

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

С.М. ВАСИЛЕНКО
В.В. ШУТЮК

**ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ.
ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТА ВИБОРУ**

ЦИКЛ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни

**“Процеси та обладнання фармацевтичної
та мікробіологічної промисловості”**

для студентів спеціальності 6.090200

**“Обладнання фармацевтичної
та мікробіологічної промисловості”**
денної форм навчання

СХВАЛЕНО
на засіданні кафедри
машин і апаратів
харчових виробництв
як конспект лекцій
Протокол № 6
від 27. 01. 2000 р.

Київ УДУХТ 2000

Василенко С.М., Шутюк В.В. Теплообмінні апарати. Основи розрахунку та вибору. Цикл лекцій з дисципліни “Процеси та обладнання фармацевтичної та мікробіологічної промисловості” для студ. спец. 6.090200 “Обладнання фармацевтичної та мікробіологічної промисловості” ден. форми навчання – К.: УДУХТ, 2000. – 36 с.

С.М. Василенко,
В.В. Шутюк, кандидати техн. наук

Відповідальний за випуск В.М. Таран, д-р техн. наук, проф.

Конспект лекцій друкується в авторській редакції

© УДУХТ, 2000

З М І С Т

1. Загальні положення	4
2. Основні поняття теплового розрахунку	6
3. Основне розрахункове рівняння теплопередачі	8
4. Тепловий розрахунок рекуперативних теплообмінних апаратів	10
5. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі при русі рідин та газів в кожухотрубних теплообмінниках	18
6. Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі при русі рідин та газів в пластинчастих теплообмінниках	22
7. Розрахунок теплопередачі в теплообмінниках з оребреною поверхнею теплообміну при русі однофазних теплоносіїв	23
8. Теплообмін при вільній конвекції	24
9. Теплообмін при конденсації пари в теплообмінниках типу “пара-рідина” та “пара-газ”	25
10. Гідравлічний розрахунок теплообмінних апаратів	27
Література	34

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. Класифікація теплообмінних апаратів за функціональними ознаками. В першу чергу визначимо поняття теплообмінного апарата (теплообмінника) як апарата, де здійснюється теплообмін між двома чи кількома теплоносіями, або між теплоносіями і твердими тілами (стілкою, насадкою тощо). Слід зауважити, що роль теплоносіїв та твердих тіл, які беруть участь у теплообміні, може виконувати середовище, що оточує апарат.

За принципом роботи теплообмінники поділяються на поверхневі (рекуперативні та регенеративні) та контактні. У рекуперативних апаратах теплоносії рухаються одночасно, а теплообмін відбувається через поверхню теплообміну, що їх розділяє. Саме рекуперативні теплообмінники найбільше поширені в харчовій промисловості. У регенеративних теплообмінних апаратах поверхня теплообміну почергово омивається грійним теплоносієм та нагріваним теплоносієм. Поверхнею теплообміну в регенеративних апаратах служить теплоакмулювальна насадка.

У контактних теплообмінниках передавання теплоти між теплоносіями здійснюється при їх безпосередньому контакті. Контактні теплообмінні апарати, в свою чергу, поділяються на змішувальні та барботажні. В апаратах змішувального типу теплоносії змішуються. У барботажних апаратах один з теплоносіїв рухається через об'єм другого, не змішуючись.

За видом теплоносіїв теплообмінники бувають такі: рідина–рідина, пара–рідина, газ–рідина, пара–пара, пара–газ, газ–газ.

Залежно від зміни агрегатного стану теплообмінні апарати поділяються на: без зміни фазового стану, зі зміною фазового стану одного теплоносія, зі зміною фазового стану обох теплоносіїв.

Класифікувати теплообмінні апарати можна також за технологічним призначенням. Залежно від нього теплообмінники поділяють на підігрівники, охолодники, випарники, конденсатори, тощо.

1.2. Класифікація теплових розрахунків теплообмінних апаратів. Термодинамічні розрахунки проводять з метою визначення термодинамічної ефективності процесів теплообміну, енергетичної ефективності як окремого апарата, так і теплотехнологічного комплексу в цілому. В окремих випадках до термодинамічних відносять розрахунки термодинамічних (теплофізичних) властивостей теплоносіїв.

Проектні розрахунки здійснюють для визначення площі поверхні теплообміну апарата, а у випадку багатосекційних теплообмінників – кількості секцій, схеми сполучення секцій або системи апаратів. Крім того, під час проведення проектних розрахунків деталізують конструк-

цію теплообмінника, а також розраховують габарити, масу апарата, витрати енергії на подолання гідрівлічних опорів під час руху теплоносіїв.

За проведення перевірочних розрахунків визначають теплопродуктивність теплообмінного апарата, кінцеві температури теплоносіїв та втрати тиску під час їх руху для конкретної конструкції теплообмінника та схеми течії теплоносіїв у ньому. Тобто під терміном перевірочного розрахунку розуміють такий розрахунок, при якому визначають теплогідравлічні характеристики повністю сконструйованого теплообмінного апарата.

1.3. Вибір теплообмінних апаратів. Слід зауважити, що терміни “розрахунок”, “проектування” та “вибір” мають методологічно різний сенс. Хоч їх часто застосовують один замість іншого, вони належать до різних аспектів проблеми розроблення теплообмінника та її розв’язання. Термін “вибір” означає застосування вже існуючих теплообмінників безпосередньо чи з незначними змінами. Достатня кількість конструкцій, пропонує підприємствами машинобудівної промисловості, звичайно дає можливість вибрати теплообмінник відповідних розмірів з дотриманням всіх поставлених вимог.

Якщо результати перевірочного розрахунку свідчать, що конструкція вибраного теплообмінного апарата забезпечує прийнятні теплогідравлічні характеристики, то така конструкція може розглядатися як розв’язання задачі. При цьому може статись, що задовольняють вимоги кілька варіантів конструкції. Тоді в основу вибору кладуть додаткові критерії, передусім – техніко-економічні.

Процедура переходу від однієї конструкції теплообмінника до іншої, більш придатної, може бути названа оптимізацією.

1.4. Критерії вибору теплообмінних апаратів. Аналіз процесу вибору теплообмінних апаратів має базуватись на ясному розумінні критеріїв, за якими буде перевірятись їх робота.

Першим критерієм задовільної роботи теплообмінного апарата є виконання вимог до робочих параметрів: потрібна теплопродуктивність має забезпечуватись під час роботи від одного профілактичного ремонту до іншого за заданих обмежень за перепадом тисків теплоносіїв незалежно від забруднення поверхні теплообміну.

Другий критерій полягає у тому, що теплообмінник повинен задовольняти умови, які висуваються для всього обладнання. Сюди входять, передусім, механічні навантаження, пов’язані не лише з нормальною роботою, а й з транспортуванням, запуском, зупинкою, а також рядом певних операцій, спричинюваних порушенням виробничого процесу, включаючи можливі аварійні ситуації. До них належать, в тому числі, механічні напруги, викликані перехідними режимами під час зміни температури теплоносіїв. В теплообміннику не повинна виникати корозія

від дії теплоносіїв та навколишнього середовища. Забруднення поверхні теплообміну мають бути мінімальними, хоча засоби запобігання відкладанням звичайно обмежені застосуванням висщих швидкостей теплоносіїв, допустимих за перепадом тисків та обмеженням через ерозію поверхні теплообміну і вібраціям, а також гарантуванням того, що забруднена поверхня буде максимально доступна для очищення.

Третій критерій являє собою вимогу можливості періодичного ремонту теплообмінника, до якого входять очищення поверхонь теплообміну, заміна складових цих поверхонь, ущільнень та інших елементів конструкції, що особливо піддаються дії корозії, ерозії, вібрації та старіння. Ця вимога може також стати причиною обмеження щодо розміщення теплообмінника та забезпечення вільного простору навколо нього. При цьому слід враховувати переваги багатосекційного компонування з відсічними клапанами, що дає можливість ремонтувати окремі секції без зупинки апарата в цілому.

Четвертий критерій зводиться до того, що теплообмінник повинен мати мінімальну вартість за умови відповідності попереднім критеріям. Але з огляду на економію на вартості апарата слід мати на увазі, що збільшення експлуатаційних витрат внаслідок зменшення розмірів та зниження надійності апарата може перевищити вигади на початковій вартості.

2. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ

2.1. Рівняння теплового балансу теплообмінного апарата може бути записане для стаціонарних умов з першого закону термодинаміки

$$G_1(h_{1\text{вх}} - h_{1\text{вих}}) + G_2(h_{2\text{вх}} - h_{2\text{вих}}) - Q_{\text{втр}} = 0, \quad (I)$$

де G_1 , G_2 – масові витрати відповідно первинного та вторинного теплоносіїв, кг/с (в подальшому первинним називатимемо грійний теплоносіє, всі параметри якого позначатимемо індексом 1, а вторинним – нагріваний теплоносіє, всі параметри якого позначатимемо індексом 2); h – питома ентальпія, Дж/кг; $Q_{\text{втр}}$ – втрати енергії в навколишнє середовище, Вт.

При цьому кінетичною енергією та роботою в процесі нехтуємо, вважаючи їх порівняно дуже малими.

Якщо в обох теплоносіях не відбуваються фазові зміни, рівняння (1) можна записати через зміни температур:

$$G_1 c_{p1}(T_{1\text{вх}} - T_{1\text{вих}}) + G_2 c_{p2}(T_{2\text{вх}} - T_{2\text{вих}}) - Q_{\text{втр}} = 0, \quad (1,a)$$

де c_p – середня питома теплоємність при постійному тиску у вказаному діапазоні температур, Дж/(кг · К).

Для теплообмінників, в яких відбувається фазовий перехід одного чи двох теплоносіїв, слід врахувати теплоту фазового переходу. Так, для підігрівника “пара–рідина” рівняння (1) запишеться так:

$$G_1(\Delta h + c_{p1} T_1) + G_2 c_{p2} (T_{2\text{лх}} - T_{2\text{вих}}) - Q_{\text{втр}} = 0, \quad (1,6)$$

де Δh – теплота конденсації, Дж/кг; T_1 – переохолодження конденсату відносно температури насичення, К.

Рівняння теплового балансу, як правило, застосовують для визначення вхідних та вихідних значень параметрів теплоносіїв та теплового навантаження теплообмінного апарата.

2.2. Теплообмін – необернений процес перенесення енергії в просторі з неоднорідним полем температури. Енергію, що переноситься при цьому, називають теплотою.

2.3. Теплоносій – рухоме середовище, використовуване для перенесення теплоти.

2.4. Густина теплового потоку q – кількість теплоти, що проходить в одиницю часу через одиницю площі поверхні, Вт/м².

2.5. Температурний напір – різниця характерних температур середовища і стінки (або границі розділу фаз) або двох середовищ, між якими відбувається теплообмін, К (°С).

2.6. Суцільне середовище – середовище, яке можна розглядати як континуум, нехтуючи його дискретними властивостями.

2.7. Молекулярне перенесення – перенесення теплоти, речовини, кількості руху в результаті теплового руху мікрочастинок в середовищі з неоднорідним розподілом температури, концентрації, швидкості.

2.8. Конвективне перенесення – перенесення теплоти, речовини, кількості руху в середовищі з неоднорідним розподілом температури, концентрації, швидкості, що здійснюється макроскопічними елементами середовища під час їх переміщення.

2.9. Теплопровідність – молекулярне перенесення теплоти в суцільному середовищі, зумовлене наявністю градієнта температур (слід зауважити, що теплопровідність не включає в себе перенесення теплоти внаслідок дифузії речовини). Якщо градієнт температур змінюється від точки до точки, то вираз для теплового потоку в даній точці набуде вигляду закону теплопровідності Фур'є:

$$q = -\lambda \frac{dT}{dn}, \text{ Вт / м}^2 \quad (2)$$

де λ – фізичний параметр, що характеризує інтенсивність процесу теплопровідності в середовищі та кількісно рівний тепловому потоку внаслідок теплопровідності при градієнті температури, рівному одиниці, і який носить назву коефіцієнта теплопровідності або просто теплопровідність, Вт/(м · К); T – температура, К.

2.10. Конвективний теплообмін – теплообмін, обумовлений спільною дією конвективного і молекулярного перенесення теплоти в об'ємі теплоносія.

2.11. Тепловіддача – конвективний теплообмін між рухомих середовищем та поверхнею його розділу з іншим середовищем (твердим тілом, рідиною чи газом).

2.12. Коефіцієнт тепловіддачі – величина, що характеризує інтенсивність тепловіддачі і дорівнює величині теплового потоку на поверхні розділу, віднесеного до температурного напору між середовищем та поверхнею, Вт/(м² · К). Тобто коефіцієнт тепловіддачі визначається з рівняння Ньютона-Ріхмана так:

$$q = \alpha (T_1 - T_{\text{ср}}), \text{ Вт/м}^2. \quad (3)$$

Поняття коефіцієнта тепловіддачі як коефіцієнта пропорційності між тепловим потоком та температурним напором між теплоносієм та поверхнею розділу лежить в основі більшості методик розрахунку теплообмінників. При цьому слід зауважити, що коефіцієнт тепловіддачі – усього лише зручний параметр в розрахункових рівняннях, який не має безпосереднього фізичного сенсу. В ряді процесів, таких як бульбашкове кипіння, вільна конвекція тощо, коефіцієнт тепловіддачі, в свою чергу, залежить від температурного напору і тому, на перший погляд, застосовуватись не може. Проте простота його застосування та відсутність прийнятних альтернатив приводить до того, що поняття коефіцієнта тепловіддачі використовується і в цих випадках. Основна перевага застосування α для кількісного опису інтенсивності тепловіддачі полягає в тому, які з допомогою його значень для обох теплоносіїв, що обмінюються теплотою, можна зв'язати локальну інтенсивність теплообміну з локальною різницею температур між ними.

2.13. Теплопередача – теплообмін між двома теплоносіями через тверду стінку, що їх розділяє, чи через поверхню розділу між ними.

2.14. Коефіцієнт теплопередачі – величина, що характеризує інтенсивність теплопередачі і дорівнює тепловому потоку на поверхні розділу (на стінці), віднесеному до температурного напору між теплоносіями. Коефіцієнт теплопередачі може бути визначений як коефіцієнт пропорційності в рівнянні теплопередачі:

$$q = k (T_1 - T_2), \text{ Вт}. \quad (4)$$

Очевидно, що коефіцієнт теплопередачі k , як і коефіцієнт тепловіддачі α , вимірюється у Вт/(м² · К)

3. ОСНОВНЕ РОЗРАХУНКОВЕ РІВНЯННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

3.1. Локальна інтенсивність теплопередачі пов'язана з локальним температурним напором між двома теплоносіями співвідношенням

$$dQ = k(T_1 - T_2)dF. \quad (5)$$

де Q – загальний тепловий потік, Вт; F – площа поверхні теплообмі-

ну, m^2 (ефективна поверхня, через яку теплота передається від одного теплоносія до другого).

Очевидно, що рівняння (5) характеризує стаціонарний режим теплообміну. Хоча в умовах експлуатації більшості теплообмінників умова стаціонарності рідко виконується безперечно, кількість теплоти, що передається, настільки перевищує акумулювання теплоти самим теплообмінником, що припущення про стаціонарність допустиме.

Рівняння (5) може бути проінтегроване таким чином:

$$F = \int_0^Q \frac{dQ}{k(T_1 - T_2)}. \quad (6)$$

Інтеграл можна визначити, застосовуючи рівняння теплового балансу і теплопередачі. В загальному випадку для теплообміну з фазовими перетвореннями слід також застосувати рівняння гідродинаміки і балансу маси, а для випадку багатокomпонентних фазових перетворень потрібні рівняння локальної фазової рівноваги.

Зі сказаного можна зробити висновок, що в загальному випадку інтегрування (6) вимагає здійснення складних обчислювальних процедур із застосуванням сучасних комп'ютерних технологій, що, як правило, неможливо в поточній інженерній практиці.

Тому для більшості інженерних розрахунків використовують спеціально розроблені наближені методи, які, відрізняючись відомою простотою, забезпечують необхідну точність результатів.

3.2. Середні коефіцієнти теплопередачі та температурні напори.

Хоча коефіцієнти теплопередачі можуть змінюватись в потоці від точки до точки, а різниця температур змінюється, як правило, в широких межах, звичайно користуються методиками, що використовують усереднені щодо об'єму апарата параметри. Так, для теплопередачі за відсутності масообміну розрахункове співвідношення можна отримати інтегруванням рівняння (6) за таких допущень:

будь-яка частина потоку, що надходить в теплообмінник, однаковою мірою бере участь у теплообміні з поверхнею;

теплообмінник працює в стаціонарному режимі;

теплоємності теплоносіїв постійні. Найкраще цю вимогу задовольняє ізотермічний фазовий перехід (приміром, конденсація чистої пари), який відповідає випадку безкінечної теплоємності;

коефіцієнт теплопередачі постійний по всій поверхні (однорідний за об'ємом);

– поздовжнім тепловим потоком можна нехтувати.

Тоді в результаті інтегрування отримаємо так зване основне рівняння теплопередачі:

$$Q = kF\Delta T_{cp}. \quad (7)$$

де $\Delta T_{\text{ср}}$ – так звана дійсна середня різниця температур.

Відповідно можна ввести поняття середнього коефіцієнта теплопередачі – коефіцієнта теплопередачі, що дорівнює повному тепловому потоку Q , поділеному на середній температурний напір $\Delta T_{\text{ср}}$ та на площу поверхні теплообміну:

$$k = Q / (F \Delta T_{\text{ср}}). \quad (8)$$

Аналогічно визначається середній коефіцієнт тепловіддачі, який дорівнює повному тепловому потоку, поділеному на середню різницю температур між теплоносієм та поверхнею розділу та на площу поверхні теплообміну:

$$\alpha_1 = Q / [F(T_1 - T_{\text{ст1}})_{\text{ср}}], \quad \alpha_2 = Q / [F(T_{\text{ст2}} - T_2)_{\text{ср}}]. \quad (9)$$

Оскільки в методі середніх характеристик просторові зміни величин не аналізуються, то, очевидно, він належить до класу моделей із зосередженими параметрами. Моделі зі зосередженими параметрами поширені в інтегральних розрахунках теплообмінних апаратів. У аналізі моделей із зосередженими параметрами основною є проблема узгодження умовних значень середнього по поверхні коефіцієнта теплопередачі та середнього температурного напору, яка, як правило, розв'язується шляхом відповідного розрахунку визначальних температур.

Простота та високий рівень достовірності метода середніх коефіцієнтів та середніх рушійних сил дає можливість рекомендувати його для інженерного розрахунку теплообмінних апаратів харчової промисловості. (Саме тому в подальшому позначення коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі надаватимемо без спеціальних індексів, вважаючи їх середніми).

4. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РЕКУПЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

4.1. Розрахунок теплового навантаження. Теплове навантаження теплообмінного апарата в загальному випадку визначається з рівняння теплового балансу (1). При цьому, як правило, величину втрат теплоти в навколишнє середовище, наперед невідому, задають введенням коефіцієнта утримання теплоти

$$\varepsilon_q = \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{\text{втр}}}{Q_1}, \quad (10)$$

де Q_1 – кількість теплоти, віддана в теплообміннику грієним теплоносієм, Вт; Q_2 – кількість теплоти, сприйнята нагріваним теплоносієм, Вт.

Коефіцієнт ε_q приймають в межах 0,95...0,98, а у теоретичному аналізі звичайно приймають таким, що дорівнює 1,0.

Кількість теплоти Q_t , що передається через поверхню теплообміну, для кожухотрубних теплообмінників приймається рівною $Q_t = Q_1$,

якщо гріючий теплоносіє рухається в трубному пучку, та $Q_1 = Q_2$, якщо охолоджувальний теплоносіє рухається в міжтрубному просторі.

4.2. Методи теплового розрахунку рекуперативних теплообмінників з однофазними теплоносіями. При розрахунку рекуперативних апаратів виділяють два основних методи подання характеристик теплообмінників: 1) метод поправкового коефіцієнта $\epsilon_{\Delta t}$; 2) E – NTU-метод.

4.2.1. Метод поправкового коефіцієнта $\epsilon_{\Delta t}$. Цей метод ґрунтується на понятті дійсної середньої ефективної різниці температур ΔT_{cp} . Різниця температур між теплоносіями змінюється неперервно вздовж теплообмінної поверхні, тому її визначення згідно з рівнянням (7) є складною аналітичною задачею. Саме тому для інженерних розрахунків загальноприйнятим став метод визначення ΔT_{cp} з використанням так званого поправкового коефіцієнта $\epsilon_{\Delta t}$, такого що

$$\Delta T_{cp} = \epsilon_{\Delta t} \Delta T_{cp1}, \quad (11)$$

де ΔT_{cp1} – так звана середньологарифмічна різниця температур, що визначається за такою формулою:

$$\Delta T_{cp1} = \frac{(T_{1вх} - T_{2вих}) - (T_{1вих} - T_{2вх})}{\ln[(T_{1вх} - T_{2вих}) / (T_{1вих} - T_{2вх})]}. \quad (12)$$

Найпростіше для теплообмінників без зміни фазового стану величина поправкового коефіцієнта визначається для ідеальної протитечії: $\epsilon_{\Delta t} = 1$; $\Delta T_{cp} = \Delta T_{cp1}$.

Для теплообмінника з однокерованою односпрямованою течією однофазних теплоносіїв (ідеальна прототечія) визначення $\epsilon_{\Delta t}$ пов'язане зі значними труднощами. Проте виявилось, що середню різницю температур для цього випадку можна визначити доволі просто, а саме:

$$\Delta T_{cp1} = \frac{(T_{1вх} - T_{2вих}) - (T_{1вих} - T_{2вх})}{\ln[(T_{1вх} - T_{2вих}) / (T_{1вих} - T_{2вх})]}. \quad (13)$$

Це рівняння відрізняється від рівняння для протитечії лише індексами “вх” та “вих” при позначенні T_2 .

Тобто вираз для середньої різниці температур в теплообмінниках з односпрямованим та протитечійним рухом теплоносіїв залишається середньологарифмічним ΔT_{cp1} і в загальному випадку його можна записати так:

$$\Delta T_{cp1} = \frac{T_6 - T_m}{\ln(T_6 / T_m)}, \quad (14)$$

де ΔT_6 , ΔT_m – відповідно більше та менше значення різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника.

Значно складніше визначається величина $\epsilon_{\Delta t}$ для інших схем течії в теплообмінниках без зміни фазового стану теплоносіїв. Як правило, задачу руху та теплообміну в цих випадках аналізують із застосуванням числових методів, а результати подають у вигляді графіків чи

розрахункових формул. При цьому величину $\epsilon_{\Delta t}$ звичайно виражають як функцію відношення добутків $G \cdot c_p$ теплоносіїв (або, як їх ще називають – витратних теплоємностей) та параметра, пропорційного зміні температури одного з теплоносіїв. Ці величини визначають таким чином:

$$R = \frac{G_2 c_{p2}}{G_1 c_{p1}} \quad (15)$$

та

$$P = \frac{T_{2\text{вих}} - T_{2\text{вх}}}{T_{1\text{вх}} - T_{2\text{вх}}}. \quad (16)$$

$$\text{Тоді } \epsilon_{\Delta t} = \epsilon_{\Delta t}(R, P, \text{ схема руху теплоносіїв}). \quad (17)$$

Графіки для визначення поправкового коефіцієнта у деяких схемах течії теплоносіїв, як з паралельним, так із перехресним рухом теплоносіїв наведені на рис. 1...3.

Під час аналізу схеми потоку виділяють два крайніх стани теплоносія: змішаний та незмішаний.

Повне змішування передбачає, що вся рідина у будь-якій площині, нормальній до напрямку потоку, має однакову температуру, хоча ця температура і змінюється в напрямку потоку. Незмішаний потік передбачає, що в рідині існує градієнт температур хоча б в напрямку однієї з нормалей до напрямку потоку, однак тепловий потік при цьому в нормальній площині відсутній.

Якщо вважати, що певний з теплоносіїв або повністю змішаний, або зовсім не змішаний, то можна виділити три можливих схеми течії для однакових теплообмінників перехресним потоком. Вони зображені схематично на рис. 4. При цьому умовно прийнято, що зміна температури в третьому вимірі відсутня.

Отже, розрахунок теплообмінника зводиться до аналізу основного рівняння:

$$Q_T = kF\Delta T_{\text{ср1}} \epsilon_{\Delta t}. \quad (18)$$

При розрахунку слід зважати на те, що можуть виникнути обмеження різниці температур, пов'язані з можливим відхиленням середньолгарифмічної різниці температур від ідеального значення, викликаним різною організацією потоку. Тому слід перевірити, чи не попадає в асимптотичну область коефіцієнт $\epsilon_{\Delta t}$, що враховує багатогодову організацію течії в міжтрубковому просторі. Як показано на рис. 5, часто використовувані значення $\epsilon_{\Delta t} \geq 0,8$, можуть дати хибні результати.

Тому для запобігання перетину профілів температур при послідовному ввімкненні окремих секцій чи теплообмінників завжди слід застосувати протитечію.

Перевага методу поправкового коефіцієнта полягає в тому, що він безпосередньо дає відхилення значення ефективного температурного напору $\Delta T_{\text{ср}}$ для будь-якої схеми руху теплоносіїв від максима-

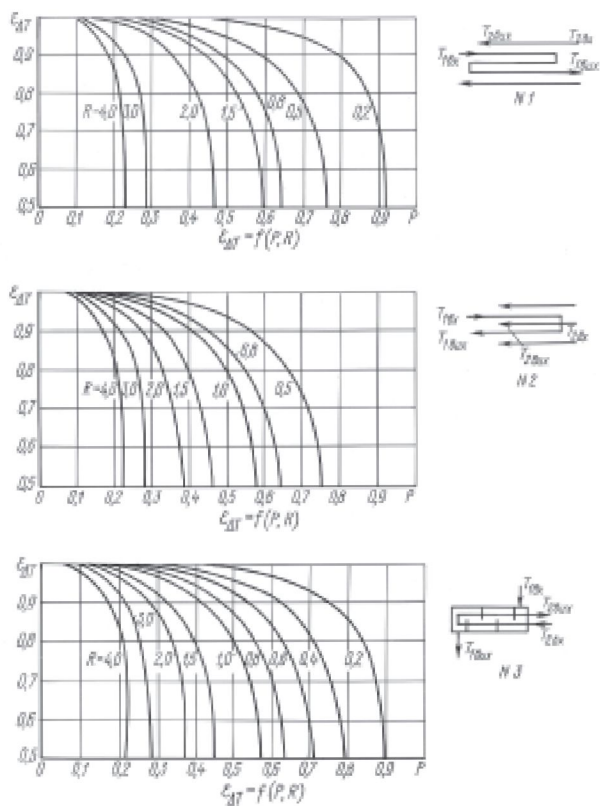


Рис. 1. $\varepsilon_{\Delta T}$ – P-діаграма

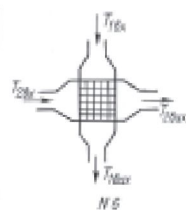
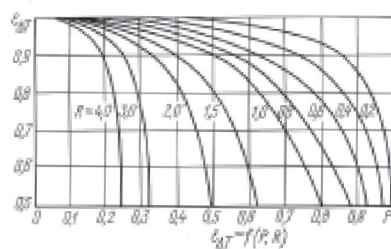
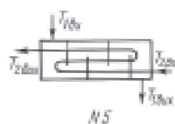
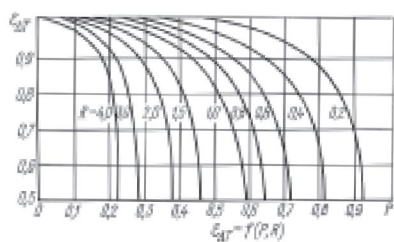
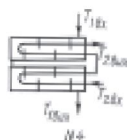
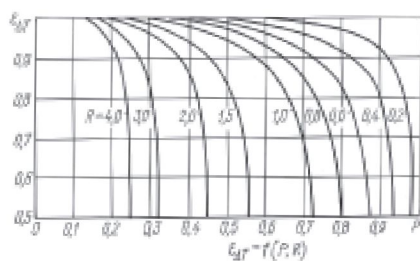


Рис. 2. $E_{\Delta T}$ - P -діаграма

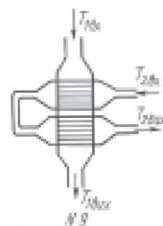
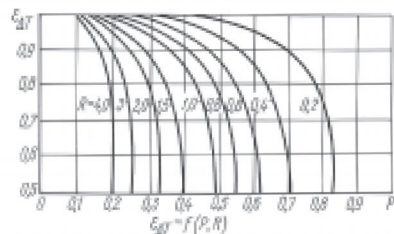
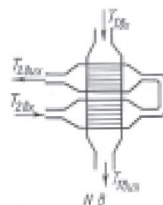
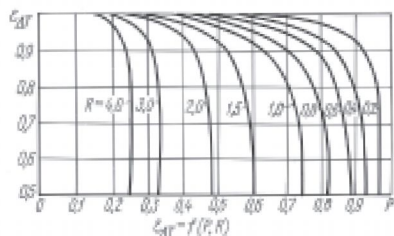
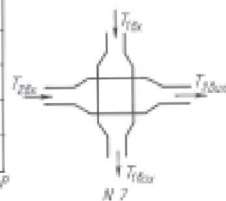
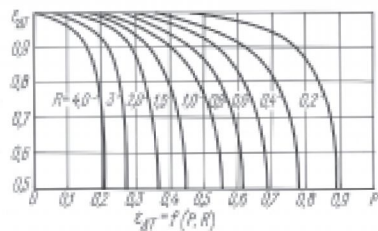


Рис. 3. $\varepsilon_{\Delta T}$ – P-діаграма

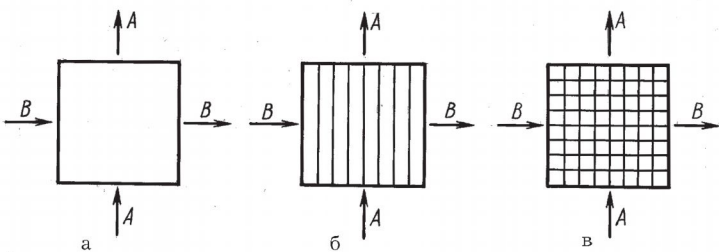


Рис. 4. Схема варіантів змішування теплоносіїв.
а – обидва теплоносії змішані; б – теплоносії А не змішаний;
теплоносії В – змішаний; в – обидва теплоносії не змішані.

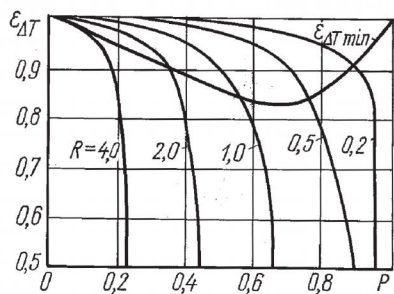


Рис. 5. Обмеження величини $\epsilon_{\Delta T}$, що враховують вплив багатохідової схеми руху теплоносія на середню різницю температур

льно досяжного при протіканні ΔT_{cp1} . Цей метод особливо корисний у розрахунках технологічних теплообмінників, коли з умов перебігу технологічних процесів задаються розподіли температур і теплові баланси, а площа поверхні теплообміну і коефіцієнт теплопередачі невідомі. Задача в цьому випадку є прикладом проектного розрахунку. При цьому слід вибрати тип конструкції теплообмінника, що працюватиме з максимальним ефективним температурним напором, або ж, навпаки, виключити з розгляду конструкції, які можуть виявитись непрацездатними.

Водночас, при проведенні перевіркового розрахунку методом поправкового коефіцієнта, коли тепловий баланс та кінцеві температури невідомі, для отримання розв'язку слід застосувати ітераційний метод або ж інші методи числового аналізу, що значно ускладнює розрахунок.

4.2.2. E-NTU-метод. Ідея NTU-методу була висунута Нуссельтом та розвинена Кейсом і Лондоном. Суть методу полягає у введенні до характеристик теплообмінника таких параметрів:

число одиниць перенесення NTU (Number of Exchanger Heat Transfer UNIT):

$$NTU_1 = kF/G_1c_{p1}; \quad NTU_2 = kF/G_2c_{p2}; \quad (19)$$

ефективність теплообмінника E (іноді її називають ККД теплообмінника або термічною ефективністю).

Ефективність теплообмінника числово дорівнює відношенню дійсно переданої кількості теплоти до максимально можливої. Під максимально можливою кількістю теплоти розуміють таку її кількість, за якої теплоносії з меншим значенням $(Gc_p)_{min}$ залишатиме теплообмінник з температурою, що дорівнює температурі іншого теплоносія на вході в теплообмінник, тобто:

$$E = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{kF\Delta T_{cp}}{(Gc_p)_{min} \Delta T_{max}} = \frac{kF\Delta T_{cp}}{(Gc_p)_{min} (T_{1вх} - T_{2вх})} = \frac{NTU_{min} \Delta T_{cp}}{T_{1вх} - T_{2вх}}. \quad (20)$$

Оскільки величини $\Delta T_{cp}/\Delta T_{max}$, NTU_{min} , $(G_1c_{p1})/(G_2c_{p2})$ пов'язані між собою, зручно виразити ефективність E безпосередньо через NTU_{min} та $(G_1c_{p1})/(G_2c_{p2})$:

$$E = E[NTU_{min}, (Gc_p)_{min}/(Gc_p)_{max}, \text{ схема течії}]. \quad (21)$$

Співвідношення ефективності E та числа одиниць перенесення NTU_{min} для різних схем теплообмінників наведені у табл. 1.

Визначивши за наведеними формулами величину E, можемо розрахувати за рівнянням (20) теплове навантаження теплообмінника. Зі сказаного можна зробити висновок, що причиною введення E-NTU-методу є те, що цим методом невизначений тепловий баланс, коли невідомі значення кінцевих температур теплоносіїв, може бути роз-

Таблиця 1

Ефективність теплообмінних апаратів

№ пор.	Схема течії	Схематичне зображення течії	Ефективність теплообмінника Е
1	Прямотечія		$1 - \text{Bexp}(-NTU)/(1+R)$ $NTU = NTU_{\min}; R = (Gc_p)_{\min}/(Gc_p)_{\max}$ $B = \exp[-(NTU) \cdot R]$
2	Протитечія		$\frac{B - \exp(-NTU)}{B - R \exp(-NTU)}$
3	Перехресна течія (потоки не змішуються)		$1 - \exp\{\exp[-(NTU)^{0.78}R] - 1\} \cdot (NTU)^{0.22}/R$
4	Перехресна течія (один потік змішаний, інший - не змішаний)		$\frac{1}{R} \{1 - \exp[-R(1 - \exp(-NTU))]\}$
5	Перехресна течія (один потік змішаний, інший - не змішаний)		$1 - \exp[-(1-B)/R]$
6	Перехресна течія (обидва потоки змішані)		$\frac{1}{\frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{R}{1-B} - \frac{1}{NTU}}$
7	Двоходова перехресна протитечія (потоки змішуються між ходами, один потік змішується в ходах)		$\frac{2E_a - E_a^2(1+R)}{1 - RE_a^2}$ значення E_a отримано з № 5 при $1/2 NTU$
8	Багатоходова перехресна протитечія (n ідентичних ходів, обидва потоки рідини змішуються між ходами)		$\frac{(1 - E_a R)^n - (1 - E_a)^n}{(1 - E_a R)^n - R(1 - E_a)^n}$ значення E_a отримано з № 3,4,5,6 при NTU , що дорівнює $1/n$ повного значення NTU
9	Пряма і зворотна течія (один хід в кожусі та парна кількість ходів у трубах)		$\frac{2}{(1+R) + \sqrt{1+R^2} \left[\frac{1 + \exp\{(-NTU)\sqrt{1+R^2}\}}{1 - \exp\{(-NTU)\sqrt{1+R^2}\}} \right]}$
10	Пряма та зворотна течія (n ходів у кожусі та парна кількість у трубах)		$\frac{(1 - E_a R)^n - (1 - E_a)^n}{(1 - E_a R)^n - R(1 - E_a)^n}$ значення E_a отримано з № 9

в'язаний без ітерацій. Тобто даний метод має значні переваги під час проведення перевірових розрахунків.

Проте слід зауважити, що для визначення величини коефіцієнта теплопередачі K , потрібного для розрахунку NTU, слід знати температури теплоносіїв, якими слід заздалегідь з певною точністю задаватись. Тому і в Е-NTU-методі існує ітераційний процес, хоча його значення і можлива похибка розрахунку значно менші, ніж при застосуванні методу поправкового коефіцієнта.

4.3. Визначення середнього коефіцієнта теплопередачі

4.3.1. Для системи двох теплоносіїв, розділених багат шаровою плоскою стінкою, що характерно для пластинчастих теплообмінників, коефіцієнт теплопередачі визначається так:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (22)$$

де α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі відповідно від первинного теплоносія до поверхні теплообміну та від поверхні теплообміну до вторинного теплоносія, Вт/(м² · К); $\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i$ – термічний опір багат шарової стінки, включаючи термічні опори забруднень обох поверхонь стінки; δ_i, λ_i – відповідно товщина та теплопровідність i -го шару стінки.

Для багат шарової циліндричної стінки коефіцієнт теплопередачі запишеться таким чином

$$\frac{1}{kd} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i d_{\text{срі}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}, \quad (23)$$

де d_1, d_2 – діаметри поверхні теплообміну зі сторони відповідно первинного та вторинного теплоносіїв, м; d – діаметр розрахункової поверхні, до якої належить тепловий потік в основному рівнянні теплопередачі (7) – як правило, його приймають рівним зовнішньому діаметру безпосередньо стінки, не враховуючи товщину шару забруднень, м; $d_{\text{срі}}$ – середньологарифмічний діаметр i -го шару стінки,

$$d_{\text{срі}} = \frac{d_{\text{зі}} - d_{\text{вні}}}{\ln(d_{\text{зі}} / d_{\text{вні}})}; \quad (24)$$

$d_{\text{зі}}, d_{\text{вні}}$ – зовнішній та внутрішній діаметри i -го шару.

Якщо $d_{\text{зі}}/d_{\text{вні}} > 0,75$, значення $d_{\text{срі}}$ з похибкою, що не перевищує 1 %, можна замінити середньоарифметичним значенням

$$d_{\text{срі}} = \frac{d_{\text{зі}} + d_{\text{вні}}}{2}. \quad (25)$$

4.3.2. Як було відзначено, методи середніх характеристик базуються на припущенні однорідності коефіцієнта теплопередачі, а отже і коефіцієнтів тепловіддачі, в об'ємі теплообмінника. Проте насправді властивості теплоносіїв, а отже, і розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі, залежать від температури, що змінюється вздовж поверхні теплообмінника. Тому важливо правильно знайти так звані визначальні (характерні або характеристичні) температури, за яких і визначають властивості теплоносіїв, а також коефіцієнти перенесення.

Визначальними називають такі температури теплоносіїв T_1 та T_2 , за допомогою яких розраховують середній коефіцієнт теплопередачі, який узгоджується із середнім температурним напором.

Найпростіший метод розрахунку визначальних температур базується на концепції лінійної зміни температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну. Відповідно до цього визначальну температуру теплоносія, що менше змінює свої теплофізичні властивості, наприклад внаслідок малого перепаду температур, розраховують як середньоарифметичну температур входу та виходу цього теплоносія в апараті, а визначальну температуру другого теплоносія знаходять шляхом додавання чи віднімання середнього температурного напору, наприклад:

$$T_2 = (T_{2\text{вх}} + T_{2\text{вих}}) / 2; \quad T_1 = T_2 + \Delta T_{\text{ср}}. \quad (24)$$

Очевидно, цей метод дає добрі результати лише для теплообмінників з малими перепадами температур теплоносіїв, що, як правило, переважають у харчовій промисловості. В інших випадках його застосовують як орієнтовний.

Існують методики, наприклад $k-\alpha_{\text{ср}}$ -метод, чи $k-\alpha$ -метод, які враховують зміну температур, а також коефіцієнтів перенесення вздовж поверхні для різних схем течій та різних граничних умов, однак всі вони пов'язані зі значними розрахунками.

Якщо ж коефіцієнти тепловіддачі лінійно залежить від температур теплоносіїв, то для прямо – та протитечієвих теплообмінників можна записати:

$$Q_T = F \frac{k_2 \Delta T_1 - k_1 \Delta T_2}{\ln(k_2 \Delta T_1 / k_1 \Delta T_2)}, \quad (25)$$

де індекси 1 та 2 означають кінці теплообмінника (вхід та вихід).

5. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПІД ЧАС РУХУ РІДИН ТА ГАЗІВ У КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ

5.1. Загальні положення. Течія теплоносіїв в теплообмінних апаратах практично завжди носить турбулентний характер. Тому в цьому розділі розглядається теплообмін лише у турбулентній течії рідин

та газів в каналах різної форми, а також теплообмін під час продольного та поперечного обтікання пучків труб та інших поверхонь. Інтенсивність конвективної тепловіддачі рідин та газів визначається коефіцієнтом тепловіддачі, що, як правило, належить до різниці температури стінки та середньої температури теплоносія.

Теплофізичні характеристики відносять (якщо це окремо не уточнюється) до середньої масової температури потоку в перерізі. При розрахунку середнього по довжині коефіцієнта тепловіддачі властивості теплоносія відносять до середньоарифметичної визначальної температури, розрахованої згідно з рівнянням (24).

Коефіцієнт тепловіддачі визначається, як правило, числом Нуссельта $Nu = ad_r/\lambda$, де d_r – визначальний розмір (звичайно гідравлічний діаметр каналу), м, $d_r = 4f/P$, де f – переріз каналу для проходження теплоносія, м²; P – змочений периметр, м.

5.2. Коефіцієнти тепловіддачі

при русі рідини в каналах простої форми

5.2.1. Гладкі круглі труби. Локальне число Нуссельта у турбулентній течії в гладких круглих трубах розраховується за такою формулою:

$$Nu = \frac{\xi Re Pr C_t}{k + 4,5\sqrt{\xi}(Pr^{2/3} - 1)}, \quad (28)$$

де $d_r = d$ – діаметр труби, м; $k=1+900/Re$; $\xi = (1,82 \lg Re_d - 1,64)^{-2}$ – коефіцієнт опору тертя; $Re = vd_r/\nu$ – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля рідини; ν – кінематична в'язкість рідини, м²/с; C_t – поправка на ізотермічність потоку, що залежить од відношення v_{ct}/v_p (індекс “ст” свідчить що параметр визначається при температурі твердої поверхні теплообміну, а “р” – що при середньомасовій температурі рідини).

Для крапельних рідин при $v_{ct}/v_p = 0,08...40$ $C_t = (v_p/v_{ct})^n$, де $n = 0,11$ – при нагріванні рідин, $n = 0,25$ – при їх охолодженні.

Для газів $C_t = (T_{ct}/T_p)^m$ при нагріванні, $C_t = 1$ при охолодженні, $m = -(0,31 \lg T_{ct}/T_p + 0,36)$.

Діапазон застосування рівняння (26): $Re = 4 \cdot 10^3...5 \cdot 10^6$; $Pr = 0,5...5 \cdot 10^5$.

Для вужчого діапазона $Re = 10^4...10^6$ та $Pr = 0,7...2$ число Нуссельта можна визначити за такою формулою:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} C_t \quad (29)$$

Формули (28) і (29) застосовують для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі для труб з відносною довжиною $(l/d) > 50$, де l – довжина труби, м.

5.2.2. Шорсткі круглі труби. Шорсткість збільшує інтенсивність теплообміну, тому число Нуссельта розраховується за такою формулою:

$$Nu = 0,022Re^{0,8}Pr^{0,47}(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}C_m, \quad (30)$$

де C_m – поправка на вплив шорсткості: $C_m = \exp[11/(s/\delta)]$ при $s/\delta > 13$; $C_m = \exp(0,065s/\delta)$ при $s/\delta < 13$; δ – висота виступів шорсткості, м; s – відстань між виступами, м.

Формула (28) справедлива для $Re = 5 \cdot 10^3 \dots 10^5$; $Pr = 1 \dots 80$.

5.2.3. Гнуті труби (змійовики). При турбулентній течії в гнутих трубах внаслідок закрутки потоку за рахунок вторинних течій збільшується перемішування, тому коефіцієнти теплообміну вищі, ніж у гладких трубах. Перехід від ламінарного режиму течії до турбулентного відбувається при $Re = 2 \cdot 10^4(d/D)^{0,32}$, де D – діаметр заокруглення труби (діаметр змійовика), м.

Відношення чисел Нуссельта для однакових Re та Pr в змійовиках та прямих трубах наближено дорівнює:

$$Nu/Nu_0 \approx 1 + 3,5d/D, \quad (31)$$

де Nu_0 визначається за рекомендаціями п. п. 5.2.1, 5.2.2.

5.2.4. Кільцеві канали. Числа Нуссельта при турбулентній течії в кільцевому каналі з двостороннім обігрівом та відносно близькими значеннями теплових потоків через обидві поверхні розраховується за такою формулою:

$$Nu_1 = Nu_2 = 0,95Nu_0, \quad (32)$$

де Nu_0 розраховується за рекомендаціями п. п. 5.2.1, 5.2.2; $d_r = d_2 - d_1$, м.

При односторонньому обігріванні:

через поверхню внутрішньої труби ($d_2 > d_1$)

$$Nu_1 = Nu_0[1 - 0,45/(Pr + 2,4)](d_2/d_1)^n, \quad (33)$$

де $n = 0,16Pr^{-0,15}$;

через поверхню зовнішньої труби

$$Nu_2 = Nu_0 \left[1 - \frac{0,45}{Pr + 2,4} \right] (d_1/d_2)^{0,6}, \quad (34)$$

де $n = 0,16Pr^{-0,15}$.

Формули (33), (34) дійсні також для плоского каналу (при цьому $d_2/d_1 = 1$).

5.3. Продольне обтікання пучків труб

5.3.1. Особливості теплообміну в пучках труб викликані: нерівномірністю розподілу по поверхні труби дотичної напруги і, відповідно, швидкості, нерівномірністю температур по периметру.

Гідрравлічний діаметр: для випадку розміщення труб по вершинах рівносторонніх трикутників (так звана трикутна упаковка) $d_r = d[2(3)^{0,5}x^2/\pi - 1]$, де d – зовнішній діаметр окремої труби, м; для розміщення труб по вершинах квадратів (так звана квадратна упаковка) $d_r = d(4x^2/\pi - 1)$; $x = s/d$ – відносний крок розташування труб; s – крок розташування труб, м.

5.3.2. Трикутне пакування труб. Число Нуссельта визначається так:

$$Nu = A Re^{0,8} Pr^{0,4}, \quad (35)$$

$$\text{де } A = 0,0165 + 0,02(1 - 0,9x^2)x^{0,15}. \quad (36)$$

Діапазон застосування формули $Re = 5 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^5$; $Pr = 0,7 \dots 20$; $x = 1,1 \dots 1,8$.

5.3.3. Квадратне пакування труб. Розрахунок інтенсивності тепловіддачі ведеться за формулою:

$$Nu = C Nu_0, \quad (37)$$

де Nu_0 розраховується згідно з п. 5.2.1, як при русі в круглій трубі з діаметром d_i ; $C = 1,1(1,27x^2 - 1)^{0,1}$.

5.4. Теплообмін при поперечному обтіканні пучків труб. При розвиненому турбулентному русі ($Re = 10^3 \dots 10^5$, $Pr = 0,7 \dots 500$) середній коефіцієнт тепловіддачі окремого ряду труб (третього і вище) може бути визначений з такого виразу:

$$Nu = C Re^m Pr^{0,33} (Pr_p / Pr_{ср})^{0,25} \epsilon_1 \epsilon_s. \quad (38)$$

За характерну швидкість приймають швидкість у найвужчому поперечному перерізі пучка, а за характерний розмір – зовнішній діаметр труб. Для коридорних пучків $C = 0,26$; $m = 0,65$; для шахових пучків $C = 0,41$; $m = 0,6$.

Коефіцієнт ϵ_s враховує відносний крок розміщення труб (рис.6): для глибини рядів коридорного пучка

$$\epsilon_s = (s_2 / d)^{-0,15}; \quad (39)$$

для шахового:

$$\begin{aligned} \text{при } s_1/s_2 < 2 \quad \epsilon_s &= (s_1/s_2)^{1/6}; \\ \text{при } s_1/s_2 \geq 2 \quad \epsilon_s &= 1,12. \end{aligned} \quad (40)$$

Поправковий множник ϵ_1 враховує зміну тепловіддачі перших рядів труб (і – ряд труб) (табл. 2).

Середній у пучку коефіцієнт тепловіддачі знаходять таким чином. За формулою (36) визначають коефіцієнт тепловіддачі кожного ряду

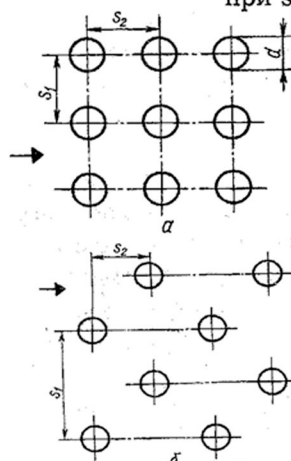


Рис. 6. Схеми розміщення труб в пучках: а – коридорний; б – шаховий

Таблиця 2

Розміщення	Значення ϵ_1		
	Кількість рядів в пучку		
	1	2	3 і більше
Шахове	0,6	0,7	1,0
Коридорне	0,6	0,8	1,0

труб пучка, а потім визначають пересічний коефіцієнт тепловіддачі пучка:

$$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + (n-2)\alpha}{n}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (41)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі третього і більше ряду пучка, α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі відповідно першого і другого рядів.

При обтіканні пучків під кутом φ° , меншим за 90° , визначені коефіцієнти тепловіддачі для окремих рядів або для пучка в цілому слід помножити на поправковий коефіцієнт ε_φ :

Значення ε_φ

φ°	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1,00	1,00	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

6. РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕПЛОВІДДАЧІ ПІД ЧАС РУХУ РІДИН ТА ГАЗІВ У ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛООБМІННИКАХ

6.1. Існує три різні конструкції пластинчастих теплообмінників.

Характерною особливістю таких конструкцій є наявність паралельних, як правило, гофрованих пластин, що утворюють систему паралельних каналів. Один теплоносій протікає через одні канали, інший – через сусідні. До цього типу теплообмінників належать: пластинчато-рамний, або пакетно-пластинчастий, який, як правило, називають просто пластинчастим; спіральний пластинчастий та пластинчато-корпусний (ламельний), або теплообмінник Рамена. У харчовій промисловості переважно використовуються підігрівники першої з названих конструкцій.

6.2. Пластинчасті теплообмінники. Нині існує значна кількість типів гофрованих пластин, для кожної з яких виробник рекомендує відповідні залежності для розрахунку тепловіддачі. Тому немає сенсу наводити точні критеріальні залежності, що враховують особливості конкретної пластини. У зв'язку з цим наведемо співвідношення, що можуть бути використані для наближеної оцінки площі поверхні теплообміну зі ступеневим профілем гофра (стрічково-поточним гофром) при режимі течії:

$$\text{турбулентному} \quad Nu = 0,2 Re^{0,67} Pr^{0,4} (\mu_p / \mu_{cr})^{0,1}; \quad (42)$$

$$\text{ламінальному} \quad Nu = 1,67 (Re Pr d_r)^{0,4} (\mu_p / \mu_{cr})^{0,1}, \quad (43)$$

де $d_r = 2\delta$ м; δ – мінімальна ширина каналу, заміряна за нормаллями до гофрів; l – довжина пластини, м.

Як правило, для всіх типів пластинчастих теплообмінників турбулентний режим течії виникає за чисел Рейнольдса, що перевищують 1000.

7. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ В ТЕПЛООБМІННИКАХ З ОРЕБРЕНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ТЕПЛООБМІНУ ПІД ЧАС РУХУ ОДНОФАЗНИХ ТЕПЛОНОСІЇВ

7.1. В інженерній практиці найбільшого поширення набув метод теплового розрахунку оребрених поверхонь за одномірною моделлю, котрий базується на системі балансу теплових потоків, що передаються через оребрену стінку. Основними допущеннями при цьому є: температури теплоносіїв та температура на внутрішньому (гладкому) боці несної стінки є однорідні, а температура стінки з боку оребрення однакове під ребрами і у міжреберних зазорах.

У цьому випадку коефіцієнт теплопередачі, віднесений до гладкої поверхні з неоребреного боку в плоскому наближенні запишеться так:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda} + \frac{1}{E_p \alpha_2}, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (44)$$

де α_1 , α_2 – коефіцієнт тепловіддачі неоребреної сторони та середній коефіцієнт тепловіддачі з боку оребрення відповідно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\delta_{ст}$ – товщина несної стінки, м; λ – теплопровідність матеріалу несної стінки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. $E_p = (F_p \eta + F_n)/F_c$ – безрозмірний комплекс; F_p – площа поверхні ребер, м^2 ; F_n – площа неоребреної поверхні з боку оребрення, м^2 ; F_c – площа поверхні з неоребреного боку, м^2 ; η – ефективність ребра.

Найчастіше у теплообмінних апаратах харчової промисловості застосовуються труби з кільцевими та спіральними ребрами прямокутного та гіперболічного профілів (рис. 7).

Ефективність ребер є функцією параметрів

$u = \sqrt{2\alpha_2 / (\lambda s)} (r_2 - r_1)^{3/2}$ та r_1/r_2 , де λ – теплопровідність матеріалу ребер, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; s – площа профілю ребра, м^2 ; $s = \delta (r_2 - r_1)$ – для прямокутних ребер;

($s = \delta_0 r_1 \ln \frac{r_2}{r_1}$ – для гіперболічних ребер).

За даними рис. 8 можна порівняти ефективності ребер з прямокутним та гіперболічним профілями.

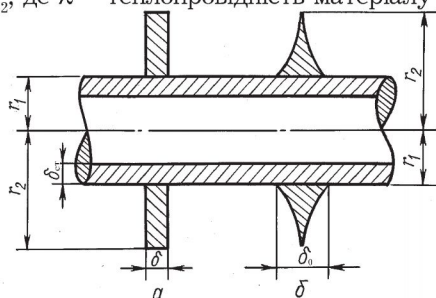


Рис. 7. Розрахункова схема кільцевих ребер з профілем: а – прямокутним; б – гіперболічним

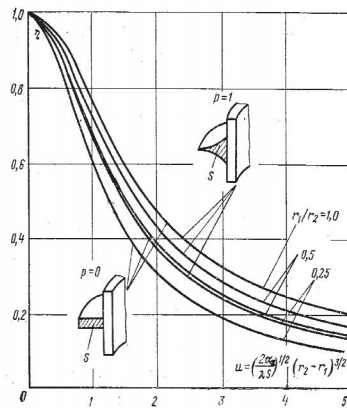


Рис. 8. Ефективність кільцевих ребер

розмір – крок ребер t .

Як і при обтіканні пучків гладких труб, слід застосувати поправкові коефіцієнти ϵ_s , що враховує вплив відносних кроків розташування труб, та ϵ_r , що враховує зміну тепловіддачі перших рядів труб (див. відповідний пункт).

8. ТЕПЛООБМІН В УМОВАХ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ

Вільна конвекція (вільний рух) – це рух рідини в даній системі під дією неоднорідного поля масових сил, прикладених до часток рідини в середині системи і зумовлених зовнішніми полями (гравітаційним, магнітним, електричним). У теплообмінних апаратах харчових виробництв, як правило, наявна гравітаційна вільна конвекція (гравітаційний вільний рух) – вільний рух під дією гравітаційного поля у системі з неоднорідним розподілом густини рідини. Неоднорідний розподіл густини може бути викликаний неоднорідним розподілом температури, концентрації якогось із компонентів або ж наявністю фаз із різною густиною. В теплообмінниках з однофазним теплоносієм вільний рух викликається переважно нерівномірністю розподілу температур.

Розрахунок тепловіддачі в умовах вільної конвекції, викликаній різницею густини неоднаково нагрітих частин середовища, ведеться за такою формулою:

$$Nu = C(Gr Pr)^n, \quad (47)$$

де значення C та n наведені в табл. 3; визначальна температура $t = (t_p + t_{ст})/2$; t_p , $t_{ст}$ – температури відповідно рідини та стінки; визначальний розмір: для вертикальної поверхні – висота; для горизонтальних труб – діаметр.

Формули для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі за умови поперечного обтікання пучків оребрених труб мають вигляд при розташуванні труб:

шаховому

$$\overline{Nu} = 0,25(d/t)^{-0,54}(h/t)^{-0,14} Re^{0,65} Pr^{0,4}, \quad (45)$$

коридорному

$$\overline{Nu} = 0,116(d/t)^{-0,54}(h/t)^{-0,14} Re^{0,72} Pr^{0,4}, \quad (46)$$

де $d = 2r_1$ – зовнішній діаметр труб, м;
 t – крок ребер, м; $h = r_2 - r_1$ – висота ребра, м.

Визначальна температура – середня температура рідини; визначальний

Таблиця 3

Значення коефіцієнтів С та n				
Геометрі поверхні	Gr Pr	Pr	C	n
Верх, кална Соверхн , верт, калні труб,	$10^3 \dots 10^9$ (ламінари, й реж, м)	0,1	0,32	0,25
		1,0	0,54	0,25
		10	0,62	0,25
		10^2	0,66	0,25
	$10^9 \dots 10^{12}$ (23рб3лен2н, й реж, м)		0,15	0,33
Гор, зон2альні 2р3б,	$10^{-3} \dots 10^3$		1,18	1,8
	$10^3 \dots 10^8$		0,5	0,25

Для крапельних рідин при $\mu_p/\mu_{ст} = 0,6 \dots 1,5$ фізичні параметри вибирають при t_p , а число Nu множать на $(Pr_p/Pr_{ст})^{0,25}$. Як і раніше, індекси “р” та “ст” означають, що параметр рідини вибирають відповідно за середньою температурою рідини та температурою стінки.

9. ТЕПЛООБМІН ПІД ЧАС КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ В ТЕПЛООБМІННИКАХ ТИПУ “ПАРА-РІДИНА” ТА “ПАРА-ГАЗ”

Згідно з визначенням, конденсація – це перехід речовини з газоподібного стану (пари) в рідкий чи твердий (конденсація в твердий стан носить назву сублімації).

Розрізняють такі види конденсації в рідкий стан: плівкова на гідрофільній (добре змочуваній рідиною) поверхні твердого тіла, за якої на останній утворюється суцільна плівка конденсату; крапельна на гідрофобній (незмочуваній рідиною) поверхні твердого тіла, за якої на останній утворюються окремі краплі конденсату; змішана на поверхні твердого тіла, за якої на різних ділянках останньої спостерігаються як плівкова, так і крапельна конденсації.

У теплообмінних апаратах харчових виробництв, як правило, наявна плівкова конденсація.

9.1. Конденсація чистої пари на вертикальній поверхні. Для визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі під час конденсації нерухомої чистої пари на вертикальній поверхні, на якій існують ламінарний і турбулентний режими течії конденсату (у верхній частині поверхні – ламінарний, при стіканні конденсату і збільшенні його витрати до $Re_{кр} = 400$ ламінарний режим течії переходить у турбулентний), застосовують таку формулу:

$$\frac{\bar{\alpha}}{\lambda_p} \left(\frac{v_p^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = \frac{Re}{2300 + 41 Pr_p^{0,5} (Re^{0,75} - 89)}, \quad (48)$$

де $Re = \frac{\bar{q}H}{\Delta h \rho v_p}$ – плівкове число Рейнольдса; $\bar{q}$ – середнє по висоті поверхні значення густини теплового потоку, Вт/м²; Δh – теплота конденсації, Дж/кг; H – висота поверхні, м. Фізичні властивості конденсату λ_p, v_p, Pr_p – визначаються за температурою насичення конденсованої пари.

При ламінарному режимі течії конденсату по вертикальній поверхні середній коефіцієнт тепловіддачі визначається за такою формулою:

$$\frac{\bar{\alpha}}{\lambda_p} \left(\frac{v_p^2}{g} \right)^{1/3} = 0,925 Re^{-1/3} \epsilon_v, \quad (49)$$

де ϵ_v – поправка на хвильовий рух; наближено можна прийняти $\epsilon_v = 1,21$, або ж у розмірному вигляді:

$$\bar{\alpha} = 0,925 \left(\frac{q v_p H}{\lambda_p^3 \rho_p \Delta h g} \right)^{1/3} \epsilon_v, \quad \frac{Вт}{м^2 K}. \quad (50)$$

Розрахункова формула вибирається таким чином. Оскільки розрахунки теплообмінників із зміною фазового стану одного або обох теплоносіїв проводиться методом ітерацій, то попередньо задаються значенням $\bar{q}$. Згідно із заданими значеннями $\bar{q}$ визначають значення Re , і якщо $Re < 400$, то розрахунок ведуть за (49), в протилежному випадку – за формулою (48).

9.2. Конденсація чистої пари на горизонтальній поверхні.

При конденсації чистої пари на поверхні горизонтальної труби середній коефіцієнт тепловіддачі визначиться за такою формулою:

$$\bar{\alpha} = 0,652 \left(\frac{q v_p d}{\lambda_p^3 \rho_p g \Delta h} \right)^{\frac{1}{3}} \epsilon_v, \quad \frac{Вт}{м^2 K}. \quad (51)$$

де d – зовнішній діаметр труби, м.

9.3. Конденсація чистої пари на пучку горизонтальних труб.

У випадку конденсації пари на зовнішній поверхні вертикального пучка горизонтальних труб внаслідок натікання конденсату з верхніх труб на нижні, коефіцієнт тепловіддачі на останніх буде відмінний від розрахованого для одиночної труби. За спрощеною методикою середній

коефіцієнт тепловіддачі всього багаторядного пучка, на якому конденсується пара, визначають за такою формулою

$$\bar{\alpha}_{\text{ср}} = \bar{\alpha}_1 \varepsilon_m, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (52)$$

де $\bar{\alpha}_1$ – коефіцієнт тепловіддачі на верхньому ряді пучка, розрахований за методикою попереднього пункту, Вт/(м² · К); ε_m – поправковий коефіцієнт, що залежить від числа вертикальних рядів в пучку m :

шахове розташування труб

$$\varepsilon_m = 1,21m^{-0,25}, \quad (53)$$

коридорне розташування труб

$$\varepsilon_m = m^{-0,25}.$$

9.4. Конденсація рухомої пари. Коефіцієнт тепловіддачі під час конденсації чистої пари, що рухається зі швидкістю $v_n > 6$ м/с, можна визначити за формулою

$$\bar{\alpha}_v = \bar{\alpha}_0(0,062v_n + 0,62), \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (54)$$

де $\bar{\alpha}_0$ – коефіцієнт тепловіддачі при конденсації нерухомої пари на поверхні відповідної геометрії, Вт/(м² · К).

10. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

10.1. Для гідравлічних розрахунків використовують наступні величини, що характеризують течію в каналах: геометричні характеристики каналу (площа перерізу, гідравлічний діаметр або ж інший визначальний розмір, абсолютна еквівалентна шорсткість каналу тощо); швидкість; густина середовища. Середня густина середовища визначається за середньої температури середовища в каналі на розрахунковій ділянці. Практично всі теплоносії в харчовій промисловості – ньютонівські рідини.

При течії в трубах площа перерізу $f = \pi d_b^2 / 4$, де d_b – внутрішній діаметр; m ; n – число труб.

При поздовжньому обтіканні пучків труб в циліндричному корпусі $f = \pi(D^2 - nd_3^2) / 4$, де D – внутрішній діаметр корпусу, м; d_3 – зовнішній діаметр труб, м.

При течії в кільцевому каналі $f = \pi(d_2^2 - d_1^2) / 4$, де d_2 , d_1 – зовнішній та внутрішній діаметри кільцевого каналу, м.

При поперечному обтіканні пучків труб $f = l b$, де l , b – відповідно довжина та ширина пучка, м (вузький переріз при цьому

$f = lb(s_1 - d_3) / s_1 = lb \frac{(s_1 / d_3) - 1}{s_1 / d_3}$, де s_1 – крок труб в поперечному на-

прямку, d_3 – зовнішній діаметр труб, м.

Визначальний розмір – еквівалентний або ж гідравлічний діаметр, м; $d_r = 4f/P$, де f – площа перерізу для проходу теплоносія, м²; p – змочений периметр, м.

При течії в циліндричних трубах $d_r = d_b$, м; при течії в кільцевому каналі $d_r = d_2 - d_1$, м; при поздовжньому обтіканні пучків труб з урахуванням периметра корпусу $d_r = (D^2 - nd_3^2)/(D + nd_3)$, а без урахування периметра корпусу (для безкінечної трубної ґратки) і при розміщенні труб по вершинах трикутників (трикутна упаковка) $d_r = d_3(2 \cdot (3)^{0.5} x^2 / \pi - 1) = d_3(1,103x^2 - 1)$; в квадратній упаковці $d_r = d_3(4x^2 / \pi - 1) = d_3(1,27x^2 - 1)$, де $x = s/d_3$ – відносний крок труб; s – крок розміщення труб, м.

При поперечному обтіканні пучків труб визначальний розмір – це зовнішній діаметр труб $d_r = d_3$, м.

Загальний опір каналу визначається як сума опору тертя Δp_r та місцевих опорів $\Sigma \Delta p_m$ (прискоренням течії нехтують):

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_r + \Sigma \Delta p_m, \text{ Па.} \quad (55)$$

Опір тертя визначається за рівнянням Д'Арсі – Вейсбаха:

$$\Delta p_r = \lambda (l/d_r) (\rho v_{cp}^2 / 2), \text{ Па} \quad (56)$$

де ρ – густина середовища, кг/м³; v_{cp} – середня швидкість теплоносія в каналі, м/с; λ – коефіцієнт гідравлічного опору.

Величина місцевого опору визначається за формулою Борда:

$$\Delta p_m = \xi_m \rho v_{cp}^2 / 2, \text{ Па}, \quad (57)$$

де ξ_m – коефіцієнт місцевого опору; v_{cp} – швидкість потоку, до якої віднесений коефіцієнт опору (як правило, це швидкість у вузькому перерізі), м.

10.2. Коефіцієнт опору тертя в каналах різної форми при турбулентній течії теплоносіїв

10.2.1. Круглі труби. Для всіх турбулентних режимів (течія в гідравлічно гладких трубах, в області квадратичного режиму та в області з одночасним впливом шорсткості та числа Рейнольдса) може бути застосована формула Альтшуля:

$$\lambda = 0,11[(k_s/d_r) + (68/Re)]^{0,25}, \quad (58)$$

або ж формула Коулбрука–Уайта

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,74 - 2 \lg \left(\frac{2k_s}{d_r} + \frac{18,7}{Re \sqrt{\lambda}} \right), \quad (59)$$

де k_s – еквівалентна шорсткість (див. табл. 4), м; d – гідравлічний діаметр каналу, м; $Re = (v_{cp} d_r) / \nu_p$ – число Рейнольдса течії.

10.2.2. Кільцевий зазор. Для концентричного кільцевого зазору

$$\lambda = \lambda_0 \left[\frac{1 - \theta}{1 + (1 - \theta^2) / \ln \theta^2} \right]^{0,62} (1 + 0,4\theta), \quad (60)$$

де λ_0 – визначається за методикою п. 10.2.1 при v_{cp} , d_r ; $\theta = d_1/d_2$;

Для наближених розрахунків у діапазоні $\theta = 0,01 \dots 0,8$ можна застосувати формулу

$$\lambda \cong 1,08 \lambda_0. \quad (61)$$

Таблиця 4

Значення k_s

№ пор.	Труби	$k_s \cdot 10^3$, м
1	Тянуті мідь, латунь, алюміній	0,0025
2	Стальні нові гладкі	0,025
	емалеве покриття	0,025
	незначна корозія	0,25
	звичайні водогазопровідні	1,2
3	Канали з листового металу з гладкими стиками	0,0025
4	Метали з гальванічним покриттям та звичайною обробкою поверхні	0,15
5	Метали з гальванічним покриттям та високим рівнем обробки поверхні	0,025

10.2.3. Гладкі пучки круглих труб. При поздовжньому обтіканні пучка круглих труб в трикутній упаковці

$$\lambda / \lambda_0 = 0,57 + 0,18(x - 1) + 0,53[1 - \exp(-a)], \quad (62)$$

де $a = 0,58\{1 - \exp[-70(x - 1)]\} + 9,2(x - 1)$ при $x \leq 1,02$

$a = 0,58 + 9,2(x - 1)$ при $x > 1,02$.

При розміщенні труб у квадратній упаковці

$$\lambda / \lambda_0 = 0,59 + 0,19(x - 1) + 0,52[1 - \exp(-10(x - 1))]. \quad (63)$$

Діапазон застосування (62), (63): $x = 1 \dots 2$; $Re = 10^4 \dots 5 \cdot 10^5$.

10.2.4. Продольне обтікання пучків ребрених труб (продольне обтікання газами). Для пучків з багатозаходним спіральним ребренням та трикутною упаковкою труб

$$\lambda_{тр} = 0,132 - 0,087s/D_p + 7Re^{-0,63}, \quad (64)$$

де D_p – діаметр по вершинах ребер, м.

При розміщенні труб у квадратній упаковці

$$\lambda_{кв} = 0,775\lambda_{тр}. \quad (65)$$

Формули дійсні для $Re = 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$; $s/D_p = 1,06 \dots 1,31$; $h_p/d_s = 0,25$; $s_p/d = 8,0$; $\delta_{ср}/h_p = 0,02$; h_p – висота ребер, м; s_p – крок ребер, м; $\delta_{ср}$ – середня товщина ребер, м; d_s – гідрравлічний діаметр з врахуванням периметра ребер, м.

10.2.5. Гнуті труби (змійовики). Коефіцієнт опору для однофазної течії в змійовиках

$$\lambda = \lambda_0 [Re(d_v/D)^2]^{0,05}, \quad (66)$$

де λ_0 – коефіцієнт опору для відповідної прямої труби; D – діаметр змійовика, м.

10.3. Коефіцієнти опору при поперечному обтіканні трубних пучків

10.3.1. Оскільки при поперечному обтіканні трубних пучків в кожухотрубних теплообмінниках кількість труб в окремих рядах змінна, найдостовірнішим методом визначення втрат тиску є послідовний розрахунок, коли загальний перепад тиску визначається як сума перепадів в окремих рядках:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n C_z \Delta p_i, \text{ Па}, \quad (67)$$

де C_z – коефіцієнт, що враховує зміну перепадів тисків для перших рядів пучка;

$$\Delta p_i = \lambda \frac{\rho v_{cp}^2}{2}, \text{ Па}, \quad (68)$$

де v_{cp} – швидкість у вузькому перерізі пучка, м/с.

10.3.2. Розрахункове рівняння для обтікання пучків гладких труб має вигляд для пучка: коридорного

$$\lambda = Re^{-0,15} \left[0,176 + \frac{0,32b}{(a-1)^{0,43 + \frac{1,13}{b}}} \right], \quad (69)$$

шахового

$$\lambda = Re^{-0,16} \left[1 + \frac{0,47}{(a-1)^{1,08}} \right], \quad (70)$$

де $Re = v_{cp} d_3 / \nu_p$ – число Рейнольдса течії; d_3 – зовнішній діаметр труб, м; a, b – відносні поперечний та продольний кроки труб відповідно.

При розрахунку C_z можна рекомендувати такі формули: для коридорних пучків:

$$\text{при } Re \leq 10 \Rightarrow C_z = \frac{3,879}{Z + 0,091} - 0,217; C_z = 1 \text{ при } Z > 3;$$

$$\text{при } Re = 10^2 \quad C_z = 0,409 \frac{5,049}{Z - 5,006}; C_z = 1 \text{ при } Z \geq 3;$$

$$\text{при } Re = 10^4 \quad C_z = 7,0 - 7,53Z + 2,73Z^2 - 0,305Z^3; C_z = 1 \text{ при } Z \geq 4;$$

$$\text{при } Re = 10^6 \Rightarrow C_z = 8,16 - 8,314Z + 3,303Z^2 - 0,52Z^3 + 0,025Z^4; C_z = 1 \text{ при } Z > 6$$

для шахових пучків:

$$\text{при } Re = 10 \Rightarrow C_z = 1,065 - \frac{0,180}{Z - 0,29Z}; C_z = 1 \text{ при } Z \geq 3;$$

$$\text{при } Re = 10^2 \Rightarrow C_z = 1,798 - \frac{3,497}{Z + 1,273}; C_z = 1 \text{ при } Z \geq 4;$$

$$\text{при } Re = 10^3 \Rightarrow C_z = 1,149 - \frac{0,411}{Z - 0,412}; C_z = 1 \text{ при } Z \geq 3;$$

$$\text{при } Re = 10^4 \Rightarrow C_z = 0,924 + \frac{0,269}{Z + 0,143}; C_z = 1 \text{ при } Z \geq 3;$$

$$\text{при } Re = 10^5 \dots 10^6 \Rightarrow C_z = 0,62 + \frac{1,467}{Z - 0,667}; C_z = 1 \text{ при } Z \geq 4.$$

10.3.3. Втрати тиску при поперечному обтіканні пучка оребрених труб. Для шахових пучків з кільцевими ребрами кореляційні залежності мають вигляд: при $2,2 \cdot 10^3 < Re_d^* < 1,8 \cdot 10^5$

$$Eu_i = \frac{2\Delta p_i}{\rho_p V_{cp}} C_z = 5,4 \left(\frac{d^*}{d_r} \right)^{0,3} Re_d^{*-0,25} C_z; \quad (69)$$

$$\text{при } Re_d^* > 1,8 \cdot 10^5 \quad Eu_i = 0,26 \left(\frac{d^*}{d_r} \right)^{0,3} C_z, \quad (70)$$

де d_r – гідрравлічний діаметр, м; ρ_p – густина рідини, кг/м³;

$$d_r = \frac{[s_p(s_1 - d_3) - 2\delta_{cp}h_p]}{2h_p + s_p}, \quad s_1 - \text{поперечний крок труб, м};$$

$d^* = \frac{d_3 F_{tp}}{F_{заг}} + \frac{F_p}{F_{заг}} \sqrt{0,785(D_p^2 - d_3^2)}$, – відносний діаметр, м; F_{tp} – площа поверхні неоребреної труби на одиницю довжини, м²; $F_{заг}$ – площа повної поверхні оребреної труби на одиницю довжини, м²; F_p – площа поверхні ребер на одиницю довжини, м²; C_z – коригуючий множник,

$$C_z = 0,934 + \frac{0,355}{Z - 0,667}; C_z = 1 \text{ при } Z \geq 6.$$

Для шахових пучків зі спіральними ребрами:

$$\text{для } 10^4 < Re < 10^5 \quad Eu = \frac{13,10(1 - s_p / d_3)^{1,8} Re^{-0,25}}{a^{0,55} b^{0,5} (1 - h_p / d_3)^{1,4}}; \quad (73)$$

$$\text{для } 10^5 < Re < 10^6 \quad Eu = \frac{0,74(1 - s_p / d_3)^{1,8}}{a^{0,55} b^{0,5} (1 - h_p / d_3)^{1,4}}, \quad (74)$$

де $Re = v_{cp} d_3 / \nu_p$, формули дійсні в діапазоні параметрів: $2,2 < a < 4,13$; $1,27 < b < 2,14$; $0,12 < s_p/d_3 < 0,28$; $0,12 < h_p/d_3 < 0,59$.

10.3.4. Втрати тиску в пластинчастих теплообмінниках.

Хоча характеристики гофрованих пластин різних типів можуть значно змінюватись, наближено втрати тиску можна визначити так:

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{d_r} \frac{\rho_p v_{cp}^2}{2}, \text{ Па}, \quad (75)$$

де d_r – еквівалентний (гідрравлічний) діаметр, м; λ – коефіцієнт тертя, що для стрічково-поточних пластин визначається наближено як:

для турбулентного режиму

$$4,88 / Re^{0,252}, \quad (76)$$

для ламінарного режиму

$$152 / Re. \quad (77)$$

Як правило, у всіх пластинчастих теплообмінниках турбулентний режим течії настає при $Re \geq 10^3$, а ламінарний – при $Re \leq 10$. При значенні числа Рейнольдса між цими величинами характеристики теплообмінника визначаються дуже наближено.

10.4. Коефіцієнти місцевих опорів. Основними видами місцевих опорів у теплообмінних апаратах є патрубки та поворотні камери. Ці елементи теплообмінників призначені для організації руху рідини по всьому об'єму теплообмінника.

Крім того, ці компоненти, як і всі інші, мають запобігати втра-там теплоносіїв, які можуть знаходитись під високим тиском. Тому їх конструкція часто визначається міркуваннями міцності та герметичності, простоти та низької вартості, а не законами гідродинаміки. В результаті може виявитися, що організація течії в теплообміннику далеко не завжди виявляється оптимальною.

Коефіцієнти місцевих опорів визначають за табл. 5 для найпрості-ших випадків. Опори розраховують за швидкістю в меншому перерізі v , м.

Таблиця 5

Коефіцієнти місцевих опорів ξ_m

№ пор	Вид опору	Схема опору	Значення коефіцієнту $\xi_{\text{кл}}$																																									
1	Різде звуження каналу		$0,5 (1 - f_m/f_δ)$, (78) де $f_m, f_δ$ – площі меншого та більшого перерізів																																									
2	Вхід із камери в патрубок		$\approx 0,5$																																									
3	Вхід в труби з камери		Згідно з рівнянням (78), при цьому $f_m/f_δ = 0,907(d/s)^2$ для трикутної упаковки труб; $f_m/f_δ = 0,785 (d/s)^2$ для квадратної упаковки труб; d – внутрішній діаметр труби, м; s – крок труб, м.																																									
4	Різде розширення каналу		$1,1 \left[1 - \left(\frac{f_m}{f_δ} \right)^2 \right]$ (79)																																									
5	Вихід з патрубку в камеру		$\approx 1,1$																																									
6	Вихід з труб в камеру		Згідно з рівнянням (79) з урахуванням спів-відношень п. 3 даної таблиці																																									
7	Поворот з ударом у вхідній чи вихідній камерах		$\approx 1,5$ V_m – швидкість рідини в трубах, м/с																																									
8	Поворот на 180 з однієї секції в іншу в проміжній камері		$\approx 2,5$ V_m – швидкість рідини у патрубку, м/с																																									
9	Вхід в міжтрубний простір під кутом 90 до робочого потоку Вихід із міжтрубного простору під кутом 90		$\approx 1,5$ V_m – швидкість рідини у патрубку, м/с $\approx 1,0$ V_m – швидкість рідини у патрубку, м/с																																									
10	Поворот на кут φ		<table><tr><th rowspan="2">φ°</th><th colspan="6">R/d</th></tr><tr><th>1,0</th><th>1,5</th><th>2,0</th><th>3,0</th><th>4,0</th><th>5,0</th></tr><tr><td>60</td><td>0,32</td><td>0,25</td><td>0,21</td><td>0,18</td><td>0,16</td><td>0,15</td></tr><tr><td>90</td><td>0,41</td><td>0,34</td><td>0,30</td><td>0,24</td><td>0,22</td><td>0,20</td></tr><tr><td>120</td><td>0,50</td><td>0,40</td><td>0,34</td><td>0,27</td><td>0,24</td><td>0,22</td></tr><tr><td>180</td><td>0,60</td><td>0,48</td><td>0,40</td><td>0,32</td><td>0,28</td><td>0,26</td></tr></table>	φ°	R/d						1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	60	0,32	0,25	0,21	0,18	0,16	0,15	90	0,41	0,34	0,30	0,24	0,22	0,20	120	0,50	0,40	0,34	0,27	0,24	0,22	180	0,60	0,48	0,40	0,32	0,28	0,26
φ°	R/d																																											
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0																																						
60	0,32	0,25	0,21	0,18	0,16	0,15																																						
90	0,41	0,34	0,30	0,24	0,22	0,20																																						
120	0,50	0,40	0,34	0,27	0,24	0,22																																						
180	0,60	0,48	0,40	0,32	0,28	0,26																																						

Література

1. *Справочник по теплообменникам*/ Пер. с англ.; Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.–М.: Энергоиздат, 1987. – Т.1. – 560 с.
2. *Справочник по теплообменникам*/ Пер. с англ.; Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.–М.: Энергоиздат, 1987. – Т.2. – 352 с.

Навчальне видання

ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ.
ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТА ВИБОРУ

ЦИКЛ ЛЕКЦІЙ
з дисципліни
“Процеси та обладнання фармацевтичної
та мікробіологічної промисловості”
для студентів спеціальності 6.090200
“Обладнання фармацевтичної
та мікробіологічної промисловості”
денної форм навчання

Укладачі: Василенко Сергій Михайлович
Шутюк Віталій Володимирович

Редактор В.П. Оровецька
Комп'ютерна верстка І. Падалки

Підп. до друку 22.12.2000р. Наклад 50 прим. Вид.№ 137/2000. Зам. №

РВЦ УДУХТ, 01033 Київ-33, вул. Володимирська, 68