Тема 4. Складний теплообмін

4.1 Теплопередача через стінку

Як правило, теплообмін протікає одночасно за допомогою двох, а частіше трьох простих видів теплообміну. Такий теплообмін називається складним.

Теплопередача - це складний вид теплообміну, при якому теплота передається від одного рухомого гарячого середовища до іншого холодного середовищі через тверду стінку (рис. 4.1). При цьому в передачі теплоти одночасно беруть участь всі види теплообміну - теплопровідність, конвекція і випромінювання, які були детально вивчені в попередніх підрозділах.

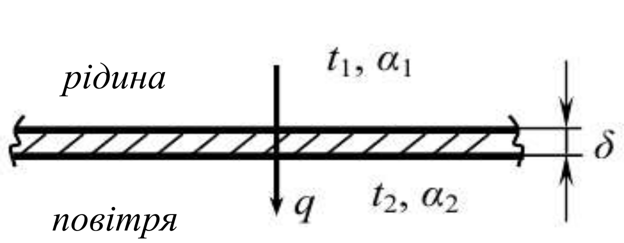

Рисунок 4.1. Теплопередача від рідини до повітря

У спеціальній літературі теплопередачу іноді називають *теплопровідністю при граничних умовах третього роду.* Дійсно, при наявності стінки процес теплопередачі складається з трьох ланок.

Перша ланка - перенесення теплоти конвекцією від гарячого теплоносія до стінки. Конвекція завжди супроводжується теплопровідністю і часто - випромінюванням.

Друга ланка - перенесення теплоти теплопровідністю через стінку. При поширенні теплоти в пористих тілах теплопровідність пов'язана з конвекцією і випромінюванням в порах.

Третя ланка - перенесення теплоти конвекцією від другої поверхні стінки до холодного теплоносія. У цьому процесі передачі теплоти конвекція також супроводжується теплопровідністю і випромінюванням.

Прикладами теплопередачі можуть служити: передача теплоти від гріючої води до повітря приміщення через стінки нагрівальних батарей центрального опалення, передача теплоти від димових газів до води через стінки кипятильних труб в парових котлах, передача теплоти від пари, що конденсується, до води через стінки труб конденсатора, передача теплоти від нагрітих газів до води через стінку циліндра двигуна внутрішнього згоряння і т. д.

У всіх розглянутих випадках стінка служить провідником теплоти і виготовляється з матеріалу з високою теплопровідністю. В інших випадках, коли потрібно зменшити втрати теплоти, стінка повинна бути ізолятором і виготовлятися з матеріалу з хорошими теплоізоляційними властивостями.

Стінки зустрічаються найрізноманітнішої форми: у вигляді плоских або ребристих листів, у вигляді пучка циліндричних або ребристих труб, у вигляді кульових поверхонь і т. п.

Процеси тепловіддачі і випромінювання є складовими частинами теплопередачі, але при цьому необхідно мати на увазі наступне: кількісною характеристикою процесу теплообміну від рухомого середовища до стінки (або навпаки) є сумарний коефіцієнт тепловіддачі α_Σ, Вт/(м^2·°С), який враховує перенесення теплоти теплопровідністю, конвекцією і випромінюванням

$$\alpha_\Sigma = \alpha_К + \alpha_Л , \qquad (4.1)$$

де $\alpha_К$ - коефіцієнт тепловіддачі, який враховує перенос теплоти конвекцією та теплопровідністю, Вт/(м^2·°С);

$\alpha_Л$ - коефіцієнт тепловіддачі, який враховує перенос теплоти випромінюванням, Вт/(м^2·°С).

Відповідно до рівняння Ньютона-Ріхмана можна записати:

$$q_К = \alpha_К (T_Р - T_П) ; \qquad (4.2)$$

$$q_Л = \alpha_Л (T_Р - T_П) , \qquad (4.3)$$

де $T_П$, $T_Р$ – абсолютні температури рідини та поверхні, К.

Враховуючи закон Стефана-Больцмана, коефіцієнт тепловіддачі, який враховує перенос теплоти випромінюванням, можна визначити як:

$$\alpha_Л = \varepsilon \cdot C_0 \left[\left(\frac{T_П}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_Р}{100} \right)^4 \right] / \left(T_П - T_Р \right). \qquad (4.4)$$

На практиці за допомогою коефіцієнту $\alpha_л$, визначеного за фоомулою (4.4), проводиться врахування промененого теплообміну в задачах тепловіддачі та теплопередачі.

Таким чином, сумарна щільність теплового потоку при тепловіддачі дорівнює

$$q_Л = (\alpha_К + \alpha_Л)(T_Р - T_П) = \alpha_\Sigma (T_Р - T_П) \ . \qquad (4.5)$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі α_Σ, Вт/(м^2·°С), який входить в рівняння (4.5), входить також і в рівняння теплопередачі. В подальшому будемо мати на увазі, що загальному випадку теплопередачі від одного середовища до іншого (рис. 4.1) коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2, які враховують конвекцію, теплопровідність та випромінювання, дорівнюють відповідно:

$$\alpha_1 = \alpha_{К1} + \alpha_{Л1}, \qquad (4.6)$$

$$\alpha_2 = \alpha_{К2} + \alpha_{Л2}. \qquad (4.7)$$

4.1.1 Теплопередача через плоску стінку

Однорідна плоска стінка має товщину S і коефіцієнт теплопровідності λ (рис. 4.2). Теплоносій зліва стінки має температуру t_{1T}, справа t_{2T}. Температури поверхонь стінки t_{1C} та t_{2C} невідомі. Температурне поле теплоносіїв та стінки змінюється у напрямку x (тобто температурне поле одномірне). Температурне поле системи стаціонарне (тобто не залежить від температури). Тепловий потік, що входить через ліву поверхню стінки дорівнює тепловому потоку, що виходить через праву поверхню стінки.

Відомі значення коефіцієнтів тепловіддачі від теплоносіїв до поверхонь стінки (α_1 та α_2). Теплообмінна система складається із трьох частин:

- конвективний теплообмін між лівим теплоносієм та лівою поверхнею стінки;
- теплопровідність усередині стінки;
- конвективний теплообмін між правою поверхнею стінки та правим теплоносієм.

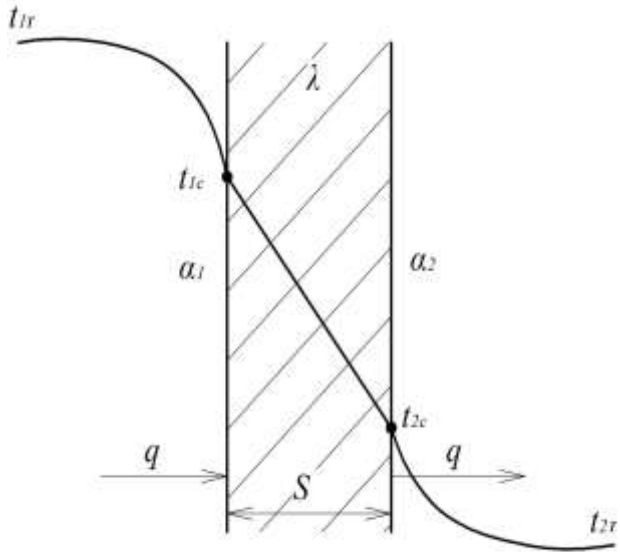

Рисунок 4.2. Теплопередача через плоску стінку

Маємо математичні вирази питомого теплового потоку для кожного виду теплообміну (оскільки система стаціонарна, тепловий потік для всіх частин однаковий):

$$q = \alpha_1 \left(t_{1T} - t_{1C} \right) = \frac{t_{1T} - t_{1C}}{\frac{1}{\alpha_1}} = \frac{t_{1T} - t_{1C}}{R_1}; \qquad (4.8)$$

$$q = \frac{t_{1C} - t_{2C}}{\frac{S}{\lambda}} = \frac{t_{1C} - t_{2C}}{R_2}; \qquad (4.9)$$

$$q = \alpha_2 (t_{2C} - t_{2T}) = \frac{t_{2C} - t_{2T}}{\frac{1}{\alpha_2}} = \frac{t_{2C} - t_{2T}}{R_3} \;, \qquad (4.10)$$

де $R_1 = \dfrac{1}{\alpha_1}$ - тепловий опір переходу теплоти конвекцією від першого теплоносія до правої поверхні стінки;

$R_2 = \dfrac{S}{\lambda}$ - тепловий опір переходу теплоти теплопровідністю усередині стінки;

$R_3 = \dfrac{1}{\alpha_2}$- тепловий опір переходу теплоти шляхом конвекції від правої поверхні до другого теплоносія.

Маємо наступні температурні напори

$$\Delta t_1 = t_{1T} - t_{1C} = qR_1; \qquad (4.11)$$

$$\Delta \mathrm{t}_2 = \left(t_{1C} - t_{2C} \right) = qR_2; \qquad (4.12)$$

$$\Delta t_3 = \left(t_{2C} - t_{2T}\right) = qR_3. \qquad (4.13)$$

Загальний температурний напір при теплопередачі від першого теплоносія до другого через стінки

$$\Delta t = \left(t_{1T} - t_{2T}\right)R, \qquad (4.14)$$

де R - загальний тепловий опір переходу теплоти між теплоносіями,

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \qquad (4.15)$$

Питомий тепловий потік при теплопередачі через стінку

$$q = k(t_{1T} - t_{2T}), \qquad (4.16)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі системи із трьох частин

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}.$$

Цей коефіцієнт має смисл: питомий тепловий потік шляхом теплопередачі при одиничному температурному напорі між теплоносіями, Вт/ м^2 К.

Якщо стінка складається із декількох шарів, які мають відповідно товщину S_n та коефіцієнт теплопровідності λ_n, то тепловий опір теплопередачі дорівнює:

$$\mathrm{R} = \frac{1}{\mathrm{k}} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{S_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{S_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \qquad (4.17)$$

Коефіцієнт теплопередачі у цьому випадку

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{S_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (4.18)$$

Для ілюстрації приведемо наступний рисунок 4.3.

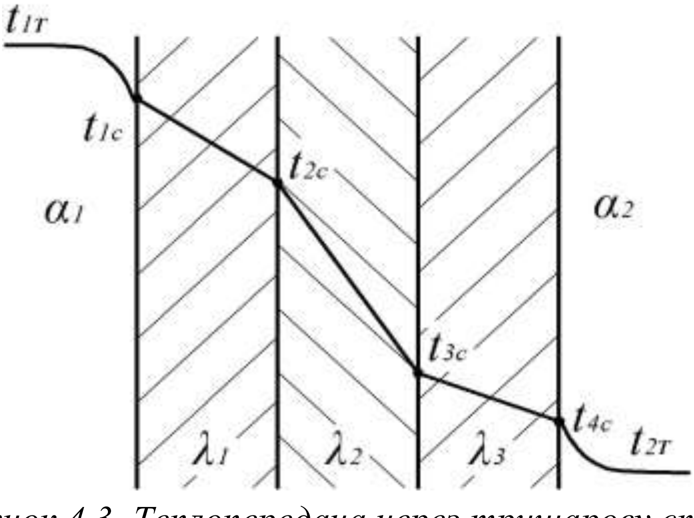

Рисунок 4.3. Теплопередача через тришарову стінку

Тоді маємо питомі теплові потоки

$$q = \frac{t_{1T} - t_{1C}}{R_1};$$

$$q = \frac{(t_{1C} - t_{2C})}{R_2};$$

$$q = \frac{t_{i+1} - t_i}{R_i} \quad ;$$

$$q = \frac{t_{1+1} - t_m}{R_{i+1}}, \tag{4.19}$$

а також теплові напори

$$\Delta t_1 = (t_{1T} - t_{1C}) = qR_1; \tag{4.20}$$

$$\Delta t_2 = (t_{1C} - t_{2C}) = qR_2; \tag{4.21}$$

$$\Delta t_i = (t_1 - t_{i+1})R_i; \tag{4.22}$$

$$\Delta t = (t_{1T} - t_{2T})R. \tag{4.23}$$

При визначенні температур проміжних поверхонь треба в останніх формулах поступово визначати температури поверхонь, наприклад для визначення t_{1C}.

$$t_{C1} = t_1 - qR_1; \tag{4.24}$$

$$t_{C2} = t_{C1} - qR_2; \tag{4.25}$$

$$t_{C_1} = t_{C_{i+1}} - qR_{I+1}. \tag{4.26}$$

4.1.2 Теплопередача через циліндричну стінку

Мається циліндрична труба довжиною *l =1м* (рис. 4.4). Стінка труби має коефіцієнт теплопровідності λ. Усередині труби протікає теплоносій з відомою температурою t_{1T}. Температури поверхонь труби t_{1C} та t_{2C} невідомі. Температура зовнішнього теплоносія t_{2T}. Коефіцієнти тепловіддачі від теплоносіїв до поверхонь труби відомі α_1 та α_2. При стаціонарному температурному полі системи кількість теплоти Q, що входить від теплоносія до внутрішньої поверхні дорівнює цій же кількості при виході через зовнішню поверхню.

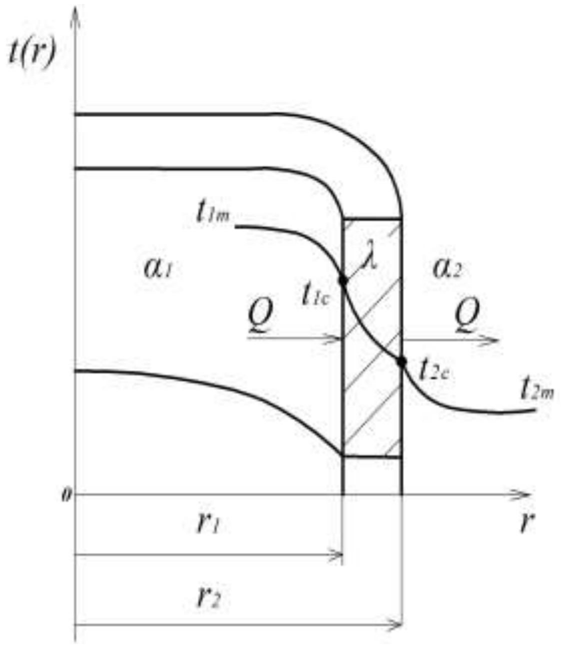

Рисунок 4.4. Теплопередача через циліндричну стінку

Маємо відповідні радіуси: внутрішній r_1 та зовнішній r_2. треба мати на увазі, що ізотермічні поверхні збільшують свою площу при переході від r_1 до r_2. Тому використовуємо не питомий тепловий потік ($\frac{Bm}{м^2}$), а тепловий потік *Q(Вт).* Відповідно, ця теплота входить через внутрішню поверхню стінки $\mathrm{F}_1 = \pi \mathrm{d}_1$, а виходить через поверхню поверхню $F_2 = \pi d_2$ (вважаючи, що довжина труби *l*=1м).

Маємо лінійний тепловий потік

$$Q = \alpha_1 \pi d_1 (t_{1T} - t_{1C}); \tag{4.27}$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda (t_{1C} - t_{2C})}{\ln \frac{d_2}{d_1}}; \tag{4.28}$$

$$\mathrm{Q} = \alpha_2 \pi d_2 (t_{C2} - t_{2T}). \tag{4.29}$$

Визначимо часткові напори

$$\Delta t_1 = (t_{1T} - t_{1C}) = Q \frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} = \frac{Q}{\pi} R_1; \tag{4.30}$$

$$\Delta t_2 = (t_{1C} - t_{2C}) = \frac{Q}{\pi} \frac{\ln \frac{\mathrm{d}_2}{\mathrm{d}_1}}{2\lambda} = \frac{Q}{\pi} R_2; \tag{4.31}$$

$$\Delta t_3 = (t_{2C} - t_{2T}) = \frac{Q}{\pi} \frac{1}{\alpha_2 d_2} = \frac{Q}{\pi} \mathrm{R}_3 \quad . \tag{4.32}$$

У цьому випадку маємо:

$$k_Л = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{\ln\frac{d_2}{d_1}}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}, \tag{4.33}$$

де $k_Л$ - лінійний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м·К).

Відповідно, рівняння теплопередачі через одношарову циліндричну стінку можна записати:

$$Q = k_Л \pi l (t_{T2} - t_{T1}). \tag{4.34}$$

Числове значення лінійного коефіцієнта теплопередачі циліндричної стінки $k_л$ є кількість теплоти, що проходить через 1 м труби в одиницю часу від гарячого теплоносія до холодного при різниці температур між ними в 1°.

Значення щільності теплового потоку q_1 і q_2, Вт / м^2, віднесені до внутрішньої або зовнішньої поверхні, будуть відмінні один від одного і рівні відповідно:

$$q_1 = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{k_Л}{d_1}(t_1 - t_2); \tag{4.35}$$

$$q_2 = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{k_Л}{d_2}(t_1 - t_2). \tag{4.36}$$

Величину, зворотну лінійному коефіцієнту теплопередачі, позначають $R_л$, *м·К/Вт*, і називають *повним лінійним термічним опором* теплопередачі через циліндричну стінку

$$R_Л = \frac{1}{k_Л} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}; \tag{4.37}$$

де $\frac{1}{\alpha_1 d_1}$ та $\frac{1}{\alpha_2 d_2}$ - термічні опори тепловіддачі;

$\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}$ - термічний опір одношарової циліндричної стінки.

Температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь циліндричної стінки t_{c1} і t_{c2}, °С, визначаються за формулами

$$t_{C1} = t_1 - \frac{Q}{\alpha_1 d_1 \pi l}; \tag{4.38}$$

$$t_{C2} = t_2 - \frac{Q}{\alpha_2 d_2 \pi l}. \tag{4.39}$$

При перенесенні теплоти через багатошарову циліндричну стінку, що має *n* шарів, тепловий потік *Q, Вт*, буде дорівнювати:

$$Q = \frac{\pi l (t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}. \qquad (4.40)$$

4.2 Критичний діаметр ізоляції

Тепловою ізоляцією називають всяке покриття гарячої поверхні, яке сприяє зниженню втрат теплоти в навколишнє середовище.

Для теплової ізоляції можуть бути використані будь-які матеріали з низькою теплопровідністю - пробка, мінеральна вата, пінополіуретан, пінополістирол і інші, але теплоізоляційними вважаються тільки ті матеріали, коефіцієнт теплопровідності яких $\lambda \leq 0{,}2$ Вт/(м·°С).

Аналіз формули повного лінійного термічного опору теплопередачі циліндричної стінки показує, що теплові втрати ізольованих трубопроводів зменшуються не пропорційно збільшенню товщини ізоляції. Розглянемо умову, при якій матеріал, який використовується для ізоляції труби, буде зменшувати теплові втрати.

Нехай циліндрична труба покрита одношаровою ізоляцією. При постійних α_1, α_2, d_1, d_2, λ_1, λ_2, t_1 *і* t_2 розглянемо, як буде змінюватися повний термічний опір при зміні товщини ізоляції. Рівняння повного термічного опору двошарової циліндричної стінки має вигляд

$$R_Л = \frac{1}{k_Л} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3};, \qquad (4.41)$$

де d_3 - зовнішній діаметр ізоляції, м;

λ_2 - коефіцієнт теплопровідності ізоляції, Вт/(м·К).

При збільшенні зовнішнього діаметра ізоляції d_3 збільшується опір шару ізоляції $\frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2}$, але одночасно зменшується опір тепловіддачі на зовнішній поверхні ізоляції $\frac{1}{\alpha_2 d_3}$.

Візьмемо першу похідну від правої частини рівняння (4.41) по d_3 і прирівняємо її до нуля, в результаті отримаємо

$$\frac{d(R_л)}{d(d_3)} = \frac{1}{2\alpha_2 d_3} - \frac{1}{\alpha_2 d_3^2}. \qquad (4.42)$$

Тоді *критичний діаметр ізоляції* $d_{кр}$, що відповідає екстремальній точці кривої функції $R_л = f(d_3)$, визначається формулою .

$$d_{кр} = d_з = \frac{2\lambda_2}{\alpha_2} \ . \tag{4.43}$$

З рівняння (4.43) випливає, що критичний діаметр ізоляції не залежить від розмірів трубопроводу. Він буде тим менше, чим менше коефіцієнт теплопровідності ізоляції і чим більше коефіцієнт тепловіддачі α_2 від зовнішньої поверхні ізоляції до навколишнього середовища. Друга похідна від $R_л$ більше нуля. Отже, критичний діаметр відповідає мінімуму теплового опору і максимуму теплового потоку (рис. 4.5).

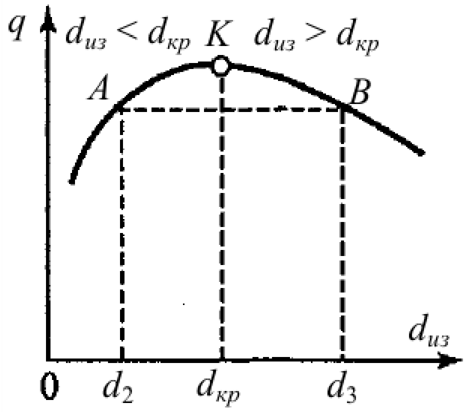

Рисунок 4.5. Залежність теплових втрат від діаметру теплоізоляції

Аналіз рівняння (4.43) показує, що якщо зовнішній діаметр теплової ізоляції $d_{із}$ збільшується, але залишається менше $d_{кр}$, то теплові втрати зростають і будуть більше тепловтрат голого трубопроводу (крива АК). У разі рівного розподілу $d_{із} = d_{кр}$ тепловтрати в навколишнє середовище (точка К) є максимальними. При подальшому збільшенні зовнішнього діаметра ізоляції $d_{із} > d_{кр}$ тепловтрати будуть трохи менше, ніж при $d_{із} = d_{кр}$ (крива ВК). Тільки при $d_{із} = d_3$ теплові втрати знову стануть такими ж, як і для неізольованного трубопроводу.

Отже, для ефективної роботи теплоізоляції необхідно, щоб критичний діаметр був менше зовнішнього діаметра оголеного трубопроводу, тобто щоб $d_{кр} \leq d_2$ (рис. 4.5). Таким чином, для того щоб ізоляція викликала зменшення тепловтрат циліндричної стінки в порівнянні з голим трубопроводом, при цьому зовнішньому діаметрі труби d_2 і заданому коефіцієнті тепловіддачі α_2, необхідно, щоб

$$\lambda_{із} = \frac{\alpha_2 d_2}{2} \ . \tag{4.44}$$

Наприклад, для ізоляції трубопроводу діаметром d_2 = 30 мм є шлакова вата, теплопровідність якої $\lambda_{із}$ = 0,1 Вт/(м·К), коефіцієнт тепловіддачі α_2 = 4,0 Вт/(м^2·К). Чи доцільно застосовувати в даному випадку в якості ізоляції шлакову вату? Критичний діаметр ізоляції

$$d_{кр} = 2\lambda_{із} / \alpha_2 = 2 \cdot 0{,}1 / 4 = 0{,}05\ м = 50\ мм.$$

Так як $d_{кр} > d_2$, шлакову вату в даному випадку застосовувати недоцільно. Для нашої задачі коефіцієнт $\lambda_{із}$ повинен бути менше, тобто

$$\lambda_{із} \leq 4 \cdot 0{,}03 / 2 = 0{,}06\ Вт / (м \cdot К).$$

4.3 Інтенсифікація теплопередачі

Практика експлуатації теплообмінних апаратів і обладнання вимагає найкращих умов передачі теплоти від гарячого середовища до холодного. Ці умови головним чином залежать від значення коефіцієнта теплопередачі. Однак чисельного значення коефіцієнта теплопередачі k, Вт/(м^2·К), недостатньо для встановлення впливу на його величину різних факторів. Для цього необхідно знати всі термічні опори теплопередачі.

Розглянемо вплив термічних опорів теплопередачі на знання коефіцієнта k на прикладі.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі k, Вт/(м^2·К), для чавунного радіатора системи опалення. Приймемо, що теплопередача відбувається через одношарову плоску стінку товщиною δ = 10 мм, коефіцієнт теплопровідності стінки λ = 10 Вт/(м·К), коефіцієнти тепловіддачі від води до внутрішньої поверхні стінки α_1 = 1000 Вт/(м^2·К), від зовнішньої поверхні стінки до повітря α_2 = 10 Вт/(м^2·К).

Коефіцієнт теплопередачі розраховується за формулою

$$k = \frac{1}{1/1000 + 0{,}01/10 + 1/10} = 9{,}98\,\frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \tag{4.45}$$

Отримане значення коефіцієнта теплопередачі менше найменших значень λ і α_2, що входять в формулу. З аналізу складових виразу для k робимо висновок, що для збільшення коефіцієнта теплопередачі, а значить і інтенсифікації самого процесу теплопередачі, необхідно зменшити максимально термічний опір. В даному випадку необхідно зменшити величину $1/\alpha_2$ або збільшити сам коефіцієнт α_2. Для цього можна, наприклад, вільну конвекцію замінити на вимушену і влаштувати обдув радіатора спрямованим потоком повітря.

У разі, якщо коефіцієнти α_1 і α_2 досить великі, а найбільшим є термічний опір стінки δ/λ, то необхідно зменшити товщину стінки або взяти матеріал з більшою теплопровідністю.

Для інтенсифікації теплопередачі можна збільшити площу поверхні теплообміну за рахунок оребрення (рис. 4.6). Оребрені поверхні використовуються з того боку, де коефіцієнт тепловіддачі дуже малий. У зв'язку з тим, що поверхня теплообміну з обох сторін розглянутої стінки неоднакова, розрахунок величин *k* і *q* можна виконувати для одиниці гладкою або оребренної поверхні.

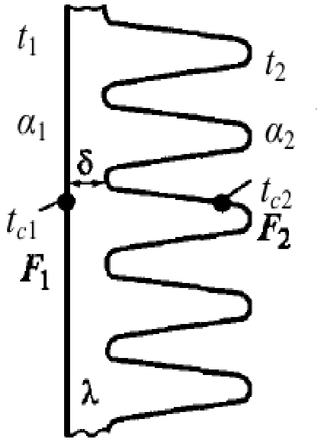

Рисунок 4.6. Схема теплопередачі через оребрену стінку

Відношення площі оребрения до площі гладкої стінки називається *коефіцієнтом оребрення* $m = F_2/F_1$.

У цьому випадку коефіцієнт теплопередачі k_1, Вт/(м^2·К), через гладку поверхню стінки (рис. 4.6) дорівнює

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 m}} \; . \quad (4.46)$$

При порівнянні отриманої формули (4.46) з формулами (4.24 - 4.26) бачимо, що при обребренні термічний опір, який дорівнює $1/\alpha_2$, зменшився в m разів. Коефіцієнт теплопередачі k_2, Вт/(м^2·К), через оребрену поверхню стінки дорівнює

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} m + \frac{\delta}{\lambda} m + \frac{1}{\alpha_2}} \; . \quad (4.47)$$

Оребрені поверхні з ребрами різної конфігурації широко застосовують в теплообмінних апаратах для інтенсифікації теплопередачі. Більш детальна методика розрахунку оребрених поверхонь теплообміну наводиться в підручниках [4, 6].

Контрольні аитання до теми 4:

1. Що таке складний теплообмін?

2. Що називається теплопередачею? Наведіть приклади теплопередачі.

3. Як на практиці враховується променистий теплообмін при теплопередачі і тепловіддачі?

4. Що називається коефіцієнтом теплопередачі?