

В. Ф. Іродов, В. В. Ткачова, Г. Я. Чорноморець

**ТЕПЛОГЕНЕРУЮЧІ УСТАНОВКИ
ТА ЇХ МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ**

Навчальний посібник

Дніпропетровськ

"Будинок друку"

2015

УДК 31.38.87

ББК 621.182:519.87 (075)

С80

Друкується за рішенням Вченої Ради ДВНЗ «Придніпровської державної академії будівництва та архітектури» (від 06 липня 2015).

У збірнику приведені різні види теплогенеруючих установок, наведені їх схеми і розглянуті основні принципи їх математичного моделювання.

Теплогенеруючі установки та їх математичне моделювання :
навчальний посібник / В. Ф. Іродов, В. В. Ткачова, Г. Я. Чорноморець.
– Дніпропетровськ : Будинок друку, 2015. – 80 с. : ілюстр.
ISBN 978-966-323-139-6

Анотація мовою тексту видання

УДК 31.38.87

ББК 621.182:519.87 (075)

ISBN 978-966-323-139-6

© Державний вищий навчальний заклад
«Придніпровська державна академія
будівництва та архітектури», 2015

АНОТАЦІЯ

Навчальний посібник по курсу «Теплогенеруючі установки» складений на основі курсу лекцій, які викладались студентам спеціальності «Теплогазопостачання та вентиляція» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури протягом 2014 - 2015 навчального року.

Курс «Теплогенеруючі установки» - узагальнюючий, він повинен включати в себе різноманітні теплогенеруючі установки. Даний курс витікає з відомого курсу «Котельні установки». Підручники та навчальні посібники ще радянських часів викладають багато матеріалу, що стосується конкретних конструктивних особливостей котельних агрегатів. Вивчати і викладати курс «Котельні установки» було і раніше складно, а після його розширення до курсу «Теплогенеруючих установок» стало ще складніше. Важливо було знайти таку методичну основу, яка б дозволила вивчати головне, що необхідно знати студентам середніх курсів для подальшого вивчення спеціальних дисциплін.

На наш погляд, таким головним при вивченні цього курсу може бути вивчення принципів математичного моделювання теплогенеруючих установок. При цьому незважаючи на різноманітність теплогенеруючих установок їх математичні моделі можна викласти з позицій гідравлічних ланцюгів з зосередженими або розподіленими параметрами.

Текст навчального посібника, можливо, має недолік скороченого викладення матеріалу, оскільки він написаний на основі курсу лекцій. Автори мають намір виправити цей недолік при подальших виданнях посібника.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1....Використання енергетичних ресурсів в світі та в Україні.....	6
2....Принципові схеми отримання теплової енергії.....	8
3....Елементи теорії гідравлічних ланцюгів.....	12
4....Гідравлічні ланцюги з розподіленими параметрами.....	18
5....Принципові схеми використання сонячної енергії для тепlopостачання.....	22
6....Математичне моделювання гідродинаміки та теплообміну жаротрубного котла.....	31
7....Метод Ейлера для чисельного інтегрування.....	34
8....Інфрачервоні трубчасті газові обігрівачі (ІТГО)	35
9....Гідравлічні ланцюги водотрубних котлів.....	39
10..Гідравлічні ланцюги для теплогенеруючих установок з тепловими помпами.....	40
11..Метод Монте-Карло для розрахунку променевого теплообміну в тепло генеруючих установках.....	43
12..Гідравлічні ланцюги теплогенеруючих установок з фазовими переходами.....	47
13..Трубчасті нагрівачі з конденсацією водяної пари.....	51
14..Трубчасті нагрівачі у будівельних конструкціях.....	57
15..Використання теплових вторинних ресурсів (ВЕР)	63
16..Математичні методи розрахунку показників надійності систем тепlopостачання з трубчастими газовими нагрівачами.....	65
Список використаних джерел.....	78

ВСТУП

Економія природного газу для цілей теплопостачання досягається за рахунок застосування нових, більш прогресивних технічних систем і пристроїв. В даний час для ефективного теплопостачання приміщень необхідно дотримуватись економії паливно-енергетичних ресурсів. Зменшенню використання енергетичних ресурсів сприяють автономні джерела теплоти. Одними з таких пристроїв є трубчасті газові нагрівачі (ТГН - відносно нові технічні системи, які є конструктивним розширенням відомих інфрачервоних трубчастих газових обігрівачів (ІТГО) з української термінології), які виконують функції і теплогенеруючих пристроїв і опалювальних приладів для промислових приміщень.

Променисті обігрівачі мають досить широку область застосування - житлові приміщення, комерційні площі, торгові приміщення, спортивні зали та інші місця масового відвідування, виробничі приміщення і склади, виставкові зали та багато інших.

Перевагою застосування трубчастих нагрівачів (ТГН) є те, що їх газоповітряні канали можуть бути різної конфігурації і розміщуватися в суцільному середовищі (бетонній конструкції, воді і т.д.).

На основі трубчастих газових нагрівачів можна створювати як всілякі системи променевого опалення та нагріву, так і водяного теплопостачання, а також змішані системи повітряно-водяного теплопостачання.

Також ТГН можуть використовуватись при реконструкції центральних теплових мереж у якості джерела теплопостачання. З'являється цілий ряд наукових і технічних завдань з реконструкції систем теплопостачання населених пунктів, вирішення яких спрямоване на підвищення ефективності роботи систем теплопостачання.

Використання променистих нагрівачів дає змогу знизити споживання енергії та зменшити витрати на обігрів приміщень у порівнянні з традиційними системами теплопостачання.

1. Використання енергетичних ресурсів в світі та в Україні

Паливно – енергетичний баланс (ПЕБ) – склад палива та енергії і їх частка в загальному обсязі виробництва і споживання. Від структури ПЕБ значною мірою залежать економіка країни і ефективність виробництва. Це пов'язано з тим, що різні види палива та енергії істотно відрізняються один від одного за своєю економічністю.

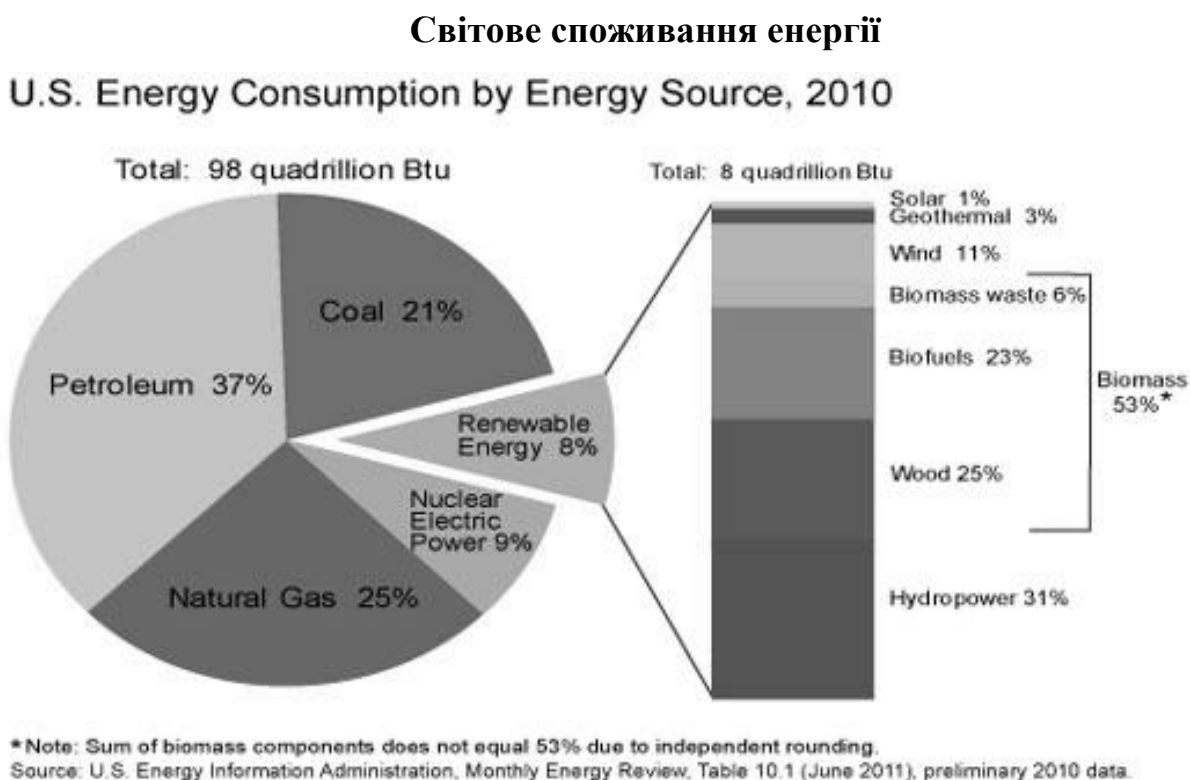


Рис. 1.1 Світове споживання енергії 2010 р.

У 2000 р. ≈ 10 Гт ум.

Поновлювана енергія:

1. Сонячна енергія – $170 \cdot 10^9$ МВт 99,98%;
2. Енергія Землі (геотермальна) – $32 \cdot 10^6$ МВт 0,018%.

Зіставлення енергії видобутого палива та відновлюваної енергії:

Загальні резерви видобутого палива – $66 \cdot 10^{12}$ МВт·год.

Щорічне надходження сонячної енергії – $700 \cdot 10^{12}$ МВт·год.

Структура сонячного випромінювання

Випромінювання	Довжина хвилі, мкм
8,7% Ультрафіолетове випромінювання	0,115.....0,350
40,1% Видиме випромінювання	0,4500,72
51,1% Інфрачервоне випромінювання	0,751000

Теплові промені (видимі + інфрачервоні) – це промені з довжиною хвилі: 0,4 – 40 мкм; 0,8 – 400 мкм.

За 1 рік сонячної енергії поступає більше ніж всієї енергії, що була і є на Землі.

Біогаз

Біогаз – продукт переробки органічних матеріалів бактеріями в горючий газ.

Анаеробні бактерії можуть розвиватися в залежності від виду при температурах:

15-25°C – низькотемпературні;

35-40°C – середньо температурні;

55-60°C – високотемпературні.

Вихід біогазу

Матеріал	Вихід біогазу л/кг сухої речовини
Гній:	
КРС	90 -310
Свині	340-550
Послід птахів	310-620
Солома:	
Пшениці	200-300
Кукурудзи	380-450
Трава	280-550
Конюшина	430-490
Листя соняшника	300
Листя	210-290
Водорості	420-500

Склад біогазу:

50-70% метан CH₄;

30-50% вуглекислий газ CO₂.

Природний газ в Україні

Загальні потреби 53-55 млрд. м³/рік (в 1990 р. \approx 100 млрд. м³/рік).

З нього:

\approx 20 млрд. м³ - комунально-побутовий та побутовий вжиток (включно з тепловими мережами);

\approx 33-35 млрд. м³ - промисловість.

Видобуток природного газу 20 млрд. м³

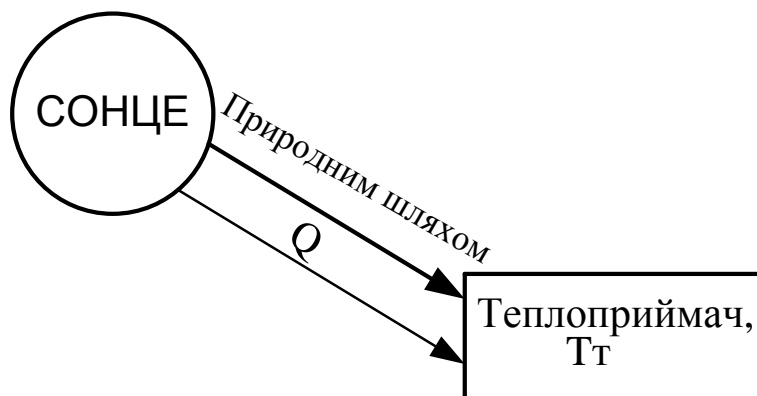
Купівля у Росії – 33-35 млрд. м³.

2. Принципові схеми отримання теплової енергії

Задачею *теплогенеруючих установок (ТГУ)* є отримання теплової енергії для цілей теплопостачання.

Відомо різні варіанти отримання теплової енергії (схеми 2.1-2.10).

Схема 2.1 (Сонячні колектори)

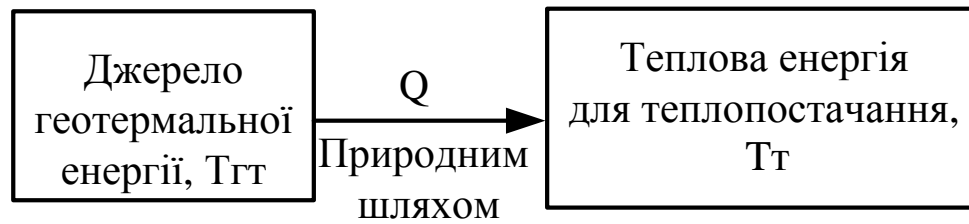


Речовини (теплоносії) для теплопостачання (ТП):

- Вода;
- Повітря;
- Водяна пара;
- Теплове випромінювання.

Теплоприймач – це колектор (водяний, на пару або повітряний).

Схема 2.2 (Геотермальні установки)



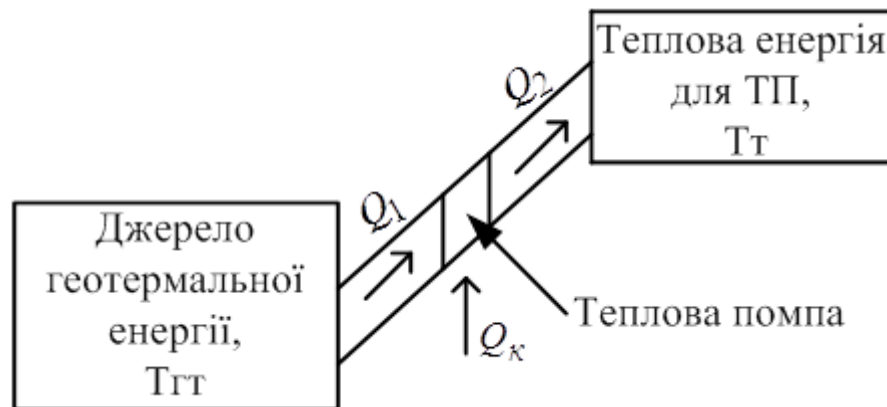
Умова: $T_{гг} > T_t$ (наприклад, гарячі свердловини).

$T_{гг}$ – температура теплоносія від геотермального джерела;

T_t – температура теплоносія у системах теплопостачання;

Q – кількість теплоти, що передається природним шляхом.

Схема 2.3 (Теплові помпи)



Умови: $T_{гг} < T_t$

$$Q_2 > Q_1$$

Q_1 – кількість теплоти, що передається від геотермального джерела;

Q_2 – кількість теплоти, що передається для цілей теплопостачання;

Q_k – енергія компенсую чого впливу.

Згідно другого закону термодинаміки тепло не може передаватись від холодного до гарячого без компенсації.

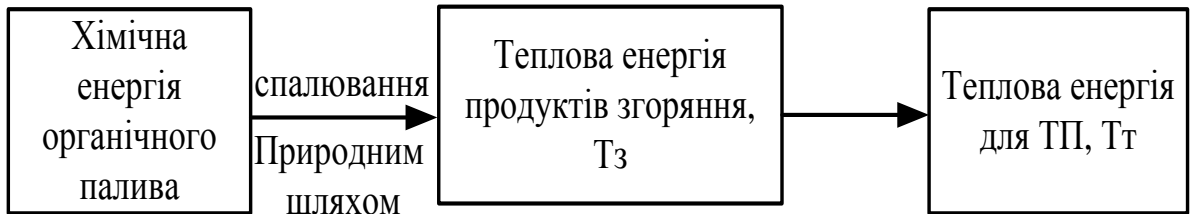
За першим законом термодинаміки повинно виконуватись збереження енергії:

$$Q_2 = Q_1 + Q_k$$

Компенсаційні процеси для передачі теплової енергії:

- компресорні (за допомогою компресора);
- абсорбційні (поглинання газів рідинами).

Схема 2.4



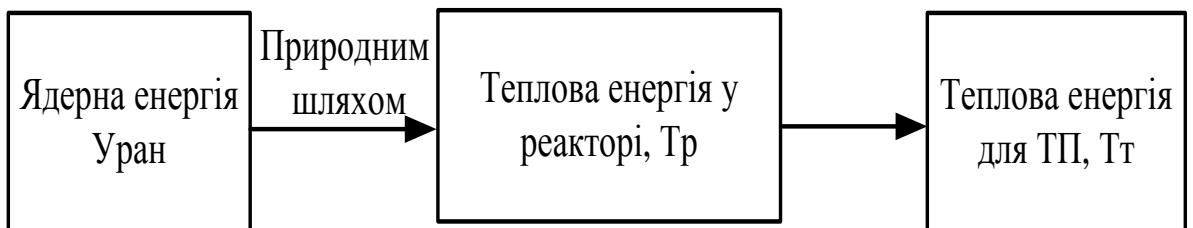
Умова: $T_3 > T_T$

T_3 – температура продуктів згоряння.

Органічне паливо (у схемі 2.4): тверде, рідке та газоподібне.

На основі схеми 2.4 побудовані: котли, теплогенератори, пальники.

Схема 2.5

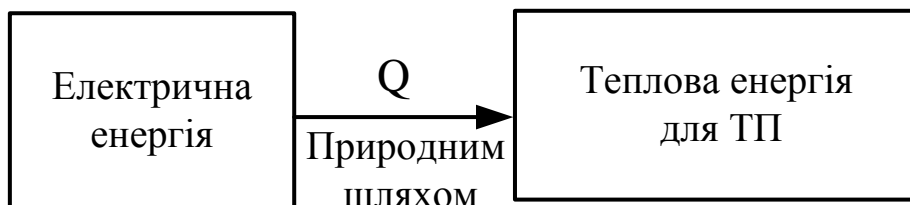


Умова: $T_p > T_T$

T_p – температура теплоносія після реактору.

Застосування - атомні теплоелектроцентралі (АТЕЦ)

Схема 2.6



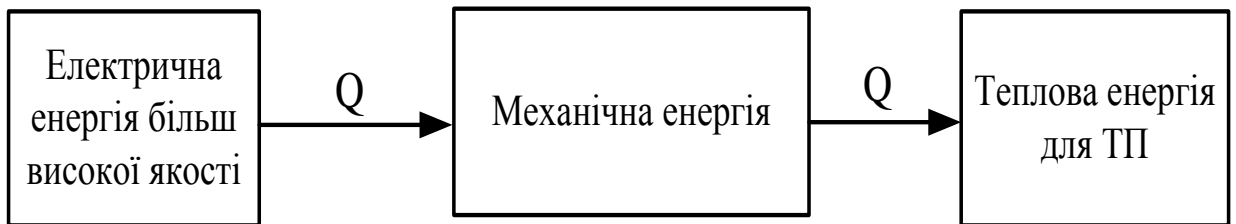
Електрична енергія при проходженні струму перетворюється в теплову енергію.

За циклом Карно термічний ККД:

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} \approx 40\%$$

Застосування - електродні котли.

Схема 2.7



Кавітаційні котли – це котли у яких рух теплоносія (води або повітря) відбувається за допомогою електричної енергії.

Схема 2.8

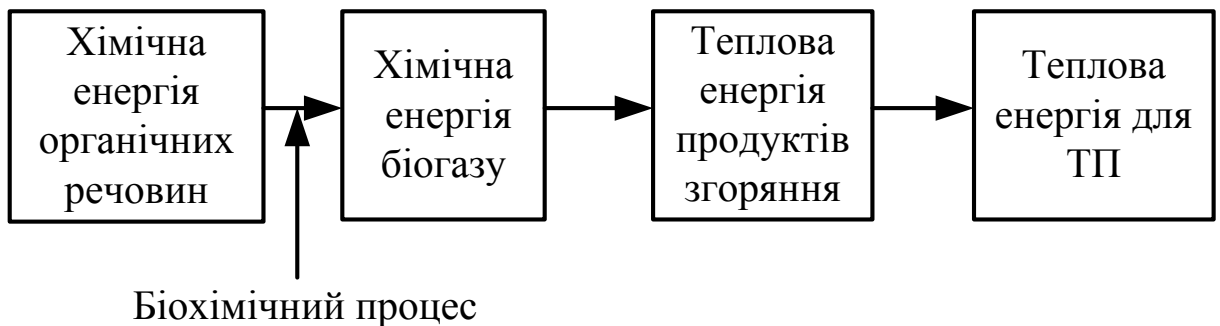
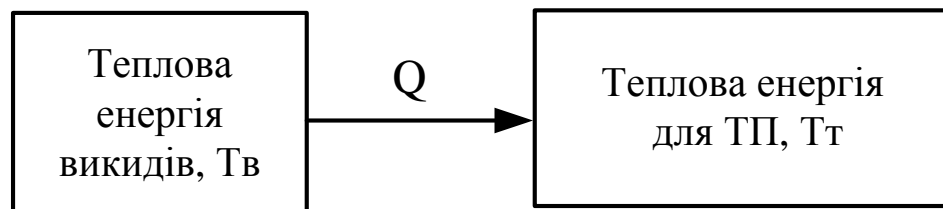


Схема 2.9



Умова: $T_B > T_T$

T_B – температура викидів.

Застосування – котли –утилізатори.

Схема 2.10



Умова: $T_b < T_t$

$$Q = Q_b + Q_k$$

Q_k – енергья викидів.

Застосування - тепла помпа, що використовує тепло викидів.

Висновок: теплову енергью для теплопостачання можна отримати, використовуючи різноманітні види енергії (хімічну, електричну енергії).

3. Елементи теорії гідравлічних ланцюгів

Гідравлічні ланцюги з зосередженими параметрами

Це завершена теорія, завершилась в 80-90-х роках.

Основні вітчизняні автори: Хасилев Віктор Якович, Меренков Анатолій Петрович, Пухов Георгій Євгенович, Євдокимов Анатолій Гаврилович, Тевяшев Андрій Дмитрович.

Гідравлічні ланцюги у вигляді графів

Граф – це множина вузлів і ділянок.

Вузли J: j_1, j_2, \dots, j_m .

Ділянки I: i_1, i_2, \dots, i_n .

- Графи можуть бути орієнтовані і неорієнтовані (рис 3.1, 3.2)

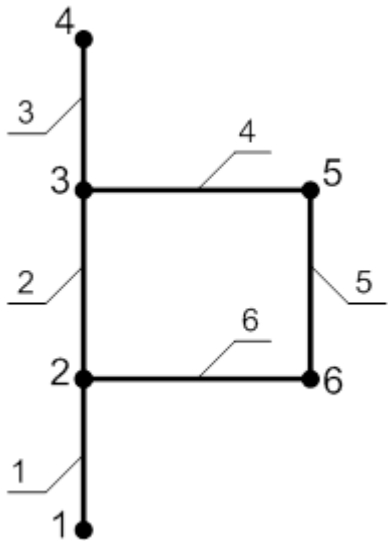


Рис. 3.1 Неорієнтований граф

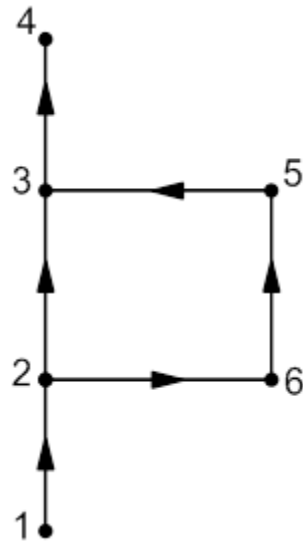


Рис. 3.2 Орієнтований граф

○ Графи можуть бути деревовидний, контурний і багатоконтурний (рис 3.3, 3.4, 3.5)

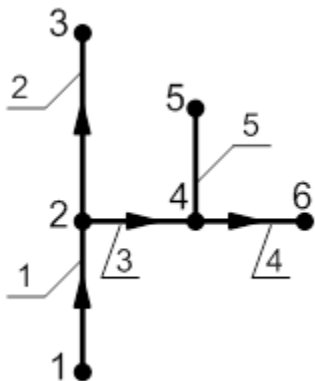


Рис. 3.3 Деревовидний граф

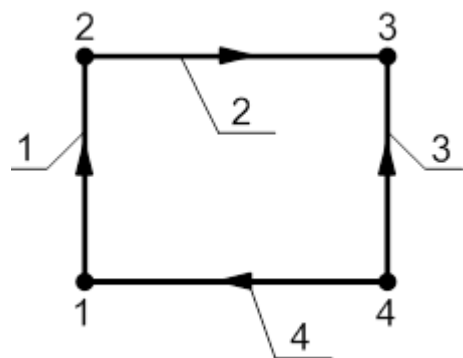


Рис. 3.4 Контурний граф

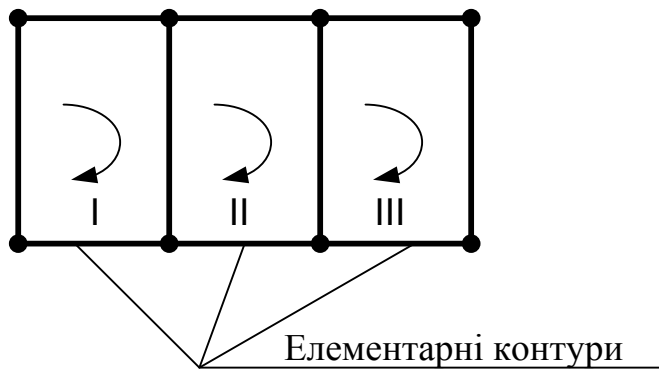


Рис. 3.5 Багатоконтурний граф

Хорда – ділянка у контурі; якщо її умовно виключити з контуру, то отримуємо дерево (рис. 3.6.)

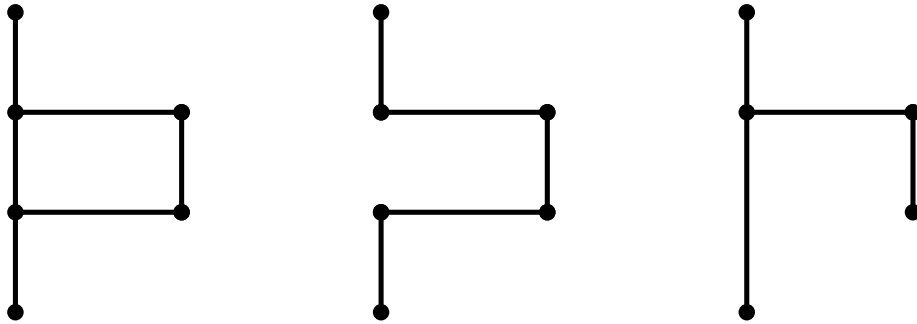


Рис. 3.6 Види хорд

Щоб 3 контури перетворити в дерево треба 3 рази розрізати контур. Гідравлічний ланцюг представляється у вигляді графа з множиною:

$$J = \{j_1, j_2, \dots, j_m\}$$

m-кількість вузлів.

$$I = \{i_1, i_2, \dots, i_n\}$$

n-кількість ділянок.

Гідравлічний ланцюг характеризується такими параметрами:

$Q = \{q_1, q_2, \dots, q_m\}$ – множини вузлових витрат;

$V = \{v_1, v_2, \dots, v_n\}$ – множина витрат по ділянкам.

Умовні позначення:

$q_j > 0$, якщо витрата q_j надходять в вузол j ;

$q_j < 0$, якщо витрата q_j виходять в вузли j ;

$v_i > 0$, якщо витрата v_i по ділянці i співпадає з напрямком ділянки i ;

$v_i < 0$, якщо витрата v_i по ділянці i протилежна напрямку ділянки i .

$Y = \{y_1, y_2, \dots, y_m\}$ – множина потенціалів, m штук в вузлах ланцюга.

Аналогія між гідравлічними ланцюгами і електричними

мережами:

$H = \{h_1, h_2, \dots, h_n\}$ – різниця потенціалів на ділянках, n штук.

$$h_i = y_{i \text{ поч.}} - y_{i \text{ кін.}}$$

Для всякої ділянки є початковий вузол і кінцевий.

$$h_5 = y_4 - y_6$$

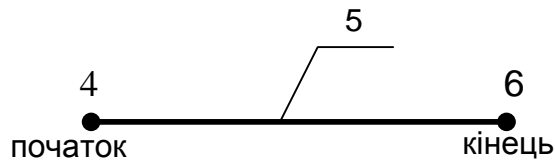


Рис. 3.7 Загальний вигляд ділянки

Замість потенціалів можна використовувати тиск або втрату тиску.

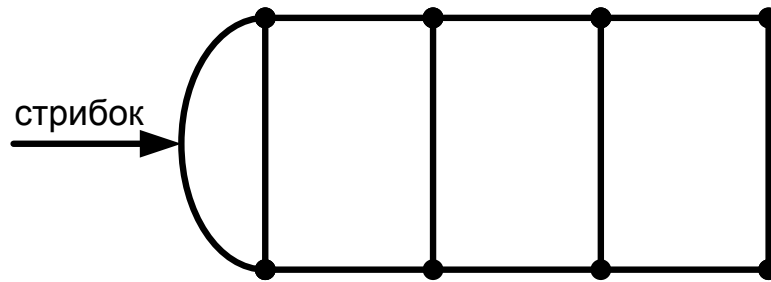


Рис. 3.8 Вигляд контурів

Зосереджені параметри – це параметри, які змінюються від одного вузла до іншого. Параметри між вузлами - є постійними величинами.

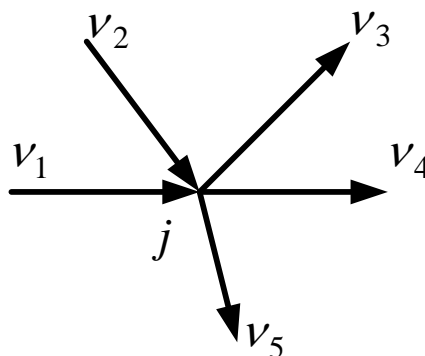
В системах теплогенеруючих установок параметри пов'язані з процесом теплообміну, тому ці процеси відбуваються на зміні параметрів. Ця система сягає тепло гідравлічним ланцюгом з розподіленими параметрами, це є процес по довжині окремих ділянок.

Математичне моделювання гідравлічних ланцюгів

➤ 1-й закон Кірхгофа – закон збереження маси

Визначається у стаціонарній течії:

$$\sum v_{i \text{ надх.}} = \sum v_{i \text{ виход.}}$$



Для алгебраїчних значень:

$$\sum v_{ji} = 0 \text{ — по всім } i$$

Матриця з'єднань

$$A = \{a_{ji}\}$$

$$j = 1, 2, \dots, m$$

$$i = 1, 2, \dots, n$$

$$a_{ji} = \begin{cases} 1, & \text{якщо ділянка } i \text{ входить в вузол } j \\ -1, & \text{якщо ділянка } i \text{ виходить з вузла } j \\ 0, & \text{якщо ділянка } i \text{ не зв'язана з вузлом } j \end{cases}$$

I-й закон Кірхгофа можна записати у матричній формі:

$$A \cdot V + Q = 0$$

$Q = \{q_1, \dots, q_m\}$ — вектор витрат в вузлах;

$V = \{v_1, v_2, \dots, v_n\}$ — вектор витрат по ділянкам.

$$A = \{q_{ji}\} \quad i = 1, \bar{n}; j = 1, \bar{m}$$

Можна розглянути цю матрицю (рис 3.9).

Розкладемо:

$1v_1 + 0 \cdot v_2 + 0 \cdot v_3 + q_1 = 0$ — рівняння збереження маси для вузла 1.

$1v_1 - 1v_2 - 1v_3 + q_2 = 0$ — рівняння збереження маси для вузла 2.

У матричній формі можна записати I-й закон Кірхгофа у скороченій формі (3.2).

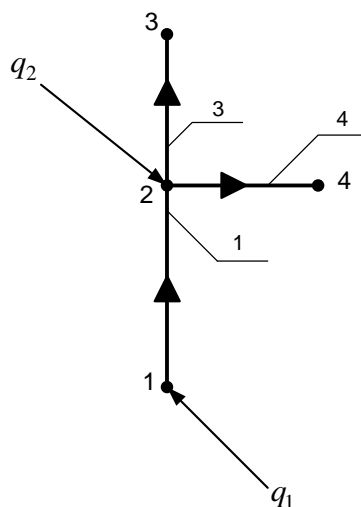


Рис. 3.9 Гідравлічний ланцюг матриці

➤ II-й закон Кірхгофа:

$$H = \{h_1, h_2, \dots, h_n\}$$

B – матриця контурів:

$$B = \{b_{ki}\} \quad k = 1, 2, \dots, k$$

k – кількість контурів.

i = 1, 2, \dots, n

$$b_{ki} = \begin{cases} 1 & \text{якщо ділянка } i \text{ входить в контур } k \text{ в позитивному напрямку} \\ -1 & \text{якщо ділянка } i \text{ входить в контур } k \text{ в негативному напрямку} \\ 0, & \text{якщо ділянка не входить в контур } k \end{cases}$$

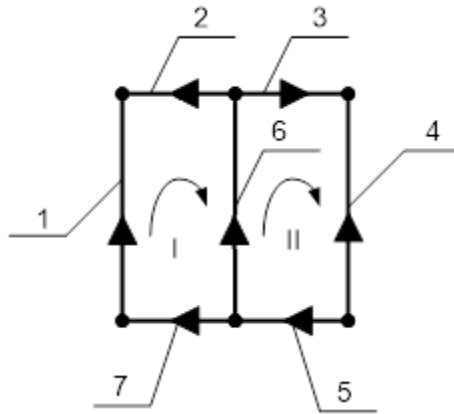


Рис. 3.10 Гідравлічний ланцюг II-го закону Кірхгофа

Таблиця 3.1

Матриця контурів

Ділянки		1	2	3	4	5	6	7
Контур	I	1	-1	0	0	0	-1	1
	II	0	0	1	-1	1	1	0

$$\begin{vmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 1 & 1 & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{matrix} h_2 \\ h_3 \\ h_4 \\ h_5 \\ h_6 \\ h_7 \end{matrix} = 0$$

$$1h_1 - 1h_2 - 1h_6 + 1h_7 = 0$$

$$1h_3 - 1h_4 + 1h_5 + 1h_6 = 0$$

$h_1 - h_2 - h_6 + h_7 = 0$ - рівняння II-го закону Кірхгофа для першого контуру;

$h_3 - h_4 + h_5 + h_6 = 0$ - рівняння II-го закону Кірхгофа для другого контуру.

$$\left. \begin{array}{l} P_1 - P_2 \\ P_2 - P_3 \\ P_3 - P_6 \\ P_6 - P_1 \end{array} \right\} \text{складемо}$$

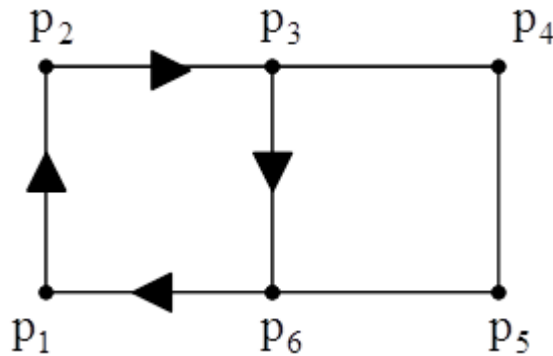


Рис. 3.11 Гідравлічний ланцюг II-го закону Кірхгофа другого контуру

$$P_1 - P_2 + P_2 - P_3 + P_3 - P_6 + P_6 - P_1 = 0$$

II-й закон Кірхгофа означає, що тиск є функцією потенціальною.

Якщо скласти рівняння другого закону Кірхгофа для першого і для другого контурів, то отримаємо:

$h_1 - h_2 + h_3 - h_4 + h_5 + h_7 = 0$ –це II-й закон Кірхгофа для об'єднаного контуру.

4. Гідравлічні ланцюги з розподіленими параметрами

Представляються у вигляді графа з множиною вузлів $j = \{j_1, j_2, \dots, j_m\}$ та множиною ділянок $i = \{i_1, i_2, \dots, i_n\}$. Але для кожної ділянки i можна виділити параметр-координату довжини x_i ($0 \leq x_i \leq l_i$), l_i - загальна довжина i -ої ділянки.

Наприклад:

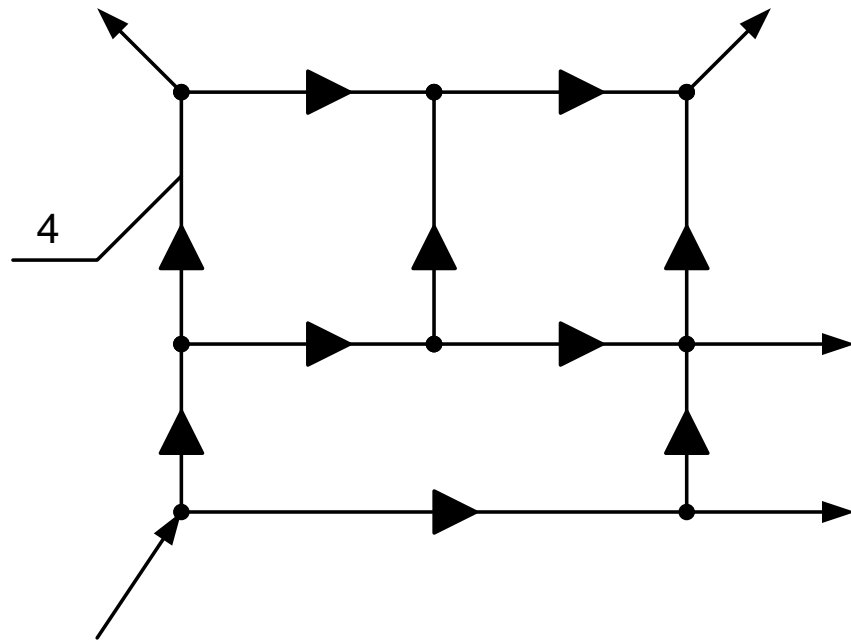


Рис. 4.1 Гідравлічний ланцюг з розподіленими параметрами

Для всякої ділянки, наприклад ділянки 4, – є координата – параметр довжини від 0 до l .

Параметри, які характеризують режим:

V_i – витрата;

P_j – тиск в вузлі;

$V_i(x_i)$ – витрати в залежності від довжини;

$P_i(x_i)$ – тиск в залежності від довжини;

$\rho_i(x_i)$ – густина в залежності від довжини;

$T_i(x_i)$ – температура в залежності від довжини.

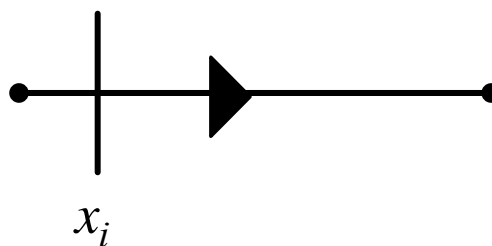


Рис. 4.2 Одновимірна модель (змiна по одній координатi)

Математична модель ділянки

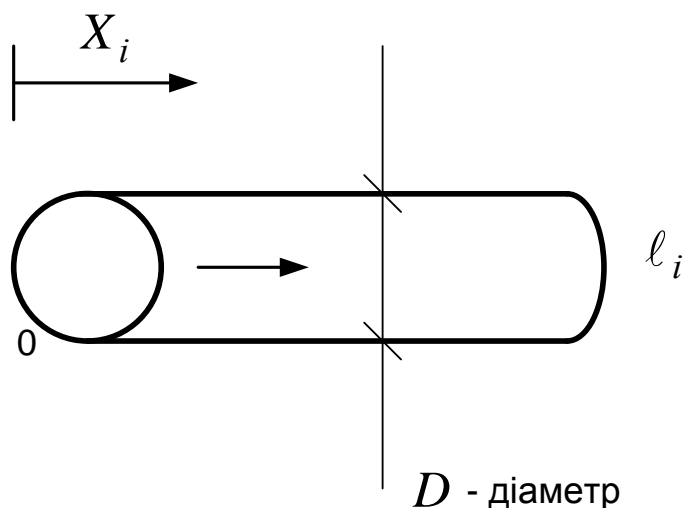


Рис. 4.3 Схема руху теплоносія

Будемо вважати, що масообмін на цій ділянці не проходить.

- 1) Рівняння збереження маси:

$$\rho w F = const,$$

де : w – середня швидкість руху рідини в точці перетину x ;

ρ – густина;

F – площа поперечного перетину.

- 2) Рівняння стану:

$$Pv = RT; \quad \left(\rho = \frac{1}{v}; v = 1/\rho \right), \text{ або}$$

$$p = \rho RT$$

- 3) Рівняння руху в диференціальній формі:

$$dP = \frac{-\lambda}{D} \frac{\rho w^2}{2} dx + dh(\rho_2 - \rho_a)g$$

ρ_a – густина повітря;

λ – коефіцієнт тертя, залежить від режиму течії;

dh – приріст висоти;

g – прискорення вільного падіння, дорівнює $9,8 \text{ м/с}^2$.

Мають місце рівняння теплообміну

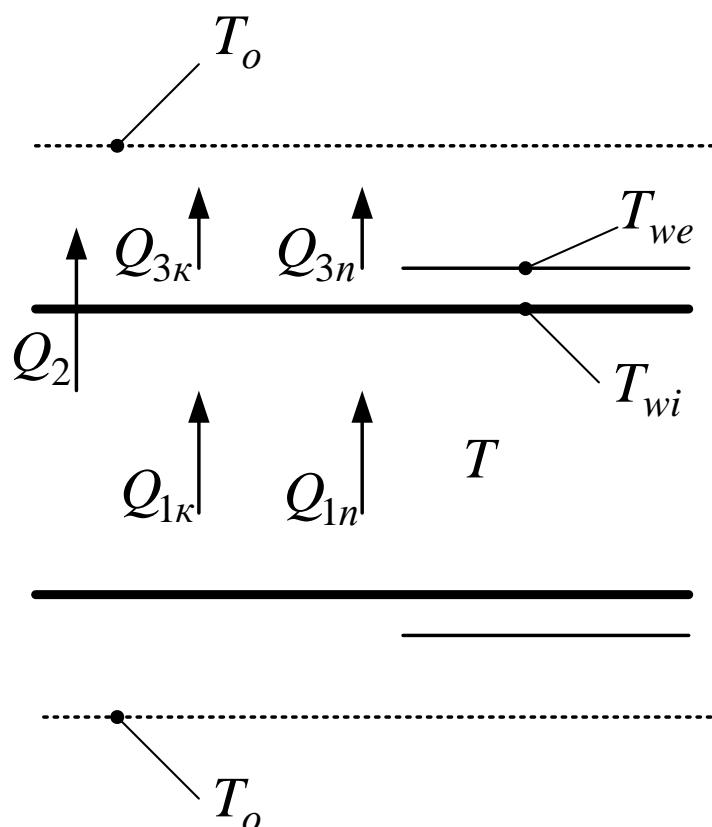


Рис. 4.4 Схема теплових потоків

T_o – температура в оточуючому просторі (повітря, газу, вода);

T_{we} – температура поверхні труби зовнішньої;

T_{wi} – температура внутрішньої стінки;

T – температура газоповітряної суміші;

Q_{1k} – конвективний тепловий потік;

Q_{1n} – променевий тепловий потік між газоповітряною сумішшю і стінкою;

Q_2 – тепловий потік теплопровідністю крізь стінку;

Q_{3k} Q_{3n} – теплові потоки, які передаються від стінки труби в оточуючий простір;

$Q_1 = Q_{1k} + Q_{1n}$ – загальний тепловий потік від газоповітряної суміші до стінки труби;

$Q_3 = Q_{3k} + Q_{3n}$ – загальний тепловий потік в оточуючий простір.

Якщо процес теплообміну стаціонарний

$$Q_2 = Q_1 = Q_3$$

$$dQ_{1K} = dS \alpha_i (T - T_{wi})$$

α_i – коефіцієнт тепловіддачі внутрішнього середовища;

$dS = \pi D dX$ – площа круглої труби.

$$dQ_{1п} = \varepsilon_i c dS (T^4 - T_{wi}^4)$$

$$dQ_a = \frac{\lambda_T}{\Delta} (T_{wi} - T_{wl}) dS$$

λ_T – коефіцієнт теплопровідності;

Δ – товщина стінки;

$$dQ_{3п} = \alpha_l dS (T_{wl} - T_0)$$

α_l – коефіцієнт тепловіддачі зовнішнього середовища;

$$dQ_{3п} = \varepsilon_l c dS (T_{wl}^4 - T_0^4)$$

ε_i (ε_l) – ступінь чорноти внутрішнього (зовнішнього) середовища.

5. Принципові схеми використання сонячної енергії для тепlopостачання

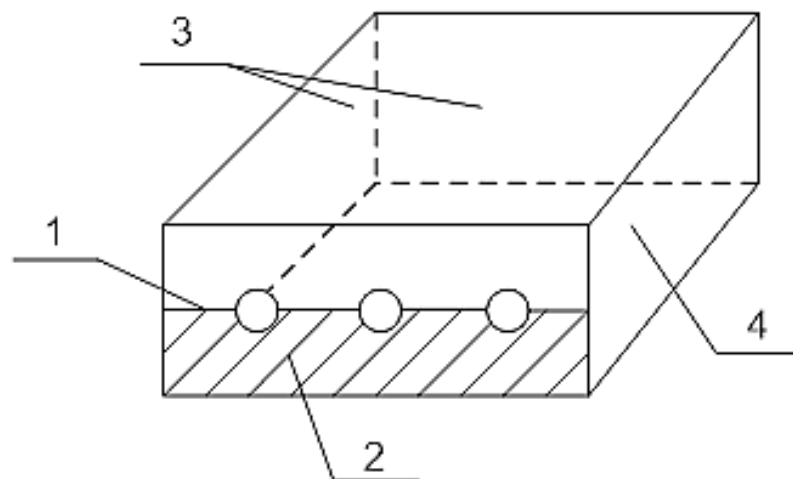


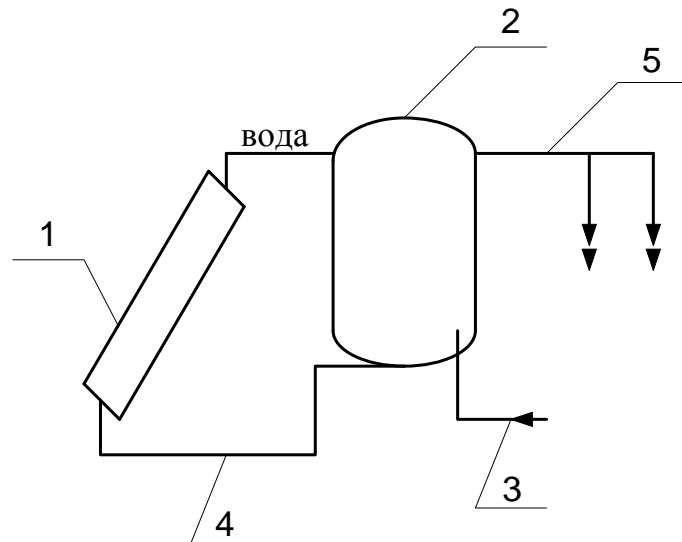
Рис. 5.1 Принципова схема приймача сонячної енергії – плоский колектор

1 – поверхня теплоприймача з трубками для води; 2 – тепла ізоляція;
3 – прозора поверхня (екран); 4 – корпус.

Сонячна енергія використовується для отримання гарячої води і для опалення приміщень.

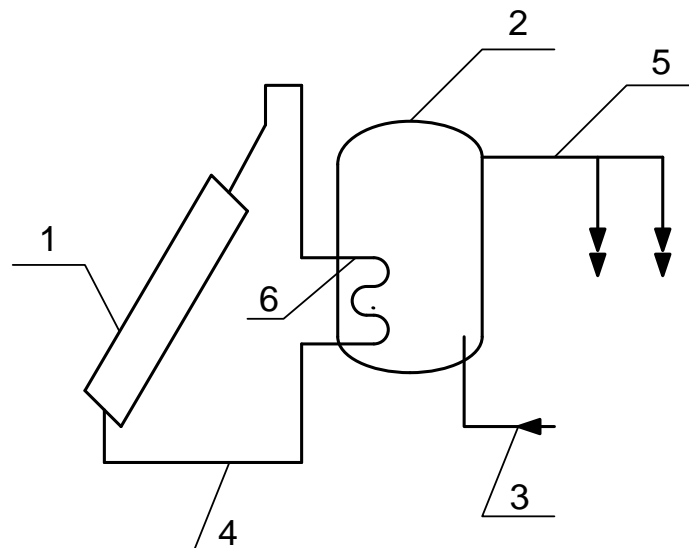
Схеми для гарячого водопостачання

Схема 5.1



1- сонячний колектор; 2 - бак-акумулятор; 3 - водопровід подачі холодної води; 4 - циркуляційний трубопровід; 5 - трубопровід виходу нагрітої води.

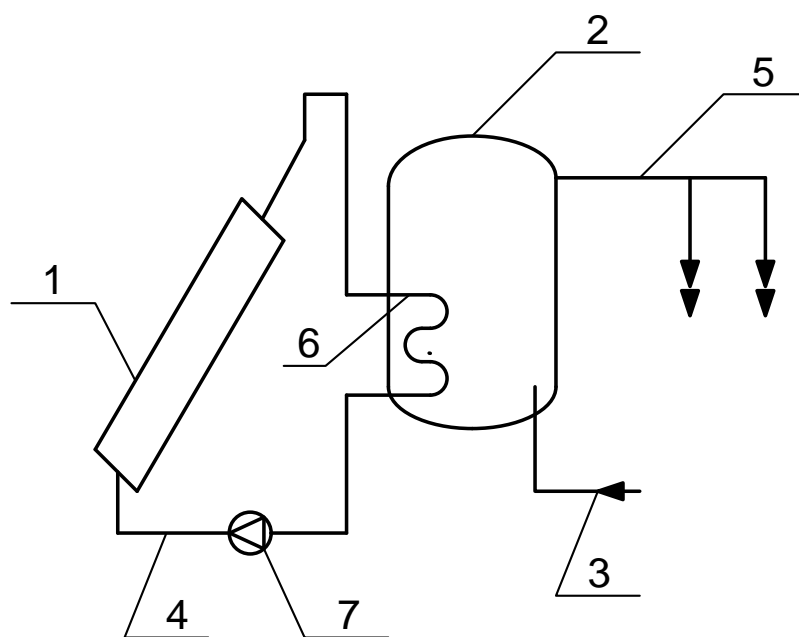
Схема 5.2



6 – теплообмінник.

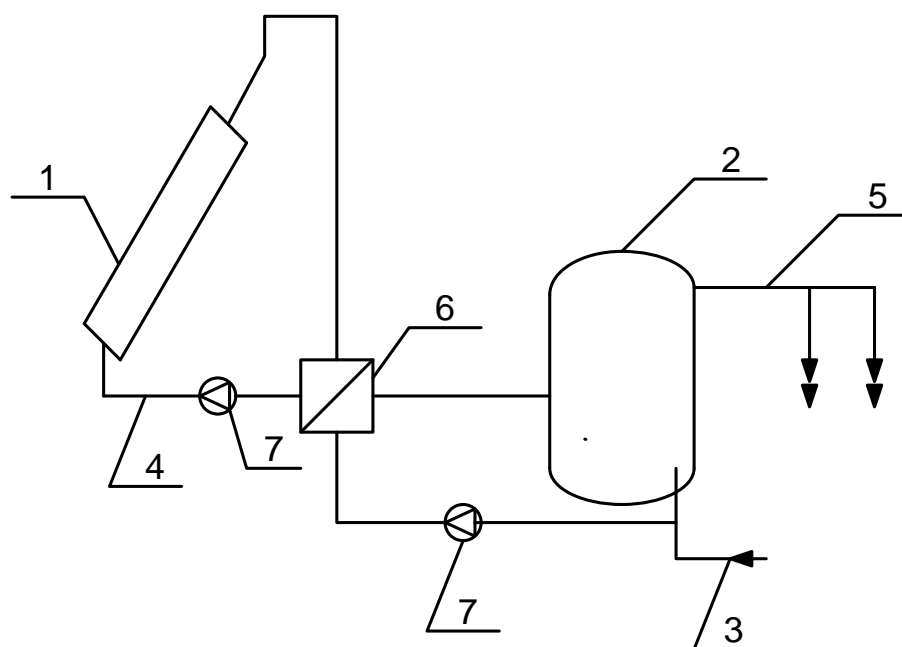
В колекторі 1 необхідно використовувати антифриз-етилен-гліколь, щоб взимку теплоносій не замерзнув.

Схема 5.3



7 – циркуляційна помпа.

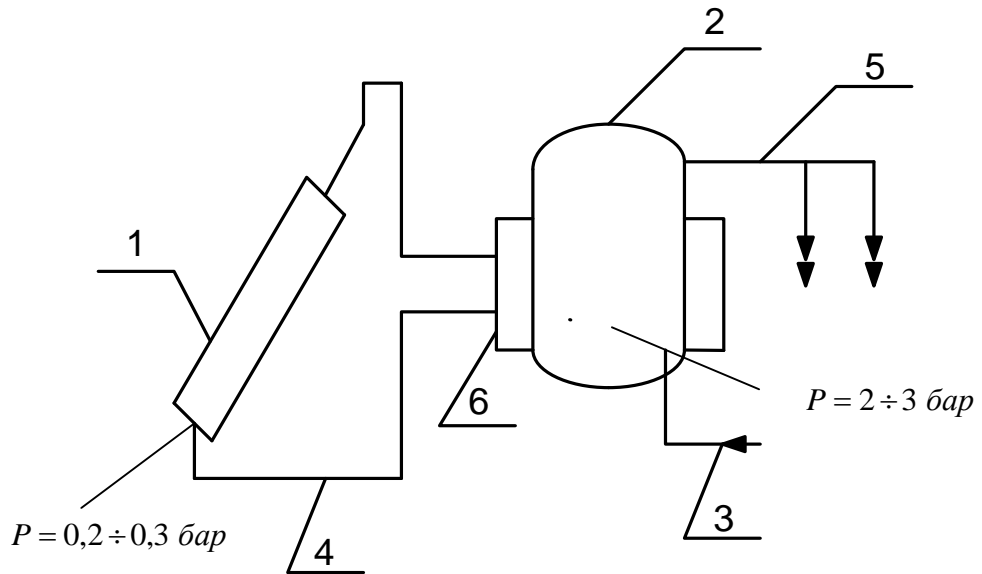
Схема 5.4



6 – теплообмінник;

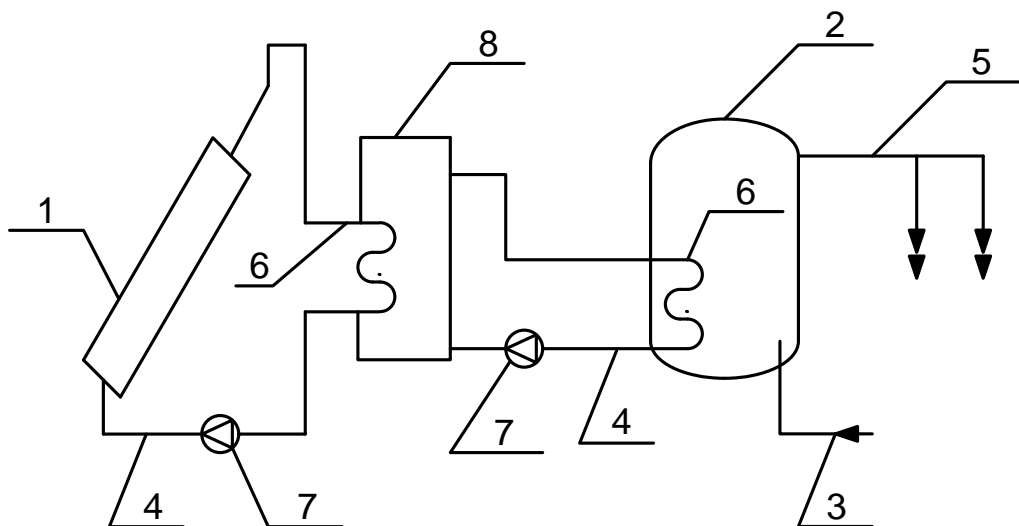
7 – циркуляційна помпа.

Схема 5.5



В колекторі використовується мідь, алюміній (це м'які метали), тому там повинен бути невеликий тиск $P = 0,2 \div 0,3$ бар. Теплообмінник знаходиться зовні тому зручно обслуговувати баки такого типу.

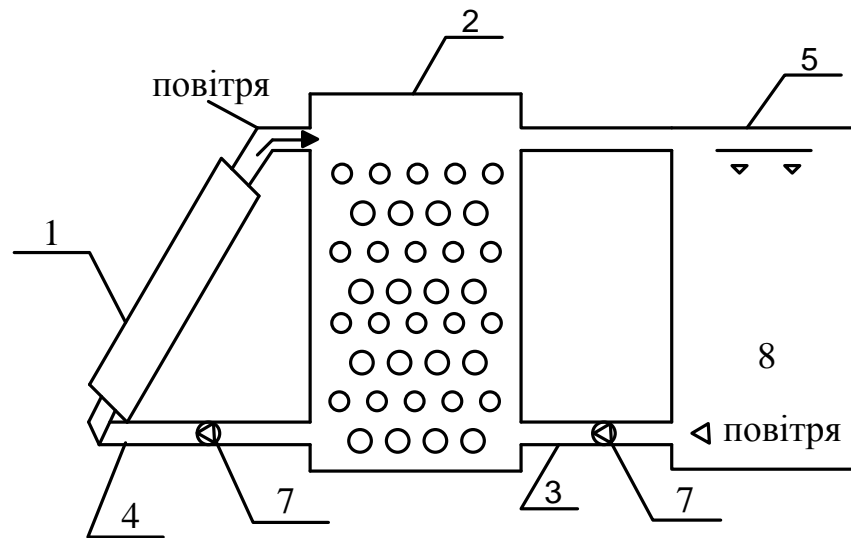
Схема 5.6



8 – проміжний бак - акумулятор

Схеми для опалення

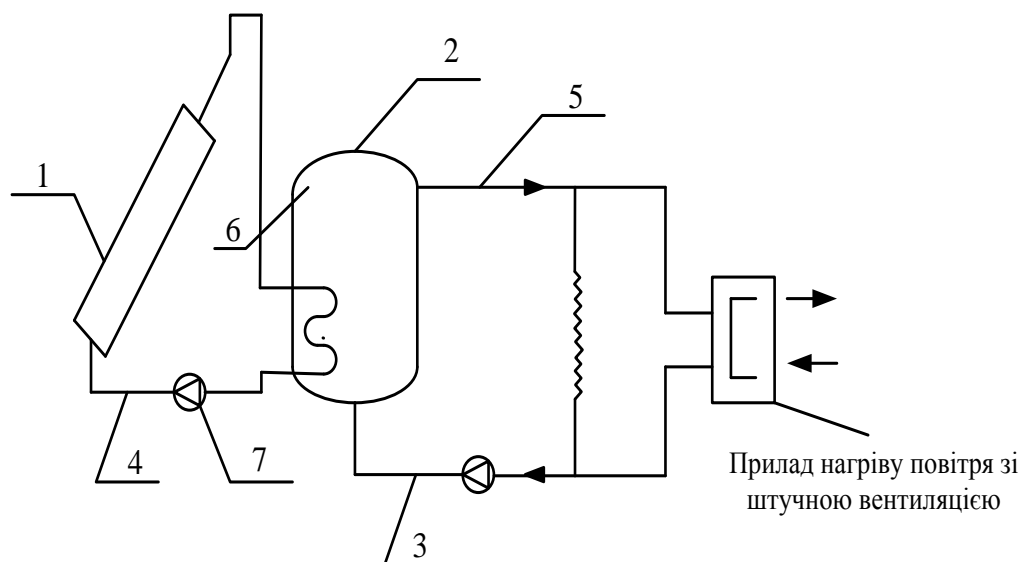
Схема 5.7



Опалення з повітрям.

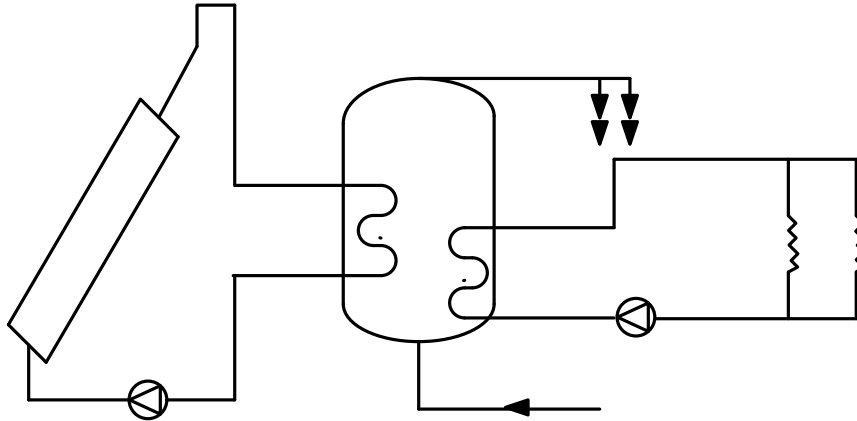
1 – колектор; 2 – акумулятор, заповнений камінням; 3 – трубопровід подачі холодного повітря; 5 – трубопровід подачі теплого повітря; 7 – вентилятор; 8 – опалювальний простір (приміщення).

Схема 5.8



Опалення з водою.

Схема 5.9



Комбіновані системи опалення і ГВ.

Гідравлічні ланцюги принципів схем використання сонячної енергії для теплопостачання

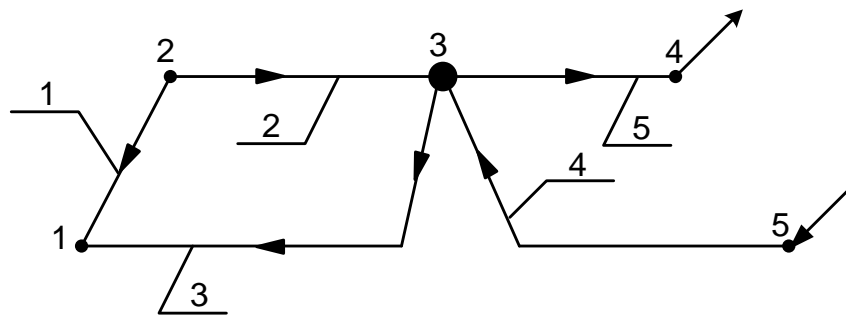
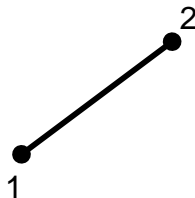


Рис. 5.10 Схематичний вигляд гідравлічного ланцюга

На схемі 5.1 для ГВ:

- замість колектору будемо використовувати умовне позначення:



- замість баку – акумулятора позначення:



Напрямок на ділянках майже завжди має умовний характер і визначає напрямок руху.

Параметри, які характеризують процес:

v – об'ємна витрата, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$);

T – температура, $^{\circ}\text{C}$;

w – швидкість руху, м/с;

ρ – густина, $\text{кг}/\text{м}^3$;

x – параметр довжини ділянки;

D – діаметр трубопроводу.

Математична модель ділянки 2

Теплообмін відсутній $T=\text{const}$.

Зміна тиску на ділянці:

$$P_2 - P_3 \leq S_2 v_2^2 = S_2 (w_2 F_2)^2$$

де: S – гідравлічний опір на ділянці 2.

Рівняння збереження маси

$$\rho w F = M = \text{const}$$

Математична модель ділянки 3

Теплообмін відсутній $T=\text{const}$.

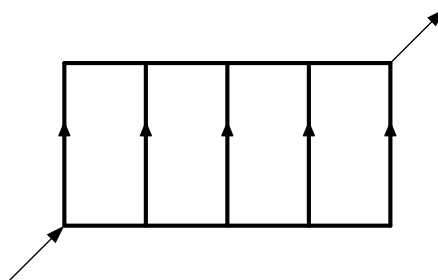
Зміна тиску на ділянці:

$$P_0 - P_1 \leq S_3 v_3^2 = S_3 (w_3 F_3)^2$$

Рівняння збереження маси

$$\rho w F = M = \text{const}$$

Математична модель ділянки 1



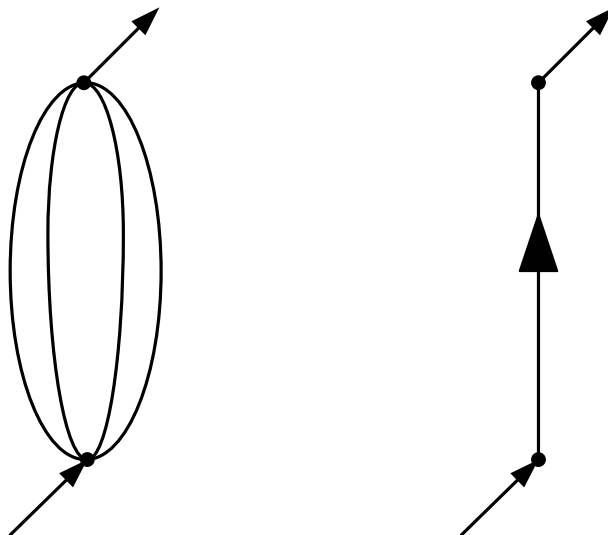
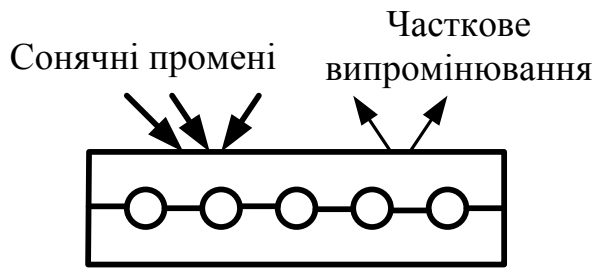


Рис. 5.11 Гідравлічний ланцюг для ділянки 1

Для окремої складової

$$D_j \quad T_x \rho = \rho(T) = \rho(x)$$

Рівняння руху:

$$dP = \frac{-\lambda_T}{D} \frac{\rho w^2}{2} + d\rho g$$

λ_T – коефіцієнт тертя (гідравлічного опору);

$d\rho$ – зміна густини за рахунок теплового розширення.

Рівняння збереження маси:

$$\rho w F = M = \text{const}$$

Рівняння стану:

$$\rho = \rho(T)$$

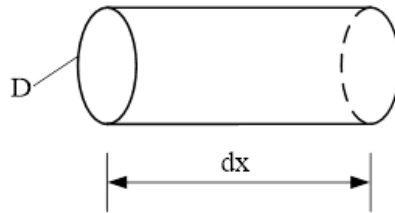
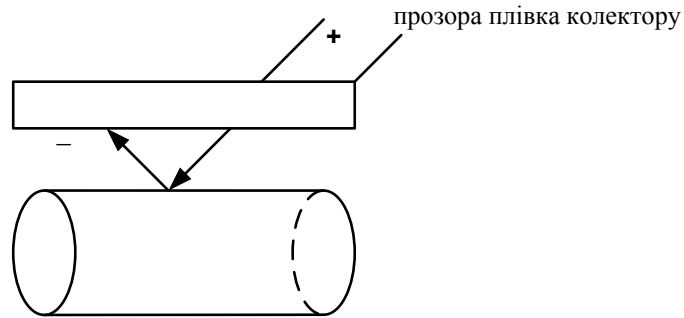


Рис. 5.12 Безкінечно мала ділянка



$$dQ = dQ_{\text{пром}}^+ - dQ_{\text{пром}}^-$$

$$dQ_{\text{пром}}^+ = \Pi D dx \varepsilon_+ C_0 (T_{\text{НС}}^4 - T^4)$$

$$dQ_{\text{пром}}^- = \Pi D dx \varepsilon_- C_0 (-T^4 + T_{\text{НС}}^4)$$

$$\varepsilon_+ \neq \varepsilon_-$$

$\varepsilon_+ > \varepsilon_-$ – поглинається більше ніж випромінюється.

C_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Тепличний ефект за рахунок різної довжини хвиль, що падає і що випромінюється.

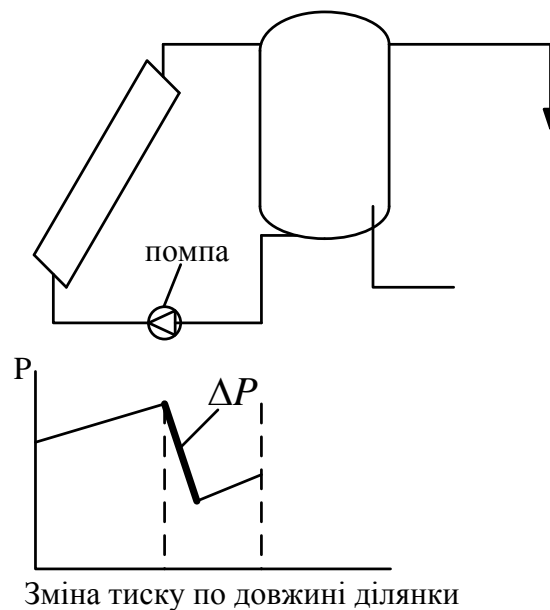
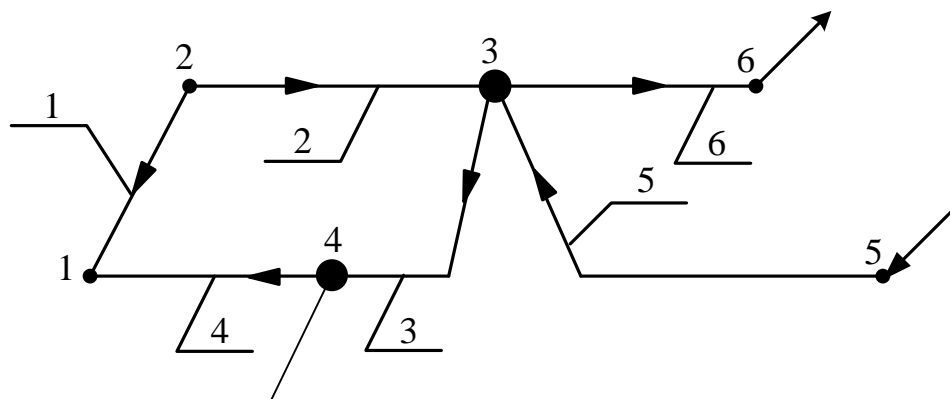


Рис. 5.13 Ділянка 1 з рухом теплоносія за допомогою помпи

$\Delta P = h$ – гідравлічний напір;

$\Delta P = h = f(v)$ – залежність пов'язана з конкретною витратою води.



вузол 4 – математична модель помпи $\Delta P = h = f(v)$

Рис. 5.14 Схематичний вигляд гідравлічного ланцюга з помпою

6. Математичне моделювання гідродинаміки та теплообміну жаротрубного котла

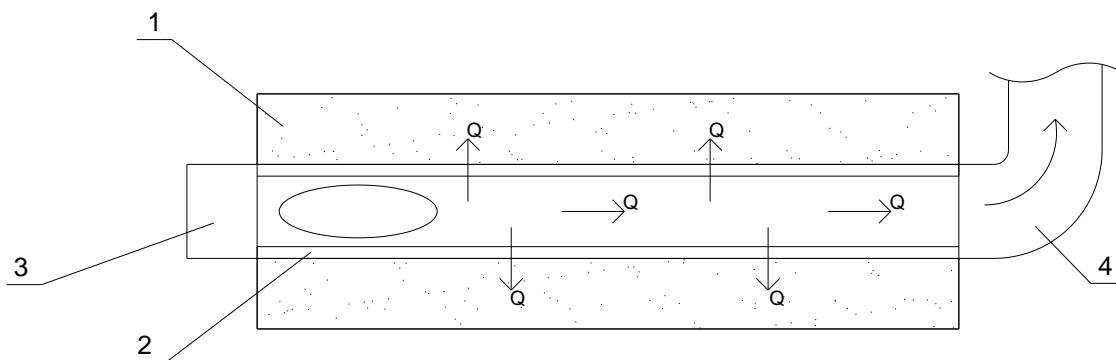


Рис. 6.1 Принципова схема жаротрубного котла

1 – водяний об'єм; 2 – жарова труба; 3 – пальник (топка); 4 – димова труба.

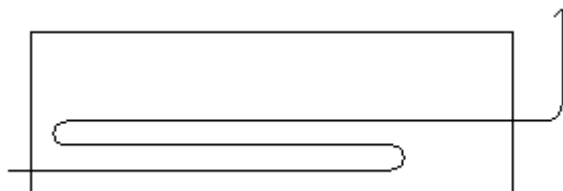


Рис. 6.2 Триходовий жаротрубний котел (АОГВ) (вид збоку)

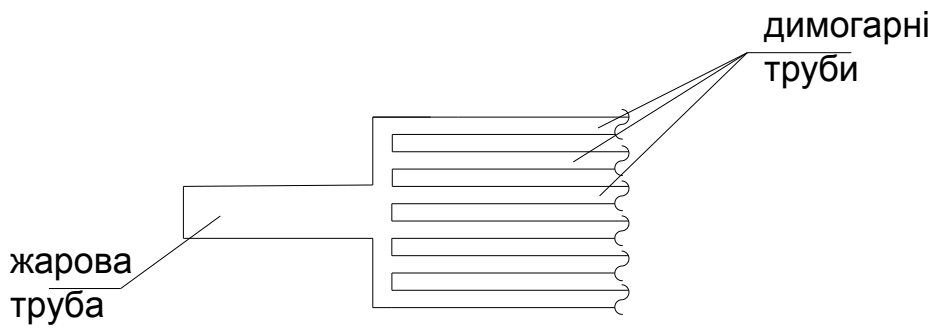


Рис. 6.3 Триходовий жаротрубний котел (АОГВ) (вид зверху)

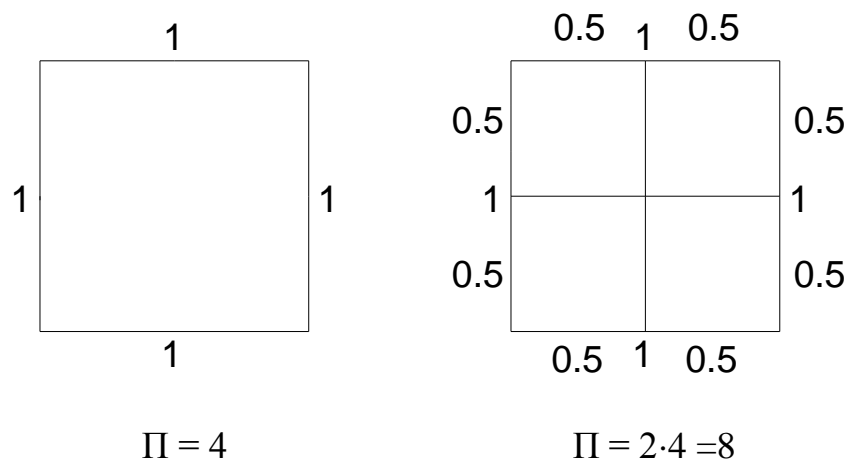


Рис. 6.4 Схема розрахунку площі поверхні жарової труби триходового жаротрубного котла

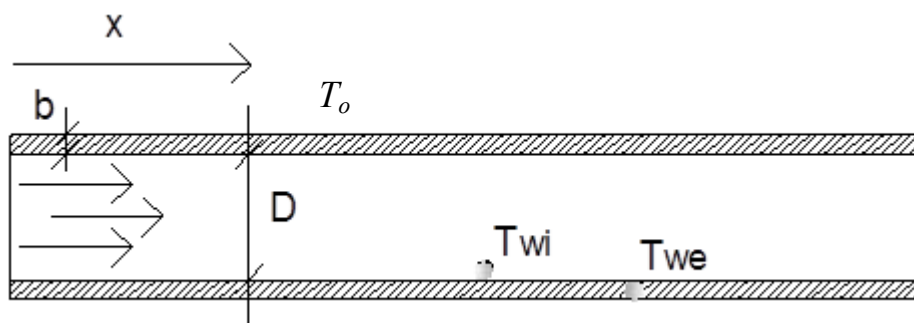


Рис. 6.5 Жарова труба триходового жаротрубного котла

T_o – температура води;

T_{wi} – температура внутрішньої поверхні стінки;

T_{we} – температура зовнішньої поверхні стінки;

b – товщина стінки.

Рівняння руху:

$$dP = -\frac{\lambda}{D} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot dx + g(\rho_0 - \rho) \cdot dh$$

λ – коефіцієнт гідравлічного опору.

$$\lambda = f(Re)$$

де: $Re = \frac{\omega \cdot d}{\nu}$ – число Рейнольдса;

$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$ – швидкісний напір;

dP – зміна тиску завдяки руху;

ρ_0 – густина повітря у навколишньому середовищі;

ρ – густина газоповітряної суміші всередині жарової труби;

dx – приріст прокольної координати вздовж жарової труби;

dh – приріст висоти підйому труби;

$h = h(x)$ – висота підйому труби.

Рівняння збереження маси:

$$\rho \omega F = M = \text{const}$$

Рівняння стану (рівняння ідеального газу):

$$P = \rho RT$$

Рівняння теплообміну:

$$dQ_1 = \alpha_1 \cdot \pi D \cdot dx(T - T_{wi})$$

$$dQ_2 = EC \cdot \pi D \cdot dx(T^4 - T_{wi}^4)$$

$$dQ_3 = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \pi D \cdot dx(T_{wi} - T_{we})$$

$$dQ_4 = \alpha_2 \cdot \pi D \cdot dx(T_{we} - T_o)$$

$$dQ_1 + dQ_2 = dQ_3 = dQ_4$$

$$\rho \omega F C_p dT = -dQ_4$$

dQ_1 – тепловий потік від суміші до стінки труби, який передається конвекцією (завдання руху пару та повітря);

dQ_2 – тепловий потік від суміші до стінки труби, передається випромінюванням.

CO_2 і H_2O – поглинають добре і випромінюють.

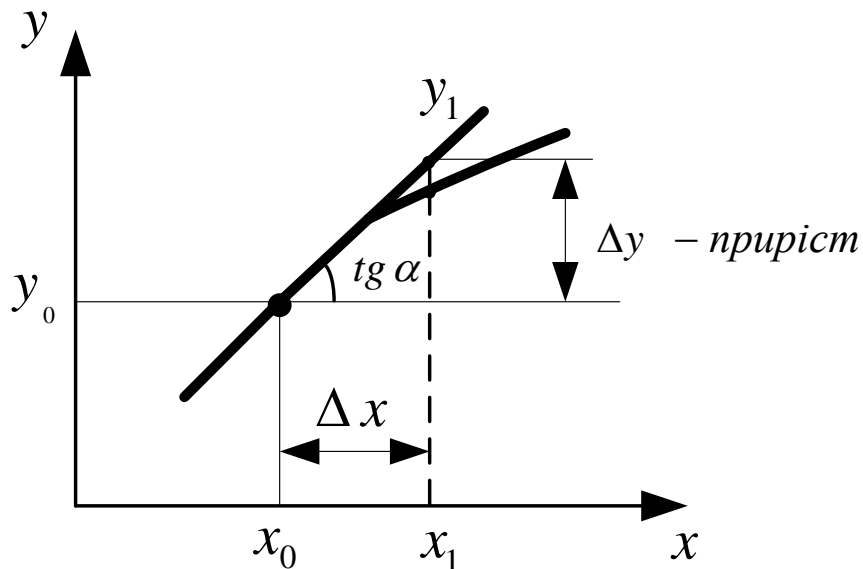
Якщо є CO_2 і H_2O , то ступінь чорноти $\epsilon \neq 0$, її можна розраховувати.

dQ_3 – тепловий потік від суміші до стінки труби, передається теплопровідністю від внутрішньої поверхні стінки зовнішній;

dQ_4 – тепловий потік від суміші до стінки труби, передається конвекцією від зовнішньої поверхні стінки до водяного об'єму;

T_{wi} – не дуже відрізняється від T_o тому, що вода омиває зовнішні стінки труби, тому немає майже випромінювання.

7. Метод Ейлера для чисельного інтегрування



Диференціальним називається рівняння, в яке входять похідні невідомої функції.

Нехай задане диференціальне рівняння:

$$\frac{dy}{dx} = f'(x) \quad (7.1)$$

Початкові умови $y(x_0) = y_0$.

Користуючись диференціальним рівнянням (7.1), бажаємо отримати нове значення y , що задовольняє дане рівняння, та початкову умову.

Для одержання розв'язку спочатку обчислюють значення похідної, а потім задаючи малий приріст "x", переходять до нової точки

$$x_1 = x_0 + \Delta x$$

Δx - настільки мале, що значення функції y мало відрізняється від лінійної функції;

$tg\alpha$ - тангенс кута нахилу дотичної в точці x_0

$$tg\alpha = \frac{dy}{dx}$$

$$\Delta y = \Delta x \cdot tg\alpha$$

де: Δy – приріст функції.

Нове значення функції:

$$y(x) = y_0 + \Delta x \cdot \frac{dy}{dx}$$

Таким чином можна знайти наближене значення залежної змінної при малому зміщенні Δx від початкової точки.

8. Інфрачервоні трубчасті газові обігрівачі (ІТГО)

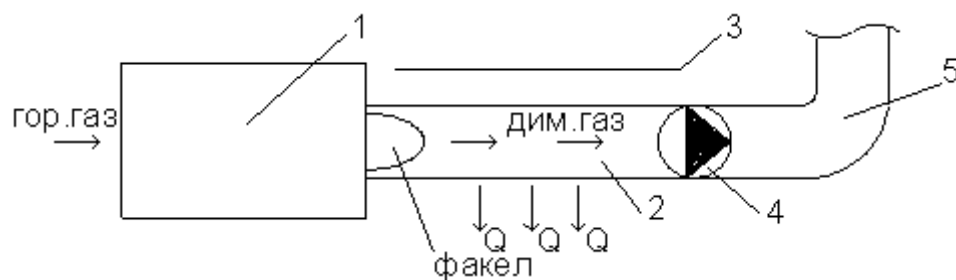


Рис. 8.1 Принципова схема ІТГО

1 – газовий пальник; 2 – труба-випромінювач; 3 – відбивач інфрачервоних променів; 4 – витяжний вентилятор; 5 – трубопровід видалення відпрацьованих газів.

ІТГО розміщується у приміщеннях зі значною висотою, через велике випромінювання (не менше 4 м). Використовуються для опалення виробничих приміщень (рис 8.2).

Нагрівачі газові трубчасті (НГТ)

Згідно з ТУУ (технічних умов України) НГТ мають три виконання:

- повітряно-променеве;
- повітряно-повітряне;
- повітряно-водяне.

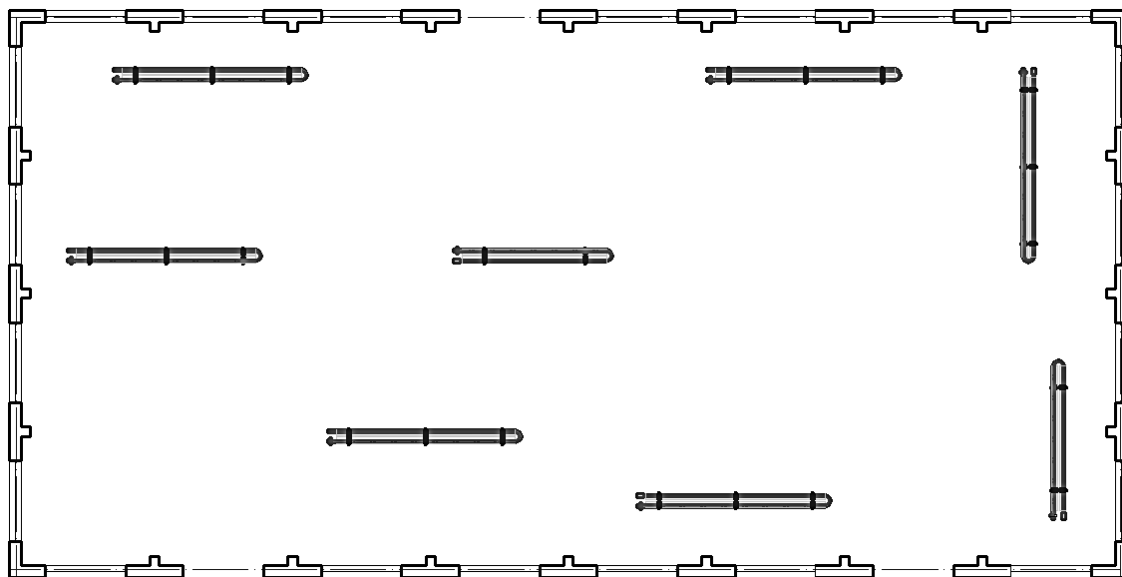


Рис. 8.2 Схема розташування ІТГО на плані виробничого приміщення

Схема ІТГО, вигляд зверху

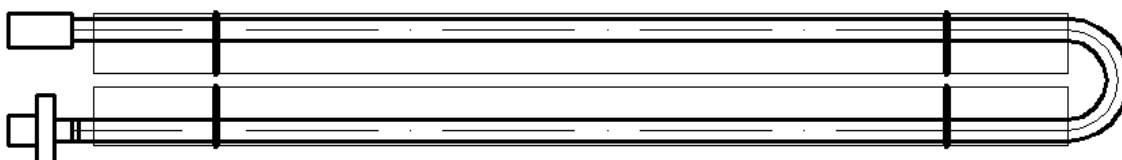


Схема ІТГО, вигляд збоку

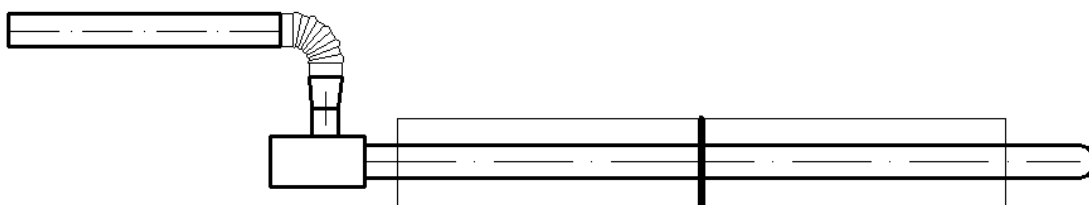


Рис. 8.3 Схема U- подібного ІТГО

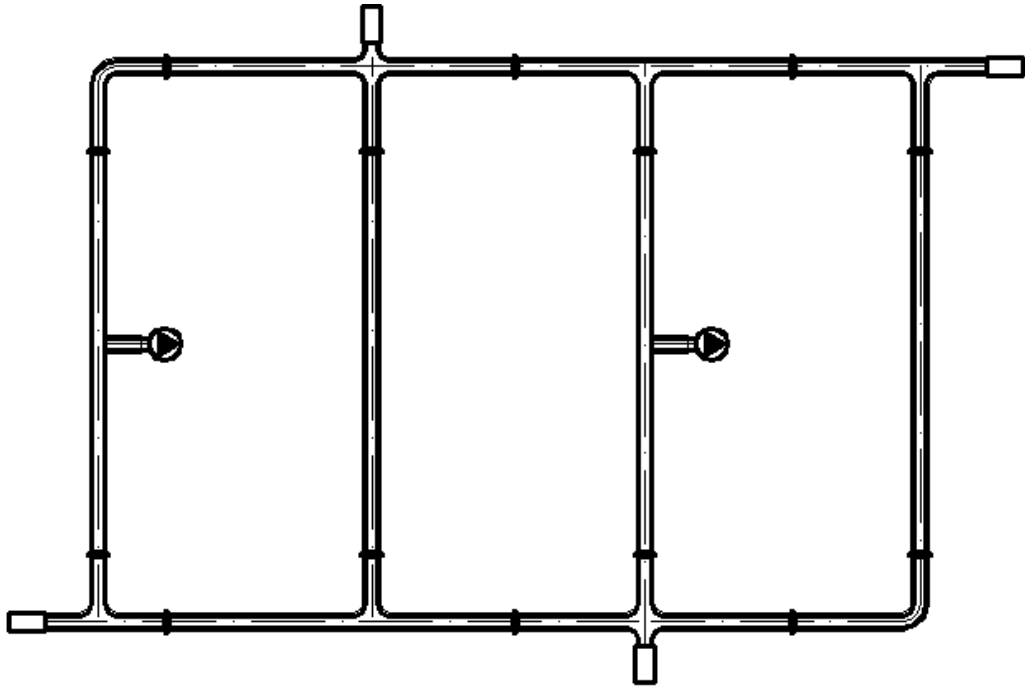


Рис. 8.4 Багатоконтурний ІТГО з чотирма пальниками та двома витяжними вентиляторами

Повітряно-повітряне:

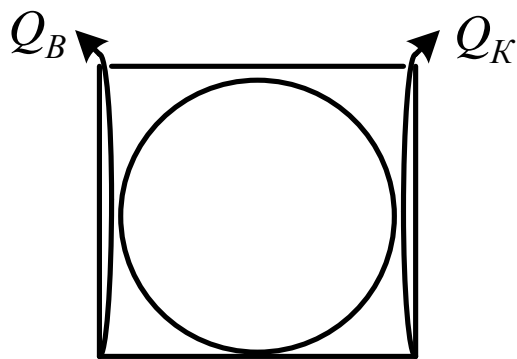


Рис. 8.5 Схема повітряно - повітряного опалення з трубчастим нагрівачем (вигляд при перетині нагрівача)

Завдяки металевому екрану, простір всередині якого вентилюється, вдається змінити основні складові опалення від трубчастого газового нагрівача: Q_B - зменшення теплого потоку випромінюванням, Q_K – збільшення конвективного теплового потоку.

Цю схему можна використовувати при розташуванні нагрівачів на нижньому рівні виробничих приміщень ($h < 4$ м).

Математичне моделювання трубчастих газових нагрівачів

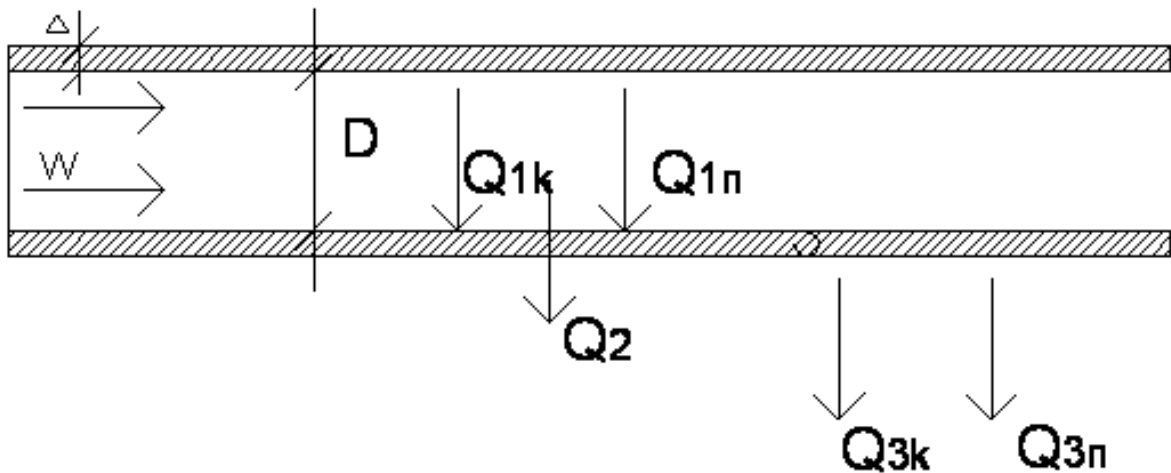


Рис. 8.6 Ділянка трубчастого нагрівача

$Q_{1k} + Q_{1п} = Q_2 = Q_{3k} = Q_{3п}$ - рівняння теплового балансу при стаціонарних умовах.

$$\rho \omega F C_p dT = -(dQ_{1k} + dQ_{1п})$$

$$Q_{1k} = \pi D dx \alpha_1 (T - T_{wi})$$

$$Q_{1п} = \pi D dx E_1 C (T^4 - T_{wi}^4)$$

$$Q_2 = \frac{x}{\Delta} \pi D dx (T_{wi} - T_{we})$$

$$Q_{3k} = \pi D dx \alpha_2 (T_{we} - T_o)$$

$$Q_{3п} = \pi D dx E_2 C (T_{we}^4 - T_o^4)$$

9. Гідравлічні ланцюги водотрубних котлів

Гідравлічні ланцюги двох теплоносіїв первинного (який віддає тепло) і вторинного (який приймає тепло).

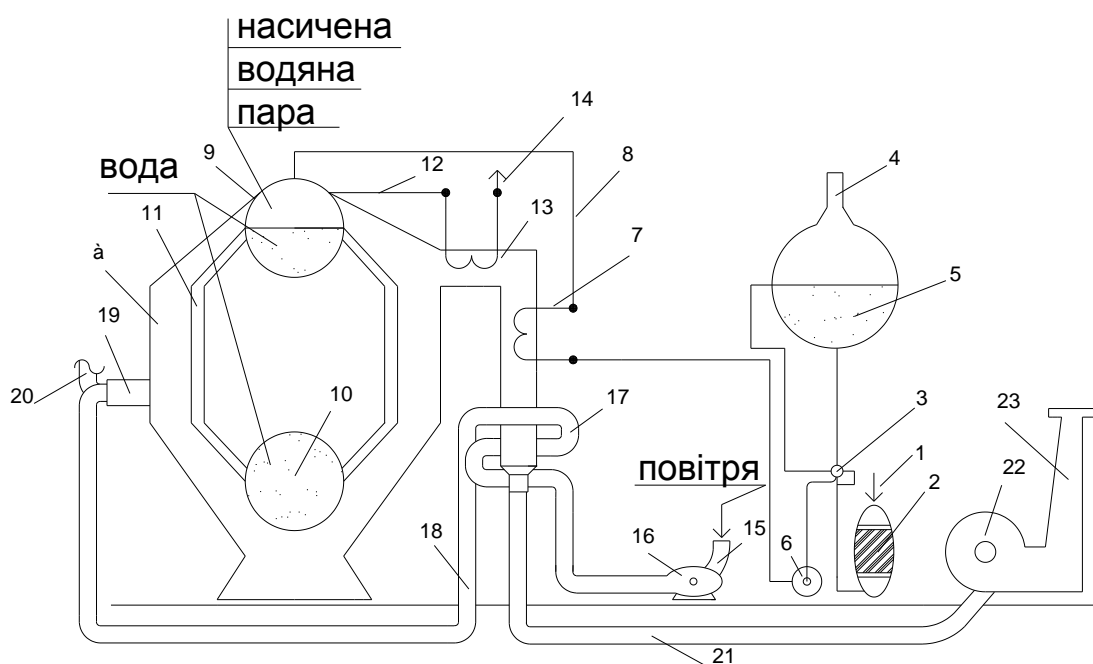


Рис. 9.1 Принципова схема парового водотрубного котлоагрегату

1 – водопровід; 2 – фільтр; 3 – теплообмінник; 4,5 – деаератор (головка + бак); 6 – живильна помпа; 7 – водяний економайзер; 8 – живильна лінія; 9 – верхній барабан; 10 – нижній барабан; 11 – кип'ятильні трубки; 12 – паропровід; 13 – пароперегрівач; 14 – паропровід перегрітої пари; 15 – повітропровід; 16 – дугтєвий вентилятор; 17 – повітря підігрівач; 18 – повітропровід нагрітого повітря; 19 – пальниковий пристрій; 20 – паливопровід; 21 – боров (клапан для відведення димових(топкових) газів); 22 – димосос (витяжний вентилятор); 23 – димова труба; а – обмуровка внутрішнього простору котла.

Гідравлічний ланцюг для води

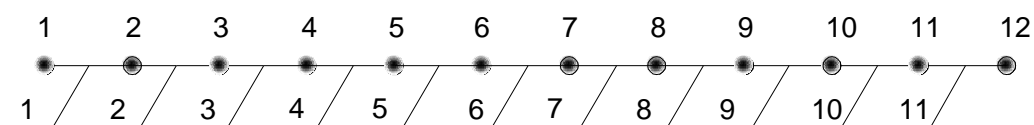


Рис. 9.2 Принципова схема гідравлічного ланцюга для води

1 – ділянка водопроводу; 2 – ділянка фільтру; 3 – ділянка теплообмінника деаератора; 4 – умовна ділянка живильної помпи; 5 – ділянка водопроводу перед економайзером; 6 – ділянка економайзера; 7 – ділянка живильного водопроводу; 8 – ділянка пароводяної суміші; 9 – ділянка насиченої водяної пари; 10 – ділянка пароперегрівача; 11 – ділянка перегрітої водяної пари.

Гідравлічний ланцюг для газоповітряної суміші

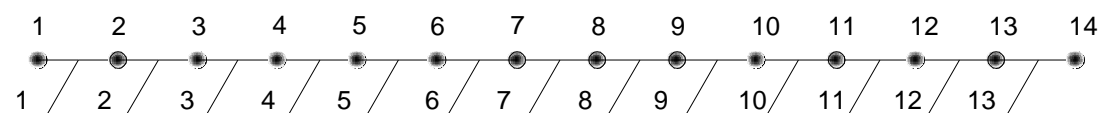


Рис. 9.3 Принципова схема гідравлічного ланцюга для газоповітряної суміші

1 – ділянка повітропроводу перед дуттєвим вентилятором; 2 – умовна ділянка дуттєвого вентилятора; 3 – повітропровід перед повітронагрівачем; 4 – повітропідігрівач; 5 – повітропровід нагрітого повітря; 6 – палиниковий пристрій; 7 – топковий простір; 8 – ділянка паропідігрівача; 9 – водяний економайзер; 10 – повітропідігрівач; 11 – ділянка борова; 12 – умовна димососа; 13 – димова труба.

10. Гідравлічні ланцюги для теплогенеруючих установок з тепловими помпами

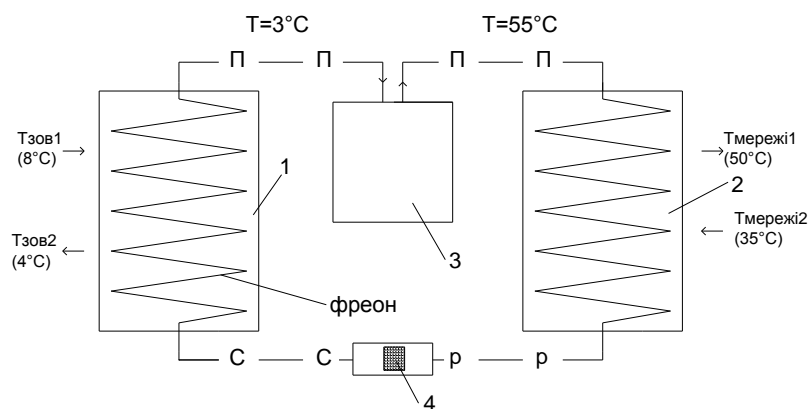


Рис. 10.1 Принципова схема теплогенеруючих установок

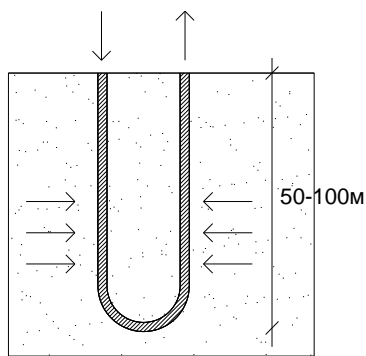
1 – теплообмінник з передачею тепла від зовнішнього джерела до робочої рідини (випарює); 2 – теплообмінник з передачею тепла від робочої рідини до теплоносія системи тепlopостачання (конденсатор); 3 – компресор; 4 – дросельний клапан; п-п-п – трубопровід з парою; р-р-р – трубопровід з рідиною; с-с-с – трубопровід з 2-ою фазною сумішшю рідини і пари.

$$k = \frac{Q}{L}$$

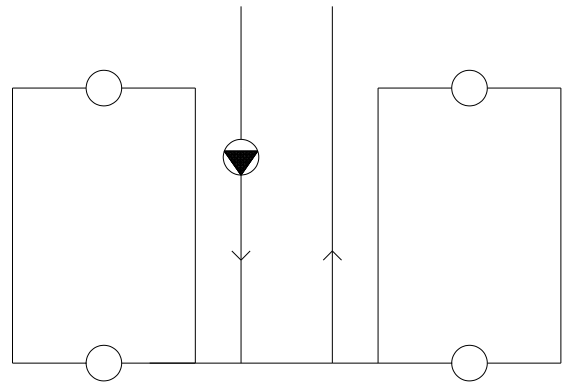
k – коефіцієнт перетворення суміші ($\approx 4 \div 5$ у сучасних);

Q – тепло;

L – механічна енергія.



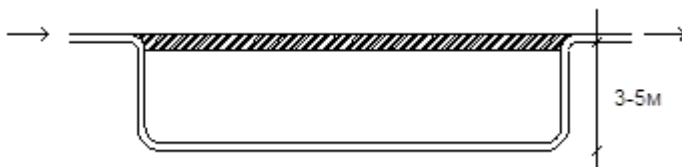
а



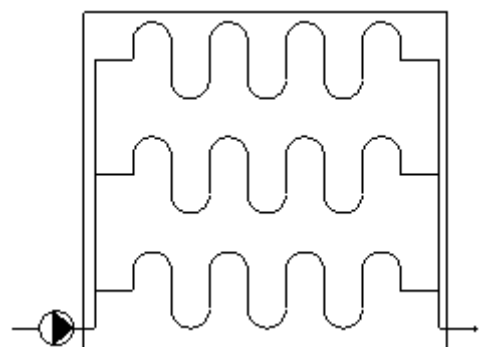
б

Рис. 10.2 Геотермальне джерело з вертикальними теплообмінниками
(а- вид збоку, б- вид зверху)

Тепло із ґрунту передається поглинаючому матеріалу, потім воді.



а



б

Рис. 10.3 Горизонтальний теплообмінник:

а- вид збоку, б- вид зверху

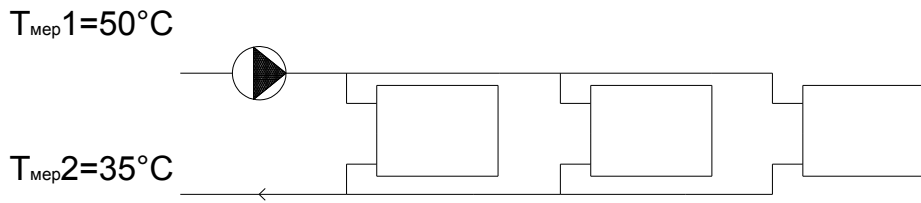


Рис. 10.4 Принципова схема мережі теплопостачання (опалення) від геотермального джерела

Температури теплоносія у мережі теплопостачання суттєво вищі ніж температури геотермального теплоносія. Тому, безумовно, для теплопостачання необхідно використовувати теплові помпи, завдяки яким можна отримати теплоносії з перепадом температури 50/35 градусів, як показано на схемі 10.4. Разом з тим для якісного опалення необхідно при таких низьких температурах теплоносія використовувати прилади опалення з високою тепловіддачею, наприклад, з вилученою конвекцією.

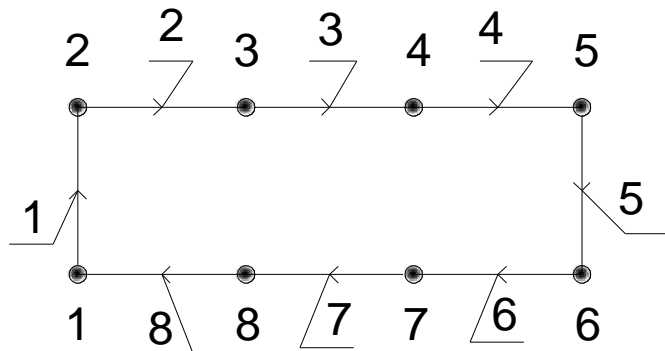


Рис. 10.5 Гідравлічний ланцюг установки з фреоном

1 – ділянка випарювача; 2 – транзитна ділянка; 3 – ділянка компресору; 4 – транзитна ділянка пару; 5 – ділянка компресору; 6 – транзитна ділянка рідини; 7 – ділянка дросельного клапану; 8 – транзитна ділянка двофазної суміші.

11. Метод Монте-Карло для розрахунку променевого теплообміну в тепло генеруючих установках

В 1949р. – з'явився метод Монте-Карло.

Для розрахунку параметрів складних систем застосовуються методи статистичного моделювання. Одним з найбільш популярних методів статистичного моделювання є метод Монте-Карло. Відомо багато різних прикладів застосування цього методу, наприклад, [1-7].

Метод Монте-Карло – це чисельний метод, основу якого становить одержання великого числа реалізацій випадкового процесу, який формується так, щоб імовірнісні характеристики (математичні очікування, імовірність деяких подій, імовірність попадання траєкторії процесу в деяку область тощо) дорівнювали певним величинам задачі, яка розв'язується.

Метод Монте-Карло ґрунтується на імітації масового процесу шляхом вираховування його ходу, в якому випадкові коливання визначаються за допомогою жеребка або таблиці випадкових чисел.

Таким чином, сутність методу Монте-Карло полягає в тому, що замість аналітичного описання системи масового обслуговування здійснюється "розіграш" випадкового процесу.

Особливістю та однією з основних вимог імітаційного моделювання за методом Монте-Карло є застосування спеціальних комп'ютерних програм. Це, зокрема, пояснюється тим, що генерування випадкових сценаріїв реалізації проекту повторюються 500–1000 разів.

Метод Монте-Карло застосовується в розрахунках для складних комплексів, в яких використання класичних методів розрахунків практично неможливе. Він набув поширення також і дослідженні функціонування складних систем.

Наприклад: Парова котельня.

Тепловий простір: складний теплообмін.

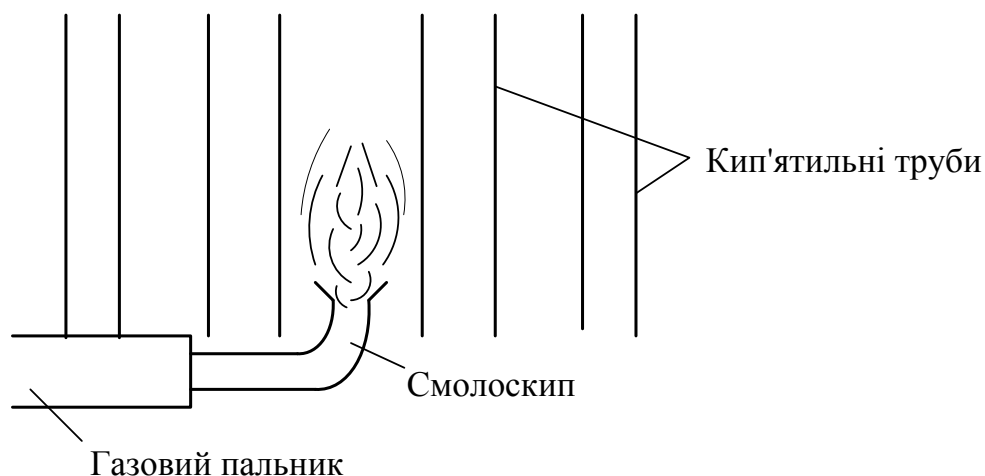


Рис. 11.1 Схема парової котельні

Метод статистичних випробувань (метод Монте-Карло)

Імітаційне моделювання.

Приклад: Розрахунок площі складної фігури

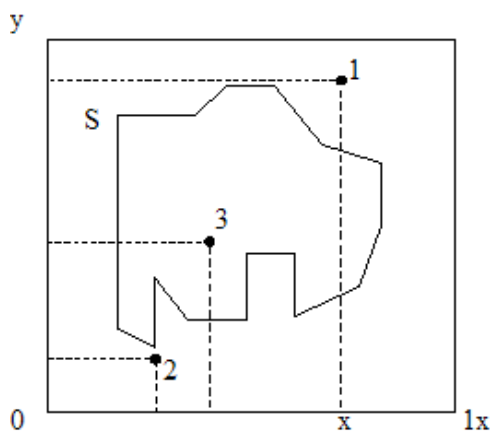


Рис. 11.2 Схема розрахунку площі складної фігури

Випадкові числа:

(1; 0) – значення;

(0,5; 0,5) – вірогідність;

(1 ; 2 ; 3 ; 4 ; 5 ; 6 ; 7 ; 8 ; 9 ; 0) – цифри;

(0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1; 0,1) – ймовірність появи.

Псевдовипадкові числа – числа, які мають властивості випадкових чисел, але мають своєрідний алгоритм появи.

8 6 5 1 5 – цифри	0,8 6 5 1 5 від 0 до 1
6 9 1 8 6 вірогідність 0,1	0,6 9 1 8 6
4 1 6 8 6	...
0 4 8 2 5	0,0 4 8 2 5

Чи потрапляє точка в середину площі S – ?

$$S \cong \frac{n'}{n}$$

n' – число точок, які потрапили в S : 0,0,1

n – число точок: 1,1,1.

Метод Монте-Карло для оцінки інтенсивності випромінювання ІТГО

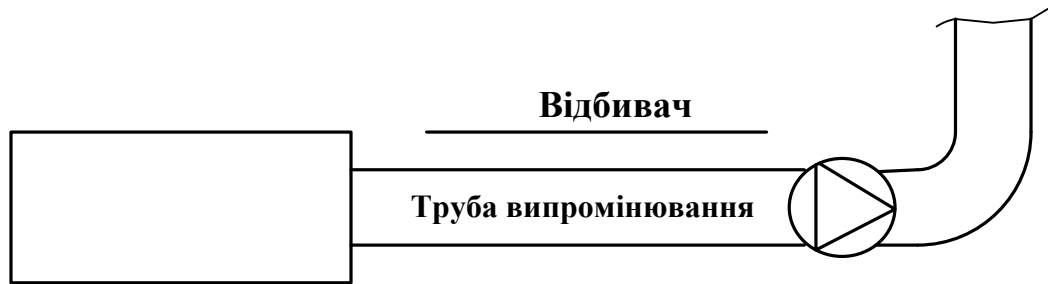


Рис. 11.3 Принципова схема ІТГО

50 Вт/м² – 120 Вт/м² – обмеження за санітарно-гігієнічними формами.

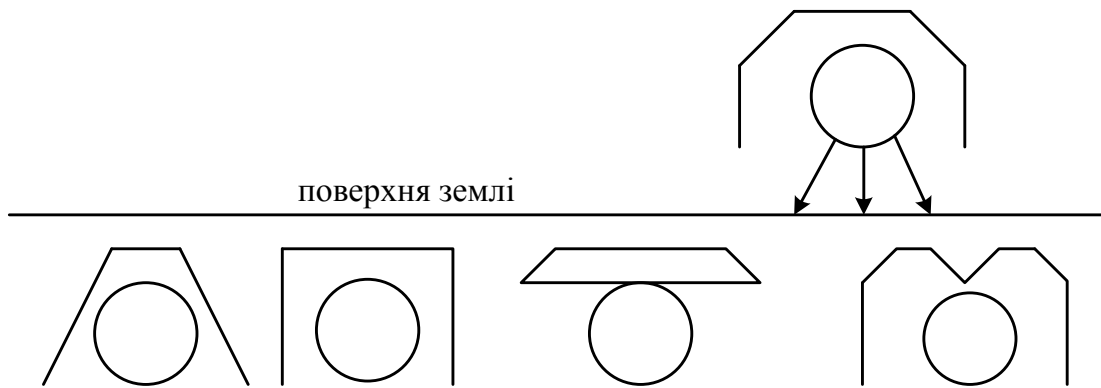
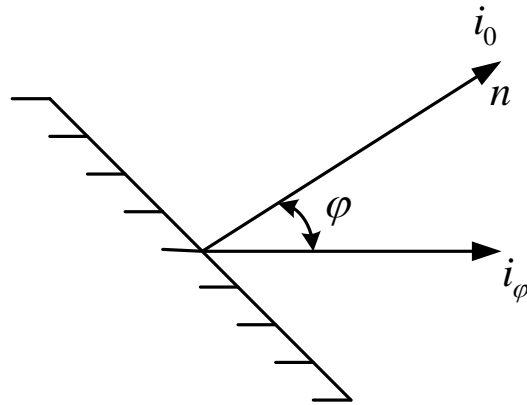


Рис. 11.4 Види конфігурації відбивача

Два закони:

- 1) Закон відбивання променя від поверхні відбивача;
- 2) Закон відбивання променя від поверхні випромінювача.

Закон Ламберта

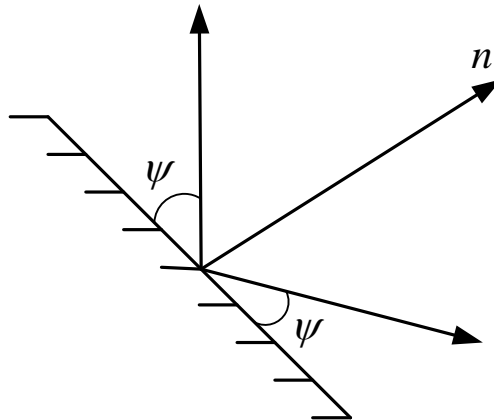


$$i_{\varphi} = i_0 \cdot \cos \varphi$$

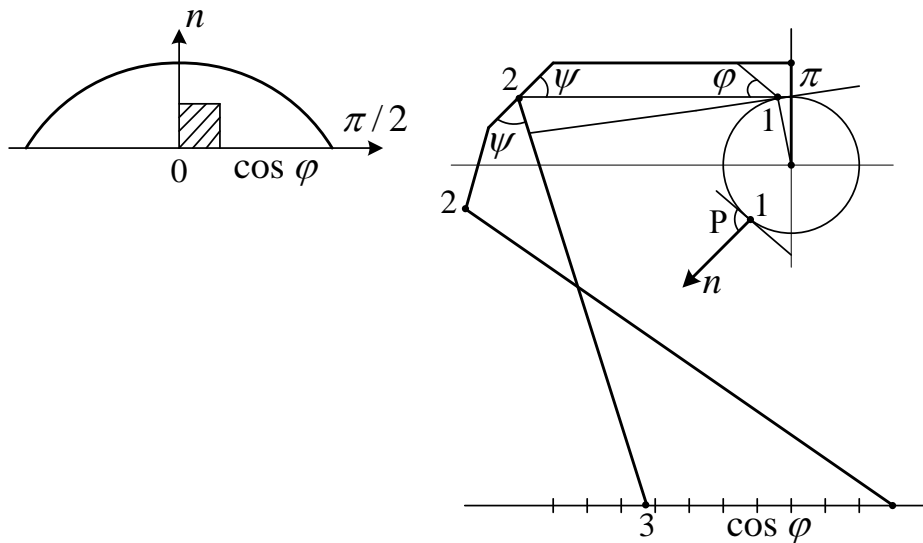
$$\cos 0 = 1$$

$$\cos 90 = 0$$

2) Кут падіння = куту відбивання



Приклад: (Температура поверхні труби однакова, що зверху, що знизу)

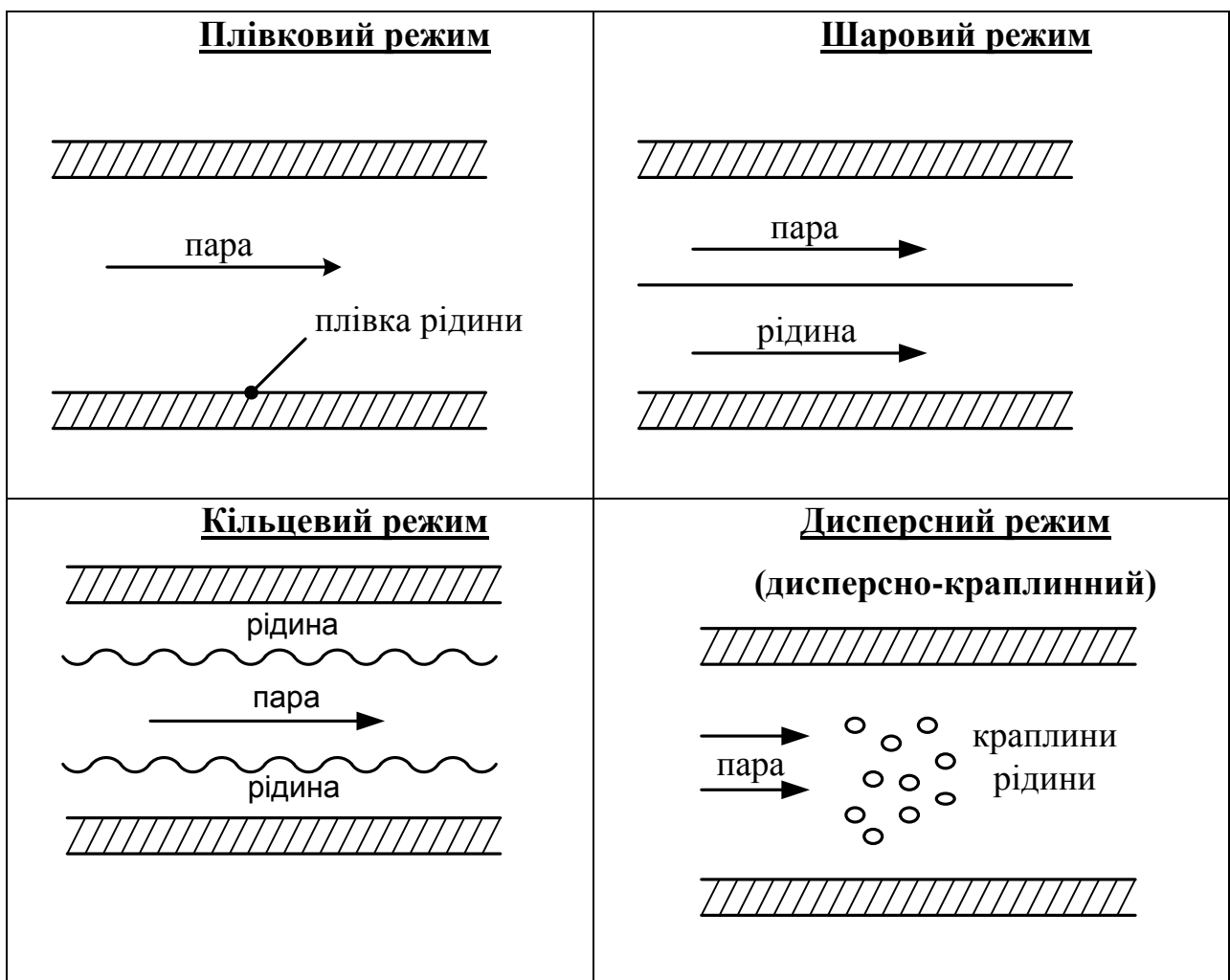


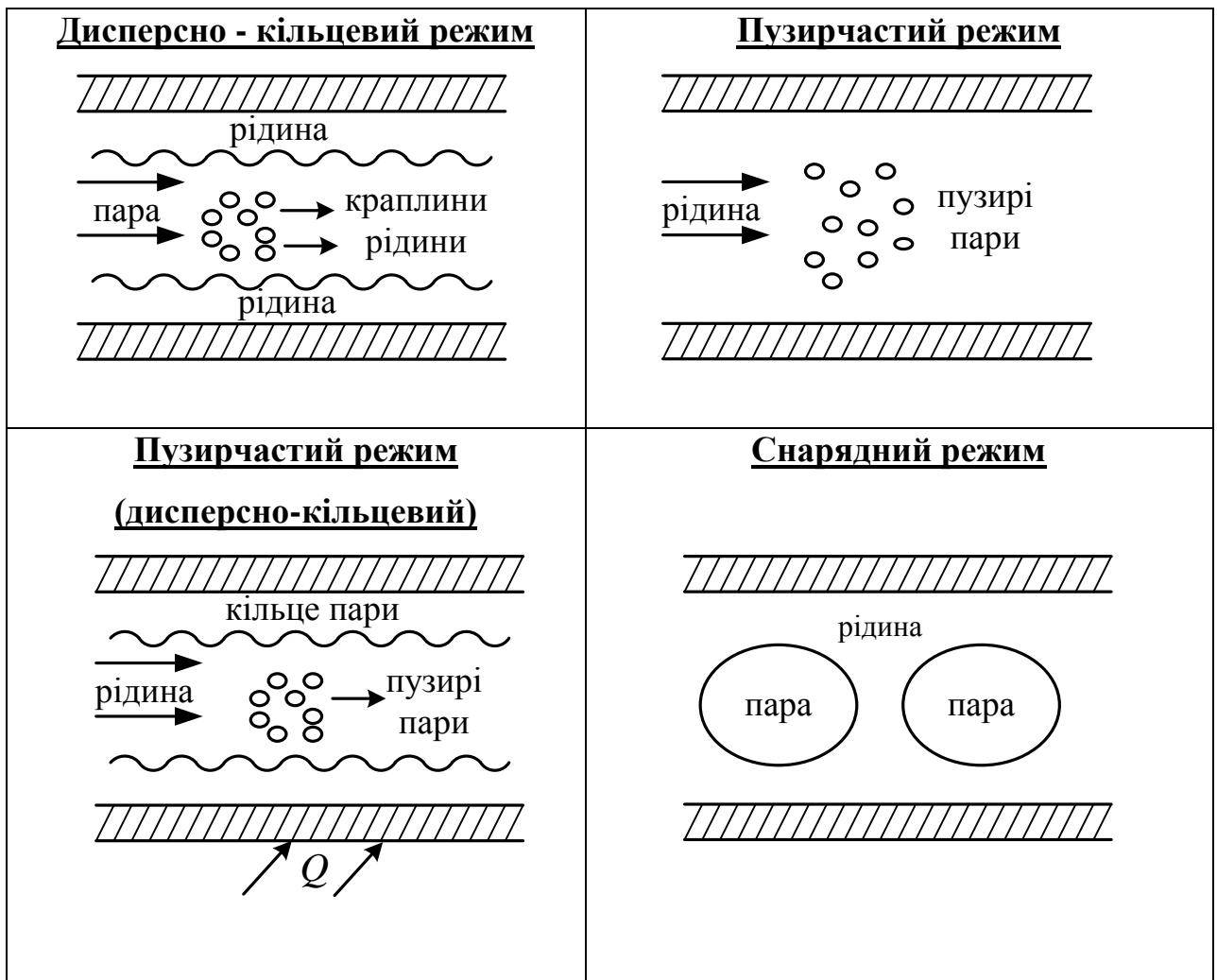
Алгоритм:

1. Вибираємо випадкову точку на поверхні випромінювача в проміжку від 0 до π
 $0,86 \cdot \pi \cong 2,4$ - точка 1
0,91
2. Вибираємо напрямок руху;
3. Відбиваємо;
4. Ділимо поверхню на відрізки;
5. Аналізуємо скільки променів потрапляють на відрізки.

12. Гідравлічні ланцюги теплогенеруючих установок з фазовими переходами теплоносіїв

Режими течії теплоносіїв





Для моделювання течії теплоносія з фазовими переходами застосовується гіпотеза суцільного середовища (взаємнопроникних):

Для моделювання ділянок гідравлічних ланцюгів з фазовими переходами використовуються основні закони :

- Закон збереження маси;
- Рівняння руху (закон збереження імпульсу);
- Закон збереження енергії.

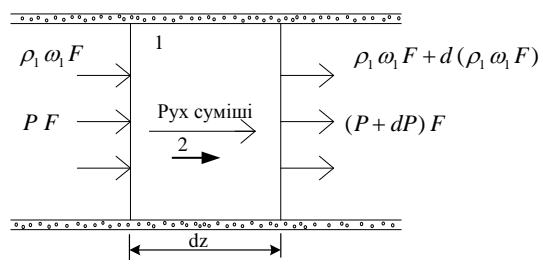


Рис. 12.1 Принципова схема руху суміші

Індекс 1 – пара, індекс 2 – рідина

Закон збереження маси:

$$m_1 + m_2 = \text{const}$$

де: m_1 – витрата пари, кг/сек ;

m_2 – витрата рідини, кг/сек ;

$$m_1 = \rho_1 w_1 F$$

$$m_2 = \rho_2 w_2 F$$

Закон збереження маси приймає вид:

$$\rho_1 w_1 F + \rho_2 w_2 F = \text{const}$$

ρ_1 – розподілена густина пари, кг/м³;

ρ_2 – розподілена густина рідини, кг/м³;

w_1 – швидкість руху пари, м/с ;

w_2 – швидкість руху рідини, м/с ;

$$w_1 \neq w_2$$

$$\rho_1 = \alpha_1 \cdot \rho_1^0 ; \rho_2 = \alpha_2 \cdot \rho_2^0$$

ρ_1^0 – істина густина пари, кг/м³ ;

ρ_2^0 – істина густина рідини, кг/м³ ;

α_1 – об'ємна концентрація пари;

α_2 – об'ємна концентрація рідини;

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 1$$

Для взаємодії між фазами застосовується параметр: $g_{12} \left[\frac{\text{кг/с}}{\text{м}^3} \right]$ - розподілена потужність об'ємних джерел масообміну - кількість маси однієї фази, яка перетворюється в іншу в одиницю часу, в одиницю об'єму.

$$\rho_1 w_1 F - [\rho_1 w_1 F + d(\rho_2 w_2 F)] = g_{12} \cdot F \cdot dz$$

$$-d(\rho_1 w_1 F) = g_{12} \cdot F \cdot dz$$

$$\frac{1}{F} \frac{d}{dz} (\rho_1 w_1 F) = -g_{12}$$

$$\frac{1}{F} \frac{d}{dz} (\rho_2 w_2 F) = +g_{12}$$

Закон збереження імпульсу:

$$\rho_1 w_1 \frac{dw_1}{dz} = -\alpha_1 \frac{dp}{dz} + g_{12}(w_1 - w_a) + f_1$$

$$\rho_2 w_2 \frac{dw_2}{dz} = -\alpha_2 \frac{dp}{dz} + g_{12}(w_2 - w_a) + f_2$$

f – розподілена сила, Н/м³;

Зміна кількості руху дорівнює імпульсу зовнішніх сил, або зміна кількості руху дорівнює сумі зміни зовнішніх сил та додаткової кількості руху.

Кількість руху дорівнює добутку маси та швидкості: $(\rho_1 w_1 F) \cdot w_1$.

$\rho_1 w_1 F$ – маса.

Зміна кількості руху за рахунок масопереносу:

$$d(\rho_1 w_1 F \cdot w_1) = -g_{12} F dz \cdot w_a + PF - (P + dP)F + f F dz$$

w_a – характерна швидкість обмінювальної маси;

$$w_1 \cdot d(\rho_1 w_1 F) + \rho_1 w_1 F \cdot dw_1 = g_{12} F dz \cdot w_a - \alpha_1 dP \cdot F - w_1 g_{12} F dz + \rho_1 w_1 F \cdot dw_1$$

Рівняння енергії:

Параметри, що характеризують енергію потоку:

$i + \frac{w_1^2}{2}$ – енергія;

i – внутрішня енергія, ентальпія;

$\frac{w^2}{2}$ – кінетична енергія;

$g_{12} \left(i + \frac{w^2}{2} \right)$ – енергія завдяки масообміну;

$\rho_1 w_1 F \left(i + \frac{w_1^2}{2} \right)$ – енергія потоку;

$$-d \left[\rho_1 w_1 F \left(i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) \right] = -g_{12} \left(i_a + \frac{w_a^2}{2} \right) \cdot F dz$$

$$-g_{12} F dz \left(i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) + \rho_1 w_1 F d \left(i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) =$$

$$\rho_1 w_1 \frac{d}{dz} \left(i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) = -g_{12} \left(i_1 - i_a + \frac{w_1^2}{2} - \frac{w_a^2}{2} \right) + q_1$$

$$\rho_2 w_2 \frac{d}{dz} \left(i_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = +g_{12} \left(i_2 - i_a + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_a^2}{2} \right) + q_2$$

$$di = C_p \cdot dT$$

Рівняння стану:

$$P_1 = \rho_1 R_1 T_1$$

$$\rho_2^0 = const.$$

T_1 – абстрактна температура пари, °С ;

T_2 – абстрактна температура рідини, °С ;

$$T_1 \neq T_2$$

P – тиск двофазної суміші, Па.

13. Трубчасті нагрівачі з конденсацією водяної пари

В Україні все більшого поширення набувають трубчасті газові нагрівачі, що випускаються переважно провідними закордонними фірмами Франції, Америки, Німеччини, Угорщини, Італії, Словаччини, Польщі. Є і українські виробники трубчастих газових нагрівачів. Нагрівачі відрізняються один від одного перш за все номінальною тепловою потужністю, геометричними параметрами і конструктивним виконанням, системами автоматизації їх роботи і, звичайно ж, вартістю. У конструкціях нагрівачів провідних виробників застосовують технічні розробки, які забезпечують економію витрат теплоносія. Збільшення економії палива можливо досягти шляхом використання в конструкції обігрівачів режиму конденсації водяної пари з газоповітряної суміші. Використання «прихованої» теплоти конденсації водяної пари, що міститься в продуктах згорання призводить до більш ефективного використання газового палива. Тому робота трубчастих нагрівачів у конденсаційному режимі досить цікава з точки зору підвищення ефективності використання теплового потенціалу газоподібного палива та забезпечення його економії.

Розрізняють вищу на нижчу теплоту згорання палива.

Вища теплота згорання палива Q_v – теплота, що виділяється при повному окисненні горючих складових палива, з врахуванням теплоти, що виділяється при конденсації водяної пари, що міститься в продуктах згорання палива.

Нижча теплота згорання палива Q_n^p – теплота, що виділяється при повному окисненні всіх горючих складових палива, без врахування теплоти, що виділяється при конденсації водяної пари з продуктів згорання палива.

Таким чином різниця між Q_n^p і Q_v - у величині ентальпії водяної пари, яка утворюється у процесі згорання:

$$i_{\text{вод,парі}} = C_{p2}(t_2 - t_n) + r + C_{p1}(t_n - t_1)$$

де: C_{p1} – теплоємність пари;

C_{p2} – теплоємність конденсату;

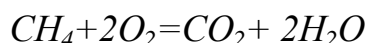
r – прихована теплота пароутворення;

t_1, t_2 – температура пари та конденсату;

t_n – температура насичення водяної пари.

При спалюванні природного газу $Q_v > Q_n^p$ на $\approx 10\%$.

При згоранні CH_4 виділяється H_2O :



Вища теплота згорання складає:

$$Q_v = Q_n^p + Q_{H_2O}$$

Для метану: $Q_v = 39,82$ МДж/м³, $Q_n^p = 35,88$ МДж/м³, різниця складає 4 МДж/м³, що відповідає 10%.

ККД теплогенеруючих установок за нижчою теплотою згорання:

$$\eta = \frac{Q_{\text{кор}}}{Q_n^p} = 92 \sim 94\%$$

- за вищою теплотою згорання:

$$\eta = \frac{Q_{\text{кор}}}{Q_v} = 102 \sim 104\%$$

Тепловий баланс усіх паливоспалювальних теплоагрегатів в Україні, як і в усіх країнах СНД, визначається за нижчою теплотою згорання. Для

порівняння, у США тепловий баланс визначається за вищою теплотою згоряння, а у країнах Західної Європи як за вищою, так і нижчою. До недавнього часу використання для теплових розрахунків нижчої теплоти згоряння було виправданим, тому що ця методика є більш простою. Але на практиці ні в котельних, ні в пічних установках продукти згоряння ніколи не охолоджувались до такого значення температури, при якому мала б місце конденсація водяної пари і повне використання тепла, що при цьому утворюється.

Тільки в останні роки почалось впровадження установок глибокого охолодження продуктів згоряння палива (нижче точки роси). Таким чином забезпечується конденсація пари, що в них знаходиться, і корисне використання утвореного при цьому тепла. У зв'язку з цим все більше розповсюдження знаходять конденсаційні котли і теплообмінники поверхневого типу, що забезпечують конденсацію водяної пари з вихідних газів при омиванні поверхні нагріву, температура стінки якої нижче точки роси. Використання енергії конденсації у конструкціях конденсаційних котлів підвищує їх робочий ККД до 107 – 109 %, а витрати палива знижуються до 35%.

Одним із провідних виробників низькотемпературних газових нагрівачів є компанія Roberts-Gordon (США), яка широко використовує результати наукових вишукувань в галузі надійності, оптимізації та ефективності використання газових нагрівачів [8]. Однією із розробок компанії Roberts-Gordon є газова, низькоінтенсивна система променевого опалення CoRayVac, яка забезпечує економію палива і рівномірний розподіл комфортабельного тепла шляхом використання декількох послідовних пальників в системі. Максимальна економія палива в цій системі досягається шляхом використання в конструкції обігрівача режиму конденсації. Недоліком цих систем є їх висока вартість.

Існують інші технічні рішення конденсаційних трубчастих нагрівачів, які відрізняються простотою виконання та мають більш низькі капітальні витрати у порівнянні з відомими розробками.

На рис. 13.1 наведена схема трубчастого газового нагрівача, що може працювати у конденсаційному режимі [9].

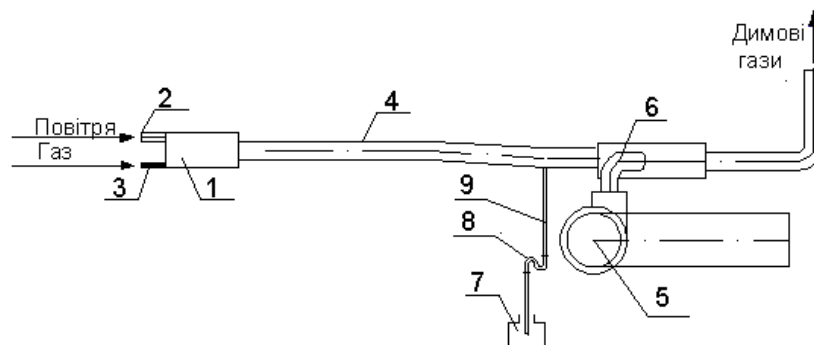


Рис. 13.1 Схема пристрою газового опалення, що забезпечує роботу у конденсаційному режимі

1 – газовий пальник; 2 – патрубок для подачі повітря; 3 – патрубок для подачі газу; 4 – трубчастий лінійний нагрівач; 5 – вентилятор; 6 - газоповітряний ежектор; 7 – конденсатозбірник; 8 – гідро затвор; 9 – дренажна трубка.

Нагрівач працює наступним чином. До газового пальника подаються повітря та газ за допомогою патрубків подачі повітря та газу, де відбувається сумішоутворення, стабілізація фронту запалення, стійке спалювання газоподібного палива, необхідна інтенсивність і регулювання процесу горіння. Далі продукти згоряння газу надходять до трубчастого нагрівача, який передає тепло зі своєї поверхні в опалювальне середовище. Переміщення продуктів згоряння вздовж нагрівача від газового пальника до газоповітряного ежектора забезпечується за рахунок розрідження, що створюється в ежекторі. При русі газоповітряної суміші вздовж трубчастого лінійного нагрівача її температура зменшується. У кінцевій частині нагрівача можлива конденсація водяної пари на поверхні нагріву, конденсат стікає по внутрішній похилій поверхні нагрівача та по дренажній трубці крізь гідрозатвор у конденсатозбірник. Таким чином, конструкція пристрою для газового опалення, що пропонується забезпечує надійність функціонування

його у режимі конденсації водяної пари у продуктах згоряння, що дозволяє розширити діапазон використання пристрою та підвищити ефективність використання газового палива.

При русі газоповітряної суміші уздовж випромінюючої труби її температура зменшується, що призводить до конденсації водяної пари з газоповітряної суміші. Умовою утворення конденсату є відповідність температури газоповітряної суміші ($T_{z.c.}$) температурі насичення водяної пари (T_{eg}) при його парціальному тиску:

$$T_{z.c.} = T_{eg}(P_n)$$

Парціальний тиск водяної пари визначається співвідношенням:

$$P_n = \alpha_n \cdot P$$

де: α_n - об'ємна концентрація водяної пари в газоповітряній суміші;

P – тиск газоповітряної суміші всередині випромінюючої труби.

Об'ємна концентрація водяної пари (α_n) від точки повного згоряння газу до можливої точки випадання конденсату є постійною. Цю величину можна розрахувати по реакціях горіння горючого газу, його об'ємному складом, коефіцієнту надлишку повітря і його вологості.

На рис. 13.2 представлена ділянка моделювання двофазного потоку всередині випромінюючої труби.

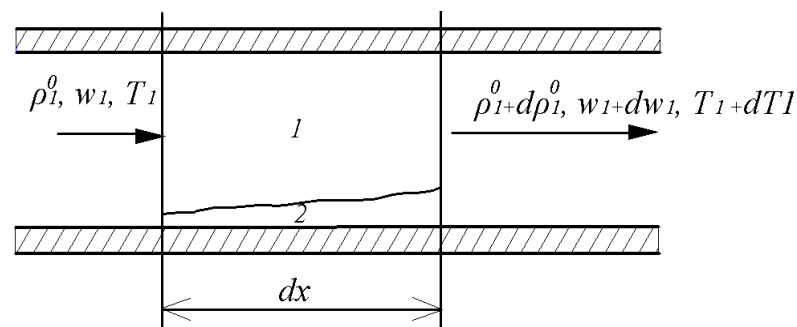


Рис. 13.2 Ділянка руху і теплообміну двофазного потоку всередині випромінюючої труби

1 - газоповітряна суміш (газоподібна фаза); 2 - конденсат (рідка фаза); ρ_1^0, w_1, T_1 - істинна густина, середня швидкість і абсолютна температура газоповітряної суміші.

Рівняння математичної моделі:

Рівняння збереження маси:

$$\frac{1}{F} \cdot \frac{d}{dx} (\rho_1 w_1 F) = -m$$

$$\frac{1}{F} \cdot \frac{d}{dx} (\rho_2 w_2 F) = m$$

Рівняння руху:

$$\rho_1 w_1 \frac{dw_1}{dx} = -\alpha_1 \frac{dP}{dx} - m(w_{12} - w_1) - \frac{\Lambda_1}{D_1} \rho_1^0 \frac{w_1^2}{2} + (\rho_a - \rho_1^0) g dh$$

$$\rho_2 w_2 \frac{dw_2}{dx} = -\alpha_2 \frac{dP}{dx} + m(w_{12} - w_2) - \frac{\Lambda_2}{D_2} \rho_2^0 \frac{w_2^2}{2} + \rho_2^0 g dh$$

Рівняння енергії:

$$\rho_1 w_1 F d \left(i_1 + \frac{w_1^2}{2} \right) = -m F dx \left[i_{12} - i_1 + \frac{(w_{12}^2 - w_1^2)}{2} \right] - dQ_1$$

$$\rho_2 w_2 F d \left(i_2 + \frac{w_2^2}{2} \right) = m F dx \left[i_{12} - i_2 + \frac{(w_{12}^2 - w_2^2)}{2} \right] + dQ_1 - dQ_{2w}$$

$$dQ_1 = \pi D dx \alpha_1 (T_1 - T_2)$$

$$dQ_{2w} = \Pi_2 dx \alpha_{2w} (T_2 - T_w)$$

де: m – об'ємна густина розподілених в об'ємі джерел фазового переходу, $\text{кг/м}^3 \cdot \text{с}$;

F – загальна площа перерізу трубопроводу;

ρ_1, ρ_2 – густина газоповітряної суміші та конденсату у двофазному потоці;

w_1, w_2 – середні швидкості газоповітряної суміші та конденсату;

dP – перепад тиску на ділянці довжиною dx ;

Λ_1, Λ_2 – коефіцієнти тертя газоповітряної суміші та конденсату;

D_1, D_2 – еквівалентний діаметр газоповітряної суміші та конденсату;

ρ_a – густина повітря;

ρ_1^0, ρ_2^0 – справжня густина газоповітряної суміші та конденсату;

w_{12} – середня швидкість обмінюваної маси;

i_{12} – ентальпія обмінюваної маси;

P_2 – змочений периметр рідкого середовища;

dQ_1 – тепловий потік від газоповітряної суміші до конденсату конвекцією;

dQ_{2w} – тепловий потік, який передається конденсатом поверхні трубопроводу;

α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від газоповітряної суміші до конденсату;

α_{2w} – коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до поверхні труби;

T_1, T_2 – температури газоповітряної суміші та конденсату;

T_w – температура поверхні повітропроводу.

14. Трубчасті нагрівачі у будівельних конструкціях

Зменшенню використання енергетичних ресурсів сприяють автономні джерела теплоти. Одним з таких джерел тепlopостачання є енергоефективне обладнання - трубчастий газовий нагрівач (рис. 14.1). Трубчастий нагрівач – це генератор тепла і опалювальний прилад одночасно. Поширенням застосування трубчастих нагрівачів є розміщення газоповітряних каналів всередині будівельної конструкції (рис. 14.2 – 14.5).

При опаленні приміщень застосовується використання поверхонь будівельних конструкцій як нагрівальних поверхонь, наприклад, полу, стін, або стелі [10]. При цьому частіше використовується електрична енергія для генерації тепла або водяний теплоносій. Також поверхні будівельних конструкцій використовуються як нагрівальні поверхні при газоповітряному опаленні, наприклад, поверхні стін та вертикальних каналів при пічному або камінному опаленні, де переміщення теплоносія – димових газів – здійснюється природним чином за рахунок гравітаційного перепаду тиску. Примусове переміщення газоповітряного теплоносія можливе при використанні системи опалення з трубчастими газовими нагрівачами

розташованими у будівельних конструкціях. В таких системах вища потужність генерації тепла та якість розподілу теплової енергії.

Застосування будівельних конструкцій як опалювальних поверхонь з використанням газоповітряного теплоносія – це нове технічне рішення, яке особливо вигідно використовувати для опалення сільськогосподарських приміщень.

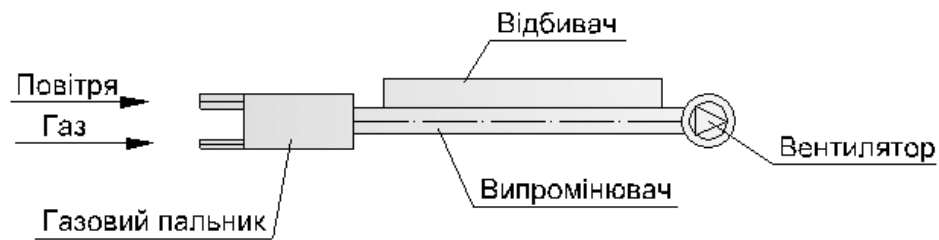


Рис. 14.1 Схематичний вигляд традиційного інфрачервоного трубчастого газового обігрівача

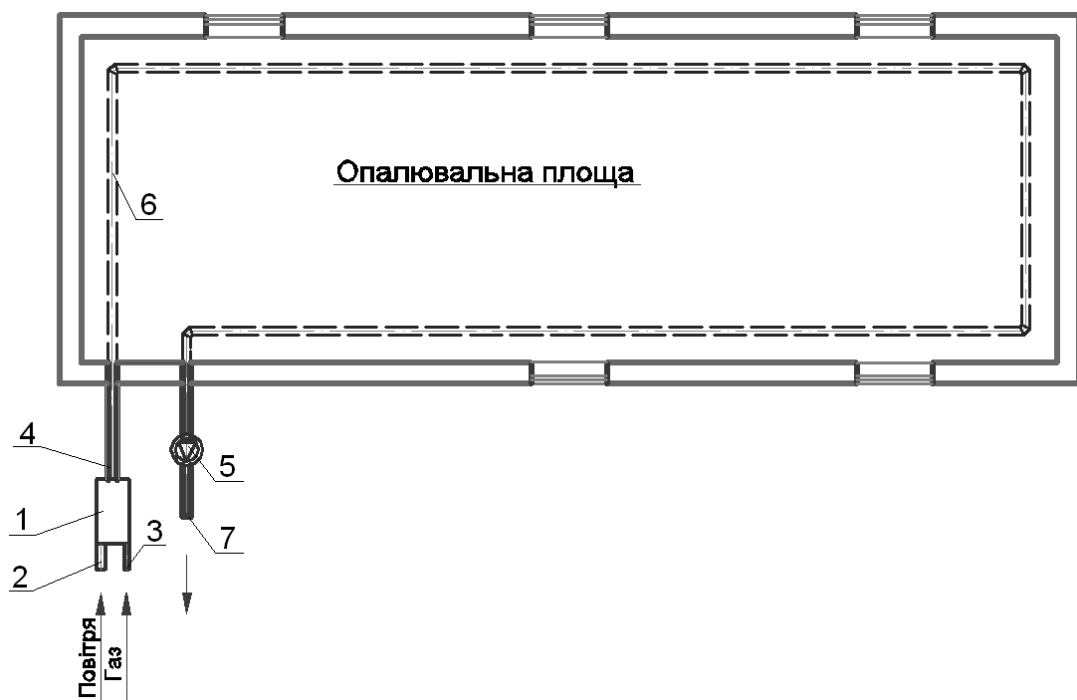


Рис. 14.2 Принципова схема трубчастого газового нагрівача, розташованого у конструкції підлоги

1 – газовий пальник; 2 – патрубок для подачі повітря; 3 – патрубок для подачі газу; 4 – початкова ділянка лінійного нагрівача в теплоізоляції; 5 – витяжний вентилятор; 6 – канали газоповітряної суміші; 7 – патрубок відводу газоповітряної суміші.

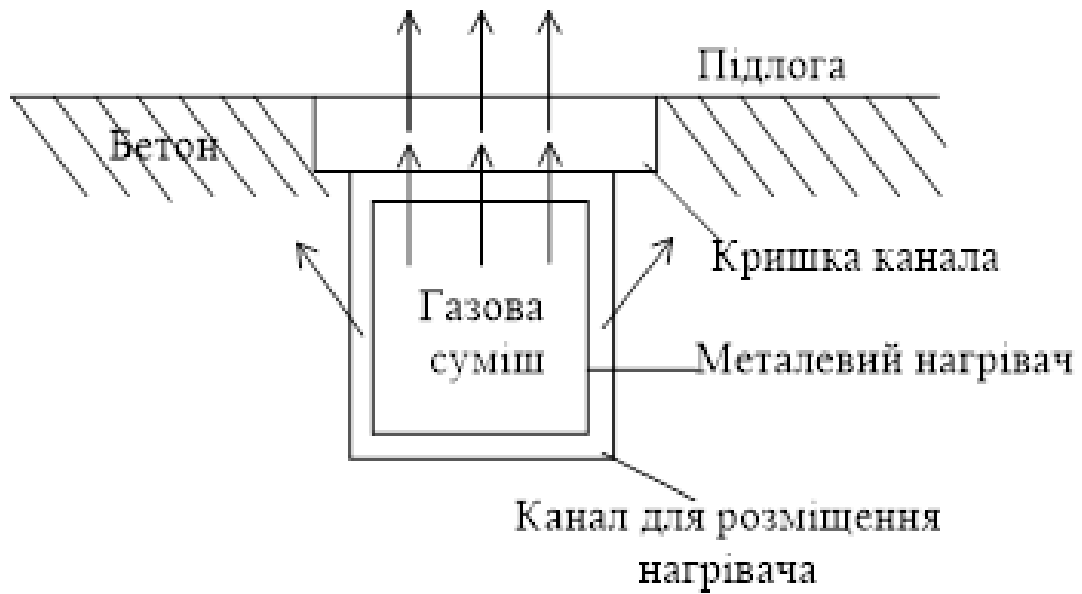


Рис. 14. 3 Канал газоповітряної суміші у будівельній конструкції

Наведений пристрій працює наступним чином. До газового пальника подається повітря та газ за допомогою патрубків подачі повітря та газу, де відбувається сумішоутворення, стабілізація фронту запалення, а також забезпечуються необхідна інтенсивність і регулювання процесу горіння. Далі продукти згоряння надходять до початкової ділянки лінійного нагрівача, а потім усі продукти згоряння надходять до каналів трубчастого нагрівача. Канали передають тепло зі своєї поверхні в будівельну конструкцію, а звідти в опалюване середовище. Переміщення горючої суміші вздовж трубчастого нагрівача від пальника до витяжного вентилятора забезпечується завдяки розрідженню, що утворюється перед вентилятором.

Рівняння математичної моделі:

Рівняння стану:

$$P = MRT$$

Рівняння руху:

$$dP = \frac{\lambda_{\text{гідр}}}{D} \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2} + dh \cdot g \cdot (\rho_a - \rho)$$

Теплові рівняння:

$$dQ_1 = \rho w F C_p dT$$

$$dQ_1 = dQ_{1s} + dQ_{1p}$$

$$dQ_{1s} = \kappa_s \cdot (T - T_s) \cdot dS_s$$

$$dQ_{1p} = \kappa_p \cdot (T - T_p) \cdot dS_p$$

p, T – абсолютні тиск та температура газоповітряної суміші в даному перетині;

R – газова постійна, залежна від складу газоповітряної суміші після повного згоряння горючого газу;

M – маса газоповітряної суміші в даному перетині;

ρ – щільність газоповітряної суміші;

w – середня лінійна швидкість руху газоповітряної суміші в каналі;

D – еквівалентний діаметр каналу нагрівача;

F – площа поперечного перерізу каналу;

c_p – теплоємність при постійному тиску газоповітряної суміші;

dQ_1 – тепловий потік від газоповітряної суміші до внутрішньої стінки будівельної конструкції;

dQ_{1s} – тепловий потік від газоповітряної суміші до внутрішньої стінки каналу;

dQ_{1p} – тепловий потік від газоповітряної суміші до внутрішньої стінки кришки;

k_s – коефіцієнт теплопередачі від газоповітряної суміші до внутрішньої стінки каналу;

k_p – коефіцієнт теплопередачі від газоповітряної суміші до внутрішньої стінки кришки;

dS_s – ділянка поверхні стінки каналу;

dS_p – ділянка поверхні стінки кришки;

T_s – температура поверхні внутрішньої стінки каналу;

T_p – температура поверхні внутрішньої стінки кришки.

Визначення коефіцієнта теплопередачі

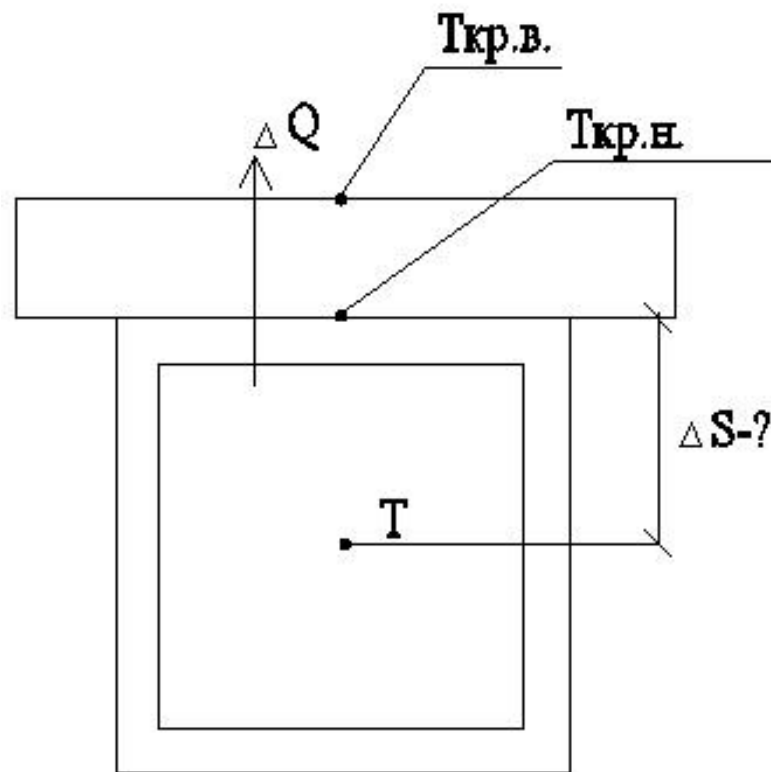


Рис. 14.4 Схема каналу у будівельній конструкції

$$k = \frac{dQ}{\Delta T \cdot \Delta S}$$

$$\Delta T = T - T_{\text{кр.н}}$$

$$q = \frac{\lambda_{\text{плос}}}{\Delta_{\text{плос}}} (T_{\text{кр.н}} - T_{\text{кр.в}})$$

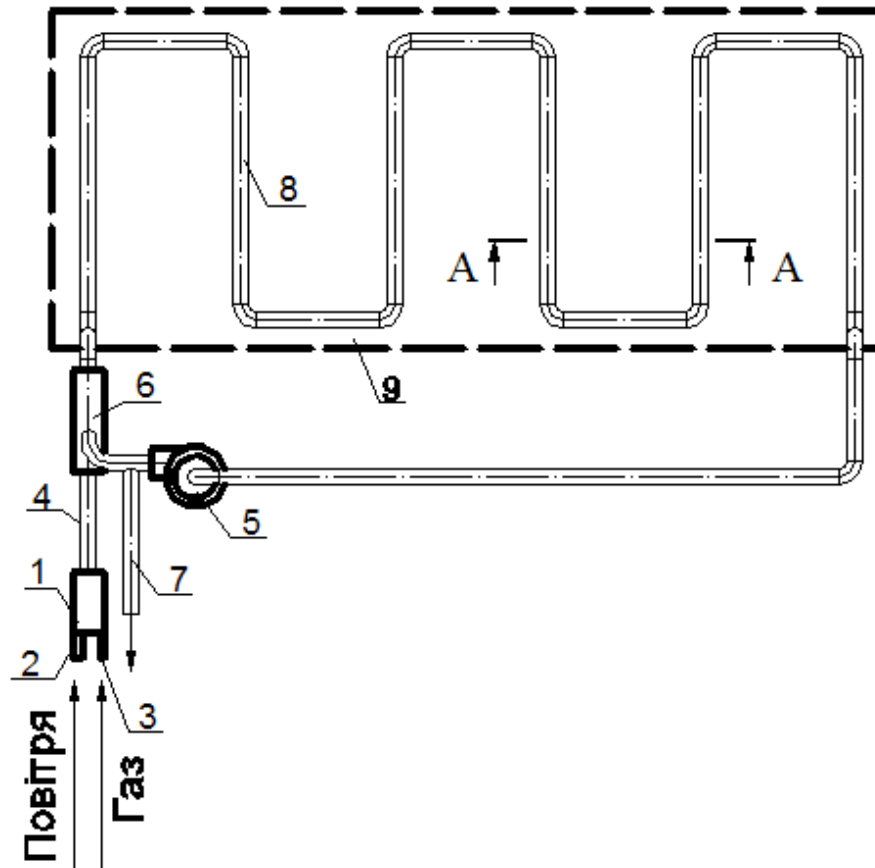
$$Q = k \cdot \Delta T \cdot F$$

$$dQ = q \cdot F$$

Якщо ставиться завдання прокласти канали для газоповітряної суміші усередині будівельних конструкцій, то висока температура суміші приведе до руйнуючої дії на ці конструкції. Тому необхідно використовувати такі технічні рішення для побудови трубчастих газових нагрівачів, які б характеризувалися відносно невисокими температурами газоповітряної суміші і достатньо високими коефіцієнтами корисної дії і не погіршували санітарно-гігієнічні вимоги.

КПД цього нагрівача і котлу однакові приблизно 92%.

Технічне рішення для збільшення ККД



A-A

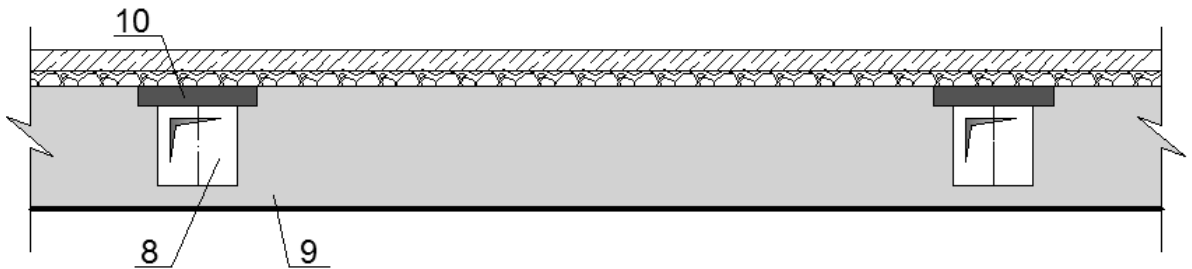


Рис. 14.5 Принципова схема трубчастого газового нагрівача, розташованого в конструкції підлоги з використанням ежектору

1 – газовий пальник; 2 – патрубок подачі повітря; 3 – патрубок подачі газу; 4 – початкова ділянка лінійного нагрівача в теплоізоляції; 5 – витяжний вентилятор; 6 – ежектор; 7 – патрубок відводу газоповітряної суміші; 8 – канали газоповітряної суміші; 9 – конструкція підлоги; 10 – бетонна пластина.

$$T_1=800^{\circ}\text{C},$$

$$T_2=200^{\circ}\text{C} (150^{\circ}\text{C})$$

$$\eta_{\text{нагрівача}} = \frac{800 - 150}{800} = \frac{650}{800} = 81\%$$

$$\eta_{\text{нагрівача}} = \frac{1073 - 423}{1073} = \frac{650}{1073} = 61\%$$

Таким чином, зародившись в стародавні часи, підігрів підлоги еволюціонував в повноцінну і самостійну систему опалення. Це стало можливим завдяки появі нових технічних рішень, широкому застосуванню джерел тепла на поновлюваних ресурсах та інше.

Незважаючи на широке використання будівельних конструкцій як опалювальних поверхонь, можливо поширити їх застосування для газоповітряного опалення з трубчастими газовими нагрівачами.

15. Використання теплових вторинних ресурсів (ВЕР)

ВЕР:

- Горючі ВЕР (ГВЕР);
- Теплові ВЕР (ТВЕРН);
- Енергетичні ресурси механічної енергії.

Технічні засоби для використання ВЕР

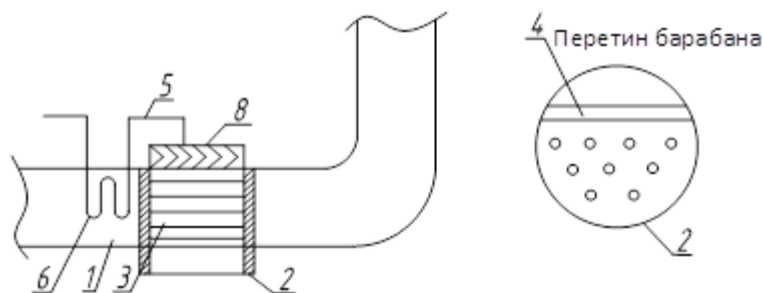


Рис. 15.1 Принципова схема котла утилізатора

1 - газогін з високотемпературними газами (ВТСР) $T=500-600^{\circ}\text{C}$; 2 - барабан котла (корпус); 3 - димогарні трубки; 4 - джерело води; 5 - паропровід сухої насиченої пари; 6 - пароперегрівач; 7 - сухої перегрітої пари; 8 - пристрій сепарації пари.

Контактні теплообмінні пристрої

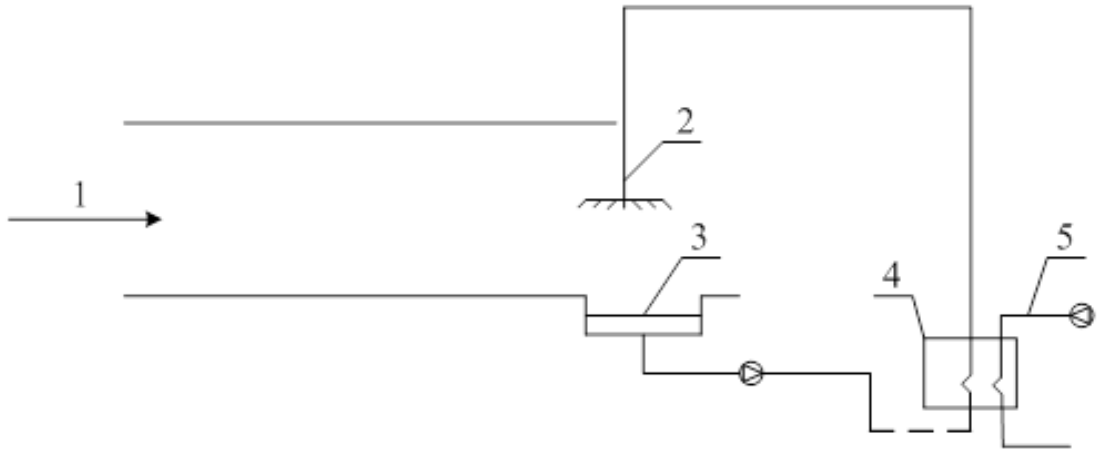


Рис. 15.2 Принципова схема контактної теплообмінної установки

1-газохід ВТЕР; 2-розпилювач води; 3 – нагріта вода; 4 – теплообмінний апарат; 5 – мережева вода.

Теплові трубки (труби)

Для високоефективної передачі тепла:

1. гладкотрубні;
2. з капілярними стінками.

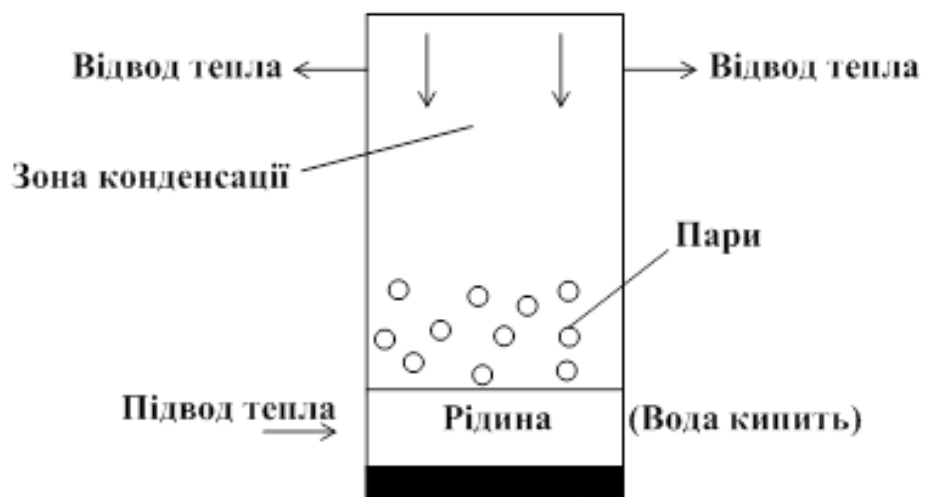


Рис. 15.3 Принципова схема гладкотрубно-теплової трубки

Робочі тіла:

- Бутан; Вода; Аміак; Фреон; Ртуть; Калій; Літій...

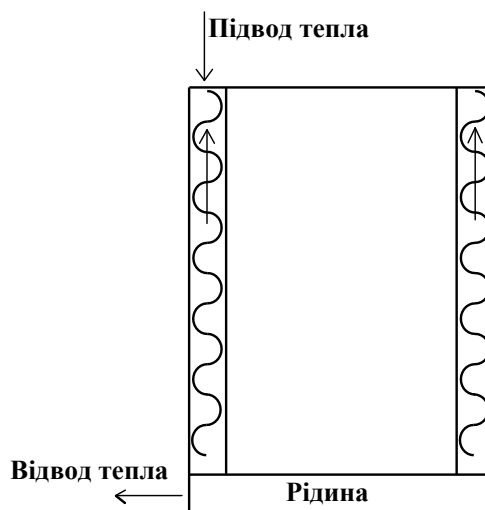


Рис. 15.4 Принципова схема теплової трубки з капілярними стінками

Теплові трубки з капілярними стінками застосовуються для відбору тепла від ВЕР.

16. Математичні методи розрахунку показників надійності систем теплопостачання з трубчастими газовими нагрівачами

16.1. Надійність, як комплексна властивість систем теплопостачання з трубчастими газовими нагрівачами

Згідно [11], надійність - це властивість об'єкта виконувати задані функції в заданому обсязі при певних умовах функціонування.

Надійність систем енергетики – це з роботами Ю.М. Руденко, – комплексна властивість, що складається з одиничних властивостей – безвідмовності, режимної керованості, довговічності, безпеки та інших.

Дослідження надійності систем теплопостачання з використання методів теорії надійності почали розвиватися у кінці 1960-х – початку 1970-х років. Загальні принципи розрахунку і резервування теплових мереж були сформульовані в 1972 році В.Я. Хасилевим і М.К. Такайшвілі. Пізніше цей підхід почав розвиватися в роботах Сибірського енергетичного інституту (зараз Інститут систем енергетики ім. Л.А. Мелентьєва).

Завдяки роботам проф. М.Я. Розкіна та його послідовників напрямок дослідження надійності систем теплогазопостачання почав розвиватися на кафедрі теплотехніки і газопостачання Дніпропетровського інженерно – будівельного інституту (нині ДВНЗ «ПДАБтаА»), починаючи з кінця 70- х років. В системах теплопостачання трубчасті газові нагрівачі одночасно можуть бути джерелами теплопостачання і опалювальними приладами. Забезпечення надійності цих систем - одне з найважливіших вимог, які пред'являються до них як на стадії проектування, так і в процесі експлуатації.

16.2. Розрахунок показників безвідмовності трубчастих газових нагрівачів

Розрахунок температурних подовжень інфрачервоного трубчастого газового нагрівача

При роботі нагрівача його трубчаста частина значно нагрівається (температура зовнішньої поверхні труби може досягати 450-650°C). Довжини трубчастої поверхні вимірюються десятками метрів. Тому, безумовно, важливо розраховувати температурні подовження нагрівача для його правильного розміщення і вибору кріплень.

Математична модель нагрівача будується на підставі моделювання двох ділянок трубчастого нагрівача – основної ділянки нагрівача, де відбувається основний теплообмін між трубчастою поверхнею і приміщенням та початкової ділянки нагрівача, де відбувається спалювання газового факела. Математичну модель нагрівача можна уявити у вигляді системи рівнянь, слідуючи [12].

При відомому гідравлічному і тепловому режимі роботи ІТГО температурні подовження трубчастої частини легко розрахувати за формулою на ділянці (a, b) у вигляді:

$$\Delta l_{a-b} = \int_a^b \chi(T(x)) \cdot (T(x) - T_0) dx, \quad (16.1)$$

де χ - коефіцієнт температурного розширення матеріалу труби.

Розрахунок напружень і деформацій трубчастого газового нагрівача

Важливим завданням проектування газових інфрачервоних трубчастих нагрівачів є забезпечення їх механічної міцності. В процесі експлуатації трубчасті газові нагрівачі піддаються значним тепловим впливам. Великі перепади температур викликають появу теплових напружень, які можуть призводити до їх руйнування. Даний підрозділ присвячений визначенню напружено-деформованого стану (НДС) трубчастого газового нагрівача.

Трубчастий газовий нагрівач являє собою циліндричну оболонку (рис. 16.1) довжиною l , товщиною стінки h і радіусом серединної поверхні R . Розглянемо термопружний НДС оболонки під дією стаціонарного вісісиметричного теплового поля $T = T(s, z)$, де s – поздовжня координата, z – координата, що відраховується від серединної поверхні в напрямку зовнішньої нормалі. Край $s = 0$ – вільний.

Розглянемо статичну задачу термопружності. У цьому випадку теплове поле передбачається стаціонарним, сили інерції відсутні, а ефект пов'язаності температурного поля і поля деформацій не враховується. Процес вирішення поділяється на два етапи: визначення температурного поля і обчислення механічних деформацій і напружень.

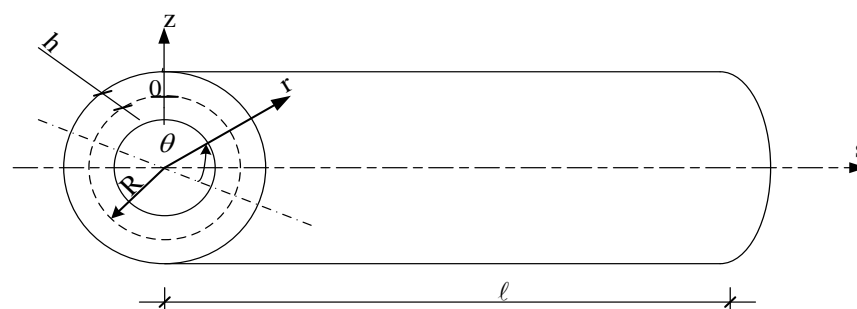


Рис. 16.1 Трубчаста ділянка нагрівача

Розподіл температури в тілі трубчастого нагрівача

В результаті експериментальних досліджень нами одержано значення температур на внутрішній T_1 і зовнішній T_2 поверхнях нагрівача (табл.16.1).

Розміри нагрівача: $l = 27$ м, $h = 0,0012$ м, $R = 0,0506$ м.

Температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь нагрівача

$s, \text{ м}$	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3,5
$T_1, ^\circ\text{C}$	330	380	450	400	360	340	320
$T_2, ^\circ\text{C}$	330	330	400	355	320	310	290
$s, \text{ м}$	4	4,5	5	5,5	10,5	12,5	25
$T_1, ^\circ\text{C}$	295	270	260	250	115	90	55
$T_2, ^\circ\text{C}$	265	270	260	250	115	90	55

Температурне поле в стінці нагрівача (на заданій відстані s від краю) знаходиться шляхом інтегрування рівняння теплопровідності

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = 0$$

з граничними умовами

$$T = T_1 \Big|_{r=R_1}, \quad T = T_2 \Big|_{r=R_2},$$

де r – радіальна координата, $r = z + R$; R_1, R_2 – внутрішній і зовнішній радіус трубчастого нагрівача відповідно, $R_1 = R - h/2$, $R_2 = R + h/2$.

Тоді знаходимо:

$$T = \frac{T_2 \ln(R_1) - T_1 \ln(R_2)}{\ln(R_1) - \ln(R_2)} + \frac{T_1 - T_2}{\ln(R_1) - \ln(R_2)} \ln(r) \quad (16.2)$$

Для оцінки точності одержаного розв'язання обчислимо теплову потужність трубчастого нагрівача. Питомий тепловий потік q , який припадає на одиницю площі зовнішньої поверхні трубчастого нагрівача, становить:

$$q = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_2}$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубчастого нагрівача (сталі). У розрахунках враховувалася залежність λ від температури (табл. 16.2).

Теплопровідність сталі в залежності від температури

$T, ^\circ\text{C}$	0	100	200	300	400	500
$\lambda, \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$	51.9	51.1	48.5	44.4	42.7	39.3

Погонний тепловий потік q_l , який припадає на одиницю довжини трубчастого нагрівача, дорівнює:

$$q_l = \int_0^{2\pi} R_2 q d\theta = -2\pi\lambda \left(\frac{T_2 \ln(R_1) - T_1 \ln(R_2)}{\ln(R_1) - \ln(R_2)} R_2 + \frac{T_1 - T_2}{\ln(R_1) - \ln(R_2)} \right). \quad (16.3)$$

Повний тепловий потік Q через трубчастий нагрівач обчислимо шляхом інтегрування виразу (16.3) по поздовжній координаті s з урахуванням залежностей $T_1 = T_1(s)$, $T_2 = T_2(s)$, наведених у таблиці 16.1. В результаті розрахунку отримано значення 52255 Вт. Дійсне значення теплової потужності трубчастого нагрівача, що вимірюється експериментально, дорівнює 43900 Вт. Похибка аналітичного рішення становить 19%.

Теплові напруження і деформації

У разі відсутності зовнішніх навантажень, рівняння рівноваги циліндричної оболонки запишуться у вигляді [13]:

$$N_s = 0, \quad (16.4)$$

$$\frac{dM_s}{ds} - Q_s = 0, \quad (16.5)$$

$$\frac{dQ_s}{ds} - \frac{N_\theta}{R} = 0, \quad (16.6)$$

де: N_s , Q_s , M_s – нормальне зусилля, поперечне зусилля і згинальний момент відповідно, що припадають на одиницю довжини в поздовжньому напрямку; N_θ – нормальне зусилля в окружному напрямку (рис. 16.7).

Внутрішні зусилля пов'язані з деформаціями наступними співвідношеннями:

$$N_s = D_N [\varepsilon_s + \nu \varepsilon_\theta - (1 + \nu) \varepsilon_T], \quad (16.7)$$

$$N_\theta = D_N [\nu \varepsilon_s + \varepsilon_\theta - (1 + \nu) \varepsilon_T], \quad (16.8)$$

$$M_s = D_M [\chi_s + \nu \chi_\theta - (1 + \nu) \chi_T], \quad (16.9)$$

$$M_\theta = D_M [\nu \chi_s + \chi_\theta - (1 + \nu) \chi_T], \quad (16.10)$$

де: M_θ – згинальний момент в окружному напрямку; ε_s , ε_θ – відносні подовження у поздовжньому і окружному напрямках, χ_s , χ_θ – зміни кривизни серединної поверхні в поздовжньому і окружному напрямках, ε_T , χ_T – узагальнені теплові деформації, $D_N = Eh/(1 - \nu^2)$, $D_M = Eh^3/[12(1 - \nu^2)]$, E – модуль Юнга, ν – коефіцієнт Пуассона.

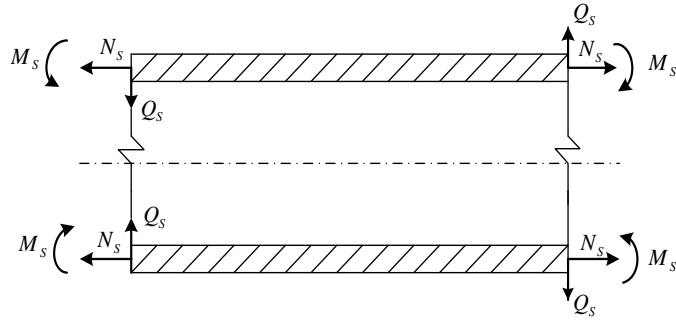


Рис.16.2 Внутрішні зусилля в корпусі пальника

Вирази для пружних деформацій мають вигляд:

$$\varepsilon_s = \frac{du_s}{ds}, \quad \varepsilon_\theta = \frac{u_z}{R}, \quad \chi_s = -\frac{d^2u_z}{ds^2}, \quad (16.11)$$

де u_s , u_z – переміщення в подовжньому і в радіальному напрямках відповідно. Оскільки розглядається вісісиметрична задача, то $\chi_\theta = 0$.

Теплові деформації дорівнюють:

$$\varepsilon_T = \frac{1}{h} \int_{-h/2}^{h/2} \alpha T dz, \quad \chi_T = \frac{12}{h^3} \int_{-h/2}^{h/2} \alpha T z dz, \quad (16.12)$$

де α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу.

Нормальні напруження у подовжньому σ_s і окружному σ_θ напрямках, що виникають внаслідок дії теплового поля, визначаються за формулами:

$$\sigma_s = \frac{N_s}{h} + \frac{12M_s z}{h^3} + \frac{E}{1-h} (\varepsilon_T + z\chi_T - \alpha T), \quad (16.13)$$

$$\sigma_\theta = \frac{N_\theta}{h} + \frac{12M_\theta z}{h^3} + \frac{E}{1-h} (\varepsilon_T + z\chi_T - \alpha T). \quad (16.14)$$

Виключивши з рівняння (16.5), (16.6) поперечне зусилля, отримаємо рівняння рівноваги у вигляді:

$$\frac{d^2M_s}{ds^2} - \frac{N_\theta}{R} = 0. \quad (16.15)$$

Підставляючи вирази (16.11) у співвідношення (16.8)–(16.10), запишемо:

$$N_\theta = Eh \left(\frac{u_z}{R} - \varepsilon_T \right), \quad (16.16)$$

$$M_s = -D_M \left[\frac{d^2u_z}{ds^2} + (1+\nu)\chi_T \right], \quad (16.17)$$

$$M_\theta = -D_M \left[\nu \frac{d^2u_z}{ds^2} + (1+\nu)\chi_T \right]. \quad (16.18)$$

Підставивши вирази для внутрішніх зусиль (16.17), (16.18) в рівняння рівноваги (16.15), отримаємо рівняння для переміщень :

$$\frac{d^4 u_z}{ds^4} + 4\beta^4 u_z = 4\beta^4 R \varepsilon_T - (1 + \nu) \frac{d^2 \chi_T}{ds^2}, \quad (16.19)$$

де $\beta^4 = 3(1 - \nu^2)/(R^2 h^2)$.

Рішення неоднорідного диференціального рівняння (16.19) запишемо у вигляді:

$$u_z = e^{-\beta s} [C_1 \cos(\beta s) + C_2 \sin(\beta s)] + u_z^{(\varepsilon)} + u_z^{(\chi)}. \quad (16.20)$$

Перший доданок у виразі (16.20) являє собою рішення відповідного однорідного рівняння (з нульовою правою частиною) і описує крайовий ефект, який експоненційно затухає із збільшенням координати s . Другий $u_z^{(\varepsilon)}$ і третій $u_z^{(\chi)}$ доданки являють собою приватні рішення рівняння (16.19) при вільному члені в правій частині, що містить величини ε_T і χ_T відповідно. Константи інтегрування C_1, C_2 знаходяться з граничних умов на вільному краї оболонки при $s = 0$.

Для визначення функцій $u_z^{(\varepsilon)}$, $u_z^{(\chi)}$ необхідно знати розподіл теплового поля $T(s, z)$. Розглянемо випадок, коли прирощення температури слабо змінюється по довжині оболонки, $dT/ds = 0$. Така постановка задачі є спрощеною, однак дозволяє виконати наближену оцінку теплових напружень.

Розподіл температури по товщині оболонки описується виразом (16.2). Як показує аналіз отриманих чисельних результатів (рис. 16.2), залежність T від z близька до лінійної і її можна представити у вигляді:

$$T = \frac{1}{2}(T_1 + T_2) - (T_1 - T_2) \frac{z}{h}.$$

Тоді теплові деформації дорівнюють:

$$\varepsilon_T = \frac{1}{h} \int_{-h/2}^{h/2} \alpha T dz = \frac{\alpha}{2} (T_1 + T_2), \quad (16.21)$$

$$\chi_T = \frac{12}{h^3} \int_{-h/2}^{h/2} \alpha T z dz = -\frac{\alpha}{h} (T_1 - T_2). \quad (16.22)$$

Граничні умови на вільному краї мають вигляд:

$$M_s = Q_s = 0 \Big|_{s=0}. \quad (16.23)$$

Підставляючи співвідношення (16.21), (16.22) до рівняння (16.19), з урахуванням граничних умов (16.23) знаходимо: $C_1 = -(1+\nu)\alpha T_1/(2\beta^2)$, $C_2 = -C_1$, $u_z^{(\varepsilon)} = \alpha R(T_1 + T_2)/2$, $u_z^{(\chi)} = 0$.

Вираз (5.20) для радіальних переміщень u_z запишеться у вигляді:

$$u_z = \frac{1+\nu}{2\beta^2} \alpha T_1 e^{-\beta s} [\sin(\beta s) - \cos(\beta s)] + \alpha R \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (16.24)$$

Підставляючи отримане рішення (16.24) у формулу (16.14), визначаємо максимальні теплові напруження σ_{\max} , що виникають у стінці оболонки:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\theta} \Big|_{s=0, z=\pm h/2} = \frac{1}{2} \alpha E (T_1 - T_2) \left[1 + \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{\frac{1+\nu}{1-\nu}} \right].$$

На рисунку 16.4 наведена залежність максимальних теплових напружень σ_{\max} від різниці температур $\Delta T = T_1 - T_2$ на внутрішній і зовнішній поверхнях трубчастого нагрівача. При розрахунках прийнято $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu = 0.3$, $\alpha = 1.3 \cdot 10^{-5}$ 1/°C. Як випливає з експериментальних даних (табл. 16.1), максимальне значення ΔT становить 50°C. У цьому випадку максимальні теплові напруження σ_{\max} досягають значення 122 МПа.

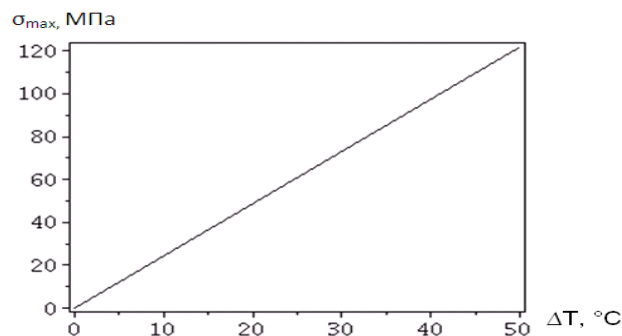


Рис. 16.3 Максимальні теплові напруження в трубчастому нагрівачі

Оцінка міцності трубчастої ділянки нагрівача

Розрахунок на міцність високотемпературних елементів проводять за критеріями міцності: тимчасовим опором σ_m , границею плинності σ_n і границею тривалої міцності $\sigma_{m,m}$ при робочій температурі. Допустимі напруження визначають як найменшу з величини:

$$[\sigma] = \min\left(\frac{\sigma_m}{n_m}, \frac{\sigma_n}{n_n}, \frac{\sigma_{mm}}{n_{mm}}\right),$$

де коефіцієнти запасу дорівнюють $n_m = 2.6$, $n_n = n_{mm} = 1.5$,

Трубчастий нагрівач може бути виготовлений з жароміцної нержавіючої сталі 20Х13. При максимальній температурі 450°C її механічні властивості такі : $\sigma_m = 450$ МПа, $\sigma_n = 380$ МПа, $\sigma_{mm} = 200$ МПа. Допустимі напруження становлять $[\sigma] = 133$ МПа. Таким чином, $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ умова виконується.

16.3. Розрахунок показника режимної керованості систем теплопостачання з трубчастими газовими нагрівачами

Режимна керованість систем теплопостачання, згідно [11] - це властивість системи підтримувати або переходити в потрібний режим за допомогою управління.

Метод оцінки режимної керованості систем теплопостачання з трубчастими газовими нагрівачами був розроблений на основі існуючих моделей і в стислому вигляді викладено в [14]. Цей метод викладається більш детально в цьому підрозділі.

Розглянемо множину елементарних подій ω_i , $\Omega = \cup \omega_i$ де i - порядковий номер події.

Для оцінки режимної керованості запропоновано використовувати критерій недопоставки теплової енергії у вигляді:

$$k = \sum_i \frac{Q_i^R - \Delta Q_i}{Q_i^R} \times \tau_i, \quad (16.25)$$

$$Q_i^R = Q_{hi}^R + Q_{vi}^R,$$

$$Q_{hi}^R = Q_{hi}^R(t_i^{ext}),$$

$$Q_{vi}^R = Q_{vi}^R(t_i^{ext}),$$

$$\Delta Q_i = Q_{hi}^R + Q_{vi}^R - Q_{hi} - Q_{vi} \quad \text{або} \quad \Delta Q_i = 0,$$

де: Q_i^R - необхідна теплова потужність при настанні події i ; Q_{hi}^R , Q_{vi}^R - необхідна потужність для опалення і вентиляції відповідно; t_i^{ext} - зовнішня температура при настанні події i ; Q_{hi} , Q_{vi} - фактична потужність для опалення і вентиляції відповідно; ΔQ_i - теплова недопоставка при настанні події i .

Для розрахунку величин Q_{hi} , Q_{vi} , необхідно використовувати математичну модель гідравлічного і теплового режимів трубчастих газових нагрівачів.

Постановка задачі розрахунку теплового і гідравлічного режиму для j -го нагрівача при настанні i -ої події полягає в наступному.

Відомі конструктивні параметри трубчастого нагрівача, включаючи тип витяжного вентилятора. Відомі всі теплофізичні параметри пального газу і повітря, а також витрата газу для j -го нагрівача при настанні i -ої події.

Потрібно визначити витрату повітря на трубчастий нагрівач і зміну всіх параметрів w , p , ρ , T , T_{wi} , T_{wo} , по довжині нагрівача, в результаті чого буде відома фактична витрата тепла на опалення і вентиляцію для j -го нагрівача при настанні i -ої події. Підсумовуючи ці витрати по усім нагрівачам легко отримати сумарну фактичну витрату тепла на опалення і вентиляцію при настанні i -ої події, а потім обчислити критерій режимної керованості виду (16.25).

Для пошуку чисельних рішень запропоновано використовувати алгоритм еволюційного пошуку з шуканими величинами – витратою повітря на кожен трубчастий нагрівач.

16.4. Розрахунок показника безпеки трубчастого газового нагрівача при повітряно-променистому опаленні

Безпека – здатність системи теплопостачання виконувати задані функції в заданому обсязі не завдаючи шкоди здоров'ю, життю людей та навколишньому середовищу.

Серед усіх факторів, що впливають на безпеку систем теплопостачання з трубчастими газовими нагрівачами найбільш характерним є вплив

теплового випромінювання (на людей та біологічні об'єкти – тварин і рослин).

Відомий показник, що прийнятий для характеристики впливу теплового випромінювання [15], це - інтенсивність теплового випромінювання: кількість теплової енергії, що надходить у вигляді теплового випромінювання на площадку одиничної площі в одиницю часу, Дж/(м² с)=Вт/м². Синонім цього терміна – густина падаючого радіаційного теплового потоку. Маємо

$$I = Q_{л}/F$$

Безумовно, цю кількісну міру, що характеризує безпеку систем тепlopостачання з трубчастими газовими нагрівачами, можна вважати показником безпеки для цих систем.

Викладемо метод розрахунку цього показника безпеки. Метод розрахунку заснований на використанні методу статистичних випробувань Монте-Карло і дозволяє врахувати помітно більший вплив окремих факторів на інтенсивність теплового випромінювання, ніж спрощене моделювання теплового випромінювання трубчастих нагрівачів з використанням спрощення – переходу від фактичної конструкції трубчастого випромінювача з відбиваючим екраном до випромінюючої фіктивної «стрічки».

На рисунку 16.4 представлена схема розрахунку інтенсивності теплового випромінювання на обрану площу в опалювальному приміщенні.

Для розрахунку використовується геометрична модель поперечного перерізу щодо осі трубчастого нагрівача. Тут вважається, що температура поверхні трубчастого нагрівача в даному перерізі однакова для всіх точок периметра нагрівача, при необхідності можна врахувати і розподіл температури по поверхні випромінювача.

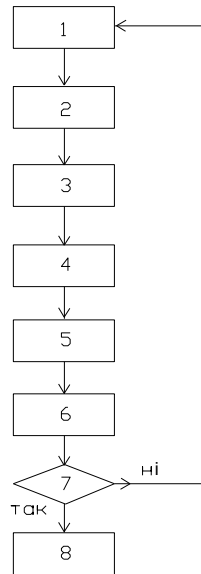


Рис. 16.4 Схема алгоритму обчислення інтенсивності падаючого теплового потоку методом статистичних випробувань

- 1 – генерація координат випадкової точки (x_h, y_h) на замкнутому контурі G , який моделює випромінюючу поверхню. Тут вважається, що всі точки на контурі G рівноймовірні;
- 2 – генерується випадковий напрям променя випромінювання з точки (x_h, y_h) в діапазоні $(-\pi/2, \pi/2)$ від нормалі до поверхні з урахуванням того, що вибір напрямку моделює закон Ламберта;
- 3 – продовжується шлях променя випромінювання до перетину з лінією, що моделює поверхню відбивача, в точці (x_r, y_r) ;
- 4 – розраховується напрямок відбитого променя в точці (x_r, y_r) за законом дзеркального відбиття від дотичної до лінії «відбивача»;
- 5 – продовжується шлях променя відображення до перетину з лінією, що моделює контрольну поверхню падіння теплових променів;
- 6 – фіксується падіння теплового променя у відрізок Δx_j , моделюючий j -ий елемент контрольної поверхні падіння теплових променів, при цьому факт падіння фіксується лічильником $n_{ij} = n_{ij} + 1$;
- 7 – перевіряється, чи достатня кількість променів випромінювання змодельовано;
- 8 – обчислення відносної частки падіння променів на відрізок Δx_j

$$\chi_j = n_{ij} / \sum n_{ij}$$

і визначається шукана інтенсивність теплового випромінювання

$$i_j = Q / (\sum \Delta x_j) \chi_j,$$

де Q – сумарний тепловий потік випромінювання віднесений до одиниці довжини випромінювача, Вт/м.

Можна відзначити наступні корисні властивості викладеного методу розрахунку інтенсивності випромінювання:

- випробувана площа, на яку падає теплове випромінювання може бути довільно орієнтована щодо нагрівача;
- розрахунок може бути легко поширений на випробовувані поверхні складної форми, наприклад, контур голови людини на робочому місці;
- за рахунок варіювання різних параметрів випромінювача, відбивача, екранів і взаємного розташування випробовуваного об'єкта і нагрівача можна вирішувати задачі оптимального вибору конструктивних і проектних параметрів системи повітряно-променевого опалення.

Список використаних джерел

1. Соболев И.М. Метод Монте-Карло/ И.М. Соболев – М.: Наука, 1978. – 64с.– (Популярные лекции по математике).
2. Соболев И.М. Численные методы Монте-Карло/ И.М. Соболев – М.: Наука, 1973. – 312с.
3. Ермаков С.М. Статистическое моделирование/ С.М. Ермаков, Г.А. Михайлов. – М.: Наука, 1982. – 296с.
4. Бусленко Н.П. Метод статистического моделирования/ Н.П. Бусленко – М.: Статистика, 1970. – 112с.
5. Демидович Б.П. Основы вычислительной математики/ Б.П. Демидович, И.А. Марон. - М.: Наука, 1966. – 664 с.
6. Епанешников А.М. Программирование сред TURBO PASCAL 7.0/ А.М. Епанешников, В.А. Епанешников. – М.: Диалог-МИФИ, 1998. – 288с.
7. Ермаков С.М. Метод Монте-Карло и смежные вопросы/ С.М. Ермаков – М.: Наука, 1975. – 472с.
8. CORAYVAC[®] High Efficiency Infrared Heating System [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://www.robertsgordon.com./corayvac-high-efficiency-infrared-heating-system>
- Назва з екрана.
9. Пат. 89963 Україна, МПК F24D 10/00. Пристрій для газового опалення / Г. Г. Березюк, В. Ф. Іродов, В. В. Ткачова. - № u2013 12820; заявл. 04.11.2013; опубл. 12.05.2014, Бюл. № 9. - 4 с.
10. Черноморець Г. Я. О подходе эволюционного поиска решений для расчета трубчатых газовых нагревателей, расположенных в сплошных средах / Г. Я. Черноморець, Ю. А. Сухомуд // Строительство, материаловедение, машиностроение : сб. науч. тр. / Приднепров. гос. акад. стр-ва и архитектуры. – Днепропетровск, 2014. – Вып. 78. – С. 299-304. – (Компьютерные системы и информационные технологии в образовании, науке и управлении).
11. Надежность систем энергетики. Терминология: Сб. рекомендуемых терминов. – М. : Наука, 1980. – Вып. 95. – 44 с.

12. Иродов В. Ф. Математическое моделирование элементарного участка системы воздушно-лучистого отопления / В. Ф. Иродов, Л. В. Солад, А. В. Кобыща // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури.- Дніпропетровськ: ПДАБтаА, 2001. – № 4. С. 41–46.
13. Коваленко А. Д. Основы термоупругости/ А. Д. Коваленко. – Киев: «Наукова думка», 1970. – 304 с.
14. Tkachova V. Controllability estimation for heating systems with infrares tube heaters / V. Tkachova // Технологический аудит и резервы производства. Киев – 2013. – Ч. 1., №5/1(7), С. 31-32.
15. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны (ОКСТУ) 0012: ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ – [Дата введения 1989-01-01]. – М.: Госстандарт СССР, 1988. – 11 с.