приміщень, внутрішній об'єм яких більший за 15000 м³. Система може застосовуватись і для менших за об'ємом приміщень, але тоді її вартість буде перевищувати вартість конвективних систем. Система

не може бути застосована для опалення пожежонебезпечних об'єктів, а також об'єктів деревообробки, де можливе загорання дерев'яного пилю від контакту з нагрітими поверхнями випромінювачів.

На рис. 4.7 приведені принципові схеми системи газоповітряного опалення.

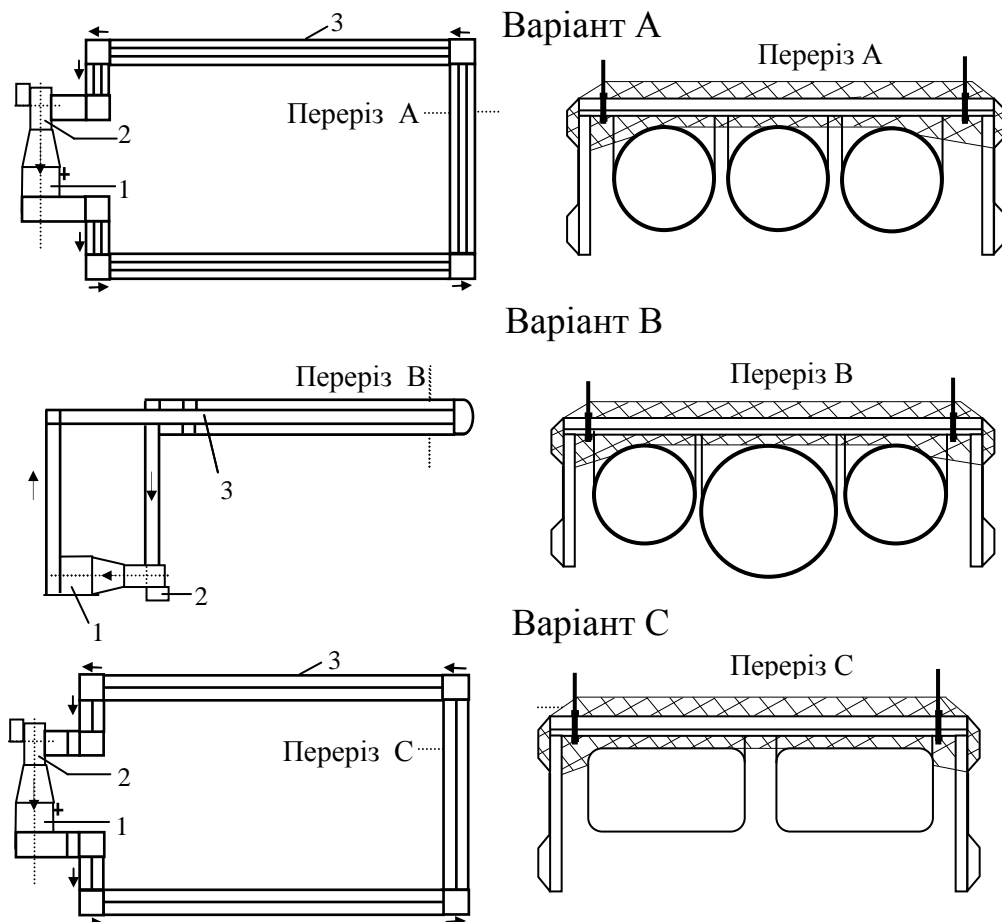


Рис. 4.7. Принципові схеми тритрубною системи опалення з круглими трубами одного діаметра (варіант А), тритрубною системою з круглими трубами різних діаметрів (варіант В) і двотрубною системою з овальними трубами (варіант С): 1 – генератор теплоти, 2 – повітрорудувка, 3 – тепловипромінювачі

Варіант А системи включає повітрорудувку, генератор теплоти, пакет із трьох тепловипромінювачів одного діаметра, теплоізоляцію поверхні тепловипромінювачів, підвіс для закріплення випромінювачів, відбивний щит, який служить для захисту поверхні тепловипромінювачів від охолодження конвективними потоками повітря.

Система працює таким чином: у теплогенераторі згорає газове паливо, продукти згорання якого повітрорудувкою подаються до труб-випромінювачів, проходять через них і нагрівають їх до температури 150 - 400°C. Температура нагріву залежить від висоти розміщення труб-випромінювачів у приміщенні - висота приміщення більш значна,

температура випромінювачів більш висока. Нагріті продуктами згорання труби-випромінювачі передають променисте тепло в нижню зону приміщення, де воно поглинається будівельними конструкціями і обладнанням.

Повітря у приміщенні нагрівається до нормативної температури від нагрітих променистим теплом будівельних конструкцій нижньої зони приміщення і обладнання. Відбивний щит і теплоізоляція випромінювачів захищають верхню зону приміщення від перегріву. Кількість променистої теплоти, яка передається в нижню зону приміщення складає до 60% від загальної кількості теплоти, яка генерується трубами-випромінювачами. Принциповою особливістю системи типу А є те, що трубопроводи прямого і зворотного потоків теплоносія мають кругову трасировку. Генератор теплоти і повітродувка розміщені на спеціальних конструкціях на висоті розміщення труб-випромінювачів.

Варіант В системи відрізняється тим, що трубопроводи прямого і зворотного потоків нагрітого повітря розміщені в одному пакеті. Система працює таким чином: нагріте в генераторі теплоти повітря повітродувкою подається в центральний трубопровід, а повертається по двох крайніх трубопроводах, або навпаки.

Варіант системи найбільш доцільно застосовувати для опалення окремих зон приміщення. Генератор теплоти і повітродувка розміщені на одному рівні з пакетом труб-випромінювачів.

Варіант С системи характерний розміщенням генератора теплоти і повітродувки на підлозі приміщення, а овальних труб-випромінювачів у верхній зоні приміщення. Вона працює аналогічно системі за варіантом А.

Зазначені варіанти системи працюють на природному газі з малим вмістом сірки і не потребують димових труб: продукти згорання з повітрям, яке є в системі, рециркулюють у трубах-випромінювачах. Згорання відбувається за допомогою спеціального пальника, який забезпечує стехіометричне згорання. Якщо використовувати паливо з великим вмістом сірки, наприклад мазут, тоді генератор теплоти повинен мати камеру згорання, теплообмінник і димову трубу. ККД таких систем приблизно на 10% менший за ККД систем, що працюють на чистому газоподібному паливі.

Конструктивні особливості системи дають можливість використовувати не тільки газ, рідке паливо, вторинні високотемпературні енергоресурси, але також електроенергію і пару високих параметрів.

В разі використання електроенергії генератор теплоти обладнується електричними нагрівальними елементами, наприклад спіралями або ТЕНами, через які повітродувкою продувається повітря і нагріває труби-випромінювачі до потрібної температури. Такий технічний варіант системи радіаційного опалення відрізняється компактністю, високим рівнем автоматизації теплового режиму і простотою обладнання.

Якщо на об'єкті, який підлягав опаленню, є технологічна пара, генератор теплоти може бути виконаний у вигляді паро-повітряного теплообмінника, через який повітродувкою продувається повітря і нагрівається до потрібної, але менш високої, у порівнянні з газовим нагрівом повітря, температури.

Модульна система газоповітряного радіаційного опалення складається з окремих модульних елементів, які можна використовувати як у збірному варіанті, так і самостійно.

Модульний елемент (рис.4.8.) включає термостійкі, із спеціальної сталі труби-випромінювачі товщиною 0,7 – 1 мм, діаметром до 600 мм, камеру згорання, димосос із розрахунку обслуговування до 20 агрегатів, якщо вони з'єднуються в одну систему, теплозахисний рефлектор, що концентрує випромінювання у нижню зону приміщення, автоматику керування тепловим режимом випромінювачів і засоби кріплення агрегатів у приміщенні. Модульні елементи випускаються потужністю до 50 кВт, довжиною до 25 м.

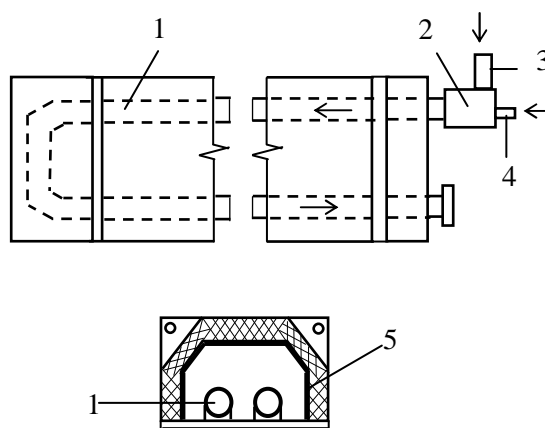


Рис. 4.8. Принципова схема газоповітряного модульного двотрубного випромінювача: 1 – труби - випромінювачі; 2 – камера згорання; 3 – патрубок для підведення газу; 4 – патрубок для підведення повітря; 5 – рефлектор з теплоізоляцією.

Працює модульний елемент наступним чином: повітря, що надходить в камеру згорання, забирається безпосередньо з приміщення, але при необхідності спеціальними повітропроводами може подаватися і зовнішнє повітря. Суміш продуктів згорання газу з повітрям проходить по трубах-випромінювачах і нагріває їх до температури 350–450 °С. Охолоджені в системі опалення продукти згорання з температурою

до 100 °С частково змішуються з новою порцією продуктів згорання газу, а частково через утилізаційний теплообмінник відводяться в атмосферу.

Труби – випромінювачі можуть бути різної конфігурації: тупикові, P, V, W – подібні, кільцеві та інші.

Регулювання теплового режиму випромінюючих елементів проводиться шляхом зміни теплової потужності камери згорання.

Труби – випромінювачі повинні відповідати наступним вимогам: мати рівномірну температуру по довжині випромінюючої поверхні, забезпечувати повне згорання у діапазонах робочих навантажень, використовувати теплоту продуктів згорання для нагрівання повітря, яке подається у камеру згорання, забезпечувати надійну роботу всіх конструктивних елементів, бути простими за конструкцією і зручними в експлуатації.

Труби – випромінювачі обладнуються як інжекційними, так і двопрвідними газовими пальниками з примусовою подачею повітря. Пальники можуть бути з попереднім частковим або повним змішуванням газу з повітрям. При експлуатації пальників з частковим попереднім створенням газоповітряної суміші вторинне повітря подається дутьєвим пристроєм або підсмоктується тяговою установкою.

Потужність системи опалення

Встановлену потужність газоповітряної системи радіаційного опалення визначають за методикою, приведеною у попередньому розділі.

При заданих тепловтратах приміщення за розрахункову одиницю теплової потужності слід приймати: при суцільно-трубному варіанті системи теплову потужність 1 п/м трубчастого випромінювача (див. дод. 11); при модульно-трубному варіанті – теплову потужність одного модульного елемента (див. дод. 9).

4.3. Пароводяна система радіаційного опалення

У пароводяній системі радіаційного опалення використовуються вода з температурою 100-180 °С, масляні теплоносії з температурою кипіння 250-300 °С, а також пара низького та середнього тиску.

Обладнання системи

Пароводяна система радіаційного опалення включає генератор теплоти, прилади опалення у вигляді панельних стрічкових випромінювачів з реєстрами для циркуляції теплоносія, подавальні та зворотні теплопроводи, запірно-регулювальну арматуру, систему автоматики. На рис. 4.9 приведена принципова схема панельного стрічкового трубчастого ребристого пароводяного випромінювача.

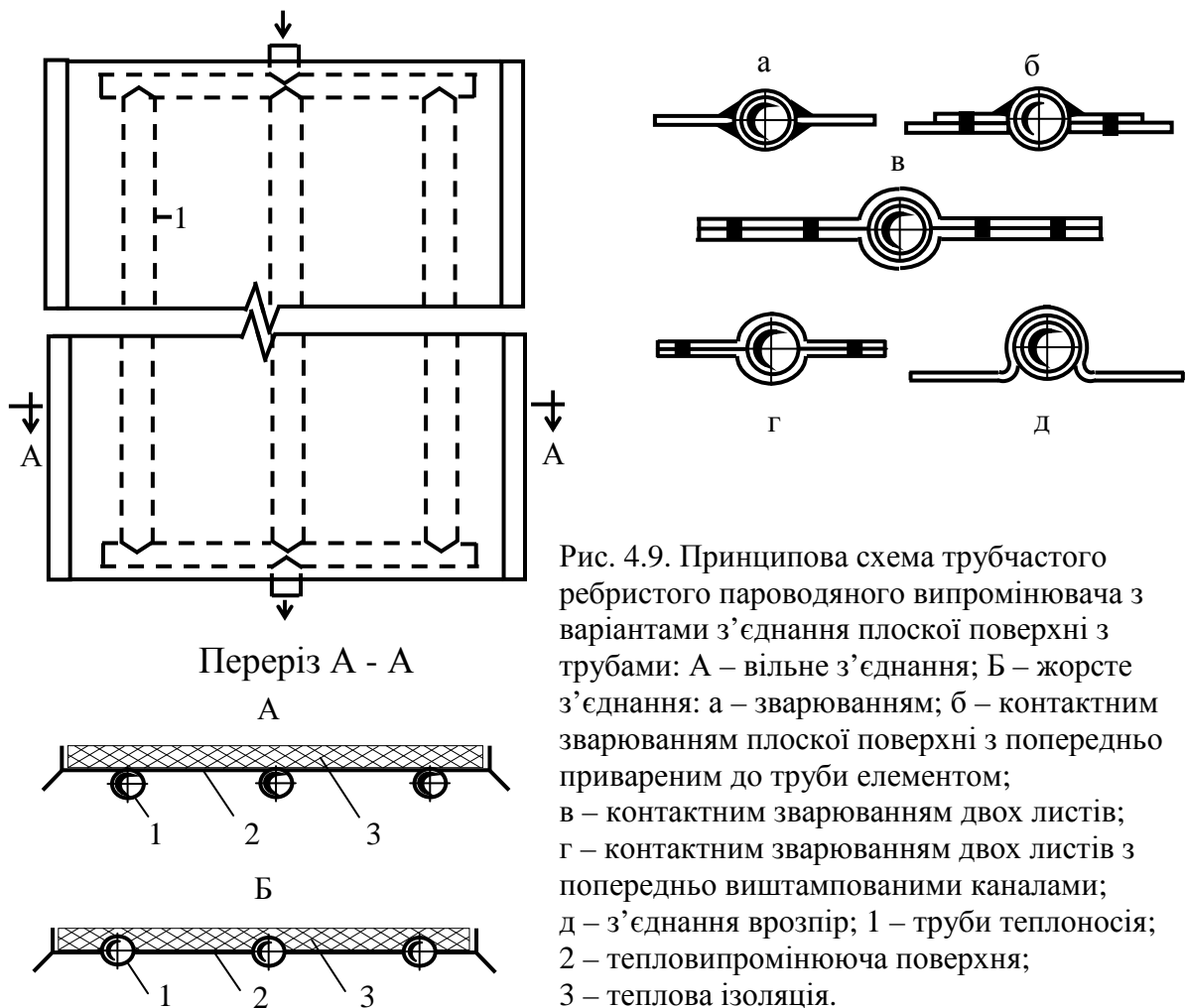


Рис. 4.9. Принципова схема трубчастого ребристого пароводяного випромінювача з варіантами з'єднання плоскої поверхні з трубами: А – вільне з'єднання; Б – жорстке з'єднання: а – зварюванням; б – контактним зварюванням плоскої поверхні з попередньо привареним до труби елементом; в – контактним зварюванням двох листів; г – контактним зварюванням двох листів з попередньо виштампованими каналами; д – з'єднання врозпір; 1 – труби теплоносія; 2 – тепловипромінююча поверхня; 3 – теплова ізоляція.

Випромінювач складається з однієї або декількох труб для циркуляції теплоносія, які екрануються теплоізолюваним рефлектором або жорстко з'єднуються з високотеплопровідними ребрами в єдину тепловипромінювальну систему. Оптимальна довжина окремих

випромінювачів 5-10 м, ширина 0,8-1,5 м, кількість труб у поперечному перерізі випромінювача 1-5 шт., діаметр труб до 50 мм, тепловіддача одного погонного метра випромінювача до 10 кВт, теплова напруга 1 кг маси 170-200 Вт.

Теплоізоляція верхньої поверхні випромінювачів повинна бути такою, щоб температура на верхній стороні теплоізоляції складала приблизно 10% від температури випромінюючої поверхні.

Температурний режим випромінювачів залежить від теплоносія.

Теплоносій – перегріта вода. При температурі перегрітої води 160°C, а зворотної 120°C і довжині випромінювача $\ell = 20$ м середня температура випромінювача становить близько 100°C, питома теплопродуктивність випромінювача $q = 1025$ Вт/м², середня температура стінки труби 140°C.

Масляний теплоносій. При температурі масла на вході 311°C, а на виході 271°C середня температура випромінювача 180°C, питома теплопродуктивність $q = 2760$ Вт/м².

Теплоносій – водяна пара. При температурі пари 180°C, середня температура випромінювача 130°C, питома теплопродуктивність $q = 1450$ Вт/м².

Для теплоізоляції випромінювачів застосовують скло- і мінеральноватні мати. Теплоізоляція проектується так, щоб тепловтрати через верхню площину випромінювача не перевищували 10-15% його сумарної тепловіддачі. Загнуті вниз крила рефлектора повинні бути під кутом 45° довжиною 0,15 - 0,20 м.

У ряді випадків найбільш доцільним є застосування в системах радіаційного опалення масляних теплоносіїв, які забезпечують температуру до 350 °C без надлишкового тиску. Масляні теплоносії мають значні переваги: теплоносій не замерзає, відпадає необхідність у водопідготовці, відсутній конденсатопровід, відсутня корозія труб і арматури, генератор теплоти не підлягає котлонагляду.

На рис. 4.10 приведена принципова схема генератора теплоти маслогрійної системи радіаційного опалення.

При проектуванні пароводяної системи необхідно передбачити компенсацію теплового розширення труб теплоносія.

Питоме теплове розширення, (см/м) сталевих і мідних труб приведено у таблиці 4.3.



Рис. 4.10. Принципова схема генератора теплоти маслогрійної системи радіаційного опалення: 1 – котел; 2 – трубопровід до розширювального об'єму; 3 – розширювальний об'єм; 4 – циркуляційний насос; 5 – регулятор тиску; 6 – труби до системи опалення; 7 – підживлювальний насос; 8 – зливний бак.

Навантаження при тепловому розширенні труби для транспортування теплоносія можна компенсувати шляхом застосування зміни конфігурації труби (Г-, П- та Z-подібні компенсатори), або за допомогою лінзових, гофрованих, шарнірних та інших компенсаторів.

Найбільш доцільно застосовувати компенсацію теплового розширення труб теплоносія за рахунок зміни конфігурації труб. Для цього в системі передбачають нерухомі опори, які розміщують в залежності від навантаження трубопроводу.

Методика розрахунків компенсації теплового розширення трубопроводів систем радіаційного опалення з водяними і паровими теплоносіями приведена у спеціальній літературі [14].

Недоліком системи радіаційного опалення з випромінювачами, що працюють на рідинних теплоносіях і парі є підвищена, у порівнянні з газовими і газоповітряними системами, металоємність випромінювачів. Металоємність такого типу приладів залежить, головним чином, від теплопровідності елементів, які з'єднують труби. Сучасні матеріали (мідь, алюміній, сталь) мають порівняно невисокі коефіцієнти теплопровідності і їх використання у конструкціях випромінювачів досить неефективне.

Головним напрямком докорінного підвищення теплопровідності ребристих випромінювальних елементів є створення приладів з випарно-конденсаційним циклом теплоперенесення.

Теплообмінний елемент з випарно-конденсаційним циклом теплоперенесення (рис. 4.11) являє порожнисту поверхню, частково (приблизно на одну четверту об'єму порожнини) заповнену водою, або іншою речовиною з температурою випаровування у межах 100 – 300°C при атмосферному тиску. Перед заповненням рідиною порожнина елемента вакуумується до стадії низького вакууму і заварюється. При нагріванні частини елемента, де знаходиться вода, відбувається інтенсивне її випаровування і надходження пари у холодну частину порожнини, де вода конденсується і самопливом повертається до місця нагрівання. Прихована теплота пароутворення води у порівнянні з її теплоємністю значно більша і це дає змогу навіть при дуже невеликій різниці температур передавати значну кількість теплоти по довжині елемента.

На рис.4.12 приведені теплові режими мідних, алюмінієвих і з випарно-конденсаційним циклом теплоперенесення випромінюючих елементів довжиною 1м. Товщина мідного і алюмінієвого елементів 1мм, порожнина елемента з випарно-конденсаційним циклом теплоперенесення – 3 мм.

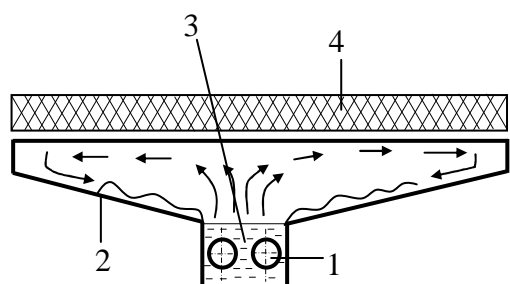


Рис. 4.11. Принципова схема випромінювача з випарно – конденсаційним циклом теплоперенесення по довжині ребра: 1 – труби первинного теплоносія; 2 – герметичний корпус; 3 – проміжний теплоносій; 4 – теплова ізоляція.

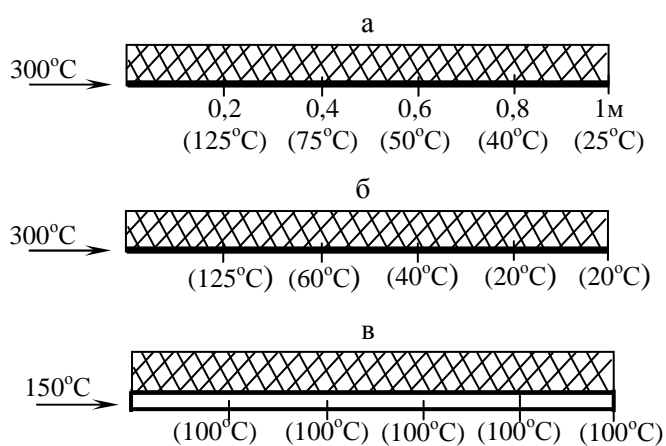


Рис. 4.12. Теплові режими тепловипромінюючих елементів: а – мідного; б – алюмінієвого; в – з випарно-конденсаційним циклом теплоперенесення.

Середні температури тепловипромінюючої поверхні елементів відповідно 63 °С (а), 53 °С (б) і 100 °С (в). Тепловіддача 1 кв.м. поверхні відповідно 430 Вт (а), 330 Вт (б) і 800 Вт (в). При цьому температура, що підводиться по ширині ребра варіанту (в) удвічі нижча за температури варіантів (а) і (б).

Зазначене свідчить, що за принципом випарно-конденсаційного циклу теплоперенесення можуть бути створені високоефективні прилади систем радіаційного опалення.

Потужність системи опалення

Встановлену теплову потужність системи опалення визначають за методикою, приведеною у першому розділі. При цьому за розрахункову одиницю теплової потужності приймають теплову потужність 1п/м випромінювачів за додатком 12.

Найбільш доцільно пароводяні радіаційні системи опалення застосовувати для опалення виробничих будівель, а також магазинів, ресторанів, кафе, басейнів, спортивних залів, кінотеатрів та інших споруд, де конвективні системи потребують підвищених витрат теплоти на опалення та вентиляцію.

4.4. Електрична система радіаційного опалення

Обладнання системи

Електрична система радіаційного опалення включає електричний ввід, вузол обліку витрати електроенергії, розподільчу електромережу, електричні радіаційні випромінювачі, автоматику регулювання теплового режиму випромінювачів.

Прилади опалення електричної системи створюють за єдиним для усіх видів випромінювачів принципом: електричні нагрівачі екрануються теплоізолюваним рефлектором, який концентрує теплове випромінювання і направляє його в зону обігріву.

Нагрівачі, що використовуються в конструкціях електричних випромінювачів можна класифікувати за температурою на низькотемпературні (до 300 °С) і високотемпературні (300-1000 °С).

До низькотемпературних електричних нагрівачів можна віднести сталеві трубчасті провідники, що нагріваються методом електроопору і нагрівачі з вуглеграфітової тканини (рис.4.13).

Активний електричний опір сталевих трубчастих провідників R_a включає омичний опір R_o , опір внаслідок скін-ефекту R' опір внаслідок гістерезису R'' і опір внаслідок близькості розміщення двох масивних провідників R''' :

$$R_a = R_o + R' + R'' + R'''.$$

Приведене співвідношення можна записати через омичний опір з коефіцієнтами, що враховують вищеназвані ефекти:

$$R_a = R_o \cdot k' \cdot k'' \cdot k'''.$$

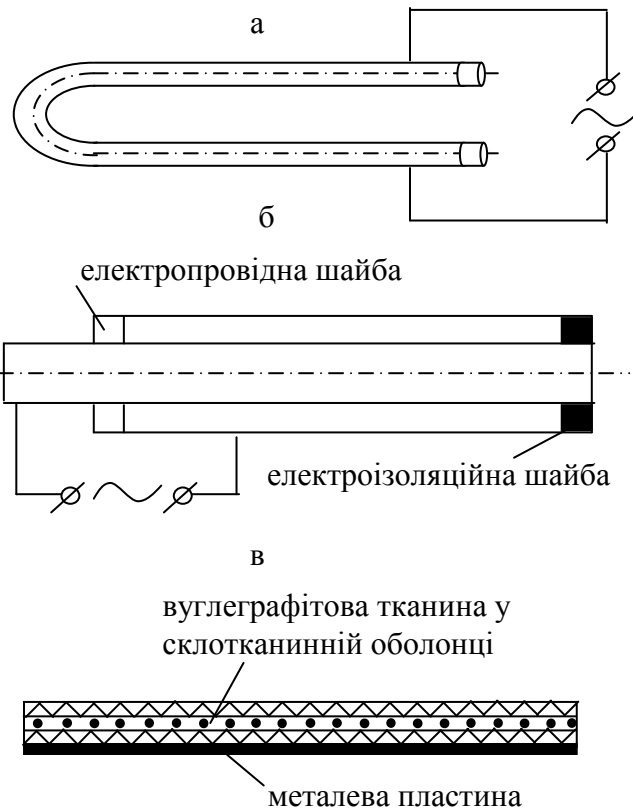


Рис.4.13. Принципові схеми електричних нагрівачів: а – трубчастого; б – трубчастого з коаксіальним з'єднанням провідників; в – вуглеграфітового.

Кількість теплоти, що розсіюється нагрівачем Q_H , поверхня його нагріву F_H , коефіцієнт тепловіддачі α_3 , середня температура поверхні нагрівача t_H , температура повітря приміщення t_P , довжина нагрівача ℓ і його діаметр d взаємозв'язані співвідношеннями:

$$Q_H = F_H \alpha_3 (t_H - t_P) ; \ell = \frac{F_H}{\pi d}. \quad (4.8)$$

Напругу і активну потужність нагрівача діаметром d визначають за співвідношеннями:

$$U = R_a (1 / \cos \varphi) ; W_a = I^2 \cdot R_a. \quad (4.9)$$

Значення R_a і $\cos \varphi$ приймають за даними експериментальних досліджень, або з таблиць у спеціальній літературі [8].

Сталеві трубчасті електронагрівачі мають високу надійність, прості за конструкцією, електробезпечні (напруга на електронагрівачах підтримується у межах 5–15В за допомогою знижувального трансформатора). Випромінювачі на базі сталевих трубчастих нагрівачів доцільно застосовувати для місцевого радіаційного обігріву об'єктів.

Тепловий режим вуглеграфітових нагрівачів характеризується наступним: при середній температурі 50–60 °С густина теплового потоку, що надходить з поверхні нагрівача складає 500–600 Вт/м², при температурі 100-200 °С відповідно 1100–2000 Вт/м².

До високотемпературних нагрівачів промислового виробництва відносяться металеві плоскі і трубчасті електронагрівачі (ТЕНи), а також світлі трубчасті нагрівачі лампового типу (галогенні, ксенонові, ртутні та інші). Конструкції електричних випромінювачів на базі високотемпературних нагрівальних елементів широко представлені у технічній літературі [8].

Потужність системи опалення

Встановлену теплову потужність електричної системи радіаційного опалення визначають за методикою попередніх розділів. За розрахункову одиницю теплової потужності слід приймати:

- при застосуванні випромінювачів з низькотемпературними нагрівачами 1п/м (трубчастих) і 1 кв.м (вуглеграфітових) нагрівачів;
- при застосуванні випромінювачів з високотемпературними нагрівачами—потужність одного випромінювача за додатком (13).

4.5. Сонячно-електрична система радіаційного опалення

Система сонячного радіаційного опалення застосовується у комбінації з іншими системами, найчастіше з електричними.

Сонячно-електрична система радіаційного опалення включає сонячні водяні колектори, трубчасті водяні випромінювачі теплової енергії, електричний рідинний акумулятор-нагрівник, електричні прилади опалення, розподільчу трубопровідну мережу, електропровідну мережу, вузол обліку електроенергії, автоматику регулювання теплового режиму системи.

Система (рис.4.14) включає наступні елементи: геліоколектори 1, компенсуючий об'єм 2, водяні ребристі тепловипромінювачі 3, рідинний електричний акумулятор-нагрівник 4, насос 5, автоматичний клапан 6, електричні прилади опалення 7, автоматичний клапан 8.

Працює система за двома режимами: при наявності сонячного надходження на геліоколектори і коли сонячне надходження відсутнє.

При роботі системи за першим режимом працює насос 5, автоматичний клапан 6 закритий, а автоматичний клапан 8 відкритий. Завдяки цьому нагріта у геліоколекторах вода надходить у електричний акумулятор-нагрівник 4, з нього – в систему тепловипромінювачів, потім знову в геліоколектори. При зниженні температури в приміщенні нижче нормативної автоматично включаються електричні прилади опалення 7.

При роботі системи за другим режимом геліоколектори 1 і насос 5 не працюють, автоматичний клапан 6 відкритий, клапан 8 закритий, теплоносій, завдяки природній циркуляції, надходить з акумулятора-нагрівника 4 в систему тепловипромінювачів 1, а з неї знову надходить в

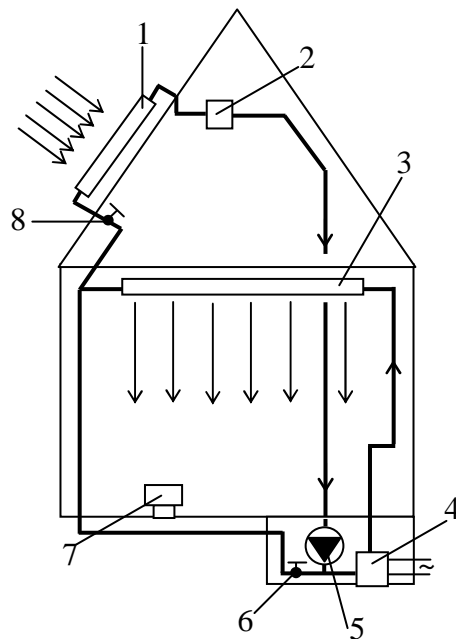


Рис.4.14. Сонячно-електрична система радіаційного опалення:
1 – геліоколектори; 2 – компенсуючий об'єм; 3 – водяні ребристі тепловипромінювачі; 4 – рідинний електричний акумулятор-нагрівник; 5 – насос; 6 – автоматичний клапан; 7 – електричні прилади опалення; 8 – автоматичний клапан.

аккумулятор-нагрівник 4. Електричні прилади опалення автоматично включаються, коли температура у приміщенні перевищує нормативну.

Зазначену систему доцільно застосовувати у південних і південно-східних районах з достатньо великою кількістю сонячних днів у зимовий період року.

У зв'язку з нерівномірністю надходження сонячної радіації на протязі доби і опалювального періоду, важливе значення в системах сонячного опалення, в т.ч. і радіаційних, має проблема акумулювання сонячної енергії.

При використанні сонячних колекторів теплова енергія найчастіше накопичується або в теплоізольованих резервуарах з водою, або в заповнених енергонакопичувальними матеріалами відсіках. В зазначених пристроях теплова енергія накопичується за рахунок підвищення кінетичної і потенціальної енергії молекул середовища.

Значно більша енергія витрачається при фазових переходах, тобто в процесі руйнування упорядкованої структури речовини, наприклад при плавленні або пароутворенні. У таких випадках вхідна енергія витрачається на підвищення потенціальної енергії молекул. До таких речовин можна віднести парафін, температура плавлення якого становить приблизно 55°C , а скрита теплота плавлення дорівнює близько $40 \text{ Вт}\cdot\text{год}/\text{кг}$. При охолодженні парафіну ми знову отримуємо цю енергію, але при більш вигідній температурі. В пристроях з використанням парафіну для накопичення $150 \text{ кВт}\cdot\text{год}$ теплової енергії об'єм аккумулятора не перевищує 4 м^3 . В аккумуляторах сонячної теплової енергії використовують також гідрати солі, наприклад сульфат натрію $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$, який плавиться при температурі 32°C , маючи скриту теплоту плавлення $67 \text{ Вт}\cdot\text{год}/\text{кг}$.

В сучасних аккумуляторах теплової енергії використовується також багато інших речовин, у яких фазові переходи відбуваються при температурі $40 - 60^{\circ}\text{C}$.

4.6. Застосування інфрачервоних випромінювачів в інших галузях

При інфрачервоному нагріванні тіла відбувається поглинання випромінювання на поверхні матеріалу, передача теплоти від поверхні матеріалу на його глибину за рахунок теплопровідності, а також

проникнення випромінювання у внутрішній об'єм матеріалу і накопичення там теплоти.

Головними параметрами процесу нагрівання тіла інфрачервоним випромінюванням є інтенсивність опромінювання і поглинальна здатність тіла, з підвищенням яких температура тіла підвищується. Зв'язок між головними параметрами нагрівання матеріалу і його граничною температурою для тонкостінних елементів визначається за формулою:

$$T_{\max} = T_o + AE_o / (\alpha_k \cdot F) , \quad (4.10)$$

де T_{\max} - гранична температура тіла; T_o - температура навколишнього повітря; A – поглинальна здатність поверхні тіла; E_o – інтенсивність опромінювання поверхні тіла; α_k - коефіцієнт теплопередачі конвекцією; F - площа поверхні, яка бере участь у теплообміні між тілом і навколишнім повітрям.

З приведеного співвідношення видно, що значення граничної температури пропорційно інтенсивності опромінювання поверхні і поглинальній здатності матеріалу. Завдяки цьому гранична температура матеріалу може бути досягнута при меншій інтенсивності, якщо поглинальна здатність його буде підвищена. Ця властивість інфрачервоного нагрівання дає можливість застосовувати його при найменшій витраті енергії.

Зважаючи на зазначену особливість інфрачервоного нагрівання інфрачервоні випромінювачі знайшли ефективне застосування у будівництві, промисловості, сільському господарстві, а також у багатьох інших галузях.

На будівельних об'єктах інфрачервоні світлі та темні випромінювачі застосовуються для:

- розігрівання покриття при проведенні асфальтобетонних робіт;
- сушіння будівель і приміщень при їх будівництві і ремонті;
- прогрівання цегляної кладки при виконанні зимових робіт;
- сушіння будівельних конструкцій в заводських умовах і на будівельних майданчиках;
- прогрівання бетонних сумішей і арматури зимою;
- опалення тимчасових споруд на будівельних майданчиках.

При проведенні асфальтобетонних робіт газові світлі інфрачервоні випромінювачі застосовують для розігрівання покриття з метою його

ущільнення; для улаштування асфальтобетонного покриття підвищеної шорсткості шляхом вдавлювання щебеню в розігріте покриття, а також для багатьох інших операцій.

У приміщеннях великого об'єму і особливо при значній кратності повітрообміну конвективні сушіння застосовувати неефективно тому, що велика кількість теплоти втрачається з повітрям, яке видаляється з приміщення. Цей недолік відсутній при застосуванні інфрачервоних випромінювачів, газових або електричних. Потужність випромінювачів і їх розміщення підбирають так, щоб температура на поверхні сушіння була меншою за 100 °С. При перевищенні зазначеної температури може бути пошкодження штукатурки. Найбільш доцільно для сушіння застосовувати пересувні установки інфрачервоного випромінювання.

З високою ефективністю, як свідчить досвід, застосовуються інфрачервоні випромінювачі в технології сушіння гіпсоцементних панелей, а також при проведенні вище зазначених будівельно-монтажних робіт.

Промислові підприємства споживають велику кількість сипучих матеріалів – вугілля, піску, руди, різноманітних концентратів.

При перевезенні в зимній період таких матеріалів у залізничних вагонах вони частково змерзаються, створюючи суцільну масу, яку дуже складно розвантажувати.

Для відновлення сипучості зазначених матеріалів застосовують газові світлі інфрачервоні випромінювачі. Для цього безпосередньо перед вагонним перекидачем у спеціальній споруді встановлюють панелі з інфрачервоними газовими випромінювачами, які розігрівають бокові стінки вагонів. Як свідчить закордонний досвід, за годину можна підготувати для розвантаження до десяти вагонів вугілля. При цьому витрата газу становить 310 м³/год.

В технології багатьох термічних і термохімічних промислових процесів застосовують так звані радіаційні труби, які працюють за принципом спалювання газу у спеціальних жаростійких трубах, стінки яких розігріваються до температури 1000 °С. Продукти згорання при цьому відводяться організовано і в робочу камеру печі, де встановлені радіаційні труби, не надходять.

Стаціонарні і пересувні інфрачервоні радіаційні газові системи застосовують для передпускового обігрівання двигунів автомобілів при їх утриманні на відкритих площадках.

Інфрачервоні електричні і газові випромінювачі з успіхом застосовуються у галузях сільського господарства: тваринництві, птахівництві, для сушки зернових і фуражних культур, для обігріву тракторів на відкритих площадках і для виконання цілого ряду інших технологічних процесів і робіт.

4.7. Системи радіаційного охолодження

Радіаційне охолодження є зворотним процесом радіаційного опалення, воно базується на тих же принципах і розрахунковому апараті, що і радіаційне опалення.

При розгляді радіаційного охолодження будемо використовувати терміни “холодоносій” і “холодоагент”. Під “холодоносієм” розуміють такі речовини, які в процесі їх використання в системах охолодження не змінюють свого фазового стану, а змінюється тільки їх основний параметр – температура. До найбільш розповсюджених холодоносіїв відносяться вода, повітря, розчини хлористого кальцію та інші речовини. Холодоагент це речовина, яка забезпечує роботу холодильного циклу і є засобом трансформації, тобто передачі теплоти з більш низького на більш високий температурний рівень. Сучасні холодоагенти це речовини на базі метану і етану.

Радіаційне охолодження має суттєві переваги перед конвективним охолодженням.

В системах радіаційного охолодження холодоносій не надходить безпосередньо у об’єм приміщення і це дає змогу підтримувати повітряний режим приміщення на відповідному рівні, не перемішуючи повітря з холодоносієм.

У приміщеннях з радіаційним охолодженням комфортні умови теплового середовища створюються при більш високій, у порівнянні з конвективним охолодженням температурі повітря, що дає змогу використовувати холодоносії з більш високою температурою і знижувати експлуатаційні витрати. При розміщенні приладів радіаційного охолодження у верхній зоні приміщення комфортні умови теплового середовища підтримуються при температурі приладів 20–21°C, температурі повітря 25–26°C, середній радіаційній температурі 24–25°C, швидкості руху повітря 0,1–0,2 м/с. Температура води, що надходить у

прилади радіаційного охолодження підтримується, при цьому, на рівні 12–15°C.

Системи радіаційного охолодження добре регулюються відносно радіаційної температури приміщення, вони практично безшумні, не створюють у приміщенні холодних потоків повітря, їх можна застосовувати у приміщеннях малої висоти.

Практично усі системи радіаційного опалення, крім газових і електричних, після досить простої модернізації, можуть працювати в режимі радіаційного охолодження.

Для виробничих приміщень може бути застосована система радіаційного охолодження з ребристими випромінювачами (рис.4.9). При цьому генератор теплоти необхідно замінити на охолоджувач води, а також внести зміни у систему автоматики керування тепловим режимом приладів охолодження.

Для житлових і громадських будівель використовують системи радіаційного охолодження з ребристими панельними стрічковими охолоджувачами, конструкція яких аналогічна конструкції випромінювачів, приведених на рис. 4.9: мідні або алюмінієві труби запресовують у алюмінієві екрани, або припаюють труби до екранів. Охолоджувачі, з метою зниження втрат енергії, теплоізолюють зверху і розміщують у верхній зоні приміщення. Простір між панелями охолоджувачів закривають декоративними фальшпанелями.

При використанні охолодженого повітря система радіаційного охолодження може бути з приладами за схемою на рис. 4.8, або з приладами у вигляді порожнистих замкнутих панелей, які розміщують як у верхній, так і у нижній зонах приміщення.

Повітряні прилади радіаційного охолодження працюють з повною або частковою рециркуляцією холодоносія. При частковій рециркуляції теплоносія охолоджене повітря з приладів надходить безпосередньо у об'єм приміщення. Повітряні системи радіаційного охолодження застосовуються в системах кондиціонування повітря сучасних пасажирських літаків. Холодопродуктивність таких систем 30–60 кВт.

Для охолодження виробничих приміщень з джерелами надлишкової теплоти може бути застосована система охолодження з випарно-конденсаційним циклом теплоперенесення.

На рис. 4.15 приведена принципова схема такої системи охолодження.

Виробниче приміщення 1 має джерело надлишкової теплоти 2. Система охолодження включає випарно-конденсаційне укриття джерела надлишкової теплоти 3, з вентиляюємою порожниною 4, повітропровід 5, абсорбційну холодильну машину 6, теплообмінник 7, вентилятор 8.

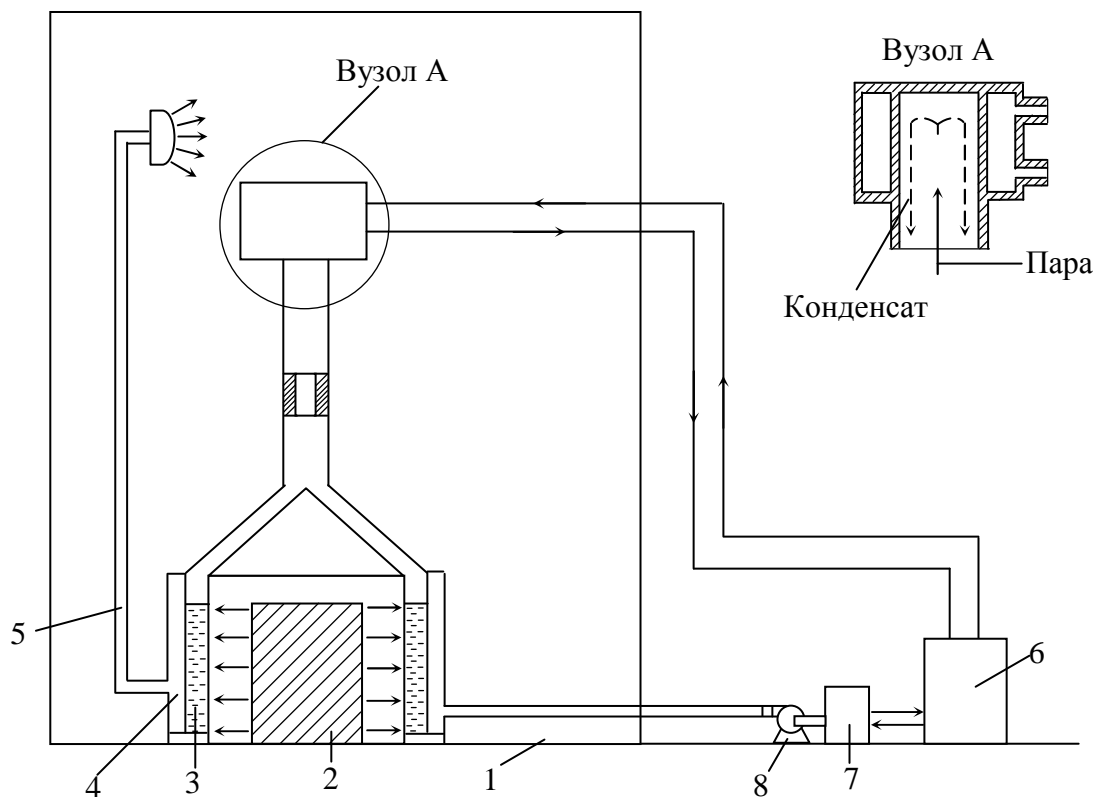


Рис. 4.15. Принципова схема системи охолодження виробничих приміщень з джерелами надлишкової теплоти: 1 – виробниче приміщення; 2 – джерело надлишкової теплоти; 3 – випарно-конденсаційне укриття; 4 - вентиляюема порожнина; 5 – повітропровід; 6 – абсорбційна холодильна машина; 7 – теплообмінник; 8 - вентилятор

Система охолодження працює наступним чином. Конвективна і промениста теплота, яка надходить з джерела надлишкової теплоти 2 сприймається випарною частиною випарно-конденсаційного укриття 3, у частково заповненій водою порожнині укриття відбувається випаровування води, пара переносить теплоту до конденсаторної частини випарно-конденсаційного укриття 3. В конденсаторній частині системи, яка з'єднана циркуляційними трубопроводами з абсорбційною холодильною машиною 6 і теплообмінником 7, пара конденсується і самопливом знову надходить у випарну частину укриття 3, після чого цикл повторюється. Абсорбційна машина 6 працює частково за рахунок теплоти, яка відводиться з конденсаторної частини системи. В

теплообміннику 7, холодоносії, що надходить з холодильної машини 6, охолоджує повітря, яке вентилятором 8 подається у порожнину 4 і через повітропровід 5 надходить у приміщення 1.

Переваги зазначеної системи охолодження полягають в тому, що вона дає змогу практично в повному об'ємі утилізувати надлишкову теплоту за місцем її виділення, а також використовувати надлишкову теплоту для виробництва холоду, за рахунок якого відбувається охолодження повітря у приміщенні.

Тепловий режим приміщення

Теплота з поверхні людини при системах радіаційного охолодження відводиться шляхом випромінювання переважно на поверхню охолоджувачів і конвекцією у об'єм приміщення. Повітря приміщення охолоджується від поверхні випромінювачів. Радіаційні системи охолодження комбінуються також з системами вентиляції.

Важливе значення, у приміщеннях з радіаційним охолодженням, має відносна вологість повітря. Незважаючи на те, що температура повітря у приміщенні при радіаційному охолодженні може підтримуватись на більш високому рівні, відносну вологість повітря бажано підтримувати меншою за 60 % з тим, щоб точка роси була не вищою за 11–12°C. Це означає, що температура охолодженої води, яка надходить у прилади охолодження повинна бути вищою за точку роси приблизно на 1,5°C, тобто становити 13,5°C. При цьому різниця температури води в охолоджувачах не повинна перевищувати 2–4°C. Швидкість води у трубах охолоджувачів повинна підтримуватись на рівні 0,3–0,6 м/с, з тим, щоб забезпечити необхідний рівень коефіцієнта теплообміну, не створюючи при цьому шуму від циркуляції води. При більш високій відносній вологості повітря (60% і більше) температура води, яка надходить у прилади радіаційного охолодження повинна бути не меншою за 15°C з метою уникнення конденсації водяної пари з повітря.

Розрахункові внутрішні теплові умови

При радіаційному охолодженні в комфортних умовах теплового середовища тепловідведення явної теплоти з поверхні людини розміщеної в центрі робочої зони приміщення, яка знаходиться в стані спокою або виконує легку роботу, становить: випромінюванням – 60 %, конвекцією – 40 %.

Перша умова комфортності теплового середовища буде характеризуватися, при цьому, наступним співвідношенням:

$$t_{\text{пр}} = 0,6t_R + 0,4t_{\text{п}}. \quad (4.11)$$

Для теплового періоду року величину $t_{\text{пр}}$ можна приймати рівною 26°C при легкій роботі, 24°C – при помірній і 22°C – при важкій роботі.

Другу умову комфортності при радіаційному охолодженні сформулюємо наступним чином.

Гігієністами встановлено [13], що в літній період максимально допустиме тепловідведення явної теплоти випромінюванням на холодну поверхню у приміщенні, коли людина знаходиться безпосередньо біля цієї поверхні, складає $80\text{--}85 \text{ Вт/м}^2$.

Радіаційний баланс людини можна записати у вигляді:

$$-E_{\text{р,л}} = E_{\text{пад,л}} - E_{\text{вл,л}}, \quad (4.12)$$

де $E_{\text{р,л}}$, $E_{\text{пад,л}}$, $E_{\text{вл,л}}$ - відповідно результуюче випромінювання, випромінювання яке надходить на поверхню людини і власне випромінювання поверхні людини, Вт/м^2 .

Запишемо співвідношення (4.12) через гранично допустиме тепловідведення від поверхні людини:

$$(E_{\text{р,л}})_{\text{max}} = (E_{\text{пад,л}})_{\text{min}} - (E_{\text{вл,л}})_{\text{д}}, \quad (4.13)$$

де $(-E_{\text{р,л}})_{\text{max}}$ - максимально допустиме результуюче тепловідведення випромінюванням з поверхні людини на холодну поверхню у приміщенні, в даному разі $(-E_{\text{р,л}})_{\text{max}} = 80\text{--}85 \text{ Вт/м}^2$; $(E_{\text{вл,л}})_{\text{д}}$ - допустима величина власного випромінювання з поверхні людини при комфортній для літнього періоду температурі поверхні людини $t_{\text{к}} = 33^{\circ}\text{C}$: $(E_{\text{вл,л}})_{\text{д}} = 450 \text{ Вт/м}^2$.

Запишемо співвідношення (4.13) відносно $(E_{\text{пад,л}})_{\text{min}}$:

$$(E_{\text{пад,л}})_{\text{min}} = (-E_{\text{р,л}})_{\text{max}} + (E_{\text{вл,л}})_{\text{д}}. \quad (4.14)$$

Підстановкою складових у (4.14) одержимо:

$$(E_{\text{пад,л}})_{\text{min}} = 365 - 370 \text{ Вт/м}^2.$$

Одержане значення $(E_{\text{пад,л}})_{\text{min}}$ означає, що в літній період температура найбільш охолодженої поверхні у приміщенні, за умови розміщення людини безпосередньо біля цієї поверхні, повинна бути не меншою за таку, яка надсилає у об'єм приміщення питомий тепловий потік величиною $365 - 370 \text{ Вт/м}^2$. Зазначеній питомій густині теплового потоку відповідає температура охолодженої поверхні $t = 13\text{--}14^{\circ}\text{C}$.

На охолодженій поверхні у приміщенні недопустима конденсація водяної пари і тому, крім визначення температури охолодженої поверхні за радіаційним балансом, вона повинна бути розрахована за температурою точки роси повітря у приміщенні і такий розрахунок повинен бути визначальними.

Холодопродуктивність системи

Холодопродуктивність системи радіаційного охолодження визначають за кількістю теплоти, яка надходить у приміщення в літній період.

Основні складові балансу теплоти у приміщенні, Вт включають:

- тепловиділення людей, $Q_{\text{л}}$;
- теплоту від обладнання і матеріалів, $Q_{\text{об}}$;
- теплоту від приладів освітлення, $Q_{\text{ос}}$;
- теплоту, яка надходить у приміщення через огорожувальні конструкції, $Q_{\text{ог}}$.

Виділення теплоти від людей визначають за формулою:

$$Q_{\text{л}} = n \cdot q_{\text{л}}, \quad (4.15)$$

де n – кількість людей, які одночасно знаходяться у приміщенні; $q_{\text{л}}$ – виділення теплоти однією людиною: у стані спокою – 115, при легкій роботі – 190, при помірно важкій роботі – 230, при важкій роботі – 350 Вт.

Теплоту від обладнання і матеріалів визначають за формулою:

$$Q_{\text{об}} = \sum_1^n N \cdot a \cdot k' \cdot k'', \quad (4.16)$$

де n – число одиниць обладнання з електроприводом; N – електрична потужність електродвигуна, Вт; a – коефіцієнт завантаження електродвигуна; k' – коефіцієнт робочого часу обладнання; k'' – частина потужності, яка витрачається у приміщенні: при розміщенні електродвигуна у приміщенні $k'' = 1$.

Теплоту від приладів освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{ос}} = q_{\text{ос}} \cdot F_{\text{п}} \cdot Z, \quad (4.17)$$

де $q_{\text{ос}}$ – тепловиділення від освітлення (Вт/(м²·лк)) на 1 м² поверхні підлоги при освітленості 1 лк: при прямому освітленні люмінесцентними лампами – 0,056, при прямому освітленні лампами розжарювання – 0,130; $F_{\text{п}}$ – площа поверхні підлоги, м²; Z – освітленість, лк (див. СНиП II-4-79).

Теплоту, яка надходить у приміщення через огорожувальні конструкції визначають за формулою:

$$Q_{ог} = Q_{ст} + Q_{пер} + Q_{вік} + Q_{пок} , \quad (4.18)$$

де $Q_{ст}$, $Q_{пер}$, $Q_{вік}$, $Q_{пок}$ – теплонадходження відповідно через зовніші стіни, перегородки, вікна і покрівлю приміщення.

Теплонадходження через стіни визначають за співвідношенням:

$$Q_{ст} = \kappa_{ст}(F_{ст} + 0,5 F'_{ст})\theta_{ст} , \quad (4.19)$$

де $\kappa_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх стін; $F_{ст}$ – загальна площа усіх освітлених сонцем зовнішніх стін, крім північної; $F'_{ст}$ – загальна площа усіх стін, які не освітлені сонцем, включаючи північну; $\theta_{ст}$ – умовний температурний напір між зовнішнім повітрям і приміщенням приймається за довідковими даними [16].

Теплонадходження через внутрішні перегородки і міжповерхові перекриття визначають за співвідношенням:

$$Q_{пер} = \kappa_{п} \cdot F_{п}(t'_{п} - t_{п}) , \quad (4.20)$$

де $\kappa_{п}$ – коефіцієнт теплопередачі перегородки або перекриття; $F_{п}$ – площа перегородок або перекриття; $t'_{п}$ – температура повітря у суміжному приміщенні; $t_{п}$ – температура повітря у розрахунковому приміщенні.

Теплонадходження через вікна визначають за співвідношенням:

$$Q_{вік} = F_{вік}[a' \cdot q_c + \kappa_{в}(t_{зп} - t_{п})] , \quad (4.21)$$

де $F_{вік}$ – загальна площа вікон; a' – коефіцієнт, що враховує забруднення скла, $a' \approx 0,75$; q_c – питоме теплове сонячне надходження через чисте одинарне скло, Вт/м² (за довідковими даними [16]); $\kappa_{в}$ – коефіцієнт теплопередачі вікна; $t_{зп}$ – температура зовнішнього повітря; $t_{п}$ – температура повітря у приміщенні.

Теплонадходження через покрівлю визначають за співвідношенням:

$$Q_{пок} = \kappa_{пок} \cdot F_{пок} \cdot \theta_{пок} , \quad (4.22)$$

де $\kappa_{пок}$ – коефіцієнт теплопередачі покрівлі; $F_{пок}$ – площа горизонтальної проекції покрівлі; $\theta_{пок}$ – умовний температурний напір, приймається за довідковими даними [16].

Приклад. Визначити, приблизно, густину теплового радіаційного потоку (величину опромінювання) і радіаційну температуру на рівні підлоги приміщення від газового інфрачервоного випромінювача, розміщеного на висоті 3 м від поверхні підлоги. Температура випромінювача $t_{\text{впр}} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$, площа тепловіддаючої поверхні $F_{\text{впр}} = 0,15 \text{ м}^2$. Ступінь чорноти $\epsilon_{\text{впр}} = 0,9$, температура підлоги у приміщенні $t_{\text{пд}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Введемо спрощення в систему теплообміну між випромінювачем і підлогою. Зважаючи на досить велику відстань випромінювача від підлоги і малі розміри випромінювача, зазначену ситуацію будемо розглядати як променистий теплообмін між поверхнею тепловипромінювача, яку приймаємо у вигляді кулі з рівномірною сферичною променистою тепловіддачею і площадкою на поверхні підлоги.

Тепловий потік, який надходить з поверхні тепловипромінювача у сферу приміщення визначаємо за формулою:

$$Q = C_0 \cdot \epsilon_{\text{впр}} \cdot F_{\text{впр}} \cdot \left(\frac{T_{\text{впр}}}{100} \right)^4 = 5,7 \cdot 0,9 \cdot 0,15 \left(\frac{900 + 273}{100} \right)^4 = 14410 \text{ Вт.}$$

У нижню півсферу приміщення надходить відповідно 7205 Вт.

Згідно прийнятого припущення відносно кульової поверхні випромінювача на дану ситуацію можемо розповсюдити закон зміни густини променистого теплового потоку обернено пропорційно квадрату відстані від поверхні випромінювача (закон Кеплера).

Густину променистого теплового потоку на рівні підлоги, тобто на відстані від випромінювача $h = 3 \text{ м}$ визначаємо за співвідношенням:

$$E_3 = \frac{Q}{2\pi h^2} = \frac{7205}{2 \cdot 3,14 \cdot 9} = 127,0 \text{ Вт/м}^2.$$

Радіаційну температуру, яка відповідає визначеній густині променистого теплового потоку визначаємо наступним чином.

Власне випромінювання площадки на поверхні підлоги визначаємо за формулою:

$$E_{\text{пв}} = C_0 \cdot \epsilon_{\text{пв}} \cdot \left(\frac{T_{\text{пв}}}{100} \right)^4 = 5,7 \cdot 0,9 \left(\frac{273 + 5}{100} \right)^4 = 306 \text{ Вт/м}^2.$$

Вважаємо, що зазначене випромінювання надходить у напрямку нормалі до поверхні випромінювача.

Сумарна густина теплового потоку на поверхні підлоги становить при цьому: $E_c = 127 + 306 = 433 \text{ Вт/м}^2$.

Радіаційна температура, яка відповідає густині сумарного теплового променистого потоку на рівні підлоги становить:

$$t_R = \sqrt[4]{\frac{E_c \cdot 100^4}{C_o \cdot \epsilon_{\text{впр}}}} - 273 = \sqrt[4]{\frac{0,0433 \cdot 10^4 \cdot 100^4}{5,7 \cdot 0,9}} - 273 = 309 - 273 = 27,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ми прийняли досить грубе припущення приймаючи випромінювання площадки на поверхні підлоги нормальним до поверхні випромінювача. В дійсності це випромінювання в π раз менше за полусферичне випромінювання цієї площадки.

Приклад. Визначити температуру на поверхні газового світлого інфрачервоного випромінювача з металевою сіткою за умови, коли площа вогневої поверхні випромінювача становить $F_o = 0,06 \text{ м}^2$, площа швів між керамічними плитками $F_{\text{пр}} = 0,002 \text{ м}^2$, витрата природного газу $q_{\Gamma} = 0,5 \text{ м}^3/\text{год}$, питоме теплове навантаження випромінювача $q_o = 11,2 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$.

Температуру вогневої поверхні випромінювача визначаємо за формулою (4.3) та даними таблиці (4.2):

$$\begin{aligned} T_B &= \frac{b_1}{\left(1 + a_1 \cdot \frac{F_{\text{пр}}}{F_o}\right) \cdot e^{-\left(\frac{\kappa}{q_2}\right)}} + 273 = \frac{1100}{\left(1 + 6,3 \cdot \frac{0,002}{0,06}\right) \cdot e^{-\left(\frac{16,9 \cdot 10^{-3}}{0,5}\right)}} + 273 = \\ &= \frac{1100}{(1 + 6,3 \cdot 0,033) \cdot e^{-0,034}} + 273 = \frac{1100}{1,17} + 273 = 940 + 273 = 1213^\circ \text{ К}. \end{aligned}$$

Приклад. Визначити, як змінюється температура на поверхні газового інфрачервоного світлого випромінювача без металевої сітки при питомих теплових навантаженнях випромінювача q_o рівним 15, 20, 25 Вт/см^2 , коли випромінювач працює на природному та скрапленому газі, а температура навколишнього середовища становить $t_o = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коли випромінювач працює на природному газі температуру на поверхні випромінювача визначаємо за формулою (4.2), приймаючи $t_{\text{max}} = 1160 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$T_{B,15} = t_o + (t_{\text{max}} - t_o) \left[e^{-6,7/q_o} \right] + 273 = 20 + (1160 - 20) \cdot e^{-6,7/15} + 273 = 777 + 273 = 1052 \text{ }^\circ\text{К};$$

$$T_{B,20} = 20 + (1160 - 20) \cdot e^{-6,7/20} + 273 = 858 + 273 = 1131 \text{ }^\circ\text{К};$$

$$T_{B,25} = 20 + (1160 - 20) \cdot e^{-6,7/25} + 273 = 912 + 273 = 1185 \text{ }^\circ\text{K}.$$

Коли випромінювач працює на скрапленому газі, температуру на поверхні випромінювача визначаємо за формулою (4.2), приймаючи $t_{\max} = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$T_{B,15} = 20 + (1300 - 20) \cdot e^{-6,07/15} + 273 = 871 + 273 = 1144 \text{ }^\circ\text{K};$$

$$T_{B,20} = 20 + (1300 - 20) \cdot e^{-6,07/20} + 273 = 962 + 273 = 1235 \text{ }^\circ\text{K};$$

$$T_{B,25} = 20 + (1300 - 20) \cdot e^{-6,07/25} + 273 = 1022 + 273 = 1295 \text{ }^\circ\text{K}.$$

Приклад. Визначити, приблизно, густину променистого теплового потоку, який надходить на поверхню підлоги приміщення від газового інфрачервоного світлого випромінювача, розміщеного на висоті $h = 3 \text{ м}$ від поверхні підлоги. Максимальна теплопродуктивність випромінювача на природному газі 5200 Вт , витрата газу $- 0,53 \text{ м}^3/\text{год}$, тиск $- 300 \text{ мм.вод.ст.}$ Густину теплового променистого потоку необхідно визначити на відстані 1 м , 2 м і 3 м по горизонталі від проекції центру випромінювача на поверхню підлоги. Температура повітря у приміщенні $t_{\text{п}} = + 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Густину променистого теплового потоку на поверхні підлоги визначаємо за формулою (4.1), приймаючи величину $x = 1, 2, 3 \text{ м}$. Коефіцієнти b' і c' приймаємо згідно таблиці 4.1: $b' = 0,275$, $c' = 1,52$. Густину променистого теплового потоку на відстані 1 м по центровій вертикалі від поверхні випромінювача E_0 приймаємо за рекомендованими даними, тобто $E_0 = 950 \text{ Вт/м}^2$.

Густина променистого теплового потоку на відстані $x = 1 \text{ м}$ по горизонталі від проекції центру випромінювача на поверхню підлоги становить:

$$E_1 = E_0 \left(1/h^2\right) \cdot e^{-b'} \cdot \left(1/x^{c'}\right) = 950 \left(1/3^2\right) e^{-0,275} \cdot \left(1/1^{1,52}\right) = 79 \text{ Вт/м}^2.$$

Густина променистого теплового потоку на відстані $x = 2 \text{ м}$ становить:

$$E_2 = E_0 \left(1/h^2\right) \cdot e^{-b'} \cdot \left(1/x^{c'}\right) = 950 \left(1/3^2\right) e^{-0,275} \cdot \left(1/2^{1,52}\right) = 28 \text{ Вт/м}^2.$$

Густина променистого теплового потоку на відстані $x = 3 \text{ м}$ становить:

$$E_3 = E_0 \left(1/h^2\right) \cdot e^{-b'} \cdot \left(1/x^{c'}\right) = 950 \left(1/3^2\right) e^{-0,275} \cdot \left(1/3^{1,52}\right) = 15 \text{ Вт/м}^2.$$

Приклад. Визначити, приблизно, кількість газових інфрачервоних світлик випромінювачів для радіаційного опалення виробничого приміщення розміром 50x14x14 м, тепловтрати якого через зовнішні огороження і на вентиляцію складають $Q_m = 258000$ ккал/год (300000 Вт). Теплова потужність одного випромінювача $Q_{впр} = 4000$ Вт, витрата газу 0,5 нм³/год.

Загальний необхідний потік радіаційної теплоти для опалення приміщення визначаємо за формулою (4.5): $Q_1 = Q_{ум} \cdot F$. Середню величину опромінювання підлоги приміщення приймаємо на рівні 300 Вт/м², тобто $Q_{ум} = 300$ Вт/м², $Q_1 = 300 (50 \times 14) = 210000$ Вт.

Кількість випромінювачів для опалення приміщення визначаємо за формулою (4.4):

$$n = \frac{Q_1}{Q_2 \cdot 0,65} = \frac{210000}{4000 \cdot 0,65} = 81 \text{ шт.}$$

Приклад. За умовами попереднього прикладу визначити кількість газових світлик випромінювачів, коли вихідними даними є витрата газу одним випромінювачем.

Загальну витрату газу для опалення приміщення визначаємо за формулою (4.6):

$$V_{\Gamma} = \frac{Q_3 \cdot 1,2}{\eta_o \cdot Q_H^P} = \frac{258000 \cdot 1,2}{0,9 \cdot 8500} = 40,47 \text{ нм}^3/\text{год.}$$

Кількість випромінювачів для опалення приміщення визначаємо за формулою (4.7):

$$n = \frac{V_{\Gamma}}{V_{впр}} = \frac{40,47}{0,5} = 81 \text{ шт.}$$

Приклад. Визначити тепловіддачу і коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням з поверхні радіатора опалення $F_{рт}$ у приміщення, внутрішні поверхні зовнішніх стін якого мають поверхню $F_{пр}$. Радіатор – панельного типу, тобто самоопромінювання відсутнє. Температура зовнішніх стінок радіатора $t_{рт}=90^{\circ}\text{C}$, температура повітря і стін $t_{пр}=20^{\circ}\text{C}$. Ступінь чорноти поверхні радіатора $\epsilon_p=0,9$.

У зв'язку з тим, що поверхня стін значно більша за поверхню радіатора $F_{\text{пр}} \gg F_{\text{рт}}$ впливом ступеня чорноти більшої поверхні нехтуємо і приблизно приймаємо, $\epsilon_{\text{пр}} \approx \epsilon_{\text{р}}$.

Густину променистого теплового потоку, який надходить з поверхні радіатора на внутрішні поверхні приміщення визначаємо за формулою:

$$E_{F_{\text{рт}}-F_{\text{пр}}} = C_0 \cdot \epsilon_1 \left[\left(\frac{T_{\text{рт}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T'_{\text{пр}}}{100} \right)^4 \right] = 5,7 \cdot 0,9 \left[\left(\frac{363}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right] = 513 \text{ Вт/м}^2.$$

Коефіцієнт променистого теплообміну радіатора визначаємо за формулою:

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{E_{F_{\text{рт}}-F_{\text{пр}}}}{t_{\text{рт}} - t_{\text{пр}}} = \frac{513}{90 - 20} = 7,32 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Приклад. Визначити втрату теплоти випромінюванням 1 пог.м трубчастого випромінювача, зовнішній діаметр якого $d_1=0,3$ м, коефіцієнт поглинання $A_1=0,9$, температура стінки $t_{\text{ст}}=450^\circ\text{C}$, температура навколишнього середовища $t_{\text{н}}=50^\circ\text{C}$.

При випромінюванні у необмежений простір густину променистого теплового потоку трубчастого випромінювача визначаємо за формулою:

$$E_{\text{вн}} = A_1 \cdot C_0 \cdot \pi d_1 \left[\left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{н}}}{100} \right)^4 \right] = 0,9 \cdot 5,7 \cdot 3,14 \cdot 0,3 \left[\left(\frac{723}{100} \right)^4 - \left(\frac{323}{100} \right)^4 \right] = 12678 \text{ Вт/м}^2.$$

Приклад. Визначити (формульно) променистий теплообмін між випромінювачем у формі кулі з поверхнею F_1 і внутрішніми поверхнями приміщення F_2 .

Зазначений теплообмін розглядаємо як теплообмін двох сірих тіл, одне з яких розміщено у другому.

Згідно додатку 1 для даної системи маємо:

$$\Phi_{F_2-F_1} = 1;$$

$$\Phi_{F_2-F_1} = \frac{F_1}{F_2}.$$

Приведений ступінь чорноти замкнутої системи визначаємо за формулою:

$$\epsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}.$$

Променистий тепловий потік з поверхні випромінювача на поверхню внутрішніх огорожень приміщення визначаємо за формулою:

$$Q_{F_1-F_2} = \frac{5,7}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт.}$$

У разі $F_2 \gg F_1$, $\epsilon_{\text{пр}} \approx \epsilon_1$.

Приклад. Визначити теплові втрати випромінюванням з одиниці поверхні випромінювача за умови, коли поверхня випромінювача обладнана захисним екраном з коефіцієнтом поглинання теплового випромінювання $A_2=0,3$. Температура поверхні випромінювача $t_1=300^\circ\text{C}$, коефіцієнт поглинання поверхні випромінювача $A_1=0,8$. Температура навколишнього середовища $t_2=20^\circ\text{C}$.

Густину теплового променистого потоку, який надходить з поверхні випромінювача у навколишнє середовище (без екрану) визначаємо за формулою:

$$E = A_1 \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 0,8 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{573}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right] = 4555 \text{ Вт/м}^2.$$

Записуємо рівняння балансу теплової енергії для системи: поверхня випромінювача – екран – навколишнє середовище:

$$\frac{1}{\frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} - 1} C_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 \right] = A_2 \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_e}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right].$$

Підставимо у зазначене рівняння вихідні дані:

$$\frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,3} - 1} \cdot 5,7 \left[\left(\frac{573}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 \right] = 0,3 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{T_e}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right].$$

За останнім співвідношенням маємо:

$$\left(\frac{T_e}{100}\right)^4 = 558.$$

Теплові втрати випромінюванням у навколишнє середовище випромінювача при наявності екрану складають:

$$E = A_2 \cdot C_0 \cdot \left[\left(\frac{T_e}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] = 0,3 \cdot 5,7 \left[558 - \left(\frac{293}{100}\right)^4\right] = 822 \text{ Вт/м}^2.$$

Контрольні запитання

1. З яких елементів складається система радіаційного газового опалення?
2. Як працює інфрачервоний газовий світлий випромінювач?
3. Галузі найбільш ефективного застосування газових систем радіаційного опалення?
4. При якій температурі працюють інфрачервоні газові світлі випромінювачі?
5. За яким співвідношенням визначається радіаційна температура при радіаційному опаленні відкритих робочих місць?
6. Як визначається радіаційний ККД газового інфрачервоного світлого випромінювача?
7. Як визначається аналітично величина опромінювання горизонтальної поверхні при розміщенні газового світлого інфрачервоного випромінювача на певній відстані від цієї поверхні?
8. Як визначається встановлена теплова потужність системи радіаційного газового опалення?
9. Які конструктивні різновиди випромінювачів застосовуються в системах радіаційного опалення з пароводяними теплоносіями?
10. Яка тепловіддача випромінюванням ребристого стрічкового випромінювача, що працює на перегрітій воді з температурою до 180 °С?
11. Який принцип дії випромінювача з випарно-конденсаційним циклом теплоперенесення?

12. До якої температури нагріваються масляні теплоносії без надлишкового тиску в системах радіаційного опалення?
13. Який температурний режим нагрівників з випарно-конденсаційним циклом теплоперенесення?
14. З яких елементів складається система газоповітряного радіаційного опалення?
15. Як визначити встановлену теплову потужність газоповітряної системи радіаційного опалення?
16. З яких елементів складається система радіаційного електричного опалення?
17. Який принцип дії трубчастого електричного нагрівника (ТЕНа)?
18. Як визначити встановлену теплову потужність електричної системи радіаційного опалення?
19. Як перебудувати систему радіаційного опалення для роботи в режимі радіаційного охолодження?
20. Якими співвідношеннями характеризуються внутрішні теплові умови приміщення при радіаційному охолодженні?
21. Як визначається холодопродуктивність системи радіаційного охолодження?

Розділ 5. Особливості теплового режиму приміщення при радіаційному опаленні

5.1. Інструментальні дослідження параметрів теплового режиму приміщення

Інструментальні дослідження параметрів теплового режиму приміщення при радіаційному опаленні включають визначення великої кількості різних за фізичною сутністю параметрів.

Розглянемо інструментальне забезпечення таких досліджень, не висвітлюючи методик їх проведення, які приведені у технічній літературі.

- **Температура повітря у приміщенні**

Разові заміри температури повітря у приміщенні виконують за допомогою рідинних термометрів та психрометрів типу психрометра Асмана. Для визначення динамічної зміни температури використовують термографи. У разі вимірів температури рідинними термометрами їх необхідно розміщувати у спеціальних футлярах, які захищають термометр від випромінювання. Футляри екранують з внутрішньої сторони тонким листовим азбестом, або іншим, подібним за якостями матеріалом. Термографи також підлягають екрануванню від дії випромінювання алюмінієвою фольгою.

- **Температура огорожень приміщення**

Заміри температури внутрішніх та зовнішніх поверхонь огорожень приміщення здійснюють за допомогою термопар та електричних термометрів опору.

Схема для вимірів температури поверхонь за допомогою термопар включає наступні елементи: термопари (хромель-копель, хромель-алюмель, платинородій-платина та інші), компенсаційний провід, коробку холодних спаїв, компенсаційну коробку, з'єднувальний провід, підгінні котушки, мілівольтметр.

Електричні термометри опору працюють сумісно з вимірювальним мостом або логометром.

- **Температура випромінюючих поверхонь приладів радіаційного опалення**

Температуру випромінюючих поверхонь світлих і темних випромінювачів можна вимірювати оптичними пірометрами, які не

потребують безпосереднього контакту чутливого елемента з об'єктом вимірів.

В таблиці 5.1 приведені практичні границі застосування різних груп приладів для вимірів температури.

Таблиця 5.1

Границі застосування приладів для вимірів температури

Назва приладу	Границі вимірів, °С
Термометри:	
– розширення:	
• технічний ртутний	-25 – +500
• рідинний	-200 – +65
• манометричний	-60 – +300
– опору:	
• платиновий	-200 – +650
• мідний	-50 – +180
Термопари:	
• платинородій-платинородій	+300 – +1600
• платинородій-платина	-20 – +1300
• хромель-алюмель	-50 – +1000
• хромель-копель	-50 – +600
Пірометри випромінювання:	
• оптичний	+800 – +6000
• фотоелектричний	+600 – +2000
• радіаційний	+20 – +3000

• **Температура приміщення**

Температура приміщення є комплексним показником мікрокліматичного стану приміщення. Інструментальне визначення температури приміщення здійснюють за допомогою кульового термометра системи Вернон-Йокл, розробленого і запатентованого спеціалістами колишньої Чехословаччини.

Основною частиною кульового термометра є тонка металева порожниста куля з розміщеним у її порожнині термометром. Зовнішня поверхня кулі покрита шаром пінополіуретану. У нижній частині кулі передбачено фланець з різьбою для закріплення кулі на фотографічному штативі.

Величина температури, за кульовим термометром є радіаційно-конвективною температурою, що об'єктивно характеризує вплив на комфортні якості теплового середовища приміщення температури повітря і температури тепловипромінюючих поверхонь у приміщенні.

Діапазон вимірів приладу:

-30 – +50 °С (градування через 1°С)

±0 – +50 °С (градування через 0,5°С)

±0 – +100 °С (градування через 0,5°С)

- **Радіаційна температура у приміщенні**

Радіаційну температуру у приміщенні визначають аналітично за інструментальними замірами температури приміщення кульовим термометром і швидкості повітря кататермометром або крильчатим анемометром. Величину радіаційної температури приміщення визначають при цьому за формулою:

$$\left[\frac{T_R}{100} \right]^4 = \left[\frac{T_{\Pi}}{100} \right]^4 + 2,77\sqrt{\omega} (t_{\Pi} - t_{\PiВ}),$$

де T_{Π} , t_{Π} – температура кульового термометра, °С; T_R – радіаційна температура приміщення, °К; ω – швидкість повітря у приміщенні, м/с; $t_{\PiВ}$ – температура повітря у приміщенні, °С.

- **Відносна вологість повітря**

Відносну вологість повітря інструментально визначають за допомогою психрометра, типу психрометр Асмана.

- **Поле променистої енергії у приміщенні**

Головним параметром, що характеризує поле променистої енергії у приміщенні є величина опромінювання відносно будь якої точки або поверхні у приміщенні.

Величину опромінювання (Вт/м²) визначають за допомогою півсферичного радіометра, який є неселективним приймачем теплового випромінювання термоелектричного типу. Чутливим елементом приладу є термобатарея з манганинових та константових стрічок, спаяних послідовно. На виводах термобатареї виникає електрорушійна сила, величина якої пропорційна теплообміну випромінюванням. Радіометр працює в комплекті з потенціометром.

- **Рівень іонізації повітря у приміщенні**

Рівень іонізації повітря у приміщенні інструментально визначають за допомогою іонометра з подальшим перерахунком показників іонометра у кількість легких і важких від'ємних і позитивних іонів у одному кубічному сантиметрі повітря приміщення.

- **Концентрація викидів у відхідних газах світлих інфрачервоних випромінювачів**

Концентрацію викидів у відхідних газах світлих інфрачервоних випромінювачів (CO%, CO₂%, O₂%, NO%, NO₂%) інструментально визначають за показниками переносного газоаналізатора, наприклад Testo 300 M-1, який надає друковану та візуальну інформацію по вмісту кожного з компонентів викидів.

5.2. Результати натурних досліджень теплового режиму приміщень в будівлях з радіаційним опаленням

Головним виробником систем радіаційного опалення в Україні є ЗАТ “Краматорський завод Теплоприлад”. Системи радіаційного опалення цього виробника з використанням газових інфрачервоних світлих випромінювачів успішно працюють в Краматорську на підприємствах “Складмаш”, “Астон”, НКМЗ; в м. Дружківка на Харцизькому канатному заводі; в м. Донецьку на заводі високовольтних опор; в м. Харцизьку на трубному заводі; в м. Дніпропетровську на Нижнєдніпровському трубопрокатному заводі та вагоноремонтно-будівельному заводі; в м. Новомосковську на трубопрокатному заводі.

Натурні дослідження теплового режиму приміщень з радіаційним опаленням проводились у різних країнах на об'єктах промислового призначення, а також у громадських, торгівельних, спортивних та інших будівлях.

Комплекс складальних цехів бази по ремонту засобів залізничного транспорту (Угорщина)

Комплекс включає два складальних цехи висотою 10 і 14 м і моторний цех висотою 14 м. Приміщення опалюються системою радіаційного опалення з панелями стрічкового типу. Ширина панелей 750 мм, довжина панелей 2, 4, 5 і 6 м, теплоізоляція панелей – мати із скловати товщиною 30 мм з толевим покриттям. Панелі нагріваються

насиченою парою (0,4 МПа). Результати натурних досліджень теплового режиму приміщень характеризуються наступним чином:

- різниця температур повітря в робочій зоні і під покриттям приміщень складає 1–3 °С. Коливання температури повітря в робочій зоні у межах 3 °С, розподіл температури під покриттям приміщення – рівномірний.

Канатний цех кабельного комбінату (Угорщина)

Приміщення цеху має комбіноване опалення: у головному прогоні радіаційне, а у бокових регістрами з труб. Стрічкові панелі радіаційного опалення розміром 2800x1600 мм і скловатною теплоізоляцією товщиною 50 мм. Теплоносій для панелей – гаряча вода, що нагрівається за допомогою теплообмінників, які підключені до мережі ТЕЦ.

Результати натурних досліджень: при висоті приміщень 9 м різниця температури у робочій зоні і під покриттям – 4–5 °С. Більш високий перепад температури повітря у робочій і верхній зоні приміщення досягається за рахунок змішаної системи опалення.

Приміщення учбової майстерні (Угорщина)

Майстерня складається з декількох приміщень павільйонного типу. Перекриття приміщень залізобетонне з коефіцієнтом теплопередачі 1,6 Вт/(м²·°С). Стрічкові панелі радіаційного опалення розміром 1800x1800 мм з теплоізоляцією із скловати товщиною 30 мм. Панелі обігріваються парою (0,02 МПа). Висота приміщень майстерні –7,5 м.

Результати натурних досліджень: перепад температури повітря у робочій зоні приміщень і під покриттям – 1–3 °С, температура повітря робочої зони 10 – 15 °С при температурі зовнішнього повітря -15 – -18 °С. При відключенні опалення на 40 годин температура у приміщеннях не опускалася нижче за 7 °С, що свідчить про значну теплоаккумуляційну здатність будівельних конструкцій приміщення, особливо підлоги. Температура повітря безпосередньо під стрічковими панелями на 4 °С більш висока у порівнянні з температурою повітря у робочій зоні.

Моторний цех металургійного комбінату (Угорщина)

Моторний цех металургійного комбінату має розміри 81x38x14 м. Цех обігрівається системою радіаційного опалення з газовими інфрачервоними (світлими) випромінювачами. Всього змонтовано 128

випромінювачів на природному газі. Теплова потужність кожного випромінювача 2900 Вт. Випромінювачі розміщені у приміщенні на висоті 3 м, працюють з робочим тиском газу 5,5 Па. Продукти згорання газу від випромінювачів надходять безпосередньо у приміщення цеху і відводяться із приміщення через зенітні ліхтарі.

Результати натурних досліджень: температура повітря у робочій зоні цеху 18,5 °С, у верхній під покриттям – 24 °С, розподіл температури повітря по вертикалі біля зовнішніх стін приміщення 22 – 25 °С.

Котельно-будівельний комбінат (м. Електросталь, Росія)

Цех комбінату має площу 11200 м², вентиляція цеху природна, кратність повітрообміну ≈ 1 /год. Цех обігрівается системою радіаційного опалення з автономними газовими теплогенераторами у вигляді трубних випромінювачів з екранами. Система включає 6 теплогенераторів фірми “Kübler” (ФРН) загальною тепловою потужністю 3 МВт.

Результати натурних досліджень: при зовнішній температурі – 4 °С температура повітря у приміщенні 12,1 °С, підлоги – 15,8 °С, температура приміщення 15,7 °С; при зовнішній температурі – 8 °С, відповідно 11,8; 16,3 і 17,3 °С. Різниця температур повітря у робочій зоні і під покриттям приміщення $\approx 4,5$ °С. Тепловіддача теплогенераторів у нижню зону приміщення випромінюванням приблизно 63 % загальної теплової потужності теплогенераторів.

Механічний цех промислового підприємства

На кафедрі теплотехніки КНУБА проведено дослідження на моделях теплового і радіаційного режимів механічного цеху промислового підприємства. Розміри цеху 50x15x14 м, об'єм 10500 м³. Теплозахисні якості приміщення цеху: коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, вікон, покриття, підлоги відповідно 1,6; 4,65; 1,16; 0,25 Вт/(м²·°С). Приміщення цеху має припливну механічну вентиляцію. Цех обігрівается системою радіаційного опалення з стрічковими панельними випромінювачами, які працюють на воді з температурою 150-70 °С.

Результати досліджень температур повітря і радіаційних температур у приміщенні при значеннях опромінювання у робочій зоні 410 – 420 Вт/м² приведені у таблицях 5.1, 5.2.

Таблиця 5.1

Температури повітря в робочій зоні приміщення при
радіаційному опаленні ($v = 0,2$ м/с, $\phi = 60$ %, $E = 410 - 420$ Вт/м²)
по горизонталі

$t_3, ^\circ\text{C}$	Середні значення $t_{\text{пв}}, ^\circ\text{C}$ на рівні 1,5 м				
	біля зовнішніх стіл	в центрі	біля внутрішніх стіл	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	
				3-2	4-2
1	2	3	4	5	6
-10 – -15 °C	16,8	17,2	17,6	0,4	0,8
	19,2	19,6	20,0	0,4	0,8
	17,1	17,5	17,9	0,4	0,8
	17,3	18,1	18,4	0,8	1,1
	16,4	16,7	17,1	0,3	0,7
	16,9	17,0	17,9	0,1	1,0
	17,2	17,6	18,0	0,4	0,8
	16,4	16,6	17,0	0,2	0,6
	15,9	16,2	17,1	0,3	1,2
	16,2	16,3	16,9	0,1	0,7
	18,0	18,9	19,0	0,3	0,1
	17,9	18,6	18,9	0,3	0,3
Середні значення	17,1	17,38	17,97	0,28	0,67

по вертикалі

$t_3, ^\circ\text{C}$	Середні значення $t_{\text{пв}}, ^\circ\text{C}$									
	біля зовнішніх стін			В центрі			біля внутрішніх стін			
	0,1 м	1,5 м	Δt 3-2	0,1 м	1,5 м	Δt 6-5	0,1 м	1,5 м	Δt 9-8	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
-10 – -15 °C	16,4	16,9	0,5	16,3	17,4	1,1	17,3	17,8	0,5	
	17,1	18,6	1,5	17,4	19,6	2,2	19,2	20,1	0,9	
	16,3	17,1	0,8	16,2	17,5	1,3	17,6	17,9	0,3	
	16,4	17,8	1,4	17,6	18,1	0,5	17,7	19,0	1,3	
	14,6	16,4	1,8	16,5	18,7	2,2	17,0	18,0	1,0	
	14,3	15,9	1,6	15,3	16,6	1,3	17,1	17,9	0,8	
	14,1	16,1	2,0	16,4	17,6	1,2	19,0	19,2	0,2	
	13,9	16,1	2,2	15,4	17,1	1,7	17,8	18,1	0,3	
	14,7	15,9	1,2	15,2	16,9	1,7	17,6	18,0	0,4	
	13,7	14,9	1,2	15,1	16,8	1,7	17,5	18,2	0,7	
	16,0	17,0	1,0	16,2	17,4	1,2	17,1	17,6	0,5	
	17,8	18,2	0,4	17,2	19,1	1,9	19,0	20,0	1,0	
	Середні значення	15,4	16,7	1,3	16,2	18,5	2,3	17,5	18,2	0,7

Таблиця 5.2

Радіаційні температури в робочій зоні приміщення при
радіаційному опаленні ($v = 0,2$ м/с, $\varphi = 60$ %, $E = 410 - 420$ Вт/м²)
по горизонталі

$t_3, ^\circ\text{C}$	Середні значення $t_R, ^\circ\text{C}$ на рівні 1,5 м			$\Delta t_R, ^\circ\text{C}$	
	біля зовнішніх стін	в центрі	біля внутрішніх стін	3-2	4-2
1	2	3	4	5	6
-10 – -15 °C	19,0	19,8	20,4	+0,8	+1,4
	18,6	20,1	21,0	+1,5	+2,4
	18,5	19,6	21,4	+1,1	+2,9
	19,9	21,5	22,0	+1,6	+2,1
	19,6	18,3	21,0	-1,3	+1,4
	19,2	20,1	19,8	+0,9	+0,6
	18,5	19,0	22,0	+0,5	+3,5
	19,7	22,0	21,0	+2,3	+1,3
	20,2	20,4	19,5	+0,2	-0,7
	20,1	22,0	21,0	+1,9	+0,9
	19,3	18,9	20,5	-0,4	+1,2
	20,4	21,3	22,4	+0,9	+2,0
Середні значення	19,3	20,1	21,0	0,8	1,6

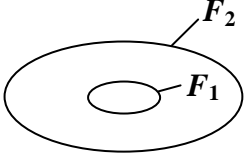
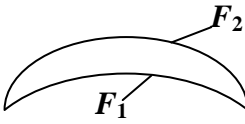
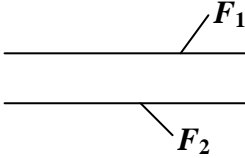
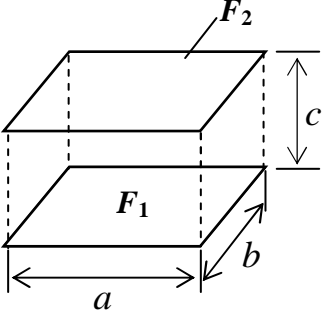
по вертикалі

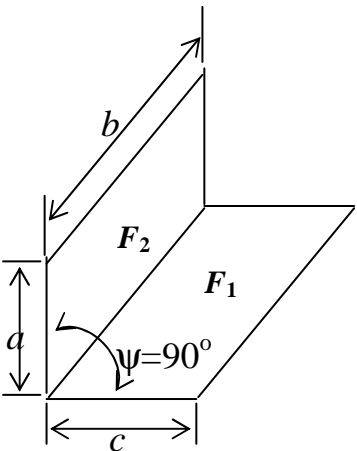
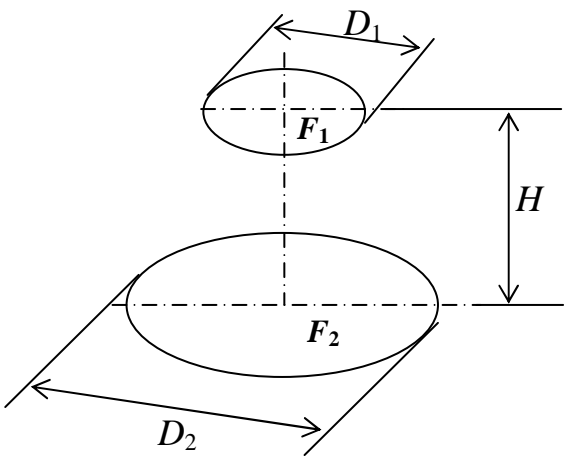
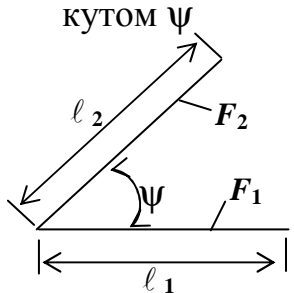
$t_3, ^\circ\text{C}$	Середні значення $t_R, ^\circ\text{C}$								
	біля зовнішніх стін			в центрі			біля внутрішніх стін		
	0,1 м	1,5 м	$\Delta t, ^\circ\text{C}$ 3-2	0,1 м	1,5 м	$\Delta t, ^\circ\text{C}$ 6-5	0,1 м	1,5 м	$\Delta t_R, ^\circ\text{C}$ 9-8
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
-10 – -15 °C	20,0	19,3	-0,7	20,1	21,7	+1,6	19,8	22,3	+2,5
	19,1	17,3	-1,8	18,7	20,6	+1,9	20,4	23,1	+2,7
	20,1	19,1	-1,0	20,2	20,6	+0,4	21,0	22,4	+1,4
	20,0	18,2	-1,8	18,5	21,8	+3,4	19,9	21,8	+1,9
	22,2	20,0	-2,0	19,8	22,0	+2,2	20,6	22,6	+2,0
	22,5	20,6	-1,9	21,3	23,0	+1,7	21,8	23,2	+1,4
	22,8	20,3	-2,5	20,0	21,5	+1,5	21,0	23,4	+2,4
	23,0	20,3	-2,7	21,2	22,1	+0,9	22,1	23,6	+1,5
	22,0	20,6	-1,4	20,4	22,3	+0,9	21,0	21,9	+0,9
	23,3	21,8	-1,5	21,5	22,5	+1,0	20,5	21,6	+1,1
	20,4	19,2	-1,2	20,2	21,8	+1,6	20,8	21,8	+1,0
	18,2	17,8	-0,4	19,0	21,6	+2,6	19,6	22,0	+2,4
Середні значення	21,2	19,7	-1,5	20,8	22,6	+1,8	21,0	22,5	+1,5

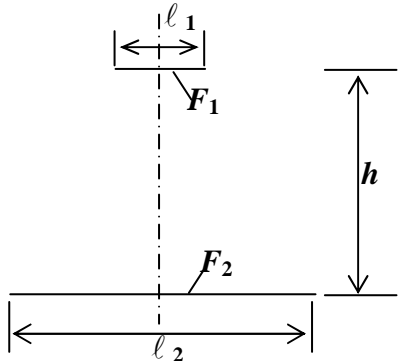
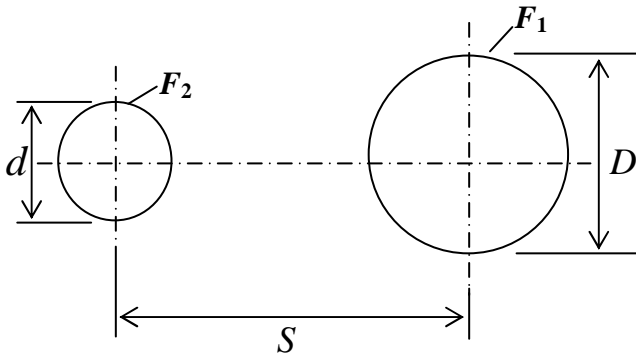
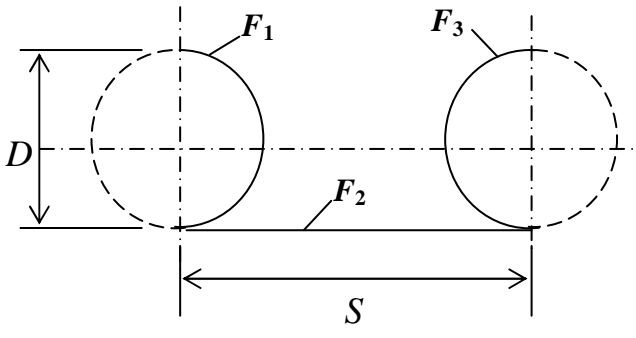
Контрольні запитання

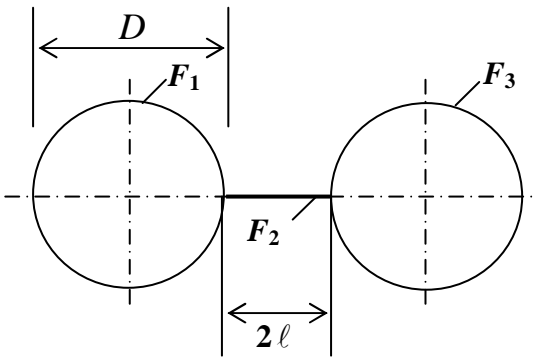
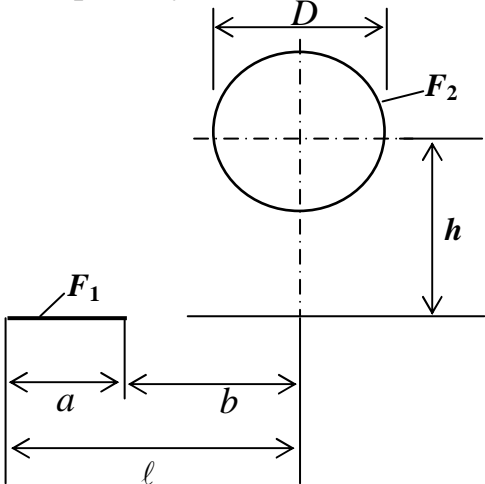
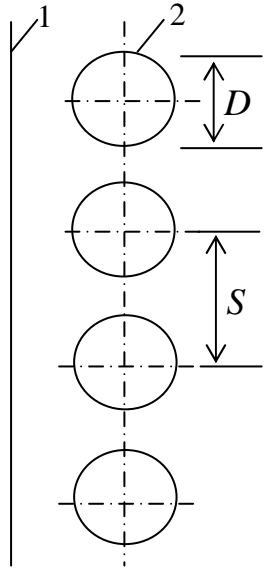
1. Якими приладами вимірюють температуру повітря, поверхонь огороження і випромінювачів систем радіаційного опалення?
2. Як інструментально визначають радіаційну температуру у приміщенні і температуру приміщення?
3. Яким приладом визначають величину опромінювання поверхні у приміщенні при радіаційному опаленні?
4. Якими приладами визначають концентрацію викидів у відхідних газах світлих газових інфрачервоних випромінювачів?

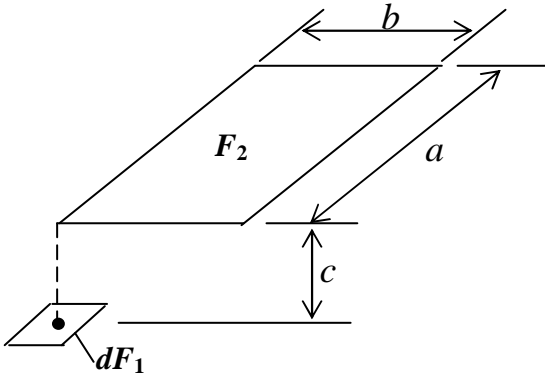
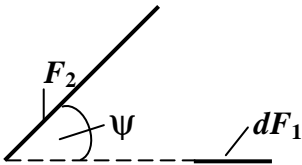
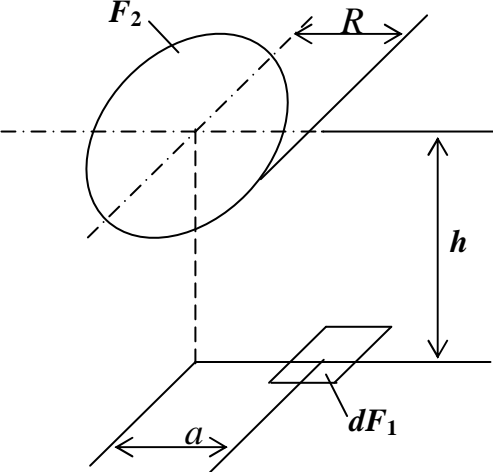
Кутові коефіцієнти для деяких систем поверхонь

Схеми поверхонь	Кутові коефіцієнти
<p style="text-align: center;">1</p> <p>Одне тіло усередині другого</p>  <p>Замкнута система поверхонь</p>  <p>Дві паралельні поверхні великих розмірів</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> $\left. \begin{aligned} \varphi_{F_1-F_2} = 1 \ ; \ \varphi_{F_2-F_1} = \frac{F_1}{F_2}; \end{aligned} \right\}$ $\varphi_{F_1-F_2} = \varphi_{F_2-F_1} = 1 \ .$
<p>Два паралельних прямокутники</p> 	$x = b/c \ , \ y = a/c$ $\varphi_{F_1-F_2} = \frac{2}{\pi xy} \left[\frac{1}{2} \ln \frac{(1+x^2)(1+y^2)}{1+x^2+y^2} + \right.$ $+ y\sqrt{1+x^2} \operatorname{arctg} \frac{y}{\sqrt{1+x^2}} +$ $+ x\sqrt{1+y^2} \times \operatorname{arctg} \frac{x}{\sqrt{1+y^2}} -$ $\left. - y \operatorname{arctg} y - x \operatorname{arctg} x \right] \ .$

1	2
<p>Два прямокутники під кутом 90°</p> 	$x = c/b, \quad y = a/b$ $\Phi_{F_1-F_2} = \frac{1}{\pi x} \left[x \operatorname{arctg} \frac{1}{x} + y \operatorname{arctg} \frac{1}{y} - \right.$ $-\sqrt{x^2 + y^2} \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{x^2 + y^2}} +$ $+ \frac{1}{4} \ln \frac{(1+x^2)(1+y^2)}{1+x^2+y^2} + \frac{x^2}{4} \times$ $\times \ln \frac{x^2(1+x^2+y^2)}{(1+x^2)(x^2+y^2)} +$ $\left. + \frac{y^2}{4} \ln \frac{y^2(1+x^2+y^2)}{(1+y^2)(x^2+y^2)} \right].$
<p>Два паралельних круги</p> 	$x = D_2/D_1; \quad y = H/D_1$ $\Phi_{F_1-F_2} = \left[\sqrt{\frac{1}{4}(x+1)^2 + y^2} - \right.$ $\left. - \sqrt{\frac{1}{4}(x-1)^2 + y^2} \right]^2.$ <p>При $x=1$; $\Phi_{F_1-F_2} = \left(\sqrt{1+y^2} - y \right)^2.$</p>
<p>Дві нескінченно довгі пластини під кутом ψ</p> 	$\Phi_{F_1-F_2} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{l_2}{l_1} - \right.$ $\left. - \sqrt{\left(\frac{l_2}{l_1} \sin \psi \right)^2 + \left(1 - \frac{l_2}{l_1} \cos \psi \right)^2} \right].$

1	2
<p>Дві нескінченно довгі паралельні пластини</p> 	$\varphi_{F_1-F_2} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{l_2}{l_1} + 1 \right)^2 + \left(\frac{h}{l_1} \right)^2} - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{l_2}{l_1} - 1 \right)^2 + \left(\frac{h}{l_1} \right)^2}.$
<p>Два паралельних нескінченно довгих циліндри</p> 	$\varphi_{F_1-F_2} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{1+y}{2} \arcsin \frac{1+y}{2x} - \frac{y-1}{2} \arcsin \frac{y-1}{2x} + \sqrt{x^2 - \left(\frac{1+y}{2} \right)^2} - \sqrt{x^2 - \left(\frac{y-1}{2} \right)^2} \right];$ <p>$x = S/D; y = d/D.$</p>
<p>Два паралельних півциліндра одного діаметра і дотична площина</p> 	$\varphi_{F_1-F_2} = \frac{1}{2} - \frac{1}{\pi} \left[\arcsin \frac{1}{x} + \sqrt{x^2 - 1} - x \right];$ $\varphi_{F_1-F_3} = \frac{2}{\pi} \left[\arcsin \frac{1}{x} + \sqrt{x^2 - 1} - x \right];$ <p>$x = S/D.$</p>

1	2
<p>Два нескінченно довгих циліндра одного діаметра і перемичка</p> 	$\varphi_{F_1-F_2} = \frac{2x}{\pi} \left[1 - \sqrt{1 + \frac{1}{x}} + \frac{1}{2x} \operatorname{arctg} \sqrt{4x(1+x)} \right];$ $\varphi_{F_1-F_3} = 1 - \frac{2}{\pi} - 2\psi_{1,2};$ $x = 2l/D.$
<p>Нескінченно довгий циліндр і прямокутна пластина</p> 	$\varphi_{F_1-F_2} = \frac{D}{2a} \left(\operatorname{arctg} \frac{\ell}{h} - \operatorname{arctg} \frac{b}{h} \right).$
<p>Необмежена поверхня і ряд труб у паралельній площині</p> 	$\varphi_{F_1-F_2} = 1 - \sqrt{\left(1 - \frac{D}{S}\right)^2} + \frac{D}{S} \operatorname{arctg} \sqrt{\left(\frac{S}{D}\right)^2 - 1};$ $\varphi_{F_2-F_1} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{S}{D} - \sqrt{\left(\frac{S}{D}\right)^2 - 1} + \operatorname{arctg} \sqrt{\left(\frac{S}{D}\right)^2 - 1} \right].$

1	2
<p>Елементарна площадка і прямокутна пластина, розташовані паралельно</p> 	$\Phi_{dF_1-F_2} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{x}{\sqrt{1+x^2}} \operatorname{arctg} \frac{y}{\sqrt{1+x^2}} + \frac{y}{\sqrt{1+y^2}} \operatorname{arctg} \frac{x}{\sqrt{1+y^2}} \right];$ $x = a/c, \quad y = b/c.$
<p>Нескінченно довга елементарна поверхня і площина, що створюють плоскопаралельну систему</p> 	$\Phi_{dF_1-F_2} = \frac{1}{2} (1 + \cos \psi).$
<p>Елементарна площадка і плоский диск, розташовані паралельно</p> 	$\Phi_{dF_1-F_2} = \frac{1}{2} \left[1 - \frac{h^2 + a^2 - R^2}{(h^2 + a^2 + R^2) - 4a^2 R^2} \right].$

Залежність випромінюваної питомої потужності Q_T і λ_{\max} від температури для абсолютно чорного тіла

$T, ^\circ\text{K}$	$t, ^\circ\text{C}$	$Q_T \text{ Вт/см}^2$	$Q_T \text{ Вт/м}^2$	$\lambda_{\max}, \text{мкм}$
100	-173	$5,680 \cdot 10^{-4}$	$4,880 \cdot 10^0$	28,96
200	-73	$9,088 \cdot 10^{-3}$	$9,057 \cdot 10^1$	14,48
300	27	$4,601 \cdot 10^{-2}$	$4,585 \cdot 10^2$	9,655
350	77	$8,524 \cdot 10^{-2}$	$8,575 \cdot 10^2$	8,274
400	127	$1,454 \cdot 10^{-1}$	$1,448 \cdot 10^3$	7,270
450	177	$2,329 \cdot 10^{-1}$	$2,321 \cdot 10^3$	6,436
500	227	$3,550 \cdot 10^{-1}$	$3,538 \cdot 10^3$	5,792
550	277	$5,198 \cdot 10^{-1}$	$5,520 \cdot 10^3$	5,255
600	327	$7,361 \cdot 10^{-1}$	$7,838 \cdot 10^3$	4,748
650	377	$1,014 \cdot 10^0$	$1,011 \cdot 10^4$	4,455
700	427	$1,364 \cdot 10^0$	$1,359 \cdot 10^4$	4,137
750	477	$1,797 \cdot 10^0$	$1,791 \cdot 10^4$	3,861
800	527	$2,327 \cdot 10^0$	$2,138 \cdot 10^4$	3,620
850	577	$2,965 \cdot 10^0$	$2,954 \cdot 10^4$	3,407
900	627	$3,727 \cdot 10^0$	$3,714 \cdot 10^4$	3,218
950	677	$4,626 \cdot 10^0$	$4,611 \cdot 10^4$	3,048
1000	727	$5,680 \cdot 10^0$	$5,670 \cdot 10^4$	2,896
1050	717	$6,904 \cdot 10^0$	$6,881 \cdot 10^4$	2,758
1100	827	$8,316 \cdot 10^0$	$8,288 \cdot 10^4$	2,633
1150	877	$9,934 \cdot 10^0$	$9,900 \cdot 10^4$	2,516
1200	927	$1,178 \cdot 10^1$	$1,173 \cdot 10^5$	2,413
1250	977	$1,387 \cdot 10^1$	$1,381 \cdot 10^5$	2,317
1300	1027	$1,622 \cdot 10^1$	$1,617 \cdot 10^5$	2,227
1350	1077	$1,887 \cdot 10^1$	$1,880 \cdot 10^5$	2,145
1400	1127	$2,182 \cdot 10^1$	$2,175 \cdot 10^5$	2,067
1450	1177	$2,511 \cdot 10^1$	$2,502 \cdot 10^5$	1,997
1500	1227	$2,876 \cdot 10^1$	$2,866 \cdot 10^5$	1,931

Тепловиділення людини (чоловіка) при фізичних навантаженнях і температурі повітря у приміщенні

Різновид теплоти	Тепловиділення 1 людини, Вт при температурі повітря у приміщенні, °С					
	10	15	20	25	30	35
В стані спокою						
Явне	139	116	87	58	40	12
Приховане	23	29	29	35	52	81
Повне	162	145	116	93	92	93
При легкій роботі						
Явне	150	122	99	67	41	6
Приховане	29	35	52	81	104	139
Повне	179	157	151	148	145	145
При роботі середньої важкості						
Явне	163	133	104	70	46	1
Приховане	52	75	99	128	154	191
Повне	215	218	203	198	200	192
При важкій роботі						
Явне	197	163	128	93	52	12
Приховане	93	128	163	197	239	279
Повне	290	291	291	290	291	291

Примітка:

- явне тепловиділення людини складається з тепловиділення конвекцією і випромінюванням;
- тепловиділення жінок складає 85%, дітей 75% від величин, наведених у таблиці.

Ступінь чорноти повного нормального випромінювання для різних матеріалів

Матеріал	$t, ^\circ\text{C}$	$\epsilon_{\text{п}}$
Алюміній полірований	50-500	0,04-0,06
Алюміній не полірований	20-50	0,06-0,07
Алюміній окислений	50-500	0,2-0,3
Бронза полірована	50	0,1
Вольфрам	200	0,05
Вольфрам	1500-2200	0,24-0,31
Графіт	0-3600	0,3-0,8
Латунь полірована	200	0,03
Латунь листова	20	0,06
Латунь окислена	200-600	0,59-0,61
Мідь полірована	50-100	0,02
Мідь окислена	50	0,6-0,3
Мідь окислена	500	0,88
Молібден	600-1000	0,08-0,13
Молібден	1500-2200	0,19-0,26
Нікель окислений	200-600	0,37-0,48
Ніхромовий провід чистий	50	0,65
Ніхромовий провід чистий	500-1000	0,71-0,79
Ніхромовий провід окислений	50-500	0,95-0,98
Сталь листова шліфувана	950-1100	0,55-0,61
Сталевий прокат	50	0,56
Сталева шорстка поверхня	50	0,95-0,98
Сталь окислена	50	0,88
Сталь легована	500	0,35
Хром полірований	50	0,1
Цинк полірований	200-300	0,04-0,05
Азбестовий картон	20	0,96
Гіпс	20	0,8-0,9
Лак чорний матовий	40-100	0,96-0,98
Лак білий	40-100	0,8-0,95
Гума тверда	20	0,95
Гума м'яка	20	0,86
Сажа лампова	200-400	0,96
Скло	20-100	0,94-0,91
Скло	1100-1500	0,3-0,67
Фарфор глазурований	20	0,92
Чавун окислений	600	0,78
Силікатна цегла	1230	0,66
Штукатурка	50	0,91

Додаток 5

Коефіцієнти поглинання сонячної радіації для деяких матеріалів

Матеріал	ρ
Алюміній	0,5
Азбестові листи	0,65
Асфальтобетон	0,9
Бетони	0,7
Дерево не пофарбоване	0,6
Цегла червона	0,7
Цегла силікатна	0,6
Оздоблювальний білий камінь	0,45
Оздоблення поверхонь силікатне темно-сіре	0,7
Оздоблення вапняне біле	0,3
Плитка керамічна оздоблювальна	0,6
Плитка оздоблювальна біла	0,45
Руберойд	0,9
Листова сталь, пофарбована білою фарбою	0,45
Листова сталь, пофарбована червоною фарбою	0,8
Сталь, покривельна оцинкована	0,65
Штукатурка цементна	0,3-0,6
Штукатурка вапняна	0,3

Додаток 6

Критична густина опромінення $q_{кр}$ для деяких матеріалів

Матеріал	$q_{кр.}$, ккал/м ² ·год
Торф кусковий	8400
Деревина соснова	11000
Торф брикетний	11400
Деревина соснова, пофарбована масляною фарбою	15000
Картон сірий	9300
Склопластик поліефірний	13200
Гетинакс	13200
Бавовна –волокно	6420
Пергамін	15400

Питомі теплові характеристики промислових будівель

Найменування будівель	Об'єм будівлі, V , тис. m^3	Питомі теплові характеристики, $Вт/m^3 \cdot ^\circ C$	
		на опалення, $q_{оп}$	на вентиляцію, q_v
1	2	3	4
Чавуноливарні цехи	10-15	0,35-0,29	1,28-1,16
	50-100	0,29-0,26	1,16-1,05
	100-150	0,26-0,21	1,05-0,93
Мідноливарні цехи	5-10	0,47-0,41	2,91-2,33
	10-20	0,41-0,29	2,33-1,74
	20-30	0,29-0,23	1,74-1,40
Термічні цехи	до 10	0,47-0,35	1,50-1,40
	10-30	0,35-0,29	1,40-1,16
	30-75	0,29-0,23	1,16-0,70
Ковальські цехи	до 10	0,47-0,35	0,81-0,70
	10-50	0,35-0,29	0,70-0,58
	50-100	0,29-0,17	0,58-0,35
Механоскладальні, механічні та слюсарні відділення інструментальних цехів	5-10	0,64-0,52	0,47-0,29
	10-15	0,52-0,47	0,29-0,17
	50-100	0,47-0,44	0,17-0,14
	100-200	0,44-0,41	0,14-0,09
Деревообробні цехи	до 5	0,70-0,64	0,70-0,58
	5-10	0,64-0,52	0,58-0,52
	10-50	0,52-0,47	0,52-0,47
Цехи металевих конструкцій	50-100	0,44-0,41	0,62-0,52
	100-150	0,41-0,35	0,52-0,41
Цехи покриттів (гальванічні і т.д.)	до 2	0,77-0,70	5,82-4,65
	2-5	0,70-0,64	4,65-3,49
	5-10	0,64-0,52	3,49-2,33
Ремонтні цехи	5-10	0,70-0,58	0,23-0,17
	10-20	0,58-0,52	0,17-0,12
Тепловозне депо	до 5	0,81-0,76	0,47-0,35
	5-10	0,76-0,70	0,35-0,29
Котельні цехи	100-250	0,29	0,70
Котельні (опалювальні та парові)	2-5	0,12	0,35-0,58
	5-10	0,12	0,35-0,58
	10-20	0,09	0,23-0,47

Продовження додатку 7

1	2	3	4
Майстерні та цехи ФЗУ	5-10	0,58	0,58
	10-15	0,47	0,35
	15-20	0,41	0,29
Насосні	до 0,5	1,22	—
	0,5-1	1,16	—
	1-2	0,70	—
Компресорні	до 0,5	0,81	—
	0,5-1	0,81-0,70	—
	1-2	0,70-0,52	—
	2-5	0,52-0,47	—
	5-10	0,47-0,41	—
Газогенераторні	5-10	0,12	2,09
Регенерація мастил	2-3	0,87-0,70	0,70-0,58
Склади хімікатів, барв і т.п.	до 1	0,99-0,87	—
	1-2	0,87-0,76	—
	2-5	0,76-0,67	0,70-0,52
Побутові та Адміністративно- Допоміжні приміщення	0,5-1	0,70-0,52	—
	1-2	0,52-0,47	—
	2-5	0,47-0,38	0,16-0,14
	5-10	0,38 - 0,35	0,14-0,13
	10-20	0,35-0,29	0,13-0,12
Прохідні	до 0,5	1,51-1,40	—
	0,5-2	1,40-0,81	—
	2-5	0,81-0,64	0,17-0,12

Характеристики газових інфрачервоних (світлих) випромінювачів
“РАКОЛЕ” (Угорщина)

Тип	Варіант	Потужність, кВт	Витрата газу		Розміри, мм			Схема приладу
			Прир., м ³ /ГОД	Скрап., кг/ГОД	а	б	в	
СН – 7	А	7	0,79	0,58	249	605	796	
СН – 11	А	11	1,19	0,9	425	789	1010	
СН – 18	А	18,2	1,89	1,43	821	1156	1445	
СН – 23	Б	23	2,38	1,8	425	789	1040	
СН – 36	Б	36,4	3,78	2,86	821	1156	1550	
<p>• Прилади за варіантом А мають одну змішуючу камеру, за варіантом Б – дві.</p>								

“KASPO” (Чехія)

Тип	Потужність, кВт	Витрата газу		Розміри, мм				Схема приладу
		Прир., м ³ /ГОД	Скрап., кг/ГОД	а	б	в	Г	
K10S	10	1,10	0,77	340	751	388	252	
K15S	15	1,60	1,15	500	911	388	252	
K20S	20	2,13	1,54	660	1071	388	252	
K25S	25	2,66	1,90	820	1231	388	252	
K30S	30	3,20	2,30	500	931	604	252	
K40S	40	4,26	3,10	660	1091	604	252	
K50S	50	5,30	3,85	820	1251	604	252	

Характеристики газоповітряних модульних випромінювачів

Модель	Потужність, кВт, min/max	Витрата газу		Тиск газу		Габарити, довжина, ширина, висота, мм	Маса, кг
		Скрап., кг/год	Природ., м ³ /год	Скрап., мбар	Природ. мбар		
1	2	3	4	5	6	3	8
“GOGAS” (ФРН)							
DSL10-2	10	0,77	0,92	50	20	6450,425,331	68
DSL20-2	20	1,55	1,83	50	20	6450,425,331	68
DSL20-3	20	1,55	1,83	50	20	9350,425,331	98
DSL20-4	20	1,55	1,83	50	20	12250,425,331	128
DSL30-3	30,0	2,32	2,75	50	20	9350,425,331	98
DSL30-4	30,0	2,32	2,75	50	20	1250,425,331	128
DSL40-4	40,0	3,11	3,66	50	20	1250,425,331	128
GGU-20E	19,6	–	2,29	–	12,5	5385,460,180	47
GGU-25E	23,0	–	2,68	–	12,5	5510,715,210	66
GGU-30E	26,3	–	3,07	–	12,5	5510,715,210	66
GGU-35E	31,1	–	3,63	–	12,5	6970,715,210	81
GGU-40E	38,0	–	4,43	–	12,5	6970,715,210	81
GGL-20E	19,6	–	2,29	–	12,5	10065,340,180	46
GGL-25E	23,0	–	2,68	–	12,5	9955,340,180	62
GGL-30E	26,3	–	3,07	–	12,5	9955,340,180	62
GGL-35E	31,1	–	3,63	–	12,5	13000,340,180	79
GGL-40E	38,0	–	4,43	–	12,5	13000,340,180	79
“FRACCARO” (Італія)							
Panrad-2	10/20	–	1,1/2,21	–	–	6000	108
Panrad-3	20/30	–	2,21/3,24	–	–	6000	108
Panrad-4.1	30/35	–	3,24/3,87	–	–	6000	108
Panrad-4	30/40	–	3,32/4,43	–	–	6000	108
Girad-100	70/100	–	7,7/11,1	–	–	–	91
Girad-200	100/200	–	11,1/22,1	–	–	–	130
Girad-300	100/300	–	11,1/33	–	–	–	210
“SISTEMA” (Італія)							
Infra-6	28,0	2,21	2,96	29,0	20,0	–	–
Infra-9	45,0	3,55	4,76	29,0	20,0	–	–
Infra-12	45,0	3,55	4,76	29,0	20,0	–	–

ОНА-50/100	85/151	–	9/16	–	6,5	–	210
ОНА-120/200	113/215	–	12/23	–	8,0	–	235
ВАТ ІЕМЗ “КУПОЛ” (Росія)							
ІРНГ-40	35,0	2,44	3,36	–	–	5838,580,258	161
ТОВ “ЕНЕРГОТЕХПРОМ” (Росія)							
АКОГП L-9	18,6	–	2,32	–	18,6-49,0	9000,440,245	110
АКОГП L-12	28,5	–	3,53	–	18,6-49,0	12000, 440, 245	145
АКОГП U-6	28,5	–	3,53	–	18,6-49,0	6000,670,245	130
АКОГП U-9	48,0	–	5,30	–	18,6-49,0	9000,670,245	198
“ROBERTS GORDON” (США)							
СН 9	9,0	0,34	0,99	32,5-50,0	15,0-50,0	2438	39
СН 12	12,0	0,45	1,33	32,5-50,0	15,0-50,0	3505	44
GRT 15	15,0	0,56	1,66	26,0-50,0	11,0-50,0	5210-9000	20
ВН 15UT/ST	15,0	0,56	1,66	32,5-50,0	17,5-50,0	3893-6661	41
ВН 20UT/ST	20,0	0,75	2,22	32,5-50,0	17,5-50,0	5417-9709	55
ВН 25UT/ST	25,0	0,94	2,27	32,5-50,0	17,5-50,0	5417-9709	55
ВН 30UT/ST	30,0	1,13	3,32	32,5-50,0	17,5-50,0	6941-12757	68
35UT/ST	35,0	1,32	3,88	32,5-50,0	17,5-50,0	6941-12767	68
ВН 40UT/ST	40,0	1,51	4,43	32,5-50,0	17,5-50,0	6943-12767	68
ВН 45UT/ST	45,0	1,69	4,99	32,5-50,0	17,5-50,0	8465-15815	96
ВН 50UT/ST	50,0	1,88	5,54	32,5-50,0	17,5-50,0	8465-15850	96
ВН2-15ST	30,0	1,12	3,32	32,0-50,0	17,0-50,0	13462	82

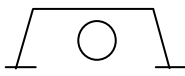
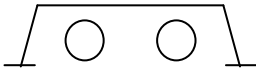
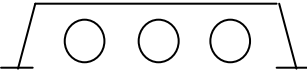
Характеристики газоповітряних модульних
випромінювачів “KUBLER” (ФРН)

Параметри приладу	Модель						
	ER13 UTDE	ER22 UTDE	ER22 SLDE	ER38 UTDE	AR40 SLDE	AR50 UTDE	AR50 SLDE
Ном. теплова потужність, кВт	12,0	20,2	20,2	34,5	36,8	46,0	46,0
Витрата природного газу, м ³ /год	1,38	2,52	2,52	4,02	4,23	5,29	5,29
Довжина, мм	3470	5244	8150	5895	12620	7623	15100
Ширина, мм	445	500	305	675	470	675	675
Висота, мм	150	168	172	175	117	175	175
Маса, кг	56,0	89,0	82,0	101,0	117,0	144,0	130,0
Висота монтажу мінімальна, м	3,0	3,60	3,60	4,30	4,30	5,70	5,70

“KUBLER” (ФРН) – “AMBI – RAD” (Англія)

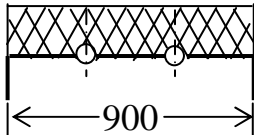
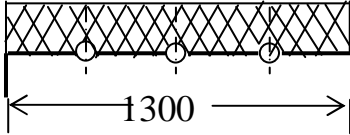
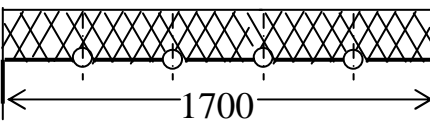
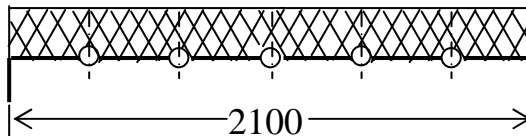
Параметри приладу	Модель						
	15	20	25	28	33	35	38
Ном. теплова потужність, кВт	15,0	20,0	25,0	28,0	33,0	35,0	38,0
Витрата природного газу, м ³ /год	1,43	1,91	2,38	2,66	3,14	3,33	3,62
Довжина, мм	5130	5130	5130	6925	6925	6925	6925
Ширина, мм	788	788	788	788	788	788	788
Висота, мм	280	280	280	280	280	280	280
Маса, кг	105	105	105	146	146	146	146
Висота монтажу мінімальна, м	4,4	4,9	5,4	5,8	6,3	6,5	6,9

Теплова потужність, Вт, 1п/м газоповітряних
трубчастих випромінювачів.

Схема Приладу	Діам. труби мм	Загальна теплова потужність, Вт, при t_{cp}^* , °C і $\epsilon = 0,95$						
		100	150	200	250	300	350	400
			100	250	500	700	950	1300
	200	500	1000	1400	1900	2500	3000	3500
	400	1000	1900	2900	5800	4900	5900	7000
	600	1500	2800	4300	5700	7300	8800	10400
	800	2000	3700	5000	7600	9700	11800	13900
	1000	2500	4600	7000	9500	12000	14700	17000
	100	500	900	1400	1900	2400	3000	3500
	200	1000	1800	2800	3800	4900	5900	6900
	400	2000	3600	5600	7600	9700	11800	13900
	600	3000	5400	8300	11300	14600	17600	20800
	800	3900	7300	11000	15100	19400	23500	27700
	1000	4900	9700	14000	18000	24300	29400	34600
	100	700	1400	2000	2900	3700	4500	5200
	200	1400	2700	4200	5800	7300	9000	10400
	400	2900	5400	8300	11600	14700	18000	20800
	600	4300	8200	12400	17300	22000	26900	31000
	800	5800	10900	16500	23000	29300	35800	41500
	1000	7200	13600	20600	28800	36600	44800	52000

* t_{cp} – середня температура поверхні труби.

Теплова потужність 1 п/м стрічкових трубчастих ($d=50$ мм) панельних випромінювачів з водяним теплоносієм

Тип і конструктивна схема	Загальна теплова потужність, Вт і тепловіддача випромінюванням, при $\Delta t = \frac{t_{\text{пд}} + t_{\text{зв}}}{2} - t_{\text{пв}}, \text{ } ^\circ\text{C}$		
	80	105	140
	$\frac{800}{400}$	$\frac{1000}{600}$	$\frac{1500}{900}$
	$\frac{1400}{750}$	$\frac{1900}{1100}$	$\frac{2700}{1600}$
	$\frac{2000}{1100}$	$\frac{2900}{1700}$	$\frac{4000}{2400}$
	$\frac{2900}{1500}$	$\frac{4000}{2400}$	$\frac{5600}{3400}$

Секційні стрічкові випромінювачі з водяним теплоносієм фірми "Frico" (Швеція)

Модель	Макс.робочий тиск, бар	Об'єм води, л/м	Розширення при 80/60 $^\circ\text{C}$, мм/м	Маса, кг
SZ 23	10	0,55	0,75	4
SZ 26	10	1,10	0,75	8
SZ 29	10	1,65	0,75	12
SZ 23SP	18	0,55	0,75	5
SZ 26SP	18	1,10	0,75	10
SZ 29SP	18	1,65	0,75	15
SZ 33	10	0,85	0,75	6
SZ 36	10	1,65	0,75	12
SZ 39SP	18	2,5	0,75	21

Характеристики електричних випромінювачів
“FRIKO” (Швеція)

Назва приладу	Модель	Потужність, Вт	Розміри, мм	Застосування
Термокасети HP	HP 30021	300	590×40×590	Для приміщень висотою до 3 м
	HP 30421	300	590×80×590	
	HP 60021	600	590×40×1190	
Термосмуги EC	EC 4502	450	1080×90×100	Для приміщень висотою до 3 м
	EC 45031	450	1080×90×100	
	EC 60031	600	1500×90×100	
	EC 75021	750	1810×90×100	
Інфрачервоні обігрівачі EZM	EZM 4	400	700×50×170	Для приміщень висотою від 2,5 до 4 м
	EZM 6	600	1000×50×170	
	EZM 9	900	1500×50×170	
	EZM 12	1200	1500×50×170	
Інфрачервоні обігрівачі EZF	EZF 821	800	780×70×290	Для приміщень висотою від 2,5 до 15 м
	EZF 1221	1200	1080×70×290	
	EZF 1721	1700	1380×70×290	
	EZF 2121	2100	1680×70×290	
	EZF 42	4200	1780×70×400	
Галогенні інфрачервоні випромінювачі IRCF	IRCF 15	1500	440×200×90	Для приміщень висотою від 4 до 15 м
	IRCF 30	3000	440×340×90	
	IRCF 45	4500	440×480×90	
	IRCF 60	6000	440×620×90	
Інфрачервоні випромінювачі CIR	CIR 11021	1000	1250×50×100	Для відкритих площадок
	CIR 11521	1500	1760×50×100	
	CIR 12021	2000	2180×50×100	

РОСІЙСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Параметри	Модель				
	ОИ – 0,8	ОИ – 1,2	ОИ – 2	ОИ – 3	ОИ – 4
Напруга, В	220	220	220	380	380
Потужність, кВт	0,8	1,2	2,0	3,0	4,0
Габаритні розміри					
– довжина, мм	825	1135	1750	1755	1755
– ширина, мм	280	280	280	410	410
– висота, мм	68	68	68	70	70
Маса, кг	7,5	11,2	14	23	23

Додаток 14

Нормативні значення втрат теплоти ізольованими трубопроводами при прокладанні їх у приміщеннях з температурою до 25°C. Вт/м

Зовнішній діаметр труб, мм	Норми втрат теплоти, Вт/м при температурі теплоносія, °C				
	50	75	100	125	150
32	14	23	32	41	50
48	15	26	36	46	57
57	16	27	37	50	61
76	17	30	43	57	67
89	19	31	45	60	72
108	26	39	52	66	79
133	31	46	61	75	88
159	36	52	70	84	97
194	41	58	77	93	108
219	44	60	81	99	116
273	49	68	90	110	129
325	52	71	99	121	142

Додаток 15

Нормативні значення втрат теплоти трубопроводами при надземному прокладанні теплової мережі, Вт/м

Зовнішній діаметр труб, мм	Норми втрат теплоти, Вт/м при температурі теплоносія, °C		
	50	100	200
108	30	53	101
133	35	59	113
159	38	66	123
219	47	81	148
273	53	92	164
325	62	102	181
377	69	114	199
426	76	123	219
476	81	134	229
529	88	144	250
630	102	164	281
720	114	181	309
820	127	200	342
920	138	223	373
1020	150	241	400

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. *Адрианов В.Н.* Основы радиационного и сложного теплообмена. – М.: Энергия, 1972. – 464 с.
2. *Банхиди Л.* Тепловой микроклимат помещений // Пер. с венг. – М.: Стройиздат, 1981. – 248 с.
3. *Богомолов А.И., Вигдорчик Д.Я., Маевский М.А.* Газовые горелки инфракрасного излучения и их применение. – М.: Стройиздат, 1967. – 255 с.
4. *Богословский В.Н.* Строительная теплофизика. – М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.
5. *Богословский В.Н., Сканава А.Н.* Отопление: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.
6. *Галанин Н.Ф.* Лучистая энергия и ее гигиеническое значение. – Л.: Медицина, 1969. – 182 с.
7. *Губернский Ю.Д., Дмитриев М.Г.* Озонно-ионный режим жилых и общественных зданий его роль в обеспечении воздушного комфорта // Водоснабжение и санитарная техника. – 1979. - № 1. – С.17-18.
8. *Гуревич В.Д.* Электрические инфракрасные излучатели. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 56 с.
9. *Дене З.* Инфракрасное излучение. – М.: Стройиздат, 1965. – 201 с.
10. *Ицксон Б.С., Денисов Ю.Л.* Инфракрасные газовые излучатели. – Л.: Недра, 1969. – 280 с.
11. *Касумов А.Х., Наумов А.Л., Булычева О.П.* Лучистое отопление автономными газовыми теплоагрегатами // Водоснабжение и санитарная техника. – 1989.- № 10. - С.12-14.
12. *Ковалев А.Е., Шамарин В.Н.* Расчет необходимого теплового потока на тело человека при лучистом обогреве // Гигиена труда и профзаболеваний. – 1980. -№ 7.- С.20-21.
13. *Мальшева А.Е.* Гигиенические вопросы радиационного обмена человека с окружающей средой (радиационное охлаждение). – М.: Медгиз, 1963. – 87 с.
14. *Мачкаши А., Банхиди Л.* Лучистое отопление / Пер. с венг. – М.: Стройиздат, 1985. – 464 с.
15. *Миссенар А.* Лучистое отопление и охлаждение. – М.: Госстройиздат, 1961. – 187 с.

16. *Различные* области применения холода // Под ред. А.Б.Быкова. – М.: Агропромиздат, 1985 – 272 с.
17. *Прохоров В.И., Соловьев А.Ю.* Учет влажности воздуха при лучистом отоплении // Водоснабжение и санитарная техника. – 1984. - № 6. – С.14-15.
18. *Родин А.К.* Газовое лучистое отопление. – Л.: Недра, 1987.– 127 с.
19. *СН 2152.* Санитарно-гигиенические нормы допустимых уровней ионизации воздуха производственных и общественных зданий. – М.: Минздрав СССР, 1980. – 7с.
20. *СНиП 2.04.05-91.* Отопление, вентиляция и кондиционирование / Госстрой СССР. – М.: АПП ЦИТП, 1992. – 64 с.
21. *Строительные* нормы и правила: Вокзалы: СНиП II-85-82. – М.: Стройиздат, 1982. – 15 с.
22. *Строительные* нормы и правила: Кинотеатры: СНиП II-73-76. – М.: Стройиздат, 1977. – 17 с.
23. *Строительные* нормы и правила: Спортивные сооружения: СНиП II- 76-79. – М.: Стройиздат, 1979. – 84 с.
24. *Шилкин А.А., Губернский Ю.Д., Миронов А.М.* Аэроионный режим в гражданских зданиях. – М.: Стройиздат, 1988. – 168 с.

Навчальне видання

ХУДЕНКО Анатолій Андрійович

РАДІАЦІЙНЕ ОПАЛЕННЯ І ОХОЛОДЖЕННЯ

Навчальний посібник