

О. Ю. Співак, Н. В. Резидент

**ТЕПЛОМАСООБМІН.
МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

О. Ю. Співак, Н. В. Резидент

**ТЕПЛОМАСООБМІН.
МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ**

**Електронний навчальний посібник
комбінованого (локального та мережного) використання**

Вінниця
ВНТУ
2023

УДК 532.2 (075)
С72..

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 15 від 29.06.2023 р.)

Рецензенти:

С. Й. Ткаченко, доктор технічних наук, професор ВНТУ

В. І. Кривда, кандидат технічних наук, доцент НУ «Одеська політехніка»

В. А. Макаров, доктор технічних наук, професор ВНТУ

Співак, О. Ю.

С72 Тепломасообмін. Методи інтенсифікації : електронний навчальний посібник комбінованого (локального та мережного) використання [Електронний ресурс] / О. Ю. Співак., Н. В. Резидент. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – 112 с.

Посібник призначено для виконання самостійної роботи студентів і аспірантів спеціальностей 144 – Теплоенергетика, денної та заочної форм навчання.

Наведено теоретичний матеріал, приклади розв'язання задач, перелік контрольних запитань для самоперевірки, задачі для самостійної роботи, довідковий матеріал, перелік літератури для вивчення курсу.

УДК 532.2 (075)

© ВНТУ, 2023

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 ПАСИВНІ МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛОВІДДАЧІ.....	6
1.1 Тепловіддача в шорстких трубах.....	7
1.1.1 Класифікація шорстких поверхонь	8
1.2 Використання структурованих поверхонь	26
1.3 Тепловіддача від оребрених труб	34
1.3.1 Обтікання пучка труб з поперечними ребрами.....	39
1.4 Створення закрученого руху потоку.....	41
1.4.1 Скручені стрічки в трубах	41
1.4.2 Спіральні вставки з дроту.....	49
2 АКТИВНІ МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ.....	58
2.1 Інтенсифікація теплообміну шляхом пульсаційних збурень основного потоку рідини.....	60
2.1.1 Способи створення в рідині механічних коливань.....	60
2.1.2 Критеріальні рівняння гідравлічного опору за течії рідини з пульсаційними збуреннями	62
2.1.3 Критеріальні рівняння тепловіддачі за пульсаційного режиму в горизонтальній трубі.....	63
2.2 Інтенсифікація вдуванням повітря в потік рідини.....	71
2.2.1 Течія двофазного потоку в трубах.....	72
2.2.2 Вертикальна труба.....	73
2.2.3 Горизонтальна труба	74
2.3 Інтенсифікація теплообміну шляхом створення тонкоплівкового руху рідини	83
3 ІНТЕНСИФІКАЦІЯ РОБОТИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ	89
3.1 Вимоги до сучасних ТА.....	89
3.2 Інтенсифікація теплообміну в котлоагрегатах	90
3.2.1 Інтенсифікація теплообміну в жаротрубних котлах.....	90
3.2.2 Інтенсифікація теплообміну у водотрубних котлах	93
3.3 Інтенсифікація теплообміну в теплообмінниках-утилізаторах	95
3.4 Інтенсифікація теплообміну в кожухотрубних теплообмінних апаратах загального призначення.....	98
ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	105
ДОДАТКИ.....	106

ВСТУП

Багато технологічних процесів супроводжуються підведенням і відведенням теплоти, в яких досить широке застосування знаходять різні теплообмінні апарати. Для збільшення потужності технологічного виробництва теплообмінні апарати мають бути ефективними, компактними, мати невелику металоємність і не впливати негативно на якість продуктів.

Інтенсифікація теплообміну в ряді випадків сприяє вирішенню всіх цих завдань. Вона дає можливість збільшити продуктивність апаратів, зменшити їх габарити і металоємність, скоротити виробничі площі та розміри промислових будівель. Це призводить до зменшення експлуатаційних витрат і витрат на ремонт, збільшення виробітку на одного працюючого. У ряді випадків інтенсифікація теплообміну супроводжується також скороченням витрат енергії.

Інтенсифікація теплопередачі в теплообмінних апаратах дозволяє використовувати в них теплоносії з більш низьким потенціалом. Для обігріву виробничих теплообмінників, завдяки інтенсифікації процесу, в ряді випадків може бути застосована, наприклад, вторинна пара останніх корпусів випарних станцій або використана теплота гарячих стічних вод.

Інтенсифікація теплообміну, особливо, якщо вона супроводжується зниженням формування накипу, стабілізує температурний режим роботи апаратів, покращує якість технологічної обробки продуктів і знижує теплоспоживання.

Методи інтенсифікації теплообміну можна розділити на дві групи – пасивні та активні.

Пасивні методи дають збільшення теплового потоку без додаткових затрат енергії. До таких методів відносять:

а) застосування різних видів оребрення поверхні теплообміну та вставних інтенсифікаторів;

б) запобігання відкладень (шламу, солей, корозійних окислів) шляхом систематичного промивання, очищення і спеціальної обробки поверхонь теплообміну та попереднього видалення з теплоносіїв речовин і домішок, що дають відкладення;

в) продування трубного і міжтрубного просторів від інертних газів, які різко знижують теплообмін під час конденсації пари;

Активні або режимні методи обумовлюють зміну гідродинамічної обстановки і режимів течії теплоносіїв біля теплообмінних поверхонь, режимних характеристик течії (швидкості, густини, в'язкості, гідравлічного режиму, еквівалентного діаметра тощо) і викликають додаткову турбулізацію потоку, інтенсифікуючи перенесення маси і енергії. До таких методів відносять:

а) штучна турбулізація потоку. За низьких значень числа Рейнольдса Re , що відповідають дотурбулентним режимам, можна штучно турбулізувати потік (турбулізуючими ґратами, штучною шорсткістю), досягти значень коефіцієнта тепловіддачі, відповідних розвиненому турбулентному режиму. Однак через зниження ефекту, одержаного від штучної турбулізації, за підвищення числа Re

може наступити момент, коли темп зростання тепловіддачі і розвиток турбулентності буде економічно недоцільним;

б) інтенсифікація теплообміну шляхом пульсаційних збурень основного потоку теплоносія;

в) інтенсифікація теплообміну шляхом вдування газу в потік рідини;

г) інтенсифікація теплообміну методом створення тонкоплівкової течії теплоносія.

Багато режимних методів інтенсифікації є і пасивноєфективними, оскільки вони сприяють зниженню формування накипу і на їх здійснення не потрібно додаткових витрат енергії. Ефективність режимних методів інтенсифікації теплообміну встановлюється з врахуванням: 1) ступеня інтенсифікації; 2) витрат енергії на переміщення продукту в апараті та на здійснення інтенсифікації; 3) впливу інтенсифікації на технологічну обробку і якість продукту, на процес накипоутворення, на теплоспоживання, витрату пари і палива.

Інтенсифікація тепловіддачі знайшла широке застосування в теплотехнологічному і теплоенергетичному обладнанні в США, Канаді, Аргентині, Німеччині, Великобританії, Франції, Нідерландах, Індії, Таїланді, Індонезії, Китаї, Кореї, Японії та інших країнах. Однак в процесі виробництва українського теплотехнічного обладнання рідко застосовуються інші методи інтенсифікації, ніж збільшення поверхні за рахунок різного типу оребрення. В цьому напрямку необхідні дослідження методів інтенсифікації на основі подальшого аналізу світового досвіду, техніко-економічних обґрунтувань впровадження інтенсифікаторів теплообміну в існуючому теплообмінному і енергетичному обладнанні та створення нових зразків обладнання з самого початку закладеними в проект рішеннями з інтенсифікації тепловіддачі.

В посібнику детально розглянуто активні та пасивні методи інтенсифікації теплообміну, а також методики розрахунку інтенсивності теплообміну в разі інтенсифікації окрім розрахунків теплообміну під час перенесення теплоти через оребрені поверхні різного профілю, які розглянуто в частині I посібника.

1 ПАСИВНІ МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛОВІДДАЧІ

Основа пасивних методів – вплив на потік формою поверхні теплообміну: застосування вставних інтенсифікаторів (гвинтових, локальних і пластинчастих закручувачів потоку) тощо.

Пасивні методи можна умовно розділити на такі основні групи:

- 1) надання потоку рідини обертально-поступального руху;
- 2) руйнування пристінних шарів рідини.

Перший спосіб полягає в створенні закрученого руху потоку за допомогою стрічкових, шнекових і пластинчастих закручувачів. Такі закручувачі впливають на весь потік.

Другий спосіб полягає у впливі на пристінну область течії за рахунок штучної шорсткості у вигляді різного типу накаток на внутрішній стінці труб, дрітчастих спіралей тощо.

На рис. 1.1 і 1.2 показано оребрення як зовнішнього, так і внутрішнього боку труб.



Рисунок 1.1 – Види оребрення зовнішнього боку труб



Рисунок 1.2 – Види оребрення внутрішнього боку труб

1.1 Тепловіддача в шорстких трубах

Одним зі способів інтенсифікації теплообміну є використання шорстких поверхонь. Використання шорсткості для інтенсифікації теплообміну доцільно у разі течії в каналах, пучках труб і зовнішнього обтікання тіл. Суцільна шорсткість може істотно збільшити площу поверхні: в два рази і більше порівняно з гладкою, тому вводять коефіцієнт збільшення поверхні

$$\varphi = \frac{F_{ш}}{F_{гл}}, \quad (1.1)$$

який є відношенням площі поверхні одного погонного метра шорсткої труби до площі поверхні гладкої труби, внутрішній діаметр якої однаковий з діаметром окружності основ горбків шорсткості в шорсткій трубі.

Поверхні зі штучною шорсткістю можуть бути отримані різними способами: шляхом нарізки, штампування, накатки, навивання дроту і іншими методами. Створена такими способами шорсткість може бути суцільною (горбки шорсткості покривають всю поверхню, або дискретною. Шорсткість поверхні сприяє, порівняно з гладкою стінкою, більш ранньому переходу від ламінарної течії до турбулентної, турбулізуючи пристінний шар рідини. Збільшення поверхні і збурення потоку, що генеруються шорсткістю, істотно змінюють його теплогідрравлічні характеристики.

Розрахункові оцінки, виконані для течії в шорстких трубах за помірних і великих чисел Рейнольдса, показують, що із зростанням відносної висоти шорсткості збільшення тепловіддачі все більше відстає від зростання гідравлічного опору порівняно з гладкою трубою, наприклад, в разі збільшення тепловіддачі приблизно в чотири рази відповідний гідравлічний опір може в 58 разів перевищити рівень для гладкої стінки.

Порівняльна оцінка теплової ефективності суцільної і дискретної шорсткості приводить до висновку, що інтенсифікація тепловіддачі окремими виступами

(дискретними турбулізаторами пристінного шару потоку) до рівня, що практично відповідає суцільній шорсткості, досягається за істотно менших втрат тиску на гідравлічний опір. Тому дискретна шорсткість як спосіб інтенсифікації теплообміну під час розробки високоефективного теплообмінного обладнання часто більш краща.

Однак суцільна шорсткість зовнішньої і внутрішньої поверхонь труби ефективна для підвищення теплообміну під час кипіння в парогенераторі парових теплових установок і ядерних реакторів, особливо в процесі випаровування криогенних рідин. З метою стимулювання теплообміну цей вид шорсткості може виявитися корисним і в багатьох інших випадках.

Наприклад, можлива істотна інтенсифікація теплообміну у разі конденсації і кипіння холодагентів на горизонтальних трубах з шорсткою поверхнею.

1.1.1 Класифікація шорстких поверхонь

Шорсткість поверхні може бути як природною (технічною), зумовленою технологією виробництва і умовами експлуатації труб, так і штучною, тобто спеціально нанесеною на поверхню труби (поперечні виступи і канавки, горбки тощо).

Розрізняють два основних типи шорсткості – тривимірну і двовимірну. Перший тип шорсткості утворюють розподілені по поверхні елементи шорсткості (виступи і горбки різної форми), обтікання яких є тривимірним. Другий тип шорсткості – це неперервні (вздовж периметра) виступи різної форми, розташовані на поверхні труб перпендикулярно до напрямку течії на певній відстані один від одного.

Шорсткість може бути нерівномірною і рівномірною (зокрема рівномірно-зернистою). Обидва види шорсткості розрізняють за формою виступів, їх розмірами, проміжками між ними тощо. Більшість технічних труб характеризуються нерівномірною шорсткістю.

Штучну шорсткість найчастіше виконують у вигляді короткохвильових виступів, які називають поверхневою шорсткістю і м'якоскругленої довгохвильової шорсткості, яку називають хвилястістю поверхні.

Згідно з цією класифікацією за поверхневою шорсткістю окремі її елементи розташовані близько один від одного, а за хвильової – далеко, порівняно з висотою виступів шорсткості.

Потрібно відмітити, що більшість промислових труб мають змішану шорсткість, тобто на довгих хвилях розташовуються короткі хвилі шорсткості.

Тривимірну шорсткість позначають буквою k , а двовимірну – d .

До типу k відноситься класична пісочна шорсткість Нікурадзе. Елементи шорсткості в роботах Нікурадзе являли собою піщинки певного розміру, ретельно просіяні і приклеєні з максимальною щільністю до стінок труби. Шорсткість описувалася єдиним параметром Δ .

Двовимірні елементи шорсткості, такі, як ребра, стрижні і канавки, перпендикулярні до напрямку потоку, відносяться до типу d . Такі канали носять умовну назву «дискретно-шорсткі канали» (ДШК).

Поняття «дискретно-шорсткі» канали і труби або поверхні теплообміну нині міцно увійшло в термінологію теплотехнічних розробок.

Найчастіше до дискретно-шорстких відносять канали та труби з різного роду виступами на внутрішній поверхні.

Це найчастіше:

1) гвинтові одно- і багатозахідні плавно окреслені виступи (рис. 1.3), що отримуються за широковідомою технологією за допомогою накатних роликів або дисків;

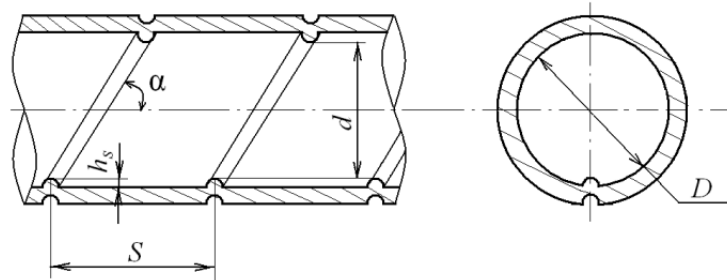


Рисунок 1.3 – Труба з гвинтовою накаткою

2) труби зі спірально-гвинтовою дрітвяною вставкою (рис. 1.4);

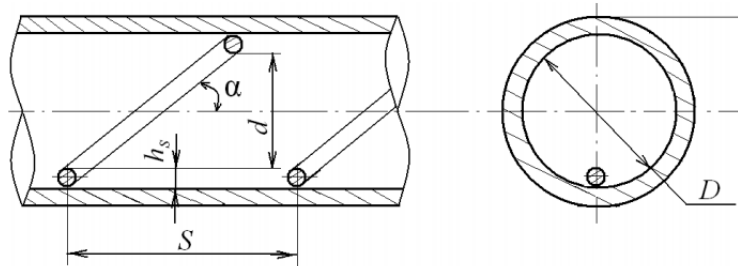


Рисунок 1.4 – Труба із спірально-гвинтовою дрітвяною вставкою

3) поперечні, періодично розташовані, плавно окреслені виступи (рис. 1.5), що отримуються за допомогою роликів або дисків;

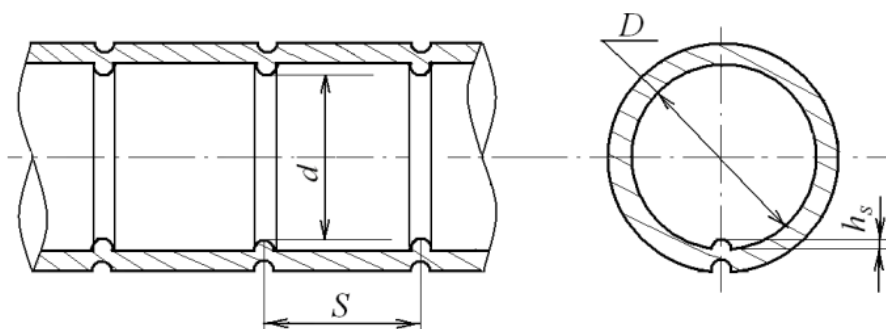


Рисунок 1.5 – Труба з поперечним кільцевим накатуванням

4) поперечні, періодично розташовані вставки прямокутного і квадратного перерізу (рис. 1.6);

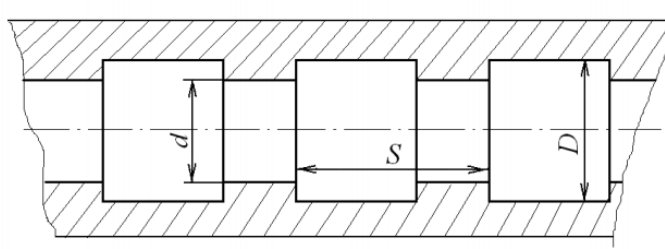


Рисунок 1.6 – Канал з поперечним прямокутним оребренням

- 5) канали та труби з внутрішнім різьбленням ;
- 6) канали з внутрішніми одно- і багатозахідними гвинтовими пристінними ребрами (рис. 1.7);

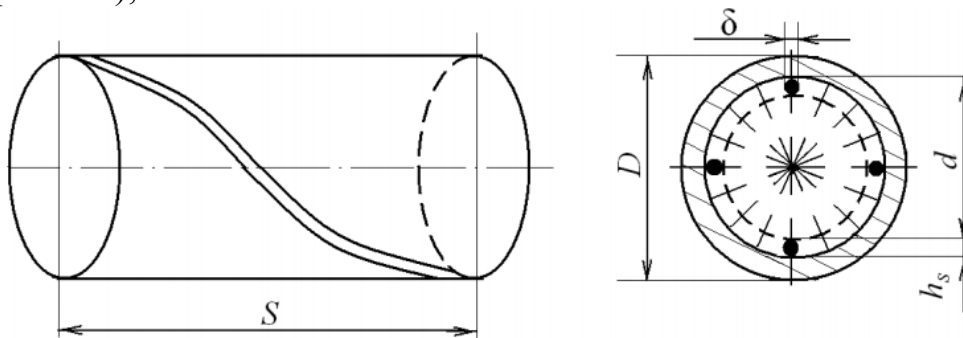


Рисунок 1.7 – Канал з внутрішнім однозахідним гвинтовим оребренням

- 7) спіральньо-профільовані труби (рис. 1.8);

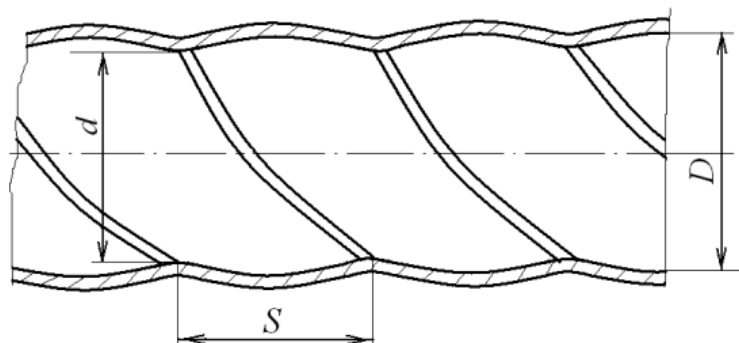


Рисунок 1.8 – Спіральньо-профільована труба

- 8) канали з пластинчастими спіральними вставками (рис. 1.9);

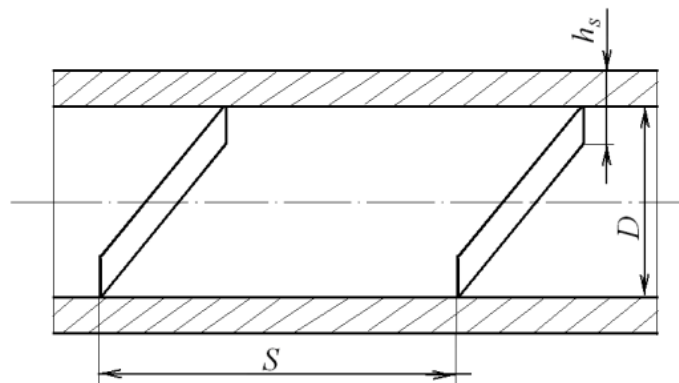


Рисунок 1.9 – Труба з пластинчастою спіральною вставкою

9) труби із спіральним трикутним накатуванням (рис. 1.10).

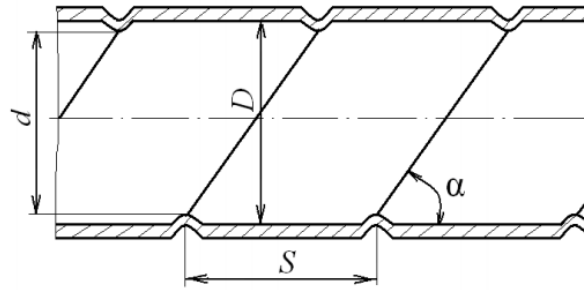


Рисунок 1.10 – Труба із спіральним трикутним накатуванням

В разі турбулентної течії теплоносія в шорстких трубах гідродинамічний характер течії суттєво змінюється. Ці зміни залежать від висоти горбка шорсткості δ і товщини в'язкого підшару $\delta_{\text{п}}$.

Може бути два крайніх випадки: $\delta \ll \delta_{\text{п}}$ і $\delta \gg \delta_{\text{п}}$.

В першому випадку горбки шорсткості не порушують течії в підшарі, вони обтікаються теплоносієм без відриву. В цьому випадку немає ніякої різниці між гладкою і шорсткою трубами. Таке омивання горбків шорсткості тим ймовірніше,

чим меншим є число Рейнольдса і відносна шорсткість $\bar{\Delta} = \frac{\delta}{d}$ (d – діаметр труби), оскільки зі зменшенням Re товщина підшару зменшується.

Аналіз результатів експериментального вивчення тепловіддачі в шорстких трубах, нерівність поверхні яких забезпечувалася нарізкою повного або обрізаного профілю метричної різьби з діапазоном зміни кроку 0,0003-0,002 м дозволив зробити висновки, що в дослідженому діапазоні шорсткостей форма виступів і відносна шорсткість не впливають на теплообмін, визначальне значення має величина площі поверхні шорсткості.

Тепловіддача і опір збільшуються пропорційно поверхні

$$Nu = 0,0045 \varphi Re^{0,92}, \quad (1.2)$$

тобто, для збільшення тепловіддачі необхідно використовувати шорсткі поверхні із більшим коефіцієнтом збільшення поверхні.

Для $\delta \gg \delta_{\text{п}}$ течія у в'язкому підшарі порушується, відбувається відривне вихорове обтікання горбків шорсткості. Турбулентні пульсації біля стінки, особливо біля вершин горбків збільшуються. Це призводить до збільшення тепловіддачі. Для ламінарного руху коефіцієнт тепловіддачі і гідравлічний опір не залежать від відносної шорсткості, однак тепловіддача може збільшуватися за рахунок збільшення поверхні (ефект оребрения). Для турбулентного руху ефект від відносної шорсткості починає впливати на коефіцієнт тепловіддачі і гідравлічний опір. Чим менше значення δ/d , тим більше граничне число $Re_{\text{гр}}$ відповідає за зміну закону тепловіддачі. Зі зростанням тепловіддачі збільшується і гідравлічний опір ΔP .

Експерименти показують, що тепловіддача в шорстких трубах порівняно з

гладкими залежить від форми поверхні (накатка, нарізка), δ/d , і відстані між горбками.

Потрібно пам'ятати, що за вимушеної течії однофазного середовища шорсткість стінки може забезпечити граничне збільшення тепловіддачі приблизно в 4 рази (порівняно з гладкою поверхнею), а відповідне зростання гідравлічного опору може досягати величини, що в 58 разів перевищує рівень для гладкої стінки.

Необхідно пам'ятати, що використання будь-якого з відомих методів супроводжується також зростанням гідродинамічного опору. Тому для зіставлення повної **теплогідродинамічної ефективності** різних за конструкцією інтенсифікаторів і для оцінення теплообмінної поверхні з погляду енергетики використовується **коефіцієнт теплогідралічної ефективності E** (Критерій М. В. Кірпічова), який визначається як відношення переданої кількості теплоти Q через поверхню теплообміну до величини сумарної потужності N, необхідної на прокачування теплоносіїв через поверхню теплообміну з обох сторін

$$E = \frac{Q}{N}. \quad (1.3)$$

Кількість теплоти, яка відбирається від гарячого або передається холодному теплоносію

$$Q = c_p \cdot G \cdot \Delta t, \quad (1.4)$$

де Δt – перепад температур теплоносія в тракці труби чи теплообмінника;

G – масова витрата теплоносія, кг/с;

c_p – питома теплоємність теплоносія, кДж/(кг·К).

Потужність, необхідна для прокачування теплоносія

$$N = \frac{\Delta P \cdot G}{\rho}, \quad (1.5)$$

де ΔP – перепад тиску на вході і виході з каналу, кПа;

ρ – густина теплоносія, кг/м³.

Тоді

$$E = \frac{c_p \cdot \rho \cdot \Delta t}{\Delta P}. \quad (1.6)$$

Часто доцільним є застосування відомого співвідношення, яке називають фактором аналогії Рейнольдса (ФАР)

$$\text{ФАР} = \left(\frac{\frac{Nu}{Nu_0}}{\frac{\xi}{\xi_0}} \right) = f(Re) \quad (1.7)$$

і яке характеризує відносне збільшення інтенсивності теплообміну в трубі з інтенсифікатором на одиницю додатково витраченої енергії.

Для ламінарної течії в гладких трубах

$$\xi_0 = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (1.8)$$

Для турбулентної течії в гладких трубах

$$\xi_0 = \frac{1}{(1,58 \ln \text{Re} - 3,28)^2}. \quad (1.9)$$

За відомого коефіцієнта гідравлічного опору, у разі турбулентного режиму течії, розрахунок коефіцієнта тепловіддачі для гладких труб рекомендується вести за формулою

$$\text{Nu}_0 = \frac{\text{RePr} \left(\frac{\xi}{8} \right)}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{2}} \left(\text{Pr}^{2/3} - 1 \right)}. \quad (1.10)$$

Для ламінарної течії в трубах з ДШК ($\text{Re} < 2100$):

– для $\frac{d}{D} = 0,9 \div 0,98$ і $\frac{t}{D} = 0,5 - 10$

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left[1 + \frac{100(\lg \text{Re} - 4,6) \left(1 - \frac{d}{D} \right)^{1,65}}{\exp \left[\left(\frac{t}{D} \right)^{0,3} \right]} \right] \exp \left[\frac{25 \left(1 - \frac{d}{D} \right)^{1,32}}{\left(\frac{t}{D} \right)^{0,75}} \right]; \quad (1.11)$$

– для $\frac{d}{D} = 0,9 \div 0,98$ і $\frac{t}{D} = 0,25$

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left[1 + \frac{\lg \text{Re} - 4,6}{6 \left(\frac{\text{Re}}{10^5} \right)^{0,33}} \right] \left(3 \frac{d}{D} - 2 \right) \left(2,5 - 1,5 \frac{d}{D} \right) \exp \left[17 \left(1 - \frac{d}{D} \right)^{0,858} \right], \quad (1.12)$$

де t – відстань між виступами (канавками).

Для турбулентної течії в трубах з ДШК ($\text{Re} > 2100$)

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \left\{ 1 + \left[2,64 Re^{0,036} \left(\frac{h}{D} \right)^{0,212} \left(\frac{t}{D} \right)^{-0,21} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0,29} Pr^{-0,024} \right]^7 \right\}^{1/7}; \quad (1.13)$$

$$\frac{\zeta_r}{\zeta_0} = \left\{ 1 + \left[29,1 Re^{a_1} \left(\frac{h}{D} \right)^{a_2} \left(\frac{t}{D} \right)^{a_3} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{a_4} \left(1 + 2,94 \sin \left(\frac{\beta}{n} \right) \right) \right]^{15/16} \right\}^{16/15}, \quad (1.14)$$

$$a_1 = 0,067 - 0,06 \left(\frac{t}{D} \right) - 0,49 \left(\frac{\alpha}{90} \right); \quad a_2 = 1,37 - 0,157 \left(\frac{t}{D} \right);$$

де

$$a_3 = -1,66 \cdot 10^{-6} Re - 0,33 \left(\frac{\alpha}{90} \right); \quad a_4 = 4,59 + 4,11 \cdot 10^{-6} Re - 0,15 \left(\frac{t}{D} \right).$$

Тому використання шорсткості для інтенсифікації теплообміну доцільно за течії в каналах, пучках труб і зовнішнього обтікання тіл у випадках, коли теплообмін може зростати як за рахунок більш раннього переходу до турбулентного режиму в граничному шарі, так і під впливом турбулізації пристінної зони турбулентного граничного шару.

Наприклад, за відносної висоти шорсткості $h/\delta = 17 \cdot 10^3$ в граничному шарі істотно прискорюється перехід від ламінарного до турбулентного поздовжнього обтікання труб. Критичне число Рейнольдса знижується до $2,5 \cdot 10^4$ порівняно з $Re = 2 \cdot 10^5$, характерним для гладкої стінки, що інтенсифікує теплообмін на 50% (порівняно з гладкими трубами). За обтікання пучка труб потоком з докритичними числами Рейнольдса незначна шорсткість не впливає на перенесення теплоти.

Залежно від ступеня впливу шорсткості на аеродинаміку обтікання тіл, можна виділити три режими течії, які визначаються **числом Нікурадзе**

$$Ni = \frac{h \cdot w_\tau}{\nu}, \quad (1.15)$$

де h – висота виступів;

w_τ – швидкість середовища біля стінки;

ν – кінематична в'язкість.

1. Режим без прояву впливу шорсткості на опір і профіль швидкості (висота нерівностей менше допустимої висоти шорсткості, для якої $Ni < 5$, тобто вершини горбків шорсткості «втоплені» у в'язкому підшарі). Гідравлічний опір відповідає опору гладкій поверхні.

2. Перехідний режим, коли $5 \leq Ni \leq 70$. Частина елементів шорсткості виступає з вузького підшару. Опір складається з опору гладкій поверхні і виступаючих елементів шорсткості.

3. Повний прояв шорсткості, $Ni > 70$. Всі елементи шорсткості виступають з вузького підшару. Опір повністю визначається впливом виступаючих елементів шорсткості.

Розрахункова залежність для $Re < 10^5$

$$Nu_{ш} = Nu_{гг} \left[1,87 + 0,54 \cdot \ell g \left(\frac{1000 \cdot \delta}{d} \right) \right]. \quad (1.16)$$

Для режиму з повним проявом шорсткості рекомендується формула

$$St = \frac{\xi/8}{(g - 8,48) \sqrt{\xi/8} + 1}, \quad (1.17)$$

де $g = 5,19 \Delta_+^{0,2} Pr^{0,44}$ – для піщаної шорсткості;

$g = 4,5 \Delta_+^{0,24} Pr^{0,44}$ – для каналів зі штучною регулярною двовимірною шорсткістю у вигляді поперечних виступів;

$$\Delta_+ = \bar{\Delta} Re \sqrt{\xi/8};$$

$\bar{\Delta}$ – відносна шорсткість;

ξ – гідравлічний опір.

Критерій Стантона є одним з критеріїв подібності теплових процесів, що характеризує інтенсивність дисипації енергії в потоці рідини або газу і взаємодію сумарної тепловіддачі з конвективним перенесенням теплоти за течією середовища

$$St = \frac{\alpha}{C_p \cdot \rho \cdot \omega} = \frac{Nu}{Re}, \quad (1.18)$$

де C_p – питома теплоємність середовища;

ρ – густина;

ω – швидкість середовища.

Для внутрішньо оребрених труб з прямими або спіральними ребрами за ламінарної течії часто вводять поняття гідравлічного діаметра, універсальну залежність для ізотермічного коефіцієнта тертя і дві різних залежності для розрахунку тепловіддачі.

Ізотермічний коефіцієнт тертя

$$f_h = \frac{16,4}{Re_h} \left(\frac{D_h}{D} \right), \quad (1.19)$$

де D_h – гідравлічний діаметр.

Для труб з прямими ребрами

$$Nu_h = \frac{1,081 \cdot \lg Re_h}{n^{0,5} \left(1 + 0,01 Gr_h^{1/3}\right)} Re_h^{0,46} Pr^{1/3} \left(\frac{L}{D_h}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_c}\right)^{0,14}, \quad (1.20)$$

Для труб зі спіральними ребрами

$$Nu_h = \frac{8,533 \cdot \lg Re_h}{\left(1 + 0,01 Gr_h^{1/3}\right)} Re_h^{0,26} Pr^{1/3} \left(\frac{\delta}{t}\right)^{0,5} \left(\frac{L}{D_h}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_c}\right)^{0,14}, \quad (1.21)$$

де L – довжина труби;

n – кількість ребер;

t – висота ребра;

δ – товщина ребра.

В круглих трубах для збільшення теплового потоку часто використовують сегментні або розрізні поздовжні ребра, які інтенсифікують тепловіддачу за рахунок періодичного руйнування і поновлення граничного шару на поверхні ребер та вносять збурення в основну частину потоку.

Внутрішньо оребрені труби також можуть бути «вкладені» одна в одну для утворення теплообмінного елемента з кільцевим каналом малого гідравлічного діаметра із закруткою потоку і внутрішньої труби зі спіральними ребрами (виступами).

Приклади розв'язання задач

Задача 1. Визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо гладку трубу діаметром 30 мм замінити трубою із дискретною шорсткістю всередині із таким самим гідравлічним діаметром. Довжина труби $L = 4$ м; накатка пряма, кількість внутрішніх ребер на погонному метрі $n = 25$; висота ребра $h = 7$ мм; товщина ребра $\delta = 2$ мм. Швидкість повітря в трубі 1,0 м/с, середня температура повітря 80 °С. Температура стінки 20 °С.

Розв'язання

Теплофізичні характеристики повітря (додаток Б) за визначальної температури:

$$\nu = 21,09 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{/с)}; \mu_w = 21,1 \cdot 10^{-6} \text{ (Па}\cdot\text{с)}; \mu_c = 18,1 \cdot 10^{-6} \text{ (Па}\cdot\text{с)};$$

$$\lambda = 0,0305 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \text{Pr} = 0,692.$$

Критерій Рейнольдса для гладкої труби і для труби з ДШК

$$\text{Re} = \text{Re}_h = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,03}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 1424,4. \text{ – ламінарний режим.}$$

Критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot 1 \cdot (80 - 20) \cdot 0,03^3}{(273 + 80) \cdot (21,09 \cdot 10^{-6})^2} = 3370482.$$

Критерій Нуссельта

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= 0,037 \text{Re}^{0,33} \text{Pr}^{0,33} \text{Ra}^{0,1} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell = \\ &= 0,037 \cdot 1424,4^{0,33} 0,692^{0,33} (3370482 \cdot 0,692)^{0,1} = 1,6. \end{aligned}$$

Критерій Нуссельта для труби з ДШК

$$\begin{aligned} \text{Nu}_h &= \frac{1,081 \cdot \lg \text{Re}_h}{n^{0,5} \left(1 + 0,01 \text{Gr}_h^{1/3} \right)} \text{Re}_h^{0,46} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{L}{D_h} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_c} \right)^{0,14} = \\ &= \frac{1,081 \cdot \lg 1424,4}{25^{0,5} \left(1 + 0,01 \cdot 3370482^{1/3} \right)} 1424,4^{0,46} 0,692^{1/3} \left(\frac{4}{0,03} \right)^{1/3} \left(\frac{21,1 \cdot 10^{-6}}{18,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,14} = 36. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі до гладкої труби

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{1,6 \cdot 0,0305}{0,03} = 1,6 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт тепловіддачі до труби з поперечними ребрами

$$\alpha_h = \frac{\text{Nu}_h \cdot \lambda}{D_h} = \frac{36 \cdot 0,0305}{0,03} = 36 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Відношення коефіцієнтів тепловіддачі

$$\frac{\alpha_h}{\alpha} = \frac{36}{1,6} = 22,5.$$

Отже, в разі застосування труби з ДШК (поперечні ребра) коефіцієнт тепло-віддачі зросте у 22,5 раза.

Задача 2. Гладку трубу діаметром 30 мм замінили трубою із дискретною шорсткістю всередині. Довжина труби $L = 4$ м; ребра прямі, кількість ребер на погонному метрі $n = 25$; висота ребра $h = 7$ мм; товщина ребра $\delta = 2$ мм. Швидкість повітря в трубі 1,0 м/с, середня температура повітря 80 °С. Температура стінки 20 °С. Під час розв'язання задачі врахувати зміну гідравлічного діаметра. Визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі. Розв'язати задачу також і для спіральної накатки в трубах, параметри ДШК залишити такими самими.

Розв'язання

Теплофізичні характеристики повітря (додаток Б) за визначальної температури

$$\nu = 21,09 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); \mu_w = 21,1 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right); \mu_c = 18,1 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right);$$

$$\lambda = 0,0305 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \text{Pr} = 0,692. \rho = 1,000 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right).$$

Масова витрата повітря

$$G = w \cdot f \cdot \rho = \frac{1 \cdot 3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 1,000 = 7,065 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right).$$

Гідравлічний діаметр труби з ДШК

$$D_h = d - 2h = 30 - 2 \cdot 7 = 16 \text{ (мм)}.$$

Швидкість в трубі з ДШК

$$w_h = \frac{G}{f_h \rho} = \frac{7,065 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 1,000} = 3,5 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Критерій Рейнольдса для гладкої труби

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,03}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 1424,4 \text{ – ламінарний режим.}$$

Критерій Рейнольдса для труби з ДШК

$$\text{Re}_h = \frac{w_h \cdot D_h}{\nu} = \frac{3,5 \cdot 0,016}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 2667.$$

Критерій Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot 1 \cdot (80 - 20) \cdot 0,03^3}{(273 + 80) \cdot (21,09 \cdot 10^{-6})^2} = 3370482.$$

Критерій Грасгофа для труби з ДШК

$$Gr_h = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot D_h^3}{\nu^2} = \frac{9,8 \cdot 1 \cdot (80 - 20) \cdot 0,016^3}{(273 + 80) \cdot (21,09 \cdot 10^{-6})^2} = 15339.$$

Критерій Нуссельта

$$\begin{aligned} Nu &= 0,037 Re^{0,33} Pr^{0,33} Ra^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_\ell = \\ &= 0,037 \cdot 1424,4^{0,33} 0,692^{0,33} (3370482 \cdot 0,692)^{0,1} = 1,6. \end{aligned}$$

Критерій Нуссельта для труби з ДШК

$$\begin{aligned} Nu_h &= \frac{1,081 \cdot \lg Re_h}{n^{0,5} \left(1 + 0,01 Gr_h^{1/3} \right)} Re_h^{0,46} Pr^{1/3} \left(\frac{L}{D_h} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_w}{\mu_c} \right)^{0,14} = \\ &= \frac{1,081 \cdot \lg 2667}{25^{0,5} \left(1 + 0,01 \cdot 15339^{1/3} \right)} 2667^{0,46} 0,692^{1/3} \left(\frac{4}{0,016} \right)^{1/3} \left(\frac{21,1 \cdot 10^{-6}}{18,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,14} = 126. \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі до гладкої труби

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{1,6 \cdot 0,0305}{0,03} = 1,6 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт тепловіддачі до труби з поперечними ребрами

$$\alpha_h = \frac{Nu_h \cdot \lambda}{D_h} = \frac{126 \cdot 0,0305}{0,016} = 239 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Відношення коефіцієнтів тепловіддачі

$$\frac{\alpha_h}{\alpha} = \frac{239}{1,6} = 149.$$

Отже, під час застосування труби з ДШК (поперечні ребра) коефіцієнт тепловіддачі зросте у 149 разів.

Задача 3. Визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі, якщо гладку трубу діаметром 30 мм замінити трубою із дискретною шорсткістю всередині.

Довжина труби $L = 4$ м; ребра прямі, кількість ребер на погонному метрі $n = 25$; висота ребра $h = 7$ мм; товщина ребра $\delta = 2$ мм. Швидкість повітря в трубі 10 м/с, середня температура повітря 80 °С. Температура стінки 20 °С.

При розв'язанні задачі врахувати зміну гідравлічного діаметра. Розв'язати

задачу для штучного оребрення у вигляді поперечних канавок.

Розв'язання

Теплофізичні характеристики повітря (додаток Б) за визначальної температури

$$\nu = 21,09 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); \mu_w = 21,1 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right); \mu_c = 18,1 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} \right);$$
$$\lambda = 0,0305 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \text{Pr} = 0,692. \rho = 1,000 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right).$$

Масова витрата повітря

$$G = w \cdot f \cdot \rho = \frac{10 \cdot 3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 1,000 = 7,065 \cdot 10^{-3} \text{ (кг / с)}.$$

Гідравлічний діаметр труби з ДШК

$$D_h = d - 2h = 30 - 2 \cdot 7 = 16 \text{ (мм)}.$$

Швидкість в трубі з ДШК

$$w_h = \frac{G}{f_h \rho} = \frac{7,065 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 1,000} = 35 \text{ (м / с)}.$$

Критерій Рейнольдса для гладкої труби

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{10 \cdot 0,03}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 14244. \text{ – турбулентний режим.}$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} = 0,021 \cdot 14244^{0,8} \cdot 0,692^{0,43} = 38.$$

Критерій Нуссельта для труби з ДШК

$$\text{Nu}_h = \text{Nu} \left[1,87 + 0,54 \cdot \lg \left(\frac{1000 \cdot h}{D_h} \right) \right] = 38 \left[1,87 + 0,54 \cdot \lg \left(\frac{1000 \cdot 0,007}{0,016} \right) \right] = 125.$$

Коефіцієнт тепловіддачі до гладкої труби

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{38 \cdot 0,0305}{0,03} = 38 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт тепловіддачі до труби з поперечними ребрами

$$\alpha_h = \frac{\text{Nu}_h \cdot \lambda}{D_h} = \frac{125 \cdot 0,0305}{0,016} = 239 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Відношення коефіцієнтів тепловіддачі

$$\frac{\alpha_h}{\alpha} = \frac{239}{38} = 6,3.$$

Отже під час застосування труби з ДШК (поперечні ребра) коефіцієнт тепловіддачі зросте у 6,3 раза.

Задача 4. Визначити, як зміниться гідравлічний опір, якщо гладку трубу діаметром 30 мм замінити трубою із дискретною шорсткістю всередині. Довжина труби $L = 4$ м; ребра прямі, кількість ребер на погонному метрі $n = 25$; висота ребра $h = 7$ мм; товщина ребра $\delta = 2$ мм. Швидкість повітря в трубі 10 м/с, середня температура повітря 80 °С. Температура стінки 20 °С. Під час розв'язання задачі врахувати зміну гідравлічного діаметра.

Розв'язання

Для ламінарної течії в гладких трубах

$$\xi_0 = \frac{64}{\text{Re}}.$$

Для турбулентної течії в гладких трубах

$$\xi_0 = \frac{1}{(1,58 \ln \text{Re} - 3,28)^2} = \frac{1}{(1,58 \ln(14244) - 3,28)^2} = 0,007.$$

За відомого коефіцієнта гідравлічного опору, у разі турбулентного режиму течії, розрахунок коефіцієнта тепловіддачі для гладких труб рекомендується вести за формулою

$$\text{Nu}_0 = \frac{\text{Re} \text{Pr} \left(\frac{\xi}{8} \right)}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{2}} \left(\text{Pr}^{2/3} - 1 \right)}.$$

Для ламінарної течії в трубах з ДШК ($\text{Re} < 2100$)

для $\frac{d}{D} = 0,9 \div 0,98$ і $\frac{t}{D} = 0,5 - 10$

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left[1 + \frac{100(\lg \text{Re} - 4,6) \left(1 - \frac{d}{D} \right)^{1,65}}{\exp \left[\left(\frac{t}{D} \right)^{0,3} \right]} \right] \exp \left[\frac{25 \left(1 - \frac{d}{D} \right)^{1,32}}{\left(\frac{t}{D} \right)^{0,75}} \right],$$

для $\frac{d}{D} = 0,9 \div 0,98$ і $\frac{t}{D} = 0,25$

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left[1 + \frac{\lg \text{Re} - 4,6}{6 \left(\frac{\text{Re}}{10^5} \right)^{0,33}} \left(3 \frac{d}{D} - 2 \right) \left(2,5 - 1,5 \frac{d}{D} \right) \exp \left[17 \left(1 - \frac{d}{D} \right)^{0,858} \right] \right].$$

Тут t – відстань між виступами (канавками).

Для турбулентної течії в трубах з ДШК ($\text{Re} > 2100$)

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_0} = \left\{ 1 + \left[2,64 \text{Re}^{0,036} \left(\frac{h}{D} \right)^{0,212} \left(\frac{t}{D} \right)^{-0,21} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0,29} \text{Pr}^{-0,024} \right]^7 \right\}^{1/7}.$$

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left\{ 1 + \left[29,1 \text{Re}^{a_1} \left(\frac{h}{D} \right)^{a_2} \left(\frac{t}{D} \right)^{a_3} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{a_4} \left(1 + 2,94 \sin \left(\frac{\beta}{n} \right) \right) \right]^{15/16} \right\}^{16/15},$$

$$a_1 = 0,067 - 0,06 \left(\frac{t}{D} \right) - 0,49 \left(\frac{\alpha}{90} \right); \quad a_2 = 1,37 - 0,157 \left(\frac{t}{D} \right);$$

де

$$a_3 = -1,66 \cdot 10^{-6} \text{Re} - 0,33 \left(\frac{\alpha}{90} \right); \quad a_4 = 4,59 + 4,11 \cdot 10^{-6} \text{Re} - 0,15 \left(\frac{t}{D} \right).$$

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \left\{ 1 + \left[29,1 \cdot 14224^{-0,573} \left(\frac{7}{16} \right)^{0,97} \left(\frac{40}{16} \right)^{-0,306} \left(1 + 2,94 \sin \left(\frac{90}{25} \right) \right) \right]^{15/16} \right\}^{16/15} = 2,28$$

$$\xi = \xi_0 \cdot 2,28 = 0,007 \cdot 2,286 = 0,016.$$

Задача 5. Секційний теплообмінник з трубами діаметром $33 \times 1,5$ мм з діафрагмами на внутрішній стороні труби (рис. 1.11) висотою $h = 1$ мм та відстанню між турбулізаторами $t = 30$ мм, має внутрішній діаметр секції $0,265$ м, кількість труб в секції – 30 призначений для нагрівання в'язкої рідини – сиропу з випарної установки цукрового виробництва масовою витратою $G_2 = 70$ т/год з концентрацією 40 %. Сироп нагрівається від $t_{2п} = 75$ до $t_{2к} = 85$ °С конденсатом водяної пари, витрата якого $G_1 = 80$ т/год, початкова температура $t_{1п} = 105$ °С. Визначити площу поверхні теплообміну і довжину трубного пучка. Теплопровідність труб 17 Вт/(м·К).

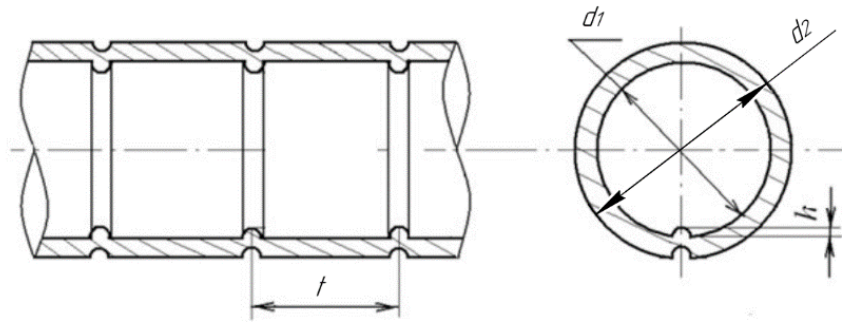


Рисунок 1.11 – Елемент труби з внутрішніми діафрагмами

Розв'язання

Середня температура сиропу

$$t_{2c} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2} = \frac{75 + 85}{2} = 80 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

З довідника (додаток Г) теплофізичні характеристики сиропу для середньої температури та концентрації 40 %: $\lambda_2 = 0,45 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right)$; $\nu_2 = 4,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

$$\text{Pr}_2 = 35,5; \rho_2 = 1287 \text{ кг/м}^3; \text{Cp}_2 = 2,92 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right).$$

Кінцева температура конденсату на виході з рівняння теплового балансу

$$Q = G_1 \text{Cp}_1 (t_{1n} - t_{1k}) = G_2 \text{Cp}_2 (t_{2k} - t_{2n}),$$

$$t_{1k} = t_{1n} - \frac{G_2 \text{Cp}_2 (t_{2k} - t_{2n})}{G_1 \text{Cp}_1} = 105 - \frac{70 \cdot 2,92 \cdot (85 - 75)}{80 \cdot 4,2} = 98,9 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Середня температура конденсату

$$\bar{t}_1 = \frac{t_{1n} + t_{1k}}{2} = \frac{105 + 98,9}{2} = 101,95 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Теплофізичні властивості конденсату (додаток А):

$$\lambda = 0,683 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \nu = 0,29 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr} = 1,712; \rho = 957 \text{ кг/м}^3; \text{Cp}_1 = 4,2 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right).$$

Потужність теплообмінного апарата

$$Q = G_1 \text{Cp}_1 (t_{1n} - t_{1k}) = \frac{80 \cdot 1000}{3600} \cdot 4,2 \cdot (105 - 98,9) = 568 \text{ (кВт)}.$$

Середньологарифмічний температурний напір

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t}\right)}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{1\text{н}} - t_{2\text{к}} = 105 - 85 = 20 \text{ (}^{\circ}\text{C)},$$

$$\Delta t_{\delta} = t_{1\text{к}} - t_{2\text{н}} = 98,9 - 75 = 23,9 \text{ (}^{\circ}\text{C)},$$

$$\Delta t = \frac{23,9 - 20}{\ln\left(\frac{23,9}{20}\right)} = 21,89 \text{ (}^{\circ}\text{C)}.$$

Живий переріз трубного та міжтрубного просторів, відповідно

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} n = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} \cdot 30 = 0,021 \text{ (м}^2\text{)},$$

$$f_{\text{мтр}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_2^2 \cdot n)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,265^2 - 0,033^2 \cdot 30)}{4} = 0,029 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Еквівалентний діаметр

$$d_e = \sqrt{\frac{4f_{\text{мтр}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,029}{3,14}} = 0,19 \text{ (м)}.$$

Швидкість конденсату і сиропу

$$w_1 = \frac{G_1}{f_{\text{мтр}} \cdot \rho_1} = \frac{80 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,029 \cdot 957} = 0,8 \text{ (м/с)},$$

$$w_2 = \frac{G_2}{f_{\text{тр}} \cdot \rho_2} = \frac{70 \cdot 1000}{3600 \cdot 0,021 \cdot 1287} = 0,71 \text{ (м/с)}.$$

Критерій Рейнольдса в міжтрубному і трубному просторах, відповідно

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_e}{\nu_1} = \frac{0,8 \cdot 0,19}{0,29 \cdot 10^{-6}} = 524137,$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_2}{\nu_2} = \frac{0,71 \cdot 0,03}{4,26 \cdot 10^{-6}} = 5000.$$

Критерій Нуссельта для конденсату

$$\text{Nu}_1 = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} = 0,023 \cdot 524137^{0,8} \cdot 1,712^{0,43} = 1090.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до труб

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_e} = \frac{1090 \cdot 0,683}{0,19} = 3918 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Фактор тертя в ДШК

$$\begin{aligned}\sqrt{\frac{f}{2}} &= \frac{1}{2,5 \cdot \ln\left(\frac{d_2}{2h}\right) + 0,95\left(\frac{t}{h}\right)^{0,53} - 3,75} = \\ &= \frac{1}{2,5 \cdot \ln\left(\frac{0,03}{2 \cdot 0,001}\right) + 0,95\left(\frac{0,03}{0,001}\right)^{0,53} - 3,75} = 0,1138.\end{aligned}$$

Безрозмірна висота ДШК

$$h^+ = \left(\frac{h}{d_2}\right) \text{Re}_2 \sqrt{\frac{f}{2}} = \left(\frac{1}{30}\right) \cdot 5000 \cdot 0,1138 = 18,96.$$

Критерій Стантона

$$\begin{aligned}\text{St} &= \frac{\frac{f}{2}}{1 + \sqrt{\frac{f}{2}} \left[4,5(h^+)^{0,28} \text{Pr}_2^{0,57} - 0,95\left(\frac{H}{h}\right)^{0,53} \right]} = \\ &= \frac{0,1138^2}{1 + 0,1138 \left[4,5(18,96)^{0,28} \cdot 35,5^{0,57} - 0,95\left(\frac{0,03}{0,001}\right)^{0,53} \right]} = 0,0014\end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від трубок до сиропу

$$\alpha_2 = \text{St} \cdot \rho_2 c_{p2} w_2 = 0,0014 \cdot 1287 \cdot 2920 \cdot 0,71 = 3735 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right).$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}\right)^{-1} = \left(\frac{1}{3918} + \frac{0,0015}{17} + \frac{1}{3735}\right)^{-1} = 1636 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}\right).$$

Поверхня теплообміну

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{568 \cdot 1000}{1636 \cdot 21,89} = 15,85 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Довжина трубного пучка

$$L = \frac{F}{\pi d n_z} = \frac{15,85}{3,14 \cdot 0,03 \cdot 30} = 5,6 \text{ (м)}.$$

1.2 Використання структурованих поверхонь

Головний механізм інтенсифікації за турбулентної і ламінарної течій – збільшення поверхонь теплообміну, руйнування граничного шару і перебудова профілю температур. Коефіцієнт тепловіддачі між рідким середовищем і оребреною поверхнею може бути виражений з рівняння

$$q = \alpha \eta_o F \Delta T, \quad (1.22)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі;

η_o – ККД оребрення;

ΔT – різниця температур між рідиною і стінкою.

Комплекс $\alpha \eta_o F$ характеризує здатність поверхні передавати теплоту. Очевидно, що висока ефективність поверхні теплообміну в конвективному теплообміннику може бути досягнута за рахунок забезпечення високих значень $\alpha \eta_o F$. Існує три основних принципи збільшення цього комплексу.

1. Збільшення $\eta_o F$ під час збереження α , як, наприклад, в оребрених трубах.

2. Збільшення α без істотного збільшення площі теплообміну, як, наприклад, на шорстких поверхнях.

3. Збільшення α і F , як, наприклад, використання розвинених поверхонь, де на поверхню ребер нанесені турбулізуювальні елементи – отвори, жалюзі і рифлення.

Поверхні, які призводять до збільшення коефіцієнтів тепловіддачі α без значного збільшення площі теплообміну, називають інтенсифікованими поверхнями теплообміну (ІПО). Основний принцип створення ІПО впливає з наближеного рівняння для коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta}, \quad (1.23)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності середовища;

δ – товщина теплового граничного шару.

Коефіцієнт тепловіддачі α може бути збільшений внаслідок зниження товщини теплового граничного шару за рахунок зміни структури пристінної течії.

Як відомо, найбільшим термічним опором перенесення теплоти в турбулентному потоці є в'язкий (ламінарний) підшар, який прилягає до стінок труби і має швидкість течії, близьку до нуля.

Для інтенсифікації тепловіддачі необхідно руйнування підшару або турбулізуювальний вплив на цей підшар. Для цього найперспективнішими є різні форми і типи шорсткості – спіральні дотові вставки, виступи та виїмки різних форм і

профілів. Для повністю розвинутого потоку в гладкій трубі безрозмірна товщина в'язкого підшару обчислюється як

$$\delta^* = \frac{\delta \cdot \sqrt{\frac{\tau}{\rho}}}{v} \quad (1.24)$$

де τ – дотичні напруження потоку в гладкій трубі.

Використовуючи вираз для дотичних напружень в гладкій трубі, можна записати (1.22) так

$$\frac{\delta}{D} = 25 \text{Re}^{-0,875} \quad (1.25)$$

Наприклад, для $\text{Re} = 30000$ і $D = 25,4$ мм товщина в'язкого (ламінарного) підшару дорівнює $\delta = 0,0762$ мм. Для інтенсифікації тепловіддачі в цьому випадку необхідна шорсткість з висотою $0,0762$ мм – для руйнування або збурення в'язкого (ламінарного) підшару.

Ламінарним течіям властиві низькі коефіцієнти тепловіддачі. Швидкість потоку і температура теплоносія змінюються по всій висоті каналу, так що термічний опір становить весь граничний шар, який може займати весь переріз труби або каналу.

Отже, дрібна шорсткість на поверхні теплообміну неефективна для інтенсифікації тепловіддачі за ламінарної течії. В цьому випадку переважно використовують метод інтенсифікації закруткою потоку або створення турбулентності по всьому перерізу каналу.

ПО є обробленими, текстурованими поверхнями, це теплообмінні поверхні, які мають дрібномасштабні деформації, отримані під час їх обробки або нанесення покриттів. Деформації поверхні можуть бути безперервними або дискретними. В цьому випадку шорсткість мала для зміни інтенсивності однофазної тепловіддачі. Вони використовуються, насамперед, для процесів кипіння і конденсації.

Пароутворення за течії рідин в мікрошорстких трубах в останні роки стало популярною темою для досліджень через велику потребу різних галузей промисловості в ефективних парогенераторах і випарниках.

Більшість промислових випарників і парогенераторів мають горизонтальні пучки труб, тому більшість експериментальних даних для мікрошорсткості труб відноситься саме до цієї їх орієнтації.

Використання мікрошорсткості на поверхнях труб зазвичай збільшує коефіцієнти тепловіддачі від 1,5 до 4 разів порівняно з гладкими трубами за тих самих умов.

Збільшення втрат тиску в цьому випадку близько 2 раз. Подібна інтенсифікація тепловіддачі викликана такими змінами в механізмах перенесення теплоти:

- розвинута поверхня теплообміну. Відношення площі змоченої поверхні теплообміну для мікрошорстких труб до площі теплообміну еквівалентної гладкої труби становить від 1,3 до 1,9 залежно від кількості виступів, їх кроку, висоти, кута накатки (для спіральних виступів) (рис. 1.12). Цей фактор чинить найменший вплив на збільшення повної ефективної тепловіддачі;

- інтенсифікований конвективний теплообмін. Мікрорельєф збільшує конвективний процес перенесення теплоти поперек кільцевої плівки рідини, подібно кільцевим виступам (накатці) за інтенсифікації однофазних течій в трубах. Цей фактор вносить основний вклад у разі кільцевого режиму кипіння;

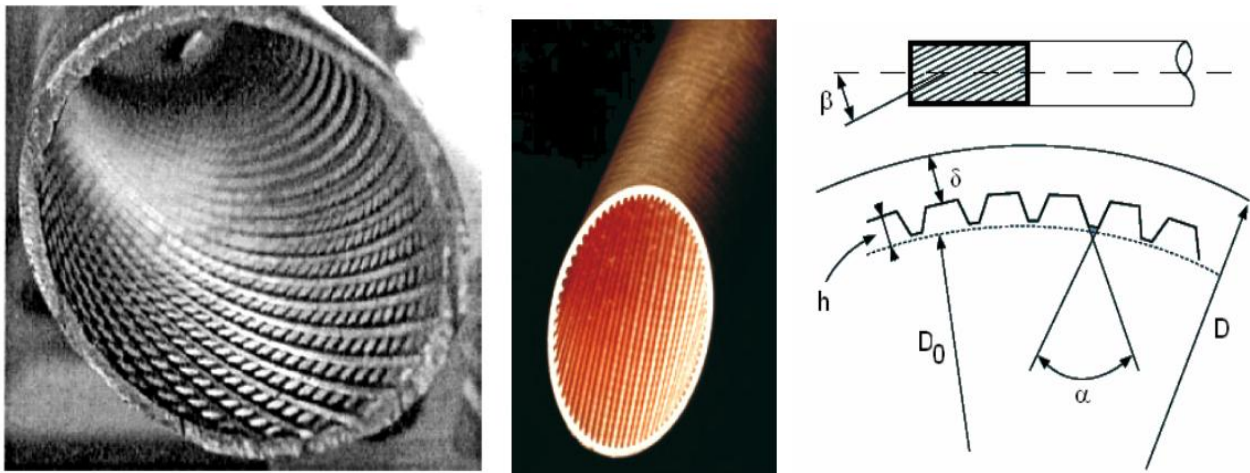


Рисунок 1.12 – Труба з мікрошорсткістю

- структурована течія. Суцільні спіральні виступи сприяють перебудові потоку, вирівнюючи профіль швидкості і відкидаючи крапельки рідини до поверхні, постійно зволожуючи її, це основний фактор забезпечення високої тепловіддачі за низьких масових швидкостей;

- тепловіддача за бульбашкового кипіння. Нанесення мікрошорсткості збільшує кількість центрів пароутворення. Бульбашки, що утворюються на поверхні виїмки, захищені від впливу потоку. Бульбашкове кипіння відбувається на всій зволоженій інтенсифікованій поверхні;

- ефекти закрутки. Закрутка, передана кільцевій плівці рідини, спіральною мікрошорсткістю (мікрорребрами) уповільнює початок осушення поверхні (кризи кипіння) до більш високих значень масового паровмісту. Закрутка парової фази за краплинного і кільцевого режимів течії з частковим осушенням поверхні збільшує тепловіддачу пари до сухої стінки. Закрутка потоку відкидає крапельки рідини на стінку труби;

- зменшення товщини плівки. Опуклі контури вершин мікрошорсткості (мікрорребер) забезпечують зменшення товщини плівки рідини, що випаровується на інтенсифікованій поверхні труби, значно збільшуючи коефіцієнти тепловіддачі.

Бульбашкове кипіння на гладких поверхнях слабо залежить від можливих нерівностей на поверхні. Технологічні нерівності на таких поверхнях можуть збільшити тепловіддачу до 30 %, але з часом через забруднення поверхні цей ефект може зникнути. На шорстких поверхнях інтенсивність тепловіддачі під

час бульбашкового кипіння різко зростає і її рівень залежить від типу і розмірів шорсткості. Сьогодні існують численні конфігурації шорстких і розвинених поверхонь для інтенсифікації тепловіддачі.

Одним з перших промислових зразків інтенсифікованої поверхні для кипіння є низькоробриста труба з безперервними спіральними виступами на зовнішній стороні. Ці труби використовуються і донині.

Іншою проривною технологією інтенсифікації тепловіддачі під час кипіння стало використання пористих металевих покриттів на поверхні труб, що дозволяє збільшити коефіцієнти тепловіддачі до 15 разів. В останні роки дослідження зосередилися на деформованих низькоробрих трубах, на безперервних спіральних виступах, на які механічно нанесено насічки і прорізи.

До структурованих поверхонь відносяться:

- отримані механічною обробкою жолобчасті поверхні;
- формовані поверхні або низькоробристі поверхні;
- мультишарові поверхні, складені з штампованих або перфорованих покриттів і тонкодотові навивки або дотові сітки;
- незмочувані покриття і абразивні поверхні або штучна поверхнева пористість.

Спеціальною обробкою поверхні (механічна обробка, формування або нанесення покриттів) можна створити відкриті порожнини (напівзакриті виїмки), які «захоплюють» бульбашки пари на поверхні і сприяють подальшому пароутворенню в рідинах з малими силами поверхневого натягу.

Приклади таких поверхонь показано на рис. 1.13.

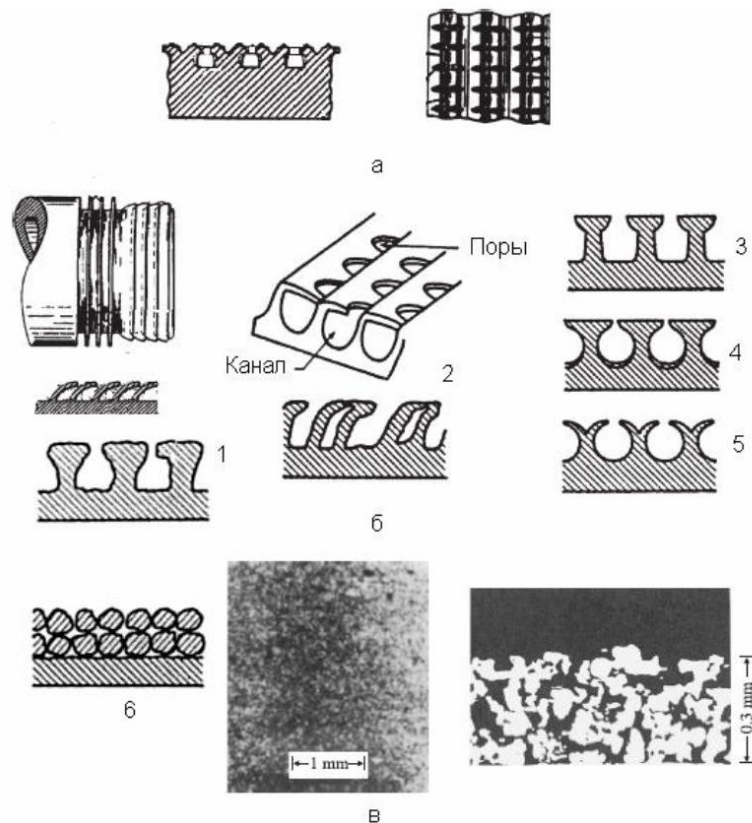


Рисунок 1.13 – Приклади конфігурацій структурованих поверхонь

Інтенсифіковані поверхні для бульбашкового кипіння мають ряд переваг. Наприклад, інтенсифікація тепловіддачі на низькоробрих трубах порівняно з гладкою трубою досягає 2–4 рази, а на трубах з пористим покриттям або деформованими ребрами малої висоти – в 10 і більше разів. Випаровування відбувається як на зовнішній інтенсифікованій поверхні, так і в порах або напівзакритих каналах.

Є чотири можливих шляхи відведення теплоти від описаних інтенсифікованих поверхонь нагріву (рис. 1.14):

1) у вигляді прихованої теплоти пароутворення в парових бульбашках, сформованих в межах напівзакритих каналів пористих покриттів або деформованих виступів;

2) у вигляді прихованої теплоти пароутворення в парових бульбашках, які витісняються з пор і напівзакритих каналів та «ростуть» на зовнішній стороні покриттів і виступів;

3) у вигляді ентальпії рідини, що проходить крізь пори і напівзакриті канали;

4) у вигляді ентальпії рідини, що нагрівається на зовнішній поверхні виступів і пористих покриттів.

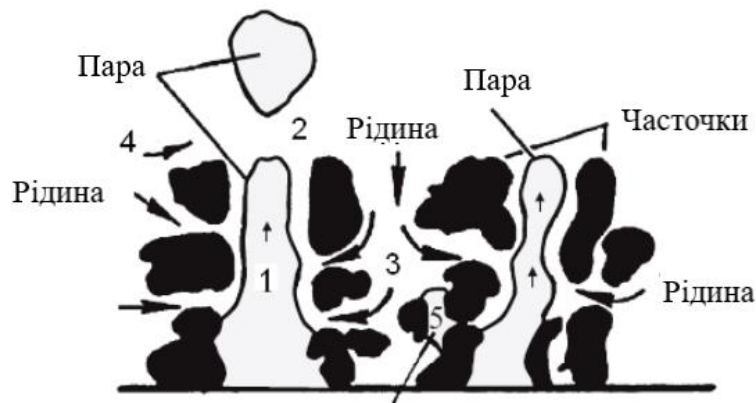


Рисунок 1.14 – Механізми відведення теплоти під час кипіння на пористій поверхні

- 1 – плівкове пароутворення в порах; 2 – зовнішнє бульбашкове пароутворення;
 3 – конвекція рідини в порах; 4 – зовнішня конвекція рідини;
 5 – пароутворення в капілярах

Істотному збільшенню теплових характеристик інтенсифікованих поверхонь сприяють такі фактори:

- бульбашковий перегрів. Інтенсифіковані поверхні мають велику кількість центрів пароутворення (крім низькоробрих труб) і, отже, кипіння починається за дуже низьких перегрівів стінки порівняно з гладкими трубами;

- збільшення змоченої поверхні. Низькоробристі труби мають поверхню теплообміну в 2-3,5 раза більшу, ніж поверхня гладких труб того самого діаметра, для деформовано-ребрених труб і труб з пористими покриттями підвищення площі поверхонь теплообміну становить від 4 до 10 разів;

- тонкоплівкове пароутворення. Напівзакриті канали та пристінні пори сприяють формуванню тонких плівок рідини, що виходять з поверхні в відкритих порах або через перфорацію;

- капілярне пароутворення. У дрібних порах покриттів рідина за рахунок капілярних сил розривається на меніски і випаровується за рахунок підведення теплоти теплопровідністю;

- внутрішня конвекція. Рідина надходить всередину пор пористих покриттів і напівзакритих каналів деформовано-оребраних поверхонь крізь вузькі прохідні канали за рахунок капілярних сил і за рахунок заповнення звільненого простору під час виходу парових бульбашок. Малі гідравлічні діаметри і вхідні ефекти призводять до значних коефіцієнтів тепловіддачі за ламінарного руху рідини в порах і напівзакритих каналах;

- зовнішня конвекція. Велика кількість активних центрів пароутворення стимулює зовнішні конвекційні механізми.

Ефективність перерахованих факторів залежить від типу геометрії інтенсифікованої поверхні і її визначальних розмірів. В останні роки посилюється інтерес до мікро- і нанопокриттів. Серед них можна виділити мікро- і нанопористі покриття (рис. 1.15) і покриття зі стовпчастою структурою різної форми і з різних матеріалів (рис. 1.16 і 1.17) .

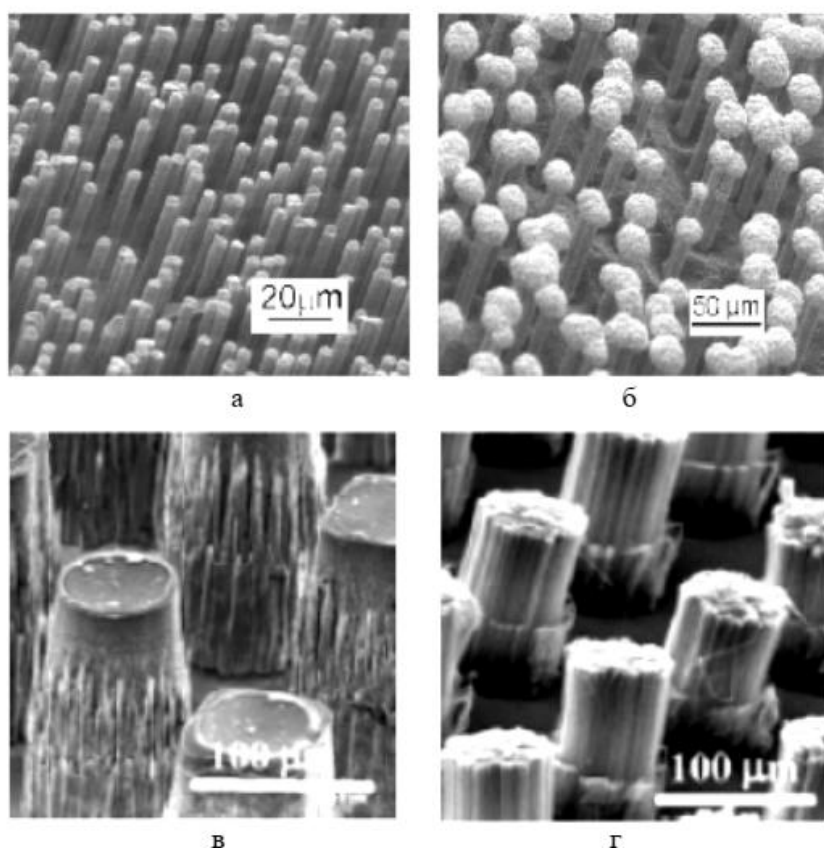


Рисунок 1.15 – Щіткові мікропористі структури
а), б) – мідні мікроребра; в) силіконові мікроребра;
г) карбонові нанотрубки

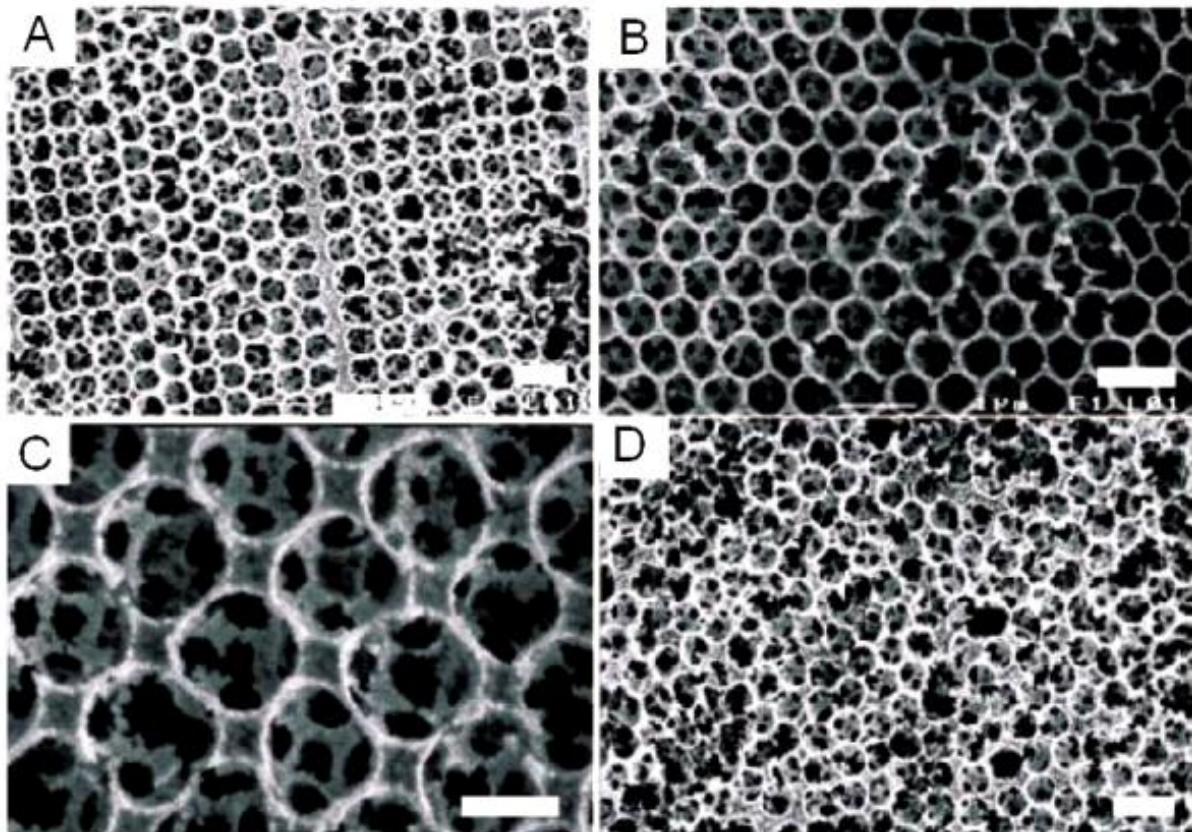


Рисунок 1.16 – Мікрофотографії нанопористих двошарових покриттів різної структури: А, В, D – масштаб 1 мікрометр; С – масштаб 500 нанометрів

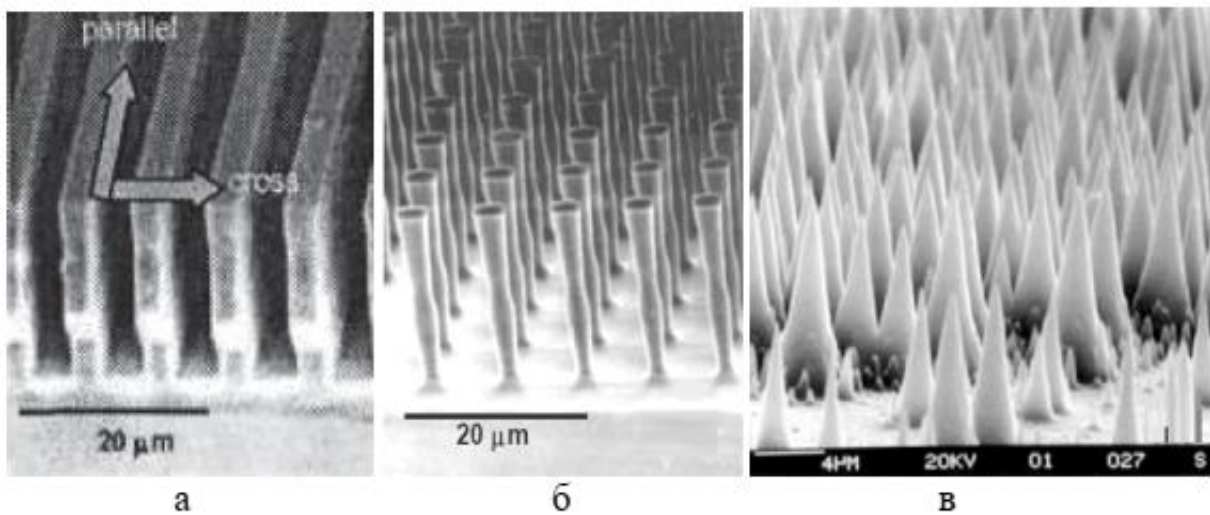


Рисунок 1.17 – Різні рельєфи наноповірностей:
а – мікролінійчастий; б – мікростовпчастий; в – наностовпчастий

Основне застосування цих покриттів – інтенсифікація тепловіддачі під час кипіння на поверхнях у великому об'ємі (рис. 1.18).



Рисунок 1.18 – Кипіння на мідній пластині за $q = \text{const}$ з нанопокриттям (добре видно інтенсивне пароутворення) і гладкій поверхні (кипіння немає), та фото нанопокриття

Інтенсифікація тепловіддачі під час конденсації пари на структурованих поверхнях забезпечується за рахунок організації крапельної конденсації на них. Основна мета під час інтенсифікації тепловіддачі в процесі конденсації пари – запобігти зволоженню поверхні і утворенню плівки конденсату, зруйнувати її на окремі краплі. Процес крапельної конденсації, показаний на рис. 1.19, покращує відведення рідини з поверхні і сприяє доступу пари до охолодженої поверхні тепловіддачі.

Цей метод інтенсифікації конденсації пари дозволяє збільшити коефіцієнти тепловіддачі в 10–100 разів порівняно з плівковою конденсацією.

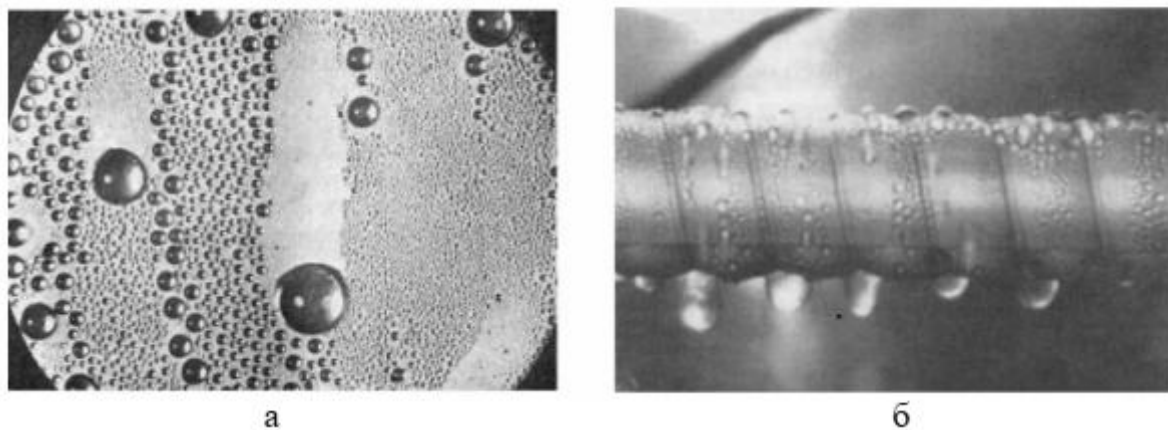


Рисунок 1.19 – Приклад крапельної конденсації пари:
а – на плоскій поверхні; б – на горизонтальній трубі зі спіральною накаткою

Для інтенсифікації плівкової конденсації перспективним є також напрямок дискретного наплення на поверхню труби часток металу малого діаметра (рис. 1.20). Суть методу – організація плівкової конденсації на поверхні з покриттям і зменшення товщини плівки рідини на поверхні труби без покриття. Наприклад, для шестиметрової вертикальної труби з дискретним покриттям у вигляді частинок діаметром 0,5 мм, що займає більше 50 % поверхні труби, ко-

ефіцієнт тепловіддачі збільшився в процесі конденсації в 17 разів, порівняно з плівковою конденсацією на подібній гладкій трубі.

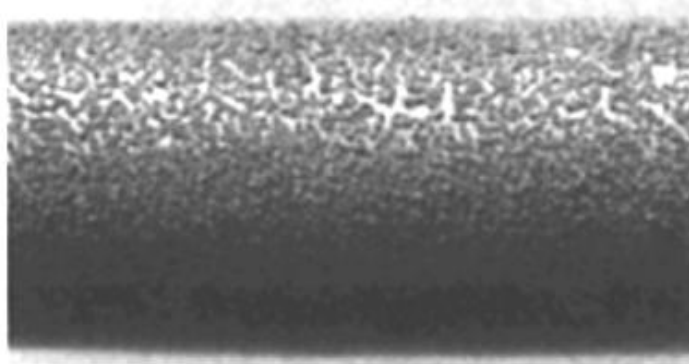


Рисунок 1.20 – Напилення частинок на трубу для плівкової конденсації

Тепловіддачу в каналах з елементами інтенсифікації типу k можна розрахувати так

$$\alpha = 0,158 \cdot \rho \cdot c_p \left(\frac{\tau}{\rho} \right)^{3/7} \left(\frac{v}{d} \right)^{1/7} \text{Pr}^{-0,66}, \quad (1.26)$$

де $\tau = \rho \cdot \omega_{\text{cp}}^2 \frac{\xi_{\text{ш}}}{8}$;

$\xi_{\text{ш}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору шорсткого каналу.

Закручений рух однофазного потоку в трубі за умови, що $10^4 < \text{Re} < 10^6$

$$\alpha = 0,4 \cdot \rho \cdot c_p \cdot \text{Re}^{0,1} \left(\frac{\varepsilon \cdot v}{\rho} \right)^{0,25} \text{Pr}^{-0,66}, \quad (1.27)$$

де $\varepsilon = \frac{\Delta P \cdot \omega_{\text{cp}}}{H \cdot \cos \theta}$;

$$\text{Re} = \frac{d \cdot \omega_{\text{cp}}}{v \cdot \cos \theta};$$

H – висота шорсткості;

d – гідравлічний діаметр труби;

θ – кут закручування потоку.

1.3 Тепловіддача від оребрених труб

Оребрення використовують для того, щоб збільшити тепловіддачу з боку меншого значення коефіцієнта тепловіддачі, а отже, зменшити габарити теплообмінника. Ребра бувають різної форми і різного способу виконання: литі, виті, зварні. Оребрюють, як правило, зовнішню поверхню труб, хоча можна оребрити і внутрішню. Можна встановлювати ребра на зовнішній поверхні плоских

стінок, наприклад опалювальних радіаторів. В ребрі теплота передається від основи ребра всередину.

Оребрення найбільш ефективно за суттєвої різниці коефіцієнтів тепловіддачі теплоносіїв по різні боки роздільної стінки (в 10 і більше разів). Найчастіше відмінність в коефіцієнтах тепловіддачі пов'язана зі значною відмінністю теплофізичних властивостей теплоносіїв. Збільшення поверхні за рахунок оребрення особливо ефективно до тих пір, поки добуток коефіцієнта тепловіддачі і поверхні теплообміну по обидва боки стінки не стануть однаковими, подальше збільшення поверхні вже неефективне. Тому відношення площ оребреної і гладкої стінки має дорівнювати оберненому відношенню коефіцієнтів тепловіддачі.

$$\frac{F_{\text{ор}}}{F_{\text{гл}}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}}{\alpha_{\text{гл}}}. \quad (1.28)$$

Однак, ефективність ребра знижується зі збільшенням його поверхні, тому користуються таким орієнтовним правилом: поверхня ребер має становити приблизно половину від величини, визначеної за формулою (1.28).

Теплообмінники типу рідина–рідина переважно виконуються за кожухотрубною схемою. Коефіцієнти тепловіддачі в них відрізняються не більше ніж в 2–3 рази, тому немає гострої необхідності у використанні оребрення.

Однак часто ребра і в цьому випадку допомагають підвищити ефективність апарата.

Для теплообмінників типу газ–газ як основних конструктивних схем вибираються кожухотрубні апарати з пучками гладких або оребрених всередині і зовні труб, а також компактні теплообмінники. Коефіцієнти тепловіддачі теплоносіїв в цьому випадку відрізняються не більше, ніж в 3–4 рази, але абсолютні значення їх зазвичай в 10–100 разів менше, ніж для рідин. Тому, для передачі однієї і тієї самої кількості теплоти для газоподібних теплоносіїв потрібна значно більша поверхня теплообміну, ніж для рідин.

Доцільність використання оребрення для них, порівняно з теплообмінниками типу рідина–рідина, підвищується, проте ребра і в цьому випадку не обов'язкові. Застосування оребрення в ТА типу газ–газ необхідно підтвердити техніко-економічними розрахунками ефективності теплообмінника.

Теплообмінники типу рідина–газ характеризуються значно меншим коефіцієнтом тепловіддачі з боку газу порівняно з рідиною, тому використання оребрення в цьому типі апаратів досить ефективно. Наприклад, в теплообміннику вода–повітря з боку води легко досягти коефіцієнтів тепловіддачі в межах $2500\text{--}5000 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$, а з боку повітря інтенсивність тепловіддачі в межах $50\text{--}100 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$, тому для ефективного процесу теплопередачі необхідно з боку повітря збільшити поверхню теплообміну в 10–30 разів і більше.

Конструктивно ці теплообмінники доцільно виконувати за кожухотрубною

схемою з пучками оребрених труб або за принципом компактних апаратів.

Приклади теплообмінників типу рідина–газ в техніці: конденсатори парових турбін, автомобільні радіатори, агрегати холодильних установок і установок для кондиціонування повітря тощо.

Пластинчасто-ребристі і трубчасто-ребристі компактні теплообмінники, що мають значну щільність ребер, широко використовуються в системах охолодження автомобілів, системах регенерації теплоти відхідних газів, системах кондиціонування і холодильної техніки, криогенних установках і багатьох інших технічних системах рекуперації теплоти.

Нині у світовій практиці застосовуються ребристі теплообмінники з ребрами найрізноманітнішої конфігурації, виготовленими за різною технологією. Використовуються поздовжні і поперечні ребра, гвинтові одно- і багатозахідні, шипоподібні, постійної товщини і змінного перерізу, високі і низькі. Ребра можуть виготовлятися як єдине ціле зі стінкою труби шляхом лиття, механічної обробки, висадки (накатки) на трубообтискних верстатах.

Можливим є і роздільне виготовлення труби і ребер та подальше кріплення ребер до труби на основі різних технологій. Ребра можуть навиватися на трубу у вигляді стрічки, поставленої на ребро, а потім кріпитися до труби зварюванням або паянням.

Поперечні ребра можуть напресовуватися на трубу або одягатися на неї з зазором за умови подальшого кріплення паянням або зварюванням, можливим є і гідравлічне підтискання труби зсередини аж до деякої залишкової деформації (збільшення діаметра), яка забезпечить якісний контакт між трубою і основою ребра. Основа ребер може завальцьовуватися в стінку труби. Поздовжні ребра зручно кріпити роликівим або точковим зварюванням. Перевага роздільного виготовлення ребер і труби полягає в тому, що ребра можуть бути зроблені з високо-теплопровідного матеріалу: міді, алюмінію, а труби – з більш дешевого і міцного металу, наприклад, сталі.

Однак є й істотний недолік роздільної технології – проблема усунення контактного термічного опору в місці стику поверхні труби і основи ребра. Контактний опір знижує ефект застосування оребреної поверхні.

Кількість ребер на одиницю довжини труби визначається можливостями виробництва, прагненням досягнення мінімальних габаритів апарата і впливом кількості, форми і розмірів ребер на гідродинаміку та теплообмін потоку біля оребреної поверхні. Відомо, що наявність ребер на поверхні може майже не впливати на величину коефіцієнта тепловіддачі, властивого гладкій поверхні, а може збільшити або зменшити інтенсивність тепловіддачі через зміну умов течії близько оребреної стінки порівняно з гладкою.

У зарубіжній практиці широко застосовуються труби з 6–15 високими ребрами на довжині 0,0254 м (рис. 1.21).

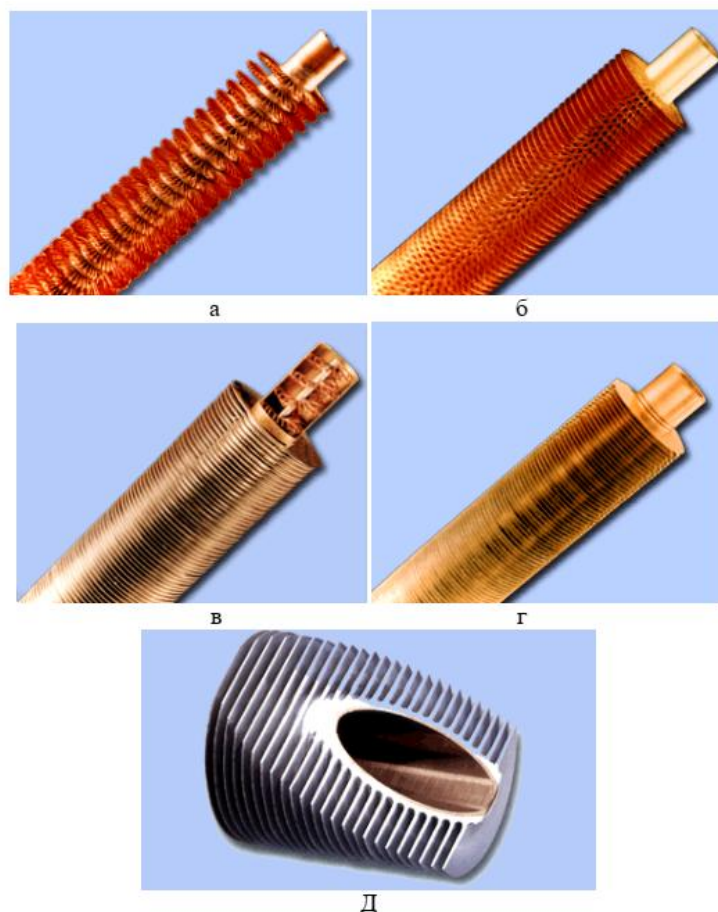


Рисунок 1.21 – Труби з високим оребренням
 а – з припаяним дротовим; б – з припаяним гофрованим;
 в – з щільно посаженими ребрами типу «L»
 г – з щільно посаженими ребрами типу «G»

д) труби з алюмінієвими екструдованими високими ребрами

Труби з низькими ребрами (висота ребра менше 0,0032 м) випускаються з 630–748 ребрами на 1 погонний метр. Зовнішня поверхня одного погонного метра труби з 748 ребрами в 2,5 раза більша, ніж аналогічна поверхня гладкої труби однакового зовнішнього діаметра.

Труби з низькими ребрами (висотою 0,0016 м) виготовляються накатуванням дисками з труб-заготовок, водночас зовнішній діаметр ребер всього на 0,000025 м менший від зовнішнього діаметра заготовки, деформація якої відбувається за рахунок зміни внутрішнього діаметра (зменшується на 0,0018 м). Отже, низькооробрені труби є взаємозамінними з гладкими трубами в кожухотрубних теплообмінниках і не потребують зміни конструкції та технології складання апарата. Зокрема, кріплення (розвальцювання) низькоробристих труб в трубних решітках можна здійснювати за технологією для гладких труб, якщо краї оребрених труб залишати гладкими. Стінка труби під ребрами приблизно на 0,0007 м менша, ніж у неоробреної труби.

Труби з поздовжніми ребрами особливо широко використовуються в теплообмінниках типу «труба в трубі», в яких оребрюється внутрішня труба.

Кількість ребер не суттєво впливає на вартість труби, однак суттєво позна-

частєся на величині гідравлічного опору. Очевидно, чим більше ребер на трубі, тим вищий опір в потоці, що омиває ребра.

Під час оцінювання ефективності теплообмінника необхідно враховувати велику вартість оребрених труб (в разі їх застосування) порівняно з гладкими.

Виробництво оребрених труб шляхом напресування ребер на гладкі труби обходиться порівняно дешево, кріплення ребер зварюванням, і особливо паянням – дорожче.

Відомо, що чим вищий коефіцієнт ефективності ребра, тим більшу кількість теплоти можна передати оребреною поверхнею. Але необхідно відшукувати оптимальний коефіцієнт ефективності ребра, критерієм вибору якого є максимальна теплова ефективність оребреної поверхні і всього теплообмінника загалом.

Використовуючи ребра, що звужуються по висоті, можна знизити масу ребер і зменшити гідравлічний опір в потоці між ребрами за рахунок збільшення прохідних перерізів близько вершин ребер. Однак вартість виготовлення ребер змінного перерізу значно вища порівняно з ребрами постійної товщини. Тому ребра змінного профілю використовуються тільки в разі виготовлення їх разом з трубами – відливанням, прокатуванням, механічною обробкою. Останній спосіб виготовлення оребрених труб найбільш трудомісткий.

Погонний метр труби з низькими ребрами дорожче аналогічної гладкої труби всього в 1,25–1,5 рази залежно від матеріалу.

Сучасна технологія дозволяє виробляти мідні труби з 1000 і більше ребрами на 1 погонний метр, проте їх масове виготовлення буде значно дорожче труб з 748 ребрами.

Спочатку вважалося, що низькі ребра можуть забиватися різними відкладеннями з теплоносія і втрачати здатність до інтенсифікації перенесення теплоти. Експлуатаційна перевірка показала повну роботоздатність труб з низьким оребренням.

Принципові особливості течії виникають за поздовжнього обтікання труби з поперечними ребрами. У порожнинах між ребрами утворюється досить інтенсивна циркуляція рідини у вигляді тороїдальних вихорів. У випадку високих і часто розташованих ребер в міжреберній порожнині виникають два тороїдальних вихори по висоті порожнини. Напрямок обертання зовнішнього вихору, як і єдиного вихору за відносно низьких ребер, збігається з напрямком руху основного потоку.

Циркуляція рідини між ребрами сприяє досить інтенсивній тепловіддачі, однак часто залежно від висоти і частоти розташування ребер середні коефіцієнти тепловіддачі на оребреній поверхні нижчі, ніж на гладкій трубі. Гідравлічний опір потоку близько оребреної труби зазвичай значно вищий, ніж у гладкої.

За поперечного обтікання пучка труб з низькими поперечними ребрами коефіцієнт тепловіддачі приблизно на 10 % менший порівняно з гладкотрубним пучком за однакових витрат теплоносіїв.

У випадку зовнішнього поздовжнього обтікання пучка труб з ребрами, паралельними осі труби, існує проблема забезпечення інтенсивної тепловіддачі на

поверхні ребер. Якщо відстань між вершинами ребер сусідніх труб більше, ніж відстань між сусідніми ребрами труби, то основна частина міжтрубного потоку протікає за межами вершин ребер. Внаслідок цього потік в міжреберному просторі слабо перемішується, теплообмін погіршується, крім того, рідина в міжреберному просторі має температуру, ближчу до температури ребер, ніж рідина в основному потоці, це знижує фактичний температурний напір і також погіршує тепловіддачу. Для запобігання обходу основним міжтрубним потоком міжреберних каналів використовуються поздовжні вставки, які заповнюють міжтрубний простір за межами ребер. Аналогічну роль виконують стержні, змонтовані всередині труби, за використання труб з внутрішніми поздовжніми ребрами.

Поперечні або спіральні (з малим кроком спіралі) високі ребра особливо ефективні у разі трубних пучків, які омиваються поперечно. Ребра збільшують поверхню теплообміну в 5–10 і більше разів, втрати тиску в цьому випадку збільшуються тільки в 2–3 рази, середній коефіцієнт тепловіддачі може зменшуватися приблизно в 2 рази, отже, доцільність використання такого ребрення очевидна.

За малих коефіцієнтів тепловіддачі з боку високих ребер теплопровідність сталі достатня для забезпечення необхідного коефіцієнта ефективності ребра у випадку його оптимальної товщини. Для відносно великих коефіцієнтів тепловіддачі з боку ребрення і високих ребер товщина сталевих ребер стає занадто великою. У подібних випадках доцільно використовувати мідні або алюмінієві ребра. Наприклад, поперечні і поздовжні сталеві ребра висотою 0,012 м і товщиною 0,00089 м вигідно застосовувати за коефіцієнтів тепловіддачі, менших $280 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$.

Теплопровідні тонкі і високі мідні або алюмінієві ребра досить ефективні за тисків, близьких до атмосферного в більш широкому діапазоні коефіцієнтів тепловіддачі в теплообмінниках, якщо один з теплоносіїв газоподібний.

Труби з високими ребрами широко використовуються в різних теплообмінниках з повітряним охолодженням: економайзерах енергетичних парогенераторів, повітряних кондиціонерах, в регенераторах ГТУ, газоохолоджувальних ядерних реакторах, конденсаторах і холодильниках хімічної промисловості, водоохолодниках ТЕС, радіаторах центрального опалення тощо.

Інтерес до використання високих ребер останнім часом зріс, тому що сучасні техніко-економічні розрахунки показали, що навіть на підприємствах, розташованих близько досить багатих природних джерел води (річок, озер тощо), повітряна система охолодження води та інших речовин в теплосилових і технологічних установках часто виявляється дешевшою і простішою в експлуатації, ніж водяна або комбінована.

1.3.1 Обтікання пучка труб з поперечними ребрами

Під час обтікання пучків труб з поперечними ребрами критеріальні рівняння матимуть вигляд

Для $3000 < Re < 25000$ і $3 < d_3/t < 4,8$.

Для шахових пучків

$$\bar{Nu} = 0,25 \cdot \left(\frac{d_3}{t}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{t}\right)^{-0,14} \cdot Re^{0,65} Pr^{0,4}, \quad (1.29)$$

Для коридорних пучків

$$\bar{Nu} = 0,116 \cdot \left(\frac{d_3}{t}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{t}\right)^{-0,14} \cdot Re^{0,72} Pr^{0,4}, \quad (1.30)$$

де d_3 – зовнішній діаметр труби без ребер, м;

t – крок ребер;

D – зовнішній діаметр оребрення;

$h = \frac{D - d_3}{2}$ – висота ребра.

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{\alpha} \cdot t}{\lambda}; \quad Re = \frac{\bar{\omega} \cdot t}{\nu}; \quad \bar{\alpha} = \frac{\bar{q}_c}{\Delta t};$$

де $\bar{\omega}$ – середня швидкість газу у вузькому перерізі f пучка.

Переріз пучка

$$f = \left[1 - \frac{d}{s_1} \cdot \left(1 + 2 \frac{h}{b} \cdot \frac{\delta}{d} \right) \right] \cdot f_r, \quad (1.31)$$

де f_r – переріз вільного газоходу, тобто без пучка;

s_1 – поперечний крок труб в пучку;

δ – середня товщина ребра.

Визначальна температура – середня температура теплоносія на вході і виході з пучка: $\bar{t} = 0,5(t_1'' + t_1')$; визначальний розмір – крок ребер t .

З формул (1.5) і (1.6) визначають α і за ним визначають **приведений коефіцієнт тепловіддачі**

$$\alpha_{np} = 0,75 \cdot \alpha - 1,25. \quad (1.32)$$

Його підставляють у формулу для коефіцієнта теплопередачі оребреної стінки. Приведений коефіцієнт тепловіддачі є функцією від таких величин: $\alpha_{np} = f(\alpha_p, \alpha_c, E, \beta)$.

Під час розрахунку теплопередачі через оребрену стінку α_2 вибирається на 15 % меншим від розрахованого за формулою.

Для ламінарного режиму ($Re < 2 \cdot 10^3$) можна користуватися формулою

$$\alpha = 0,62 \cdot \rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta P \cdot v}{\pi^2 \cdot \rho \cdot d} \right)^{1/3} \text{Pr}^{-0,66}. \quad (1.33)$$

Для турбулентного режиму

$$\alpha = 0,37 \cdot \rho \cdot c_p \cdot \text{Re}^{-m} \left(\frac{\bar{\varepsilon} \cdot v}{\rho} \right)^{0,25} \text{Pr}^{-0,66}, \quad (1.34)$$

де $\text{Re} = \frac{\bar{\omega}_m \cdot d}{v}$;

$m = 0,066$ для шахових пучків;

$m = 0,08$ для коридорних пучків;

$\bar{\varepsilon} = \frac{\Delta P \cdot S_m \cdot \bar{\omega}_m}{V}$ – дисипація енергії в об'ємі пучка;

S_m – площа вузького перерізу пучка;

V – об'єм рідини в пучці труб.

Визначальна температура – середня в пучку, визначальний розмір – зовнішній діаметр труби.

1.4 Створення закрученого руху потоку

1.4.1 Скручені стрічки в трубах

Цей метод відрізняється високою технологічністю. Як правило, для закручення потоку використовуються накатки, стрічкові або шнекові вставки (рис. 1.22).

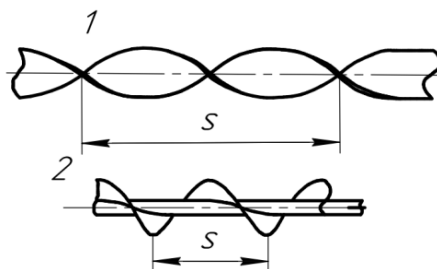


Рисунок 1.22 – Вставки в труби для закручування потоку
1 – стрічкові; 2 – шнекові

Можлива комбінована інтенсифікація теплообміну: вставка скрученої стрічки в трубу з накаткою, до недоліків такої комбінації потрібно віднести занадто високе випереджаюче зростання гідравлічного опору каналу порівняно зі зростанням теплообміну.

До недоліків методу закручування всього потоку порівняно із застосуванням дискретних, поверхнево розташованих турбулізаторів потоку, відноситься те, що турбулізації піддається повністю весь потік, в той час як за використання турбулізаторів – тільки пристінний шар, що забезпечує більш вигідне співвідношення зростання теплообміну порівняно зі зростанням гідравлічного опору.

Основна перевага закручування потоку скрученої стрічки порівняно зі шнеком полягає в тому, що стрічка не перегороджує трубу повністю, як шнек, тому вона закручує весь потік: від осі до стінки. Крім того, вставки типу шнек потребують набагато більшої кількості металу і мають підвищену небезпеку занесення і забруднення.

З погляду теорії граничного інтенсифікованого теплообміну перевага скрученої стрічки порівняно зі шнеком полягає в тому, що вставка шнека перетворює круглу трубу в кільцевий канал, в якому гранична інтенсифікація нижча, ніж в прямих круглих трубах.

Ідея зі вставками не нова. Приклади патентів на турбулізуючі вставки в трубах були відомі ще в кінці XIX століття (рис. 1.23 – 1.25).

Стрічки застосовувалися як з нерегульованим, так і з регульованим кроком закручування.

Сама ідея полягала в установленні в жарові труби котлів металеві стрічки з листової сталі з натягом, шириною, що дорівнює діаметру труби, скрученої в спіраль заданого кроку. По довжині жарової труби рекомендувалося виконувати два–три повороти стрічки. Ефект цього розташування стрічки, яку називали ретардером (сповільнювач), полягає в розбитті потоку газу і забезпеченні його контакту з усіма частинами внутрішньої поверхні труби. У той самий час сам сповільнювач сильно нагрівався і сприяв перенесенню теплоти крізь трубу до води.

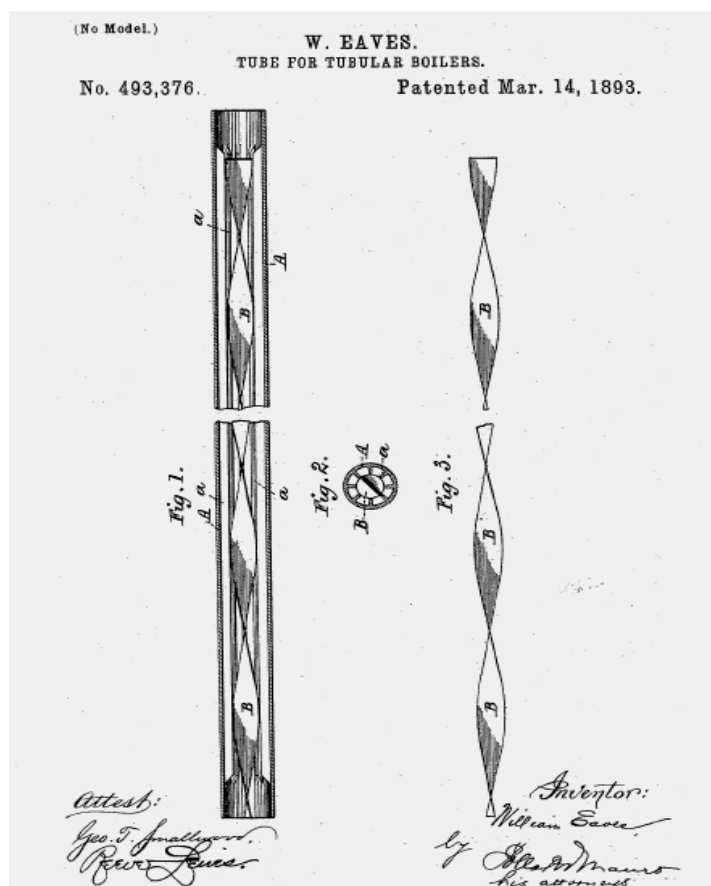


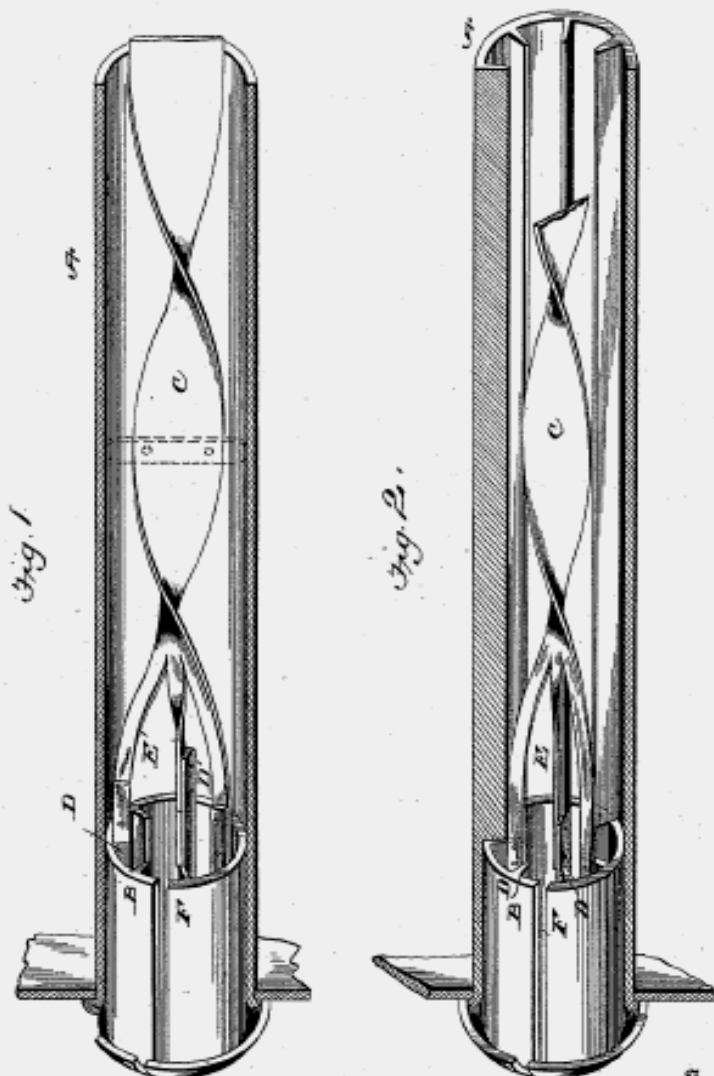
Рисунок 1.23 – Патент У. Івса на «трубу Серве» з внутрішнім оребренням і вставкою у вигляді скрученої стрічки (ретардера), 1893 р.

(No Model.)

C. W. WHITNEY.
BOILER TUBE ATTACHMENT.

No. 525,932.

Patented Sept. 11, 1894.



Witnesses
John Amine
W. E. Claudaniel.

Inventor
Charles W. Whitney
By *J. W. Robertson*
Attorney

Рисунок 1.24 – Патент У. Уїтні на трубу з внутрішнім орєбренням і вставкою у вигляді скрученої стрічки (ретардера), 1894 р.

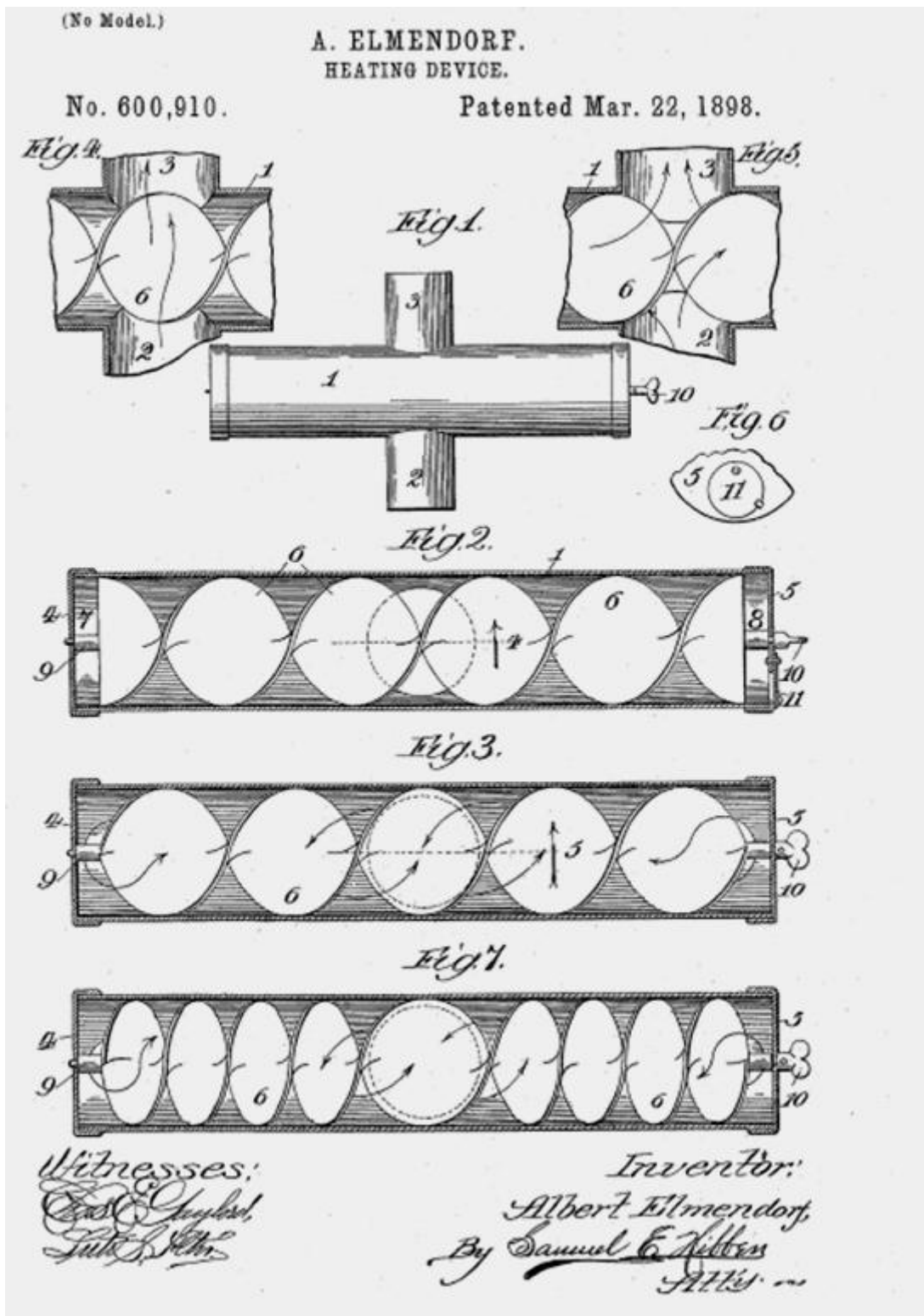


Рисунок 1.25 – Патент А. Ельмендорфа на теплообмінник для димових газів із закрученою стрічкою з регульованим кроком закручування, 1898 р.

Теплообмін для таких випадків досліджений досить добре. В таблиці 1.1 зведено основні розрахункові формули для визначення коефіцієнта тепловіддачі за різного типу інтенсифікаторів в трубах.

Таблиця 1.1 – Результати досліджень інтенсифікації теплообміну в трубах

Спосіб інтенсифікації	Відносна довжина каналу	Діапазон чисел Re	Середовище	Розрахункове рівняння
1	2	3	4	5
Спіральний закручував з дроту $0,35 < D/S < 1,76$	$3,53D$	$1,7 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 0,3Re^{0,6} Pr^{0,43} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,135}$ D – діаметр кривизни осьової лінії каналу, утворений стінками труби і стрічковою вставкою; d – внутрішній діаметр труби
Стрічковий закручувач $0,13 < D/S < 1,31$	$35,3D$	$1,7 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 1,84Re^{0,44} Pr^{0,43} \left(\frac{D}{S} \right)^{0,33}$
Стрічковий закручувач $0 < D/S < 0,25$	$56,7D$	$10^4 - 4 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 0,021Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{ст}}{Pr_p} \right)^{0,25} \cdot K;$ $K = 1 + 1,13 \cdot 10^{-5} \left[\frac{D}{S \cdot Re^{1,2}} \right]$
Стрічковий закручувач $2,5 < D/S < 11$	$20D$	$160 - 5000$	Повітря	$Nu = 0,3Re^{0,6} Pr^{0,43} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,125}$

Продовження таблиці 1.1				
1	2	3	4	5
Стрічковий закручувач $3,16 < D/S < 9,5$	20D	$6 \cdot 10^3 - 10^5$	Повітря, Вода	$Nu = \frac{Re Pr}{\frac{D}{D_3} + \frac{1400 \cdot D}{\xi Re \cdot S} Pr^{0,731}} \left\{ \frac{50,9 \cdot \left(\frac{D}{S}\right)}{Re \sqrt{\xi}} + \right.$ $\left. + 0,023 \frac{D}{D_3} Re^{-0,2} Pr^{\frac{2}{3}} \left[1 + \frac{0,0219}{\left(\frac{S}{D}\right)^2 \xi} \right]^{0,5} \right\}$
Шнековий закручувач ($\varphi = 45 \div 75^\circ$), $\varphi^* = \varphi/15$ $S = 27,6 \div 102$	60D	$10^3 - 6 \cdot 10^4$	Вода	$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_{cr}}{Pr_p} \right)^{0,25} \cdot (1 + 0,092 \varphi^{*1,73})$
Стрічковий закручувач $3,16 < D/S < 9,5$	19D	120 – 5500	Повітря	$Nu = 0,3 Re^{0,6} Pr^{0,43} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,135}$
Стрічковий закручувач $0 < D/S < 8,24$	60D	$5 \cdot 10^3 - 10^5$	Повітря	$Nu = Re Pr \sqrt{\frac{\xi}{2}} \left\{ \lambda \left[5 Pr + d \ln \left(\frac{30d + 1/Pr}{5d + 1/Pr} \right) + d \ln \left(\frac{Re \sqrt{\xi}}{60 \sqrt{2}} \right) \right] \right\}$

Для зіставлення теплової ефективності різних конструкцій інтенсифікаторів на підставі експериментальних даних для різних середніх температур потоку і в різних діапазонах чисел Рейнольдса і Прандтля використовують співвідношення

$$\left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) = f(Re), \quad (1.35)$$

де індекс «0» означає гладку поверхню теплообміну.

Залежність (1.35) описує збільшення коефіцієнта тепловіддачі в трубі з інтенсифікатором порівняно з гладкою трубою.

На рис. 1.26 показано результати обробки даних з таблиці 1.1 у вигляді залежностей Nu/Nu_0 , причому значення чисел Нуссельта приведено до чисел Рейнольдса в гладкій трубі.

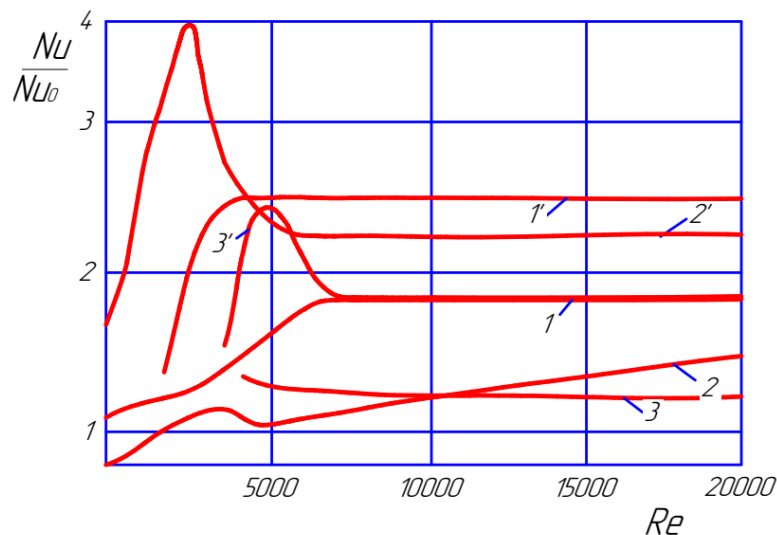


Рисунок 1.26 – Зіставлення даних з тепловіддачі в трубах з інтенсифікаторами

- 1, 1' – шнековий закручувач;
- 2, 2' – поперечна накатка;
- 3, 3' – стрічковий закручувач

Аналізуючи рис. 1.26 можна прийти до висновку, що з погляду теплових ефектів найбільш перспективними методи інтенсифікації конвективного теплообміну є у в'язких середовищах. Як видно з рис. 1.26, найбільші ефекти збільшення тепловіддачі виникають в діапазоні чисел Re до 3000, тобто в ламінарній області течії і в області слаборозвиненої турбулентності.

Порівняння ефективності різних методів інтенсифікації теплообміну, показано на рис. 1.27. Тут $I = (Nu / Nu_0) / (\xi / \xi_0)$.

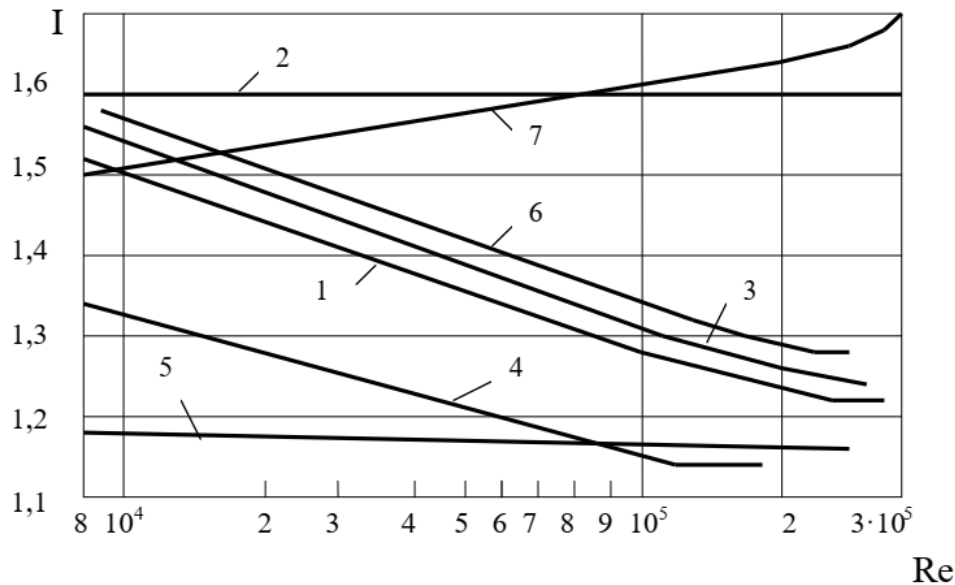


Рисунок 1.27 – Порівняльна ефективність різних методів інтенсифікації теплообміну: 1 – труби з кільцевими виступами; 2 – типу конфузор – дифузор; 3 – зі спіральними вставками; 4 – спірально-профільовані; 5 – з хвилястою віссю; 6 – з перфорованими вставками; 7 – з виступами, які обтікає теплоносіє.

Як видно з рис. 1.27, за малих значень чисел Рейнольдса, труби з кільцевими виступами мають найкращі показники.

Зрозуміло, що вибір методу інтенсифікації теплообміну в кожному випадку індивідуальний і визначається призначенням апарата, його конструкцією, властивостями робочого тіла та іншими факторами.

Скручені стрічки ефективні і у разі течії однофазних теплоносіїв, і за випаровування рідин. Вони широко використовуються як пристрої для інтенсифікації масообміну у випадку течії в'язких рідин. Скручені стрічки часто використовуються в профільованих і внутрішньо мікрооребренних каналах. На рис. 1.28 подано сучасні інтенсифікатори у вигляді скручених стрічок від компанії Energy Transfer MDE (США).

Використання подібних інтенсифікаторів теплообміну дозволяє швидко провести модернізацію існуючих кожухотрубчастих теплообмінників, підвищивши їх ефективність. Збільшення коефіцієнта тепловіддачі в трубі із скрученою стрічкою становить до 300 % для в'язких рідин за помірного зростання втрат тиску. Для теплообмінників нових схем установлення скручених стрічок дозволяє підвищити теплову потужність теплообмінника до 50 % за збільшення вартості теплообмінника на 10 %. Просте установлення і демонтаж стрічок вирішує багато проблем. Наприклад, організація ними закрученого потоку в трубах ефективно вирішує завдання мінімізації забруднень і відкладень. Вони використовуються переважно в теплообмінниках для нагрівання, конденсаторах і охолоджувачах робочих середовищ.

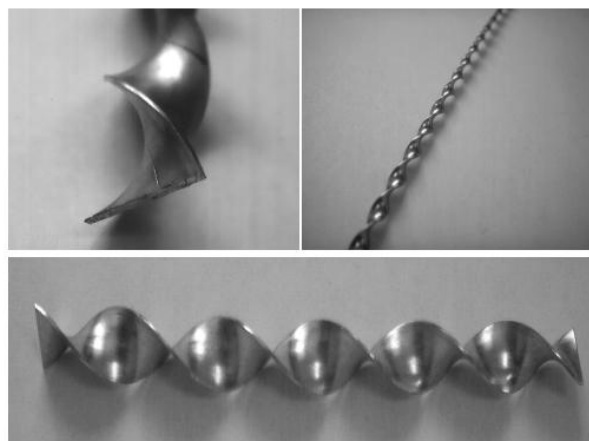


Рисунок 1.28 – Сучасні інтенсифікатори у вигляді скручених стрічок

1.4.2 Спіральні вставки з дроту

Інтенсифікатори в трубах у вигляді спіральних дротяних вставок широко використовується в котельних установках. Знайшли вони застосування і в теплообмінному обладнанні. Основна їх перевага – легкість монтажу і демонтажу з теплообмінних каналів за необхідності їх очищення. Інтенсифікація теплообміну забезпечується періодичним руйнуванням граничного шару, турбулізацією пристінних шарів потоку їх закручуванням.

Перевагами спіральних вставок з дроту є:

1) високий ступінь турбулентності потоку повітря зменшує забруднення теплообмінної поверхні;

2) високий ступінь турбулентності потоку повітря забезпечує високі коефіцієнти тепловіддачі і, як наслідок, підвищує компактність теплообмінника, тим самим знижуючи втрати тиску;

3) дротове оребрення може працювати за робочих температур до 180 °С у випадку використання стандартного припою. Використання високотемпературних срібних припоїв дозволяє підняти робочі температури до 290 °С. Оребрення на зовнішній або внутрішній стороні труб може бути і просто щільно намотаним;

4) дротове оребрення можна виконувати з різних матеріалів, наприклад з міді, нержавіючої сталі типу 304 (08X18H10) і 316 (03X17H14M3), та можна наносити на труби з різних матеріалів, зокрема вуглецевої сталі, міді, мідно-нікелевих сплавів, латуні, бронзи, алюмінію, нержавіючої сталі;

5) дротове оребрення може наноситися як зовні, так і всередині труб, причому труби можуть бути криволінійними.

Такі труби призначені насамперед для повітряних масло- і паливоохолоджувачів, систем нагрівання або охолодження води і пари за високого тиску.

Зразки дротяного оребрення подано на рисунках 1.29 і 1.30.

Дротяно-петельні турбулізуювальні вставки мають конструкцію, що забезпечує максимальну турбулізацію потоку за мінімального збільшення втрат тиску. Це досягається за допомогою спіральної закрутки дротяної спіралі навколо центрального осі або стержня (рис. 1.31). Всі петлі в цьому випадку нахилені в одну сторону і під час установлення їх в трубу за рахунок сил пружності це не

призводить до пошкодження поверхні основної труби. Турбулізатори виготовляються з міді, сталі з гальванічним покриттям або нержавіючої сталі, бронзи. Турбулізатори випускаються в конфігураціях – з високою, середньою і низькою щільністю пелюсток дроту, а також із змінною щільністю.

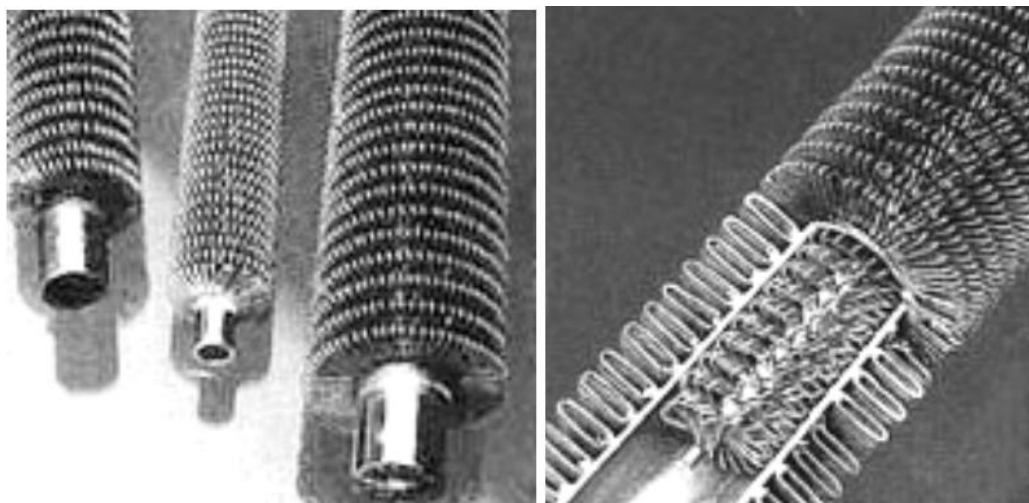


Рисунок 1.29 – Приклади зовнішнього і внутрішнього дротяного оребрення труб

Зрозуміло, що внесення в трубний канал додаткових турбулізаторів потоку впливає і на гідравлічний опір каналів. Для оцінення зміни гідравлічного опору окремо проводилися дослідження за ізотермічного перебігу в'язкої рідини.

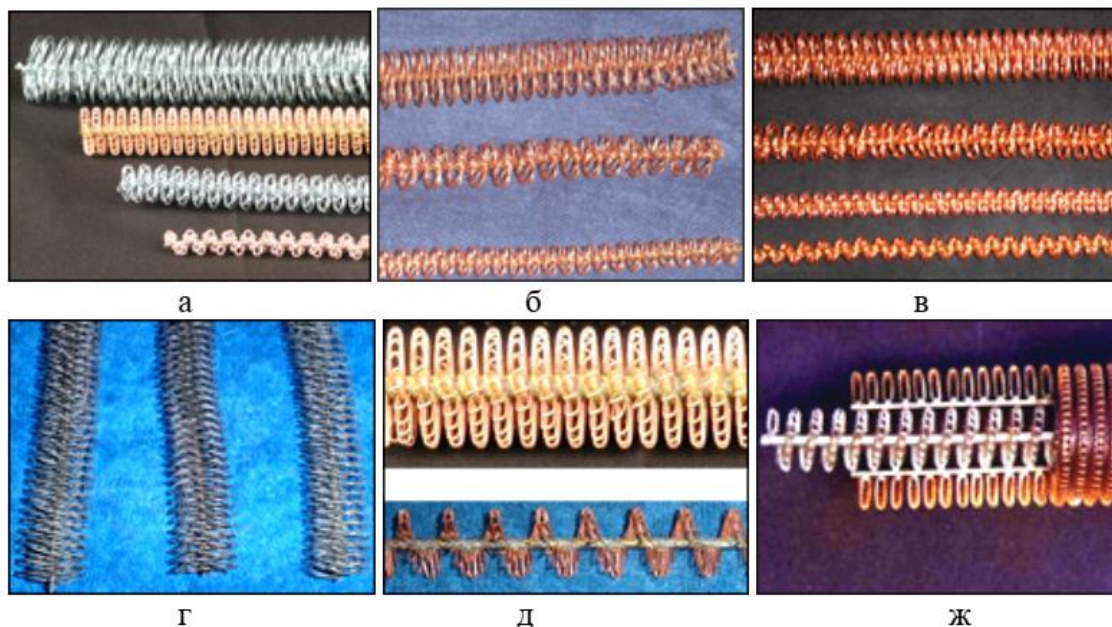


Рисунок 1.30 – Труби з дротяним оребренням виробництва компанії Concept Engineering International (Індія):

- а – д – внутрішні турбулізуючі вставки у вигляді дротяно-петельних спіралей різних діаметрів, кроків і висот спіралі;
- ж – труба з зовнішнім і внутрішнім дротяно-петельним оребренням



Рисунок 1.31 – Типи турбулізувальних дротяних вставок від компанії Specialist Heat Exchangers (Великобританія)

У дослідженому діапазоні $40 < Re < 2000$ дослідні значення коефіцієнтів гідравлічного опору ξ за ламінарної течії в гладкій трубі з похибкою до 6 % описувалися відомим співвідношенням $\xi_0 = 64/Re$. Під час використання труб зі вставками з дротяних спіралей значення коефіцієнтів гідравлічного опору помітно збільшилися. Було встановлено, що за низьких значень Re збільшення коефіцієнта опору порівняно з гладкою трубою становило 100–300 %. За більш високих чисел Re воно було досить великим і досягало 1000 % і більше залежно від геометричних розмірів спіралей. Це можна пояснити тим, що за низьких значень чисел Re , відповідних малим витратам, рідина обтікає дротяну спіраль і збільшення коефіцієнтів опору в цьому випадку обумовлено наявністю малих вихорів за дротом.

За збільшення витрат, а отже, і чисел Re в рухомій рідині внаслідок наявності дротяної спіралі виникають вторинні течії. Відбувається певна турбулізація течії, яка веде до більш значного зростання значень коефіцієнтів гідравлічного опору.

Межею між двома режимами течії в'язкої рідини в гвинтовому каналі є критичне число Re^* . Його значення залежить від геометричних характеристик дротяної спіралі. Значення критичного числа Re^* може бути розраховане з точністю до 12 % за таким рівнянням

$$Re^* = 415 \left(\frac{S}{D} \right)^{0,73} \exp \left(-7,8 \frac{d}{D} \right). \quad (1.36)$$

Рівняння для розрахунку значень коефіцієнта гідравлічного опору в обох зонах:

– за $Re < Re^*$

$$\xi = \frac{64}{Re} \exp \left[- \left(\frac{S}{D} \right)^{0,5} \right] \exp \left[5,5 \left(\frac{d}{D} \right)^{0,4} \right], \quad (1.37)$$

– за $Re > Re^*$

$$\xi = 530 \text{Re}^{-0,36} \left(\frac{d}{D} \right)^{1,4} \exp \left[- \left(\frac{S}{D} \right)^{0,65} \right]. \quad (1.38)$$

Розбіжність дослідних і розрахункових даних за запропонованими рівняннями не перевищує 14 %. Область застосування рівнянь:

$$S/D = 0,71 - 4,3; d/D = 0,071 - 0,17.$$

Результати експериментальних досліджень різних авторів стверджують, що внесок вільної конвекції в теплообмін середовищ з високою в'язкістю (масло) малий внаслідок високої в'язкості масла і малого діаметра труб.

Зі збільшенням числа Re збільшення числа Nu за турбулентної течії масла в трубах зі вставками з дротяних спіралей порівняно з гладкою трубою досягало 200–450 %, залежно від геометричних характеристик спіралей.

Таке збільшення коефіцієнта тепловіддачі в трубах зі вставками залежно від геометричних параметрів можна пояснити збільшенням площі теплообмінної поверхні, яке не перевищувало 10–60 % порівняно з гладкою трубою.

Встановлено, що для труб з дротяними вставками $Nu \sim Re^{0,7}$, тобто вплив числа Нуссельта на теплообмін виявляється близьким до турбулентного режиму і практично збігається з його впливом на теплообмін для труб з поперечною накаткою. Зі зменшенням чисел $Re < 100$ інтенсивність теплообміну поступово наближалася до тепловіддачі в гладкій трубі.

Помітний вплив на теплообмін має відносний діаметр дроту спіралі. Вважається, що $Nu \sim (d/D)^{0,72}$. Зі зростанням значень d/D інтенсивність теплообміну збільшувалася. На теплообмін істотний вплив має і відносний крок дротяної спіралі S/D . Збільшення S/D призводить до погіршення теплообміну. Було встановлено, що $Nu \sim (9 - S/D)^{0,5}$.

Для застосування в розрахунковій практиці можна використовувати узагальнювальне рівняння

$$Nu_{ш} = 0,23 \text{Re}^{0,7} \text{Pr}^{0,35} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,7} \left(9 - \frac{S}{D} \right)^{0,5}. \quad (1.39)$$

Розбіжність дослідних і розрахункових даних не перевищує 12 %. Область застосування рівняння (1.39):

$$\text{Re} = 80 - 1200; S/D = 0,71 - 4,3; d/D = 0,714 - 0,171.$$

Для оцінювання загальної теплогідравлічної ефективності (коефіцієнта, що обчислюється шляхом одночасного врахування збільшення тепловіддачі і збільшення перепаду тиску) дротяних спіральних вставок результати досліджень були оброблені у вигляді (1.7) – фактора аналогії Рейнольдса.

ФАР дозволяє визначити найбільш бажану область застосування дротяних спіралей за числом Рейнольдса, знайти оптимальні геометричні характеристики і оцінити їх ефективність.

Встановлено, що для всіх досліджених вставок темп зростання гідравлічного опору переважав над темпом зростання інтенсивності теплообміну. Результат – за збільшення числа Re коефіцієнт гідравлічного опору зростає швидше, ніж тепловіддача.

Таким чином, для інтенсифікації конвективного теплообміну за ламінарної течії в'язкої рідини можна рекомендувати дровові спіральні вставки, якщо є запас потужності нагнітачів.

Доцільніше використовувати їх для значень чисел $Re < Re^*$, оскільки в цьому випадку теплогідродинамічна ефективність близька до одиниці.

Приклади розв'язання задач

Задача 1. Визначити, як вплинуть на теплогідравлічний коефіцієнт в трубці діаметром 30 мм вставки з дроту, якщо відносний крок вставок 3,0, а діаметр дроту 2 мм. Трубою рухається трансформаторне масло з температурою 100 °С і швидкістю 0,1 м/с.

Розв'язання

Теплофізичні характеристики трансформаторного масла (додаток В) для температури 100 °С.

$$\lambda = 0,1038 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \nu = 2,56 \cdot 10^{-6}; \text{Pr} = 43,9.$$

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{0,1 \cdot 0,03}{2,56 \cdot 10^{-6}} = 1172 < 2100 \text{ – рух ламінарний.}$$

Критичний критерій Рейнольдса

$$\text{Re}^* = 415 \left(\frac{S}{D} \right)^{0,73} \exp \left(-7,8 \frac{d}{D} \right) = 415 (3,0)^{0,73} \exp \left(-7,8 \frac{2}{30} \right) = 550.$$

$$\text{Re}^* = 550 < \text{Re} = 1172.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору за наявності дровяних вставок в трубці

$$\xi = 530 \text{Re}^{-0,36} \left(\frac{d}{D} \right)^{1,4} \exp \left[- \left(\frac{S}{D} \right)^{0,65} \right] = 530 \cdot 1172^{-0,36} \left(\frac{2}{30} \right)^{1,4} \exp \left[- (3,0)^{0,65} \right] = 0,121.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору для гладкої труби

$$\xi_0 = \frac{64}{\text{Re}} = \frac{64}{1172} = 0,054.$$

Відношення

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \frac{0,121}{0,054} = 2,24.$$

Критерій Нуссельта за дротяних вставок в трубі

$$Nu = 0,23 Re^{0,7} Pr^{0,35} \left(\frac{d}{D}\right)^{0,7} \left(9 - \frac{S}{D}\right)^{0,5} = 0,23 \cdot 1172^{0,7} \cdot 43,9^{0,35} \left(\frac{2}{30}\right)^{0,7} (9-3)^{0,5} = 45.$$

Критерій Релея

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot \ell^3}{\nu^2} Pr = \frac{9,8 \cdot 7,3 \cdot 10^{-4} (100 - 80) \cdot 0,03^3}{(2,56 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 43,9 = 25877796.$$

Критерій Нуссельта для гладкої труби

$$Nu_0 = 0,037 \cdot Re^{0,33} Pr^{0,33} Ra^{0,1} = 0,037 \cdot 1172^{0,33} \cdot 43,9^{0,33} \cdot 25877796^{0,1} = 7,3$$

Відношення

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{45}{7,3} = 6,16.$$

Фактор аналогії Рейнольдса

$$\Phi_{AR} = \frac{6,16}{2,24} = 2,75.$$

Висновок: такі вставки можна застосовувати!

Задача 2. Визначити, як вплинуть на теплогідравлічний коефіцієнт в трубі діаметром 30 мм вставки з дроту, якщо відносний крок вставок 3,0, а діаметр дроту 2 мм. Трубою рухається повітря з температурою 100 °С і швидкістю 7 м/с.

Розв'язання

Теплофізичні характеристики повітря

$$\lambda = 3,21 \cdot 10^{-2} \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}\right); \nu = 23,13 \cdot 10^{-6}; Pr = 0,688.$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{7 \cdot 0,03}{23,13 \cdot 10^{-6}} = 9079 < 10000 - \text{рух перехідний.}$$

Критичний критерій Рейнольдса

$$Re^* = 415 \left(\frac{S}{D} \right)^{0,73} \exp \left(-7,8 \frac{d}{D} \right) = 415 (3,0)^{0,73} \exp \left(-7,8 \frac{2}{30} \right) = 550.$$

$$Re^* = 550 < Re = 9079.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору за дротяних вставок в трубі

$$\xi = 530 Re^{-0,36} \left(\frac{d}{D} \right)^{1,4} \exp \left[- \left(\frac{S}{D} \right)^{0,65} \right] = 530 \cdot 9079^{-0,36} \left(\frac{2}{30} \right)^{1,4} \exp \left[- (3,0)^{0,65} \right] = 0,058.$$

Коефіцієнт гідравлічного опору для гладкої труби

$$\xi_0 = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = \frac{0,3164}{9079^{0,25}} = 0,032.$$

Відношення

$$\frac{\xi}{\xi_0} = \frac{0,058}{0,032} = 1,8125.$$

Критерій Нуссельта за дротяних вставок в трубі

$$Nu = 0,23 Re^{0,7} Pr^{0,35} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,7} \left(9 - \frac{S}{D} \right)^{0,5} = 0,23 \cdot 9079^{0,7} \cdot 0,688^{0,35} \left(\frac{2}{30} \right)^{0,7} (9 - 3)^{0,5} = 44$$

Критерій Нуссельта для гладкої труби

$$Nu_0 = 0,008 \cdot Re^{0,9} Pr^{0,43} = 0,008 \cdot 9029^{0,9} \cdot 0,688^{0,43} = 25.$$

Відношення

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{44}{25} = 1,76.$$

Фактор аналогії Рейнольдса

$$\Phi AP = \frac{1,76}{1,8125} = 0,97.$$

Висновок: перед встановленням вставок необхідно перевірити запас потужності насосів.

Запитання для самоперевірки

1. Поясніть, яким чином реалізують пасивні методи інтенсифікації теплообміну.
2. На які групи можна розділити пасивні методи інтенсифікації теплообміну?
3. Запишіть рівняння для визначення коефіцієнта збільшення поверхні, дайте визначення.
4. Яка технологія отримання поверхні зі штучною шорсткістю?
5. Поясніть, який вплив здійснює штучна шорсткість на теплогідрравлічні характеристики потоку.
6. Поясніть, як впливає відносна висота шорсткості на тепловіддачу і гідравлічний опір ТА.
7. Наведіть приклади поверхонь з суцільною і дискретною шорсткістю.
8. Поясніть, яким чином можна зменшити втрати тиску на гідравлічний опір під час інтенсифікації тепловіддачі.
9. Поясніть, в яких випадках доцільно використовувати дискретну шорсткість.
10. Поясніть, в яких випадках доцільно використовувати суцільну шорсткість.
11. Поясніть, яким чином утворюється тривимірна і двовимірна штучна шорсткість.
12. Яку штучну шорсткість мають більшість промислових труб?
13. Охарактеризуйте шорсткість типу k.
14. Охарактеризуйте шорсткість типу d.
15. Наведіть приклади дискретно-шорстких каналів.
16. Поясніть, від чого залежить інтенсивність тепловіддачі в шорстких трубах порівняно з гладкими.
17. Запишіть вираз для коефіцієнта теплогідрравлічної ефективності, поясніть основні величини.
18. Які режими течії можна виділити залежно від ступеня впливу шорсткості на аеродинаміку обтікання тіл?
19. Що характеризує критерій Стантона?
20. Що характеризує фактор аналогії Рейнольдса?
21. Поясніть, як впливає відношення $\delta \ll \delta_n$ і $\delta \gg \delta_n$ на гідродинамічний характер течії та інтенсивність тепловіддачі.
22. Поясніть основні принципи збільшення комплексу $\alpha\eta_oF$
23. Дайте визначення інтенсифікованих поверхонь теплообміну.
24. Який метод інтенсифікації теплообміну доцільно застосовувати для ламінарних течій?
25. Поясніть, які зміни в механізмах перенесення теплоти викликають мікрошорсткості в трубах.
26. Як впливає мікрошорсткість на інтенсивність теплообміну під час кипіння?
27. Поясніть технології інтенсифікації теплообміну під час кипіння.
28. Поясніть технології інтенсифікації теплообміну під час конденсації.

29. Поясніть, в яких випадках доцільно здійснювати оребрення поверхні теплообміну?
30. Яким правилом користуються для визначення площі поверхні ребер?
31. В яких системах застосовуються пластинчасто-ребристі і трубчасто-ребристі теплообмінники?
32. Які технології створення ребристих поверхонь теплообміну застосовуються нині? Які їх переваги та недоліки?
33. Як впливає кількість ребер на одиницю довжини труби на гідродинаміку і теплообмін?
34. З якою метою звужують ребра по висоті?
35. В яких випадках доцільно застосовувати теплопровідні тонкі і високі мідні або алюмінієві ребра?
36. Поясніть, в яких випадках потрібно застосовувати низькі ребра.
37. Поясніть, в яких випадках потрібно застосовувати високі ребра.
38. Для яких випадків визначають приведений коефіцієнт тепловіддачі? Від яких величини він залежить?
39. Які методи використовуються для закручування потоку?
40. Які недоліки методу закручування всього потоку порівняно з дискретними турбулізаторами потоку?
41. Які переваги закручування потоку скрученою стрічкою порівняно зі шнеком?
42. Для яких середовищ є перспективними методи інтенсифікації конвективного теплообміну?
43. Які методи інтенсифікації теплообміну ефективні для різних випадків?
44. Які переваги методу інтенсифікації теплообміну спіральними вставками з дроту? В яких випадках доцільно застосовувати такий метод?
45. Які величини впливають на інтенсивність теплообміну під час дрогового оребрення?
46. З якою метою визначається співвідношення Nu/Nu_0 ?

2 АКТИВНІ МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ

В разі застосування активних (режимних) способів інтенсифікація процесу теплообміну досягається за рахунок зміни режиму течії теплоносіїв, як правило, без особливих конструктивних змін грійних поверхонь апаратів. Строго класифікувати методи інтенсифікації досить складно.

Для здійснення цих методів використовуються апарати або пристрої, котрі встановлюються зовні відносно поверхні нагрівання, і які споживають додаткову енергію.

Отже, режимні методи інтенсифікації теплообміну змінюють гідродинамічну обстановку та режими руху середовищ біля теплообмінних поверхонь. Для реалізації таких методів використовують різні інтенсивні фактори, що обумовлюють зміну режимних характеристик течії: швидкості, густини, в'язкості, гідравлічного режиму, еквівалентного діаметра та інших параметрів.

Режимні методи називають ще «активними», оскільки під час їх здійснення потрібна генерація будь-яких нових форм течії теплоносіїв, що застосовуються в апараті, або теплоносіїв, які додатково вводяться в апарат.

Під час впровадження цих методів необхідно:

- 1) вивчити гідравлічні опори і їх залежність від режиму інтенсифікації;
- 2) визначити витрату енергії за різних режимів інтенсифікації;
- 3) знайти найбільш економічні режими;
- 4) з'ясувати інтенсивність накипоутворення і солевідкладень;
- 5) розробити та випробувати окремі вузли і деталі.

Необхідно також проаналізувати раціональні сполучення спільної дії кількох чинників, що інтенсифікують теплообмін. Одночасна спільна дія декількох факторів може виникати внаслідок зміни режимів роботи теплообмінних апаратів, а може створюватися спеціально. За додавання декількох ефектів сумарний ступінь інтенсифікації процесів може і збільшуватися, і знижуватися залежно від фізичної суті ефектів і обраного режиму роботи.

Це досить-таки перспективна область досліджень, яку називають комплексною інтенсифікацією.

Перелік способів ведення процесів теплообміну:

- 1) теплообмін за природної конвекції;
- 2) теплообмін за сумісної дії в одному і тому самому напрямку вимушеної і природної конвекції;
- 3) теплообмін за різного напрямку дії вільної і вимушеної конвекції;
- 4) конвективний теплообмін за вібрацій поверхні нагрівання;
- 5) конвективний теплообмін в разі пульсуючої течії рідин в трубах;
- 6) конвективний теплообмін під час вдування повітря або газу в потік рідини, що протікає в теплообмінних каналах;
- 7) конвективний теплообмін за плівкової течії рідини всередині труб;
- 8) конвективний теплообмін у разі закручення потоку рідини, що протікає всередині теплообмінного каналу;

9) передача теплоти в повітря або газ за рахунок масообміну під час випарування;

10) конвективний теплообмін за течії рідин в каналах зі штучною шорсткістю;

11) теплообмін за розвинутого бульбашкового кипіння.

Комплексний метод інтенсифікації явищ тепло- і масопереносу полягає в одночасному поєднанні кількох методів ведення процесу.

Якщо взяти до уваги тільки перераховані вище 11 способів ведення процесу теплообміну, то за одночасного поєднання двох факторів кількість можливих зростає з 11 до 55, а за поєднання трьох – ще 165 випадків.

Зараз переважно використовуються такі раціональні поєднання одночасної дії факторів, що інтенсифікують теплообмін: 1) 2+10 + 6; 2) 2 + 5 + 6; 3) 2 + 5 + 10; 4) 9 + 6 + 2; 5) 3 + 5; 6) 3 + 6 + 5; 7) 2 + 4.

Під час вибору оптимальних режимів комплексної інтенсифікації має враховуватися економічний потенціал кожного ефекту, включно і негативні.

Загальний потенціал ефективності методу визначається алгебраїчною сумою економічних потенціалів окремих ефектів.

Розглянемо аналіз фізичної моделі комплексної інтенсифікації виду $2 + 10 + 6$, тобто приклад спільної дії вимушеної і природної конвекції, вдування повітря і шорсткості теплообмінної поверхні.

Коли нами розглядалася інтенсифікація в шорстких трубах, особливу увагу ми приділяли зростанню гідравлічного опору в шорстких трубах за течії в них рідини. З досліджень опорів у разі течії газорідинних сумішей в трубах різної шорсткості впливає, що за деяких форм течії зростання шорсткості стінок може викликати зменшення перепаду тиску, який витрачається на подолання гідравлічних опорів. Це відбувається внаслідок збільшення ковзання газового компонента, що викликається підвищеною шорсткістю стінки труби. Збільшення відносної швидкості газової фази призводить до зменшення газовмісту потоку і зниження швидкості суміші. І хоча в цьому випадку коефіцієнт гідравлічного опору зі зростанням шорсткості стінок зростає, зниження швидкості суміші призводить до зменшення перепаду тиску.

Якщо навіть в деяких випадках перепад тиску не зменшується, зростання ковзання газу зі збільшенням шорсткості стінок в процесі перебігу двофазних потоків викликає все ж зменшення ступеня зростання перепаду тиску порівняно з течією однофазної рідини в трубі. Таким чином, завдяки наявності механізму взаємодії шорсткість – рідка фаза – газова фаза, швидкість суміші за течії газорідинних сумішей буде більшою, особливо в кільцевих режимах, відповідно можна очікувати, що гідравлічні втрати будуть менші, ніж за течії однофазних рідин.

Немає особливих підстав вважати, що ефект впливу підвищення шорсткості стінок каналу на інтенсивність теплообміну в разі двофазних течій може істотно змінитися порівняно з ефектом цього впливу за течії однофазних рідин. Більш того, можна припустити, що збільшення міжфазного ковзання має привести до додаткової турбулізації потоку і позитивно вплинути на інтенсивність теплообміну.

Таким чином, на підставі аналізу фізичної моделі процесу можна прийти до висновку, що за комплексної інтенсифікації теплообміну виду $2 + 10 + 6$ в разі кільцевих форм перебігу двофазних потоків, можна очікувати істотне підвищення енергетичної ефективності процесу. Цьому сприятимуть зниження темпу зростання перепаду тиску через збільшення шорсткості і додаткової турбулізації потоку.

2.1 Інтенсифікація теплообміну шляхом пульсаційних збурень основного потоку рідини

2.1.1 Способи створення в рідині механічних коливань

Механічні коливання охоплюють діапазон частот до 10^8 Гц. Сприймаються людським вухом коливання в діапазоні 16–20 000 Гц і їх називають звуковими; коливання, що мають меншу і більшу частоти, відповідно інфра- та ультразвуковими. Для пульсаційних збурень теплоносіїв застосовуються низькочастотні механічні коливання з частотою до 15 Гц, які займають область інфрачервоних коливань.

Енергія механічних коливань може передаватися теплоносієві ззовні різними методами. Джерелом коливань може слугувати весь апарат або частина апарата (дно, стінка тощо), або робочий орган, поміщений всередину апарата, або спеціальний пристрій – поршневий чи мембранний пульсатор, котрий поміщається поза апаратом і з'єднаний з ним механічним способом.

Спосіб створення коливань істотно впливає на властивості цих коливань, їх економічність і ефективність. У разі коливань всього апарата виникають великі інерційні навантаження, які обмежують масштаби застосування цього способу інтенсифікації.

Кращим є спосіб створення коливань, джерелом яких є коливальна мембрана або поршень, вмонтовані в дно або в бічну стінку апарата. Однак, значні інерційні навантаження, що виникають у випадку коливань всього апарата, так само, як і в попередньому випадку, обмежують масштаби застосування цього способу частотою коливань до 500 Гц.

Третій спосіб створення коливань, що застосовується під час інтенсифікації тепло- і масообмінних процесів, полягає в коливаннях всередині великого об'єму середовища невеликого легкого робочого органа, забезпеченого джерелом енергії. Цей спосіб позбавлений зазначених вище недоліків. Інерційні зусилля, викликані коливаннями маси робочого органа, значно менші, ніж у разі коливань всього об'єму середовища або апарата. Це дозволяє використовувати коливання більш високої частоти і більшої інтенсивності та знизити питому витрату енергії на їх створення. Однак за значної маси робочого органа і великого гідравлічного опору середовища, цей спосіб потребує досить істотних витрат енергії на генерацію коливань.

Четвертий спосіб до деякої міри є різновидом другого способу і ґрунтується на використанні:

1) поршневого або мембранного пульсатора, встановлюваного за межами теплообмінного апарата і сполученого з ним;

2) шибєрних засувок, що періодично перекривають стаціонарний потік теплообмінного середовища;

3) природних коливань і резонансу в гідравлічних системах, що складаються з насоса, зрівняльних резервуарів і теплообмінних каналів.

Цей спосіб може широко застосовуватися в багатотрубних підігрівниках.

Пульсаційний ефект викликає зменшення гідравлічних опорів, збільшення подачі насосів, що перекачують теплоносії і зменшення накипоутворення в теплообмінниках.

Пульсаційний ефект проявляється в тому, що під час включення пульсатора в напірний трубопровід насоса:

1) на ділянках трубопроводу виникають від'ємні перепади тиску, які відіграють роль рушійних напорів;

2) швидкість руху рідини по напірному трубопроводу зростає;

3) робота теплообмінників в пульсаційному режимі супроводжується значним зниженням накипоформування.

Основною закономірністю пульсаційного ефекту є те, що на генерацію пульсацій не потрібні значні витрати додаткової енергії (тільки на приведення в дію пульсаторів).

Максимальна пульсаційна складова швидкості

$$w_{\pi} = k\omega R \sqrt{1 + \left(\frac{R}{L}\right)^2}, \text{ (м/с)}, \quad (2.1)$$

де ω – кругова частота, яка чисельно дорівнює кутовій швидкості кривошипа пульсатора;

k – коефіцієнт підсилення пульсатора $k = \left(\frac{d}{D_{\pi}}\right)^2$;

D_{π} – діаметр поршня пульсатора;

R – радіус кривошипа пульсатора;

L – довжина шатуна пульсатора.

Абсолютне значення амплітуди пульсацій вибирається таким, що дорівнює радіусу руху кривошипа пульсатора R . Відносна амплітуда пульсацій A – це відношення довжини переміщення часточки рідини за половину ходу пульсатора в трубі до її діаметра D

$$\frac{A}{D} = k \frac{R}{D}. \quad (2.2)$$

Під час паралельної роботи пульсатора і насоса виникають дві області нестационарних течій нестискуваних в'язких рідин: стабілізована і нестабілізована.

Якщо локальне прискорення визначити залежно від відносної амплітуди за формулою (2.2), а конвективне прискорення – від пульсаційної швидкості за формулою (2.1) або, залежно від числа Рейнольдса Re_n , обчисленого за величиною цієї швидкості, то межа між стабілізованою і нестабілізованою пульсуючою течією опишеться рівнянням

$$\frac{A}{D} = B Re_n^p, \quad (2.3)$$

де показник p близький до 2.

За стабілізованих нестационарних пульсуючих течій гідравлічні опори вищі, ніж за стаціонарних течій у випадку тієї самої середньої витрати рідини.

В області нестабілізованих нестационарних пульсуючих течій за паралельної роботи пульсатора і насоса досягається зворотний ефект – зниження загальних перепадів тиску.

Стабілізовані і нестабілізовані пульсуючі течії мають такі особливості. У разі стабілізованої пульсуючої течії швидкість не залежить від поздовжньої координати каналу, а пульсаційні збурення швидкості обмежені і не викликають зворотної течії рідини з середньої частини труби до входу, перепад тисків по довжині труби не змінюється, зберігається його постійне значення на всіх ділянках від входу до виходу. Витрати енергії на створення пульсацій пульсатором нічим не компенсуються, за цієї течії гідравлічні опори і витрати енергії на переміщення рідини насосом по трубопроводу вищі, ніж за нестабілізованої течії.

Інші закономірності встановлюються за нестабілізованої пульсуючої течії. Пульсаційні швидкості і перепад тисків мають в цьому випадку такі значення, що викликають зворотні струмені рідини в середній частині перерізу трубопроводу, і які досягають значної інтенсивності. Пульсації швидкості і перепади тиску згасають уздовж каналу в міру віддалення від джерела збурення (пульсатора). Внаслідок згасання пульсаційної швидкості пульсаційний напір в попередньому перерізі трубопроводу досягає більшої величини, ніж в наступному. Виникаючий в цьому випадку рушійний напір знижує загальний перепад тисків і витрату енергії на насос, що прокачує рідину трубопроводом; завдяки цьому значною мірою компенсуються енерговитрати на генерацію пульсацій.

2.1.2 Критеріальні рівняння гідравлічного опору за течії рідини з пульсаційними збуреннями

Для різних режимів руху значення гідравлічного опору течії середовища з пульсаційними збуреннями будуть відрізнятися:

- для ламінарної течії

$$\xi = \frac{6,37 \cdot 10^3}{Re} - \frac{314 \cdot 10^6}{Re^2}; \quad (2.4)$$

– для перехідної течії

$$\xi = \frac{2 \cdot 10^3}{Re} - \frac{60 \cdot 10^6}{Re^2}; \quad (2.5)$$

– для турбулентної течії

$$\xi = \frac{500}{Re}. \quad (2.6)$$

2.1.3 Критеріальні рівняння тепловіддачі за пульсаційного режиму в горизонтальній трубі

Критеріальне рівняння має вигляд

$$Nu_{\pi} = (Re \cdot 10^{-3} - 6,5) Re_{\pi}^r Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}, \quad (2.7)$$

де $r = 0,31 - 0,574 \cdot 10^{-5} Re$;

$Nu_{\pi} = \frac{\alpha_{\pi} \cdot d}{\lambda}$ – критерій Нуссельта для пульсаційного режиму;

$Re_{\pi} = \frac{w_{\pi} \cdot d}{\nu}$ – критерій Рейнольдса для пульсаційного режиму;

Визначальна температура – середня в трубках. Рівняння справедливе для зміни критеріїв $10000 < Re < 30000$; $5200 < Re_{\pi} < 100\ 000$; $1,8 < Pr < 10,8$.

З врахуванням частотної функції

$$\delta(\omega, Re) = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} Re_0}{e^{0,2(10-\omega)} + e^{0,2(\omega-10)}}, \quad (2.8)$$

рівняння (2.7) записують так

$$Nu_{\pi} = (1,3 + \delta(\omega, Re)) \cdot 10^{-6} Re_{\pi}^r Re_0^{1,6} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25}, \quad (2.9)$$

де ω – частота роботи пульсатора.

Рівняння (2.7) показує, що зі зростанням пульсаційного числа Рейнольдса Re_{π} ступінь впливу Re основного потоку на інтенсивність тепловіддачі зменшується. Одночасно зі зростанням Re_{π} в рівнянні (2.7) зростає частка теплоти, передана за рахунок пульсацій. Залежно від того, наскільки слабшає вплив Re і наскільки збільшується тепловіддача за рахунок пульсацій, зростаюча зі збільшенням Re_{π} , інтенсивність теплообміну може збільшуватися або зменшуватися. У граничному випадку

ку, коли ступінь зменшення впливу Re зі зростанням Re_p дорівнює збільшенню експоненціального множника, тепловіддача пульсаціями не інтенсифікується.

В цьому випадку говорять про граничне значення пульсаційного критерію $Re_{п.гр}$, нижче якого інтенсифікація теплообміну під час пульсацій не відбувається

$$Re_{п.гр} = \frac{0,16}{9 \cdot 10^{-5} - 0,8 \cdot 10^{-5} \ln Re_0}. \quad (2.10)$$

Рівняння (2.10) показує, що в пульсаційних режимах ступінь впливу Re_p на інтенсивність тепловіддачі залежить від величини Re_0 . Зі зростанням числа Рейнольдса Re_0 основного потоку вплив пульсаційного числа Рейнольдса Re_p на теплообмін зменшується. Із цього випливає, що може настати такий режим, коли за відповідних значень Re_0 безпосередній вплив Re_p на тепловіддачу припиниться. Граничне значення $Re_{0,гр}$ становить близько 54 000: $Re_{0,гр} \approx 54\,000$.

Приклади розв'язання задач

Задача 1. Визначити пульсаційні параметри роботи одноходового горизонтального трубчастого підігрівника з трубками, внутрішнім діаметром $D = 0,03$ м і довжиною $\ell = 4,0$ м, за середньої швидкості рідини $w = 0,3; 1,0$ і $2,0$ м/с, частоти пульсацій $f = 0,2; 1, 2$ і 5 , амплітуди, віднесеної до внутрішнього перерізу труби $A/D = 7,7$, якщо коефіцієнт підсилення пульсатора $k = 7,7$, а довжина шатуна $L = 0,275$ м. Знайти діаметр поршня пульсатора для числа трубок підігрівника $n = 5$ і 10 .

Розв'язання

Радіус кривошипа пульсатора, за (2.2)

$$R = \left(\frac{A}{D} \right) \frac{D}{k} = \frac{7,7 \cdot 0,03}{7,7} = 0,03 \text{ (м)}.$$

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна

$$i = \frac{R}{L} = \frac{0,03}{0,275} = 0,019.$$

Кругова частота пульсацій

$$\omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,2 = 1,26 \left(\frac{1}{c} \right); \quad \omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 1 = 6,28 \left(\frac{1}{c} \right).$$

$$\omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 2 = 12,56 \left(\frac{1}{c}\right). \quad \omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 5 = 31,4 \left(\frac{1}{c}\right).$$

f , Гц	0,2	1,0	2,0	5,0
ω , 1/с	1,26	6,28	12,56	31,4

Максимальна швидкість поршня пульсатора

$$w_{\max} = \omega R \sqrt{1+i^2} = 1,26 \cdot 0,03 \sqrt{1+0,019^2} = 0,038 \left(\frac{M}{c}\right).$$

ω , 1/с	1,26	6,28	12,56	31,4
w_{\max} , М/с	0,038	0,188	0,386	0,94

Максимальне значення пульсаційної складової швидкості рідини на вході в трубки, за (2.1)

$$w_{п0} = w^* = kw_{\max} = 7,7 \cdot 0,038 = 0,29 \left(\frac{M}{c}\right).$$

w_{\max} , М/с	0,038	0,188	0,386	0,94
$w_{п0} = w^*$	0,29	1,45	2,97	7,24

Число Струхаля

$$Sr = \frac{f \cdot \ell}{w_0} = \frac{w^*}{w_0} = \frac{0,29}{0,3} = 0,96667 \approx 1,0.$$

Число Струхаля – критерій подібності нестационарних течій рідин та газів. Число є безрозмірною величиною і характеризує подібність перебігу гідродинамічних явищ у часі в нестационарних течіях.

$$Sr = \frac{\ell}{w \cdot \tau} = \frac{\ell \cdot f}{w},$$

f – частота процесу, що розглядається;

τ – характерний для нестационарного руху проміжок часу;

ℓ – характерна довжина (наприклад, гідравлічний діаметр);

w – характерна швидкість потоку.)

Показники	w_0 , М/с							
	0,3				2,0			
w^* , М/с	0,29	1,45	2,97	7,24	0,29	1,45	2,97	7,24
Sh	1,0	4,83	9,9	24	0,15	0,73	1,48	3,62

(За w_0 числового значення числа Струхаля, що дорівнює w^*)

Діаметр поршня пульсатора

$$D_{mi} = a \cdot D \sqrt{2n_i},$$

де a – коефіцієнт, що враховує співвідношення між діаметром і ходом поршня: $a = 0,5 \div 2,0$. Прийmemo $a = 1,0$.

n	5	10
$D_{п, м}$	0,095	0,134

Задача 2. Визначити коефіцієнт тепловіддачі для пульсаційного підігрівника у разі нагрівання в ньому цукрового розчину концентрацією 20 % СР (сухої речовини) від 40 до 60 °С і умов нагрівання, наведених в прикладі 1, з врахуванням резонансних явищ. Пульсатор підключений в місці входу рідини в трубки.

Множник Міхєєва взяти $\left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} = 1,2$.

Розв'язання

Фізичні властивості розчину, що нагрівається (цукровий сироп), віднесені до середньої температури $t_p = 50$ °С (додаток Д):

$$\nu = 0,906 \cdot 10^{-6} \left(\frac{м^2}{с}\right); Pr_p = 6,26; \lambda_p = 0,57 \left(\frac{Вт}{м \cdot К}\right); \rho = 1065 \left(\frac{кг}{м^3}\right)$$

Число Рейнольдса основного потоку

$$Re_0 = \frac{w_0 D}{\nu},$$

$$\text{за } w_0 = 0,3 \text{ м/с} \quad Re_0 = \frac{0,3 \cdot 0,03}{0,906 \cdot 10^{-6}} = 10000.$$

$$\text{за } w_0 = 1,0 \text{ м/с} \quad Re_0 = \frac{1 \cdot 0,03}{0,906 \cdot 10^{-6}} = 33000.$$

$$\text{за } w_0 = 2,0 \text{ м/с} \quad Re_0 = \frac{2 \cdot 0,03}{0,906 \cdot 10^{-6}} = 66000.$$

Частотна функція

За $f = 0,2$ Гц ; $\omega = 1,26$ 1/с; $w_0 = 0,3$

$$\delta(\omega, Re) = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} Re_0}{e^{0,2(10-\omega)} + e^{0,2(\omega-10)}} = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} \cdot 11000}{e^{0,2(10-1,26)} + e^{0,2(1,26-10)}} = 0,43.$$

За $f = 0,2$ Гц ; $\omega = 1,26$ 1/с; $w_0 = 2,0$

$$\delta(\omega, Re) = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} Re_0}{e^{0,2(10-\omega)} + e^{0,2(\omega-10)}} = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} \cdot 66000}{e^{0,2(10-1,26)} + e^{0,2(1,26-10)}} = -0,72 \Rightarrow \delta(\omega, Re) = 0$$

Дані розрахунків частотної функції зведемо в таблицю

	w_0	$f, \text{Гц}$			
		0,2	1,0	2,0	5,0
$\delta(\omega, Re)$	$w_0 = 0,3$ м/с	0,43	1,0	1,13	0,035
	$w_0 = 1,0$ м/с	0,02	0,047	0,053	0,0016
	$w_0 = 2,0$ м/с	0	0	0	0

Пульсаційний критерій Рейнольдса

$$Re_{\pi} = \frac{w_{\pi} \cdot D}{\nu}$$

$w_{\pi} = w^*$	0,29	1,45	2,97	7,24
Re_{π}	9560	47800	98000	240000

Критерій Нуссельта пульсаційний

$$Nu_{\pi} = [1,3 + \delta(\omega, Re)] \cdot 10^{-6} Re_{\pi}^r Re_0^{1,6} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

де $r = 0,310 - 0,574 \cdot 10^{-5} Re_0$.

Для $w_0 = 0,3$ м/с $r = 0,310 - 0,574 \cdot 10^{-5} \cdot 10000 = 0,253$.

Для $w_0 = 1,0$ м/с $r = 0,310 - 0,574 \cdot 10^{-5} \cdot 33000 = 0,12$.

Пульсаційний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{\pi} = \frac{Nu_{\pi} \cdot \lambda}{D}$$

Результати розрахунків зведемо в таблицю

	$w_0, \text{м/с}$							
	0,3				1,0			
$f, \text{Гц}$	0,2	1	2	5	0,2	1	2	5
Re_{π}	9560	47800	98000	240000	9560	47800	98000	240000
Nu_{π}	116	233	295	203	178	220	241	261
α_{π}	2204	4427	5605	3857	3382	4180	4579	4954
α_0								

Наведені в таблиці дані дозволяють вибрати оптимальний режим пульсаційного теплообмінника без розрахунку гідравлічних опорів. Таким режимом є режим з частотою пульсацій 2,0 Гц, і відносною амплітудою пульсацій 7,7.

В цьому разі швидкість потоку буде найменшою: $w = 0,3$ м/с.

Задача 3. Розрахувати пульсаційні параметри роботи одноходового горизонтального трубчастого підігрівника з трубками внутрішнім діаметром $D = 0,03$ м і довжиною $\ell = 4,0$ м, за середньої швидкості рідини $w = 0,3; 1,0$ і $2,0$ м/с, частоти пульсацій $f = 0,2; 1, 2$ і 5 , амплітуди, віднесеної до внутрішнього перерізу труби $A/D = 7,7$, якщо коефіцієнт підсилення пульсатора $k = 7,7$, а довжина шатуна $L = 0,275$ м. Знайти діаметр поршня пульсатора за числа трубок підігрівника $n = 5$ і 10 .

Розв'язання

Радіус кривошипа пульсатора, за (2.2)

$$R = \left(\frac{A}{D}\right) \frac{D}{k} = \frac{7,7 \cdot 0,03}{7,7} = 0,03 \text{ (м)}.$$

Відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна

$$i = \frac{R}{L} = \frac{0,03}{0,275} = 0,019.$$

Кругова частота пульсацій

$$\omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,2 = 1,26 \left(\frac{1}{\text{с}}\right); \quad \omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 1 = 6,28 \left(\frac{1}{\text{с}}\right).$$

$$\omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 2 = 12,56 \left(\frac{1}{\text{с}}\right). \quad \omega = 2\pi f = 2 \cdot 3,14 \cdot 5 = 31,4 \left(\frac{1}{\text{с}}\right).$$

f , Гц	0,2	1,0	2,0	5,0
ω , 1/с	1,26	6,28	12,56	31,4

Максимальна швидкість поршня пульсатора

$$w_{\max} = \omega R \sqrt{1+i^2} = 1,26 \cdot 0,03 \sqrt{1+0,019^2} = 0,038 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}}\right).$$

ω , 1/с	1,26	6,28	12,56	31,4
w_{\max} , м/с	0,038	0,188	0,386	0,94

Максимальне значення пульсаційної складової швидкості рідини на вході в трубки, за (2.1)

$$w_{n0} = w^* = kw_{\max} = 7,7 \cdot 0,038 = 0,29 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

w_{\max} , м/с	0,038	0,188	0,386	0,94
$w_{n0} = w^*$	0,29	1,45	2,97	7,24

Число Струхаля

$$Sr = \frac{f \cdot \ell}{w_0} = \frac{w^*}{w_0} = \frac{0,29}{0,3} = 0,96667 \approx 1,0.$$

Показники	w_0 , м/с							
	0,3				2,0			
w^* , м/с	0,29	1,45	2,97	7,24	0,29	1,45	2,97	7,24
Sh	1,0	4,83	9,9	24	0,15	0,73	1,48	3,62

(За w_0 числове значення числа Струхаля дорівнює w^*)

Діаметр поршня пульсатора

$$D_{pi} = a \cdot D \sqrt{2n_i},$$

де a – коефіцієнт, що враховує співвідношення між діаметром і ходом поршня: $a = 0,5 \div 2,0$. Прийmemo $a = 1,0$.

n	5	10
D_{pi} , м	0,095	0,134

Задача 4. Визначити коефіцієнт тепловіддачі для пульсаційного теплообмінника під час нагрівання в ньому цукрового розчину концентрацією 20 % СР (сухої речовини) від 40 до 60 °С і умов нагрівання, наведених в прикладі 1, з врахуванням резонансних явищ. Пульсатор підключений в місці входу рідини в трубки. Множник Міхєєва взяти $\left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} = 1,2$.

Фізичні властивості розчину, що нагрівається (цукровий сироп), віднесені до середньої температури $t_p = 50$ °С (Додаток Д):

$$\nu = 0,906 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); Pr_p = 6,26; \lambda_p = 0,57 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right); \rho = 1065 \left(\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right)$$

Число Рейнольдса основного потоку

$$Re_0 = \frac{w_0 D}{\nu}$$

$$\text{за } w_0 = 0,3 \text{ м/с} \quad Re_0 = \frac{0,3 \cdot 0,03}{0,906 \cdot 10^{-6}} = 10000.$$

$$\text{за } w_0 = 1,0 \text{ м/с} \quad Re_0 = \frac{1 \cdot 0,03}{0,906 \cdot 10^{-6}} = 33000.$$

$$\text{за } w_0 = 2,0 \text{ м/с} \quad Re_0 = \frac{2 \cdot 0,03}{0,906 \cdot 10^{-6}} = 66000.$$

Частотна функція

За $f = 0,2$ Гц ; $\omega = 1,26$ 1/с; $w_0 = 0,3$

$$\delta(\omega, Re) = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} Re_0}{e^{0,2(10-\omega)} + e^{0,2(\omega-10)}} = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} \cdot 11000}{e^{0,2(10-1,26)} + e^{0,2(1,26-10)}} = 0,43.$$

За $f = 0,2$ Гц ; $\omega = 1,26$ 1/с; $w_0 = 2,0$

$$\delta(\omega, Re) = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} Re_0}{e^{0,2(10-\omega)} + e^{0,2(\omega-10)}} = \frac{3,78 - 0,122 \cdot 10^{-3} \cdot 66000}{e^{0,2(10-1,26)} + e^{0,2(1,26-10)}} = -0,72 \Rightarrow \delta(\omega, Re) = 0$$

Дані розрахунків частотної функції зведемо в таблицю

	w_0	f , Гц			
		0,2	1,0	2,0	5,0
$\delta(\omega, Re)$	$w_0 = 0,3$ м/с	0,43	1,0	1,13	0,035
	$w_0 = 1,0$ м/с	0,02	0,047	0,053	0,0016
	$w_0 = 2,0$ м/с	0	0	0	0

Пульсаційний критерій Рейнольдса

$$Re_{\Pi} = \frac{w_{\Pi} \cdot D}{\nu}$$

$w_{\Pi} = w^*$	0,29	1,45	2,97	7,24
Re_{Π}	9560	47800	98000	240000

Критерій Нуссельта пульсаційний

$$Nu_{\Pi} = [1,3 + \delta(\omega, Re)] \cdot 10^{-6} Re_{\Pi}^r Re_0^{1,6} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25},$$

де $r = 0,310 - 0,574 \cdot 10^{-5} \text{Re}_0$.

Для $w_0 = 0,3 \text{ м/с}$ $r = 0,310 - 0,574 \cdot 10^{-5} \cdot 10000 = 0,253$.

Для $w_0 = 1,0 \text{ м/с}$ $r = 0,310 - 0,574 \cdot 10^{-5} \cdot 33000 = 0,12$.

Пульсаційний коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu}_{\text{п}} \cdot \lambda}{D}$$

Результати розрахунків зведемо в таблицю

	$w_0, \text{ м/с}$							
	0,3				1,0			
$f, \text{ Гц}$	0,2	1	2	5	0,2	1	2	5
$\text{Re}_{\text{п}}$	9560	47800	98000	240000	9560	47800	98000	240000
$\text{Nu}_{\text{п}}$	116	233	295	203	178	220	241	261
$\alpha_{\text{п}}$	2204	4427	5605	3857	3382	4180	4579	4954
α_0								

Наведені в таблиці дані дозволяють вибрати оптимальний режим пульсаційного теплообмінника без розрахунку гідравлічних опорів.

Таким режимом є режим з частотою пульсацій 2,0 Гц, і відносною амплітудою пульсацій 7,7. В цьому випадку швидкість потоку буде найменшою: $w = 0,3 \text{ м/с}$.

2.2 Інтенсифікація вдуванням повітря в потік рідини

В процесі розгляду механізму інтенсифікації теплообміну під час вдування повітря в потік рідини, виявлено, що інтенсифікація процесу не є наслідком одного лише збільшення швидкості руху газорідинної суміші порівняно з швидкістю руху рідини за однакової витрати. За багатьох режимів було виявлено додаткову інтенсифікацію теплообміну, що перевищує інтенсифікацію від збільшення швидкості в кілька разів.

Оскільки на збільшення швидкості рідини вдуванням повітря має витратитися енергія, то режими, за яких виходить додаткова інтенсифікація, є досить перспективними для практичного впровадження.

Додаткова інтенсифікація під час вдування повітря викликається:

- 1) зміною в'язкості теплоносія;
- 2) випаровуванням в повітряні порожнини внаслідок масообміну під дією різниці парціальних тисків водяної пари;
- 3) розширенням двофазного потоку, особливо в вертикальних трубах;
- 4) збільшенням швидкості суміші за рахунок пароутворення;
- 5) зростанням швидкості суміші за розширення потоку;
- 6) стимулюванням масообміну і випаровування внаслідок розширення потоку;
- 7) зміною форм і режимів течії газорідинної суміші.

Вплив форми і режиму течії суміші на теплообмін і гідравлічні опори є визначальними факторами.

Газорідинні теплообмінники, незважаючи на їх високу ефективність, мають один недолік – потребу в додатковому обладнанні для нагнітання повітря, однак в теплообмінниках з природною циркуляцією теплоносіїв і цей недолік усувається, оскільки відпадає потреба в насосі для прокачування рідини, що нагрівається в ТА.

Ще одним позитивним моментом в експлуатації газорідинних теплообмінників є зменшення накипоутворення на поверхні нагрівання як наслідок збільшення швидкості суміші і зниження розчинності накипоутворювачів в ядрі потоку.

2.2.1 Течія двофазного потоку в трубах

Витік газу в рідину створює інтенсивну циркуляцію рідини, яка також впливає на бульбашки, що спливають. Вони, зливаючись, збільшують свої розміри і утворюють газорідинні структури довільної форми (рис. 2.1).

Вдування газового середовища в труби з рухомою рідиною призводить до руху рідини в трубі з утворенням структур, які дуже нагадують структури, що утворюються під час кипіння рідини в трубах.

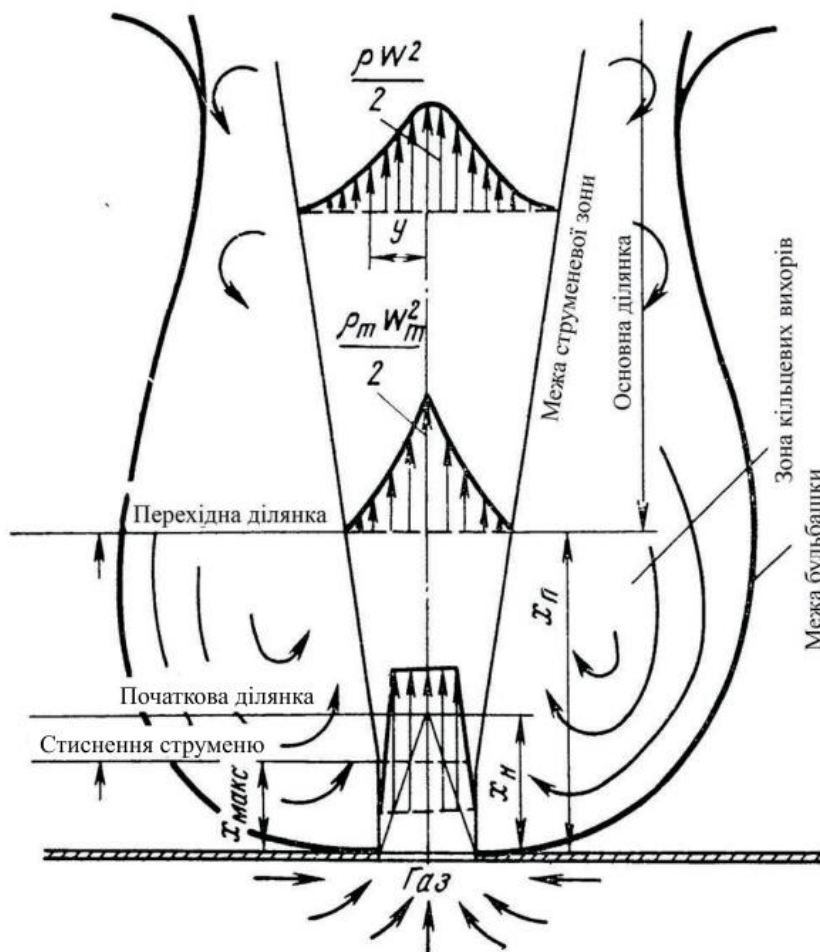


Рисунок 2.1 – Витікання газу в рідину

2.2.2 Вертикальна труба

Режими течії газорідних потоків в трубах розрізняють за характером руху кожної з фаз і їх структури. Глобальна картина руху визначається змочуваністю внутрішньої поверхні труби рідиною. За течії рідини, яка змочує матеріал труб, на внутрішній поверхні труби завжди формується рідка плівка, а газ відтісняється відтискається в ядро потоку суміші.

Під час течії рідини, яка не змочує поверхню труб, значна маса рідини відтісняється в ядро потоку, а газ (пара) проривається між внутрішньою поверхнею труби і струменями рідини.

За характером перебігу фаз режими газорідного потоку умовно можна розділити на:

- ламінарно-ламінарний, коли і рідина, і газ рухаються ламінарно;
- ламінарно-турбулентний, коли рідина рухається ламінарно, а газ – турбулентно;
- турбулентно-турбулентний, коли обидві фази рухаються турбулентно;
- турбулентно-ламінарний, коли рідина рухається турбулентно, а газ – ламінарно.

У цій класифікації перше означення відноситься до рідини, а друге – до газу. За структурою суміші режими течії в вертикальних трубах можна розділити на бульбашковий, емульсійний, снарядний, дисперсно-кільцевий і обернений дисперсно-кільцевий.

Бульбашковий режим має місце за малих газовмістів потоку ($\beta \rightarrow 0$) і характеризується рухом газу у вигляді окремих, малих порівняно з радіусом труби, бульбашок. Відносна швидкість газової фази в цьому випадку близька до швидкості вільного спливання бульбашок.

Емульсійний режим являє собою рух суміші, що складається з великої кількості відносно невеликих, сильно взаємодіючих між собою бульбашок газу в несучому потоці рідини.

Снарядний режим характеризується періодичним проходженням великих циліндричних бульбашок, діаметр яких можна порівняти з діаметром труби, а довжина може бути в багато разів більшою. За кожним таким «снарядом» йде рідка пробка, яка містить дрібні бульбашки газу.

Дисперсно-кільцевий режим характеризується чітко вираженою рідкою плівкою, що тече по внутрішній поверхні труби, і центральним струменем газу, в якому розпорошено частину рідкого компонента суміші.

Обернений дисперсно-кільцевий потік виникає в незмочуваних трубах або у разі плівкового кипіння.

За значної відносної густини газу $\left(\frac{\rho''}{\rho'} \rightarrow 1\right)$ і малого поверхневого натягу основним видом течії суміші є емульсійний режим. Наприклад, він має місце в парових котлах і киплячих ядерних реакторах високого тиску.

Відповідно до режиму змінюється і гідродинамічна структура потоку як за довжиною, так і за поперечним перерізом труби, а відповідно змінюється і тепловіддача.

Стержневий режим кипіння може мати декілька модифікацій (рис. 2.2).

За невеликих витрат рідини і газу, плівка рідини стікає вниз по стінці труби – **плівкова модифікація** (рис. 2.2, а).

Зі збільшенням витрати газу утворюється **бульбашкова падаюча плівка** (рис. 2.2, б), яка далі переходить у **пінну модифікацію** (рис. 2.2, в) режиму, що для досить великих витрат пари може перейти в **дисперсно-кільцеву модифікацію** (рис. 2.2, г) стержневого режиму.

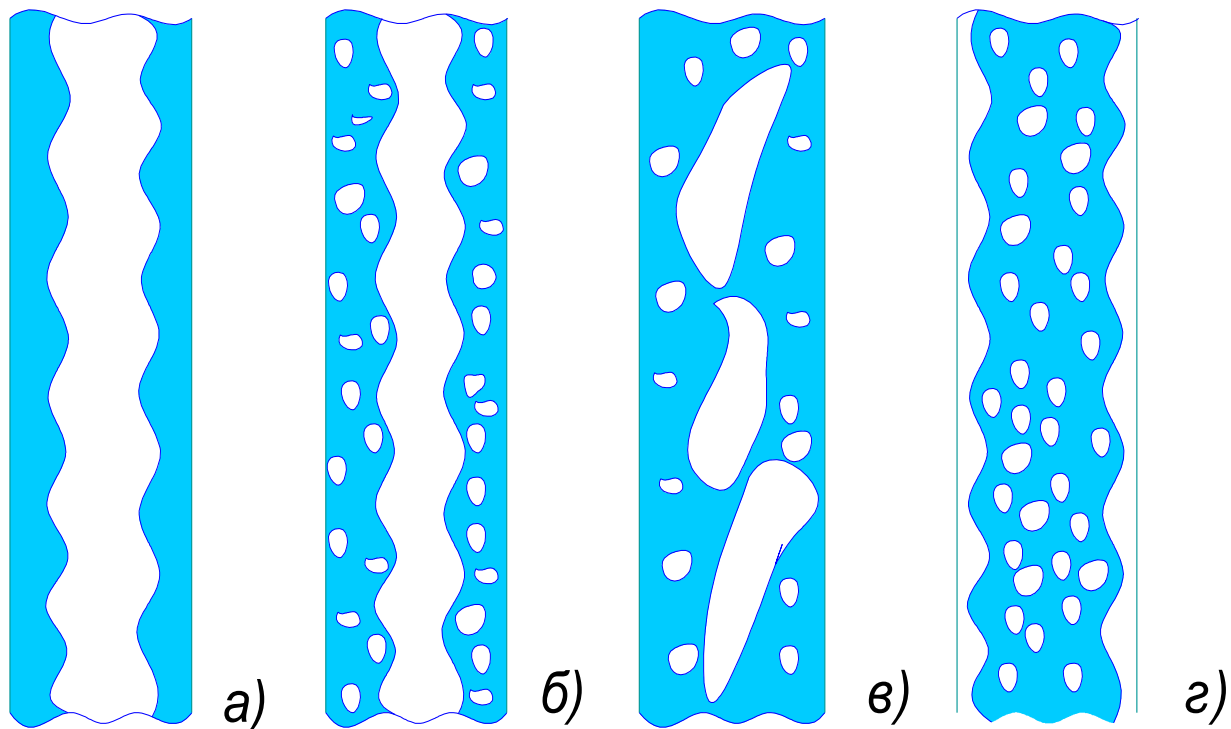


Рисунок 2.2 – Модифікації стержневого режиму

2.2.3 Горизонтальна труба

Особливістю течії газорідинної суміші в трубах, нахилених відносно вектора сили тяжіння, є асиметрія потоку рідкої фази, зумовлена її стіканням до нижньої твірної труби.

На рис. 2.3 показано розподіл води і повітря за їх спільної течії в горизонтальній трубі.

Як видно, за малого газовмісту суміші ($\beta \approx 0,06$) все повітря рухається у верхній частині труби, а профіль швидкості течії рідини мало відрізняється від того, що має місце в однофазному потоці. У разі зростання β до 0,5 довгі бульбашки («снаряди») займають значну частину поперечного перерізу труби і тіль-

ки в її нижній частині тече майже одна вода. За $\beta = 0,8$ вода і повітря розподіляються майже рівномірно.

У випадку високих газовмістів і значних швидкостей суміші (в цьому випадку за $\beta = 0,81$ і $w_{см} = 10$ м/с) її течія в горизонтальній трубі наближається до осесиметричної, як у вертикальних трубах.

На рис. 2.4 наведено карти течії повітроводяної суміші в горизонтальних трубах за тисків, близьких до атмосферного ($\frac{\rho''}{\rho'} = 10^{-3}$) Режими течії визначені візуально.

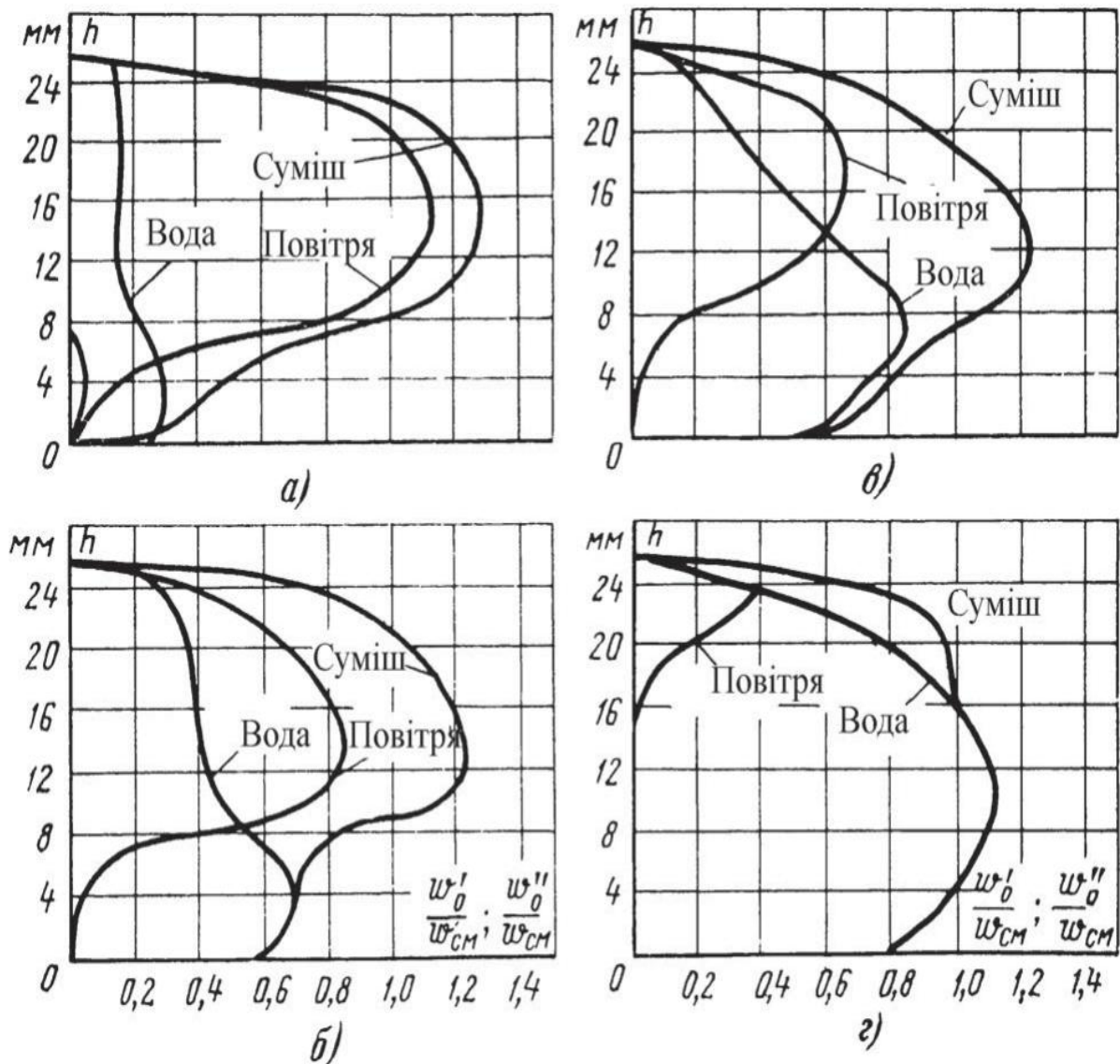


Рисунок 2.3 – Розподіл води і повітря за їх спільної течії в горизонтальній трубі. У всіх випадках $G' = 4200$ кг/год.

а) $G'' = 22,2$ кг/год, б) $G'' = 6,0$ кг/год, в) $G'' = 4,56$ кг/год, г) $G'' = 0,33$ кг/год.

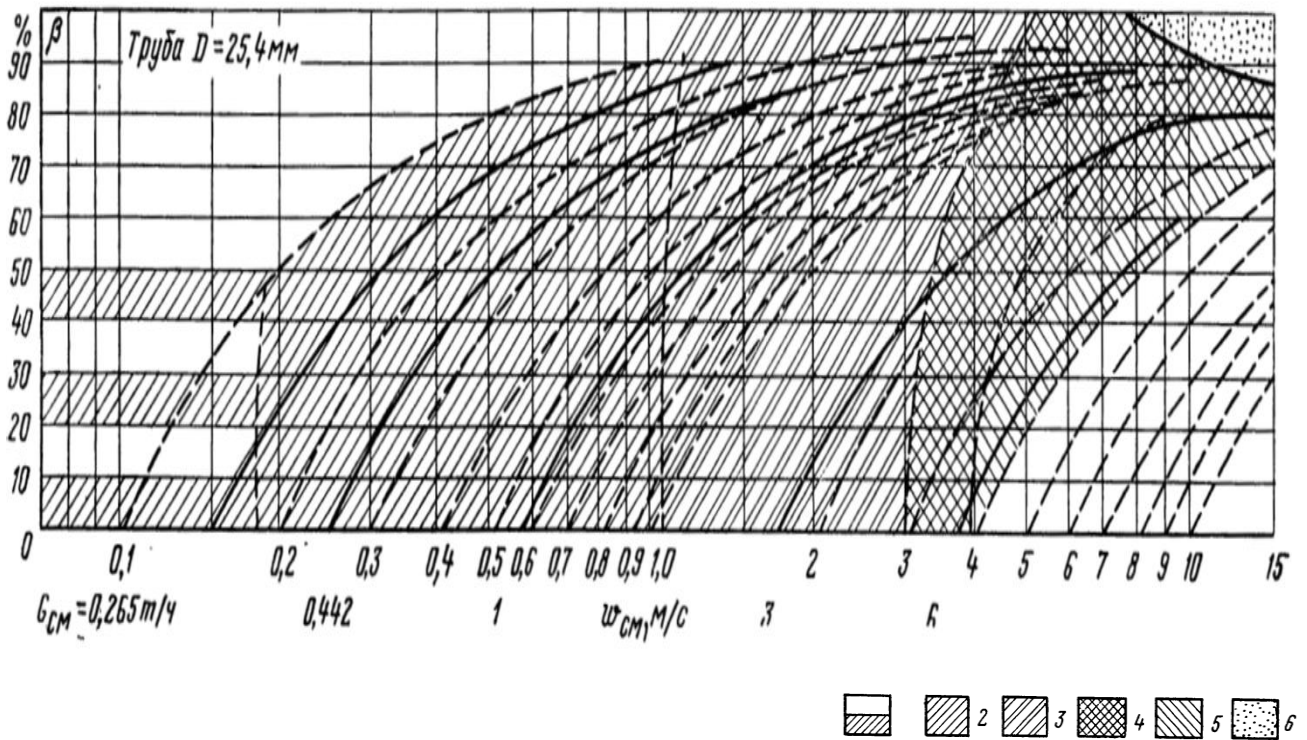


Рисунок 2.4 – Режими течії повітроводяної суміші
в горизонтальних трубах

1 – роздільна течія, 2 – спокійна пробкова течія, 3 – пробкова течія з піноутворенням за пробкою, 4 – пробкова течія з піноутворенням по всій границі розділу, 5 – рівномірною течія у вигляді емульсії, 6 – кільцева течія

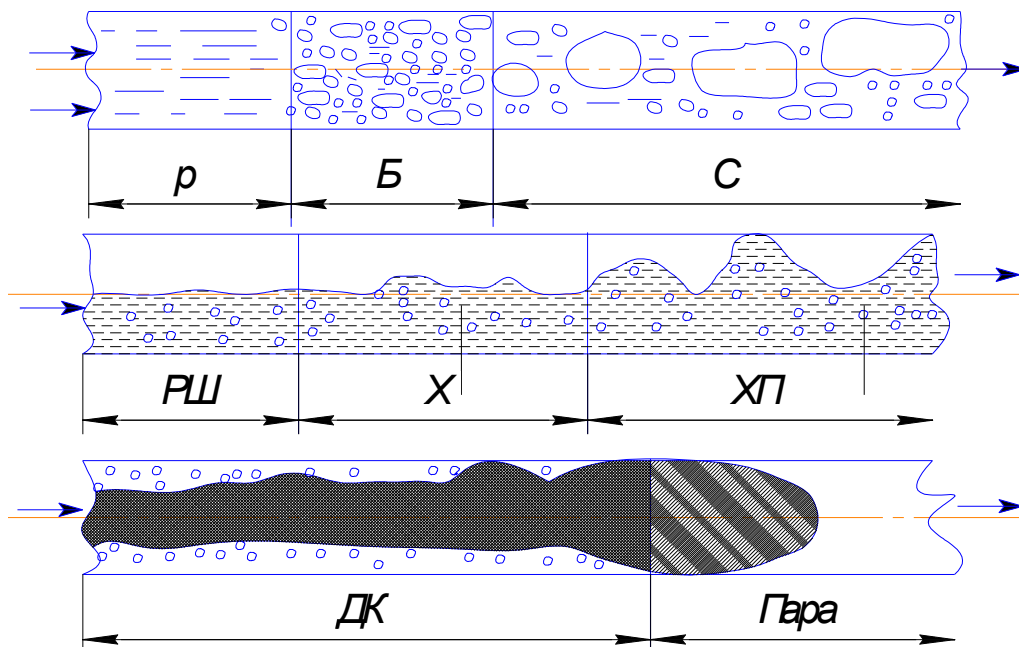


Рисунок 2.5 – Структура двофазного потоку руху газоводяної суміші
у горизонтальній трубі

Критеріальні рівняння подаються у вигляді

$$\frac{Nu}{Pr^{0,43}} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} = f(Re_{cm}). \quad (2.11)$$

Обробка даних в координатах (2.11) і для вертикальної, і для горизонтальної труби дає залежності виду

$$Nu = A Re_{cm}^n Pr_p^{0,43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \quad (2.12)$$

де $Nu = \frac{\alpha_p \cdot d}{\lambda}$ – критерій Нуссельта;

$Re_{cm} = Re' + Re''$ – критерій Рейнольдса для суміші;

$Re' = \frac{w' \cdot d}{\nu'}$ – критерій Рейнольдса рідкої фази;

$Re'' = \frac{w'' \cdot d}{\nu''}$ – критерій Рейнольдса газової фази;

α_{2p} – коефіцієнт тепловіддачі до двофазного газорідного потоку;

ν' і ν'' – кінематична в'язкість рідини і газу.

Коефіцієнт А і показник степеня n вибирають залежно від форми руху і режиму руху суміші за таблицями (2.1, 2.2).

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнтів А і показника степеня n для розрахунку тепловіддачі у вертикальних трубах

Режим руху рідкої фази	Форма течії газорідної суміші	А	n	
Ламінарний і перехідний	Бульбашкова	0,0198	0,845	
Ламінарний	Снарядна і снарядно-пінна	1,07	0,306	
Ламінарний	Кільцева	0,00965	0,556	
Ламінарний	Емульсійна	1,63	0,257	
Перехідний	Снарядна і снарядно-пінна	0,0206	0,818	
Перехідний	Кільцева	0,0645	0,65	
Турбулентний	Бульбашкова	0,0117	0,87	
Турбулентний	Снарядна і снарядно-пінна	0,718	0,732	
Турбулентний	Кільцева	d = 30 мм	0,205	0,65
		d = 21,5мм	0,0291	0,8
		d = 10 мм	0,0673	0,885
Турбулентний	Емульсійна	0,058	0,965	

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнтів А і показника степеня n для розрахунку тепловіддачі у горизонтальних трубах

Режим руху рідкої фази	Форма течії газорідної суміші	А	n
Ламінарний	Бульбашкова, пробкова	0,003	1
Ламінарний	Шарова, хвильова	2,273	0,1
Ламінарний	Кільцева, поршнева	0,0617	0,56
Перехідний	Бульбашкова, пробкова	0,0697	0,62
Перехідний	Шарова, хвильова	0,0301	0,75
Перехідний	Емульсійна	0,525	0,36
Турбулентний	Бульбашкова, пробкова	0,021	0,8
Турбулентний	Емульсійна	0,0148	0,8

Рівняння (2.12) і дані таблиць (2.1) і (2.2) можна використовувати для рідин з кінематичною в'язкістю $0,3 \div 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, і значень критерію Прандтля $Pr = 1 \div 200$ для вертикальних і горизонтальних труб діаметром $d = 10 \div 30 \text{ мм}$.

За значення критерію Фруда $Fr < 25$ необхідно враховувати вплив масообміну. Тоді (2.12) переписється так

$$Nu = A Re_{cm}^n Pr_p^{0,43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{P_{вх}}{\Delta P} \right)^S \quad (2.13)$$

де $A = 0,003$;

$n = 1,0$;

$$S = 0,125 - \frac{0,125}{25} Fr.$$

Критерій Фруда в гідрогазодинаміці

$$Fr = \frac{w^2}{g \cdot d}, \quad (2.14)$$

характеризує співвідношення між силою інерції і зовнішньою силою, у полі якої відбувається рух, що діє на елементарний об'єм рідини або газу.

В процесі дослідження тепловіддачі в двофазних потоках встановлено вплив додаткових факторів, що не мають місця за однофазного потоку.

До них відноситься ряд таких факторів:

- 1) вплив розширення газорідинної суміші;
- 2) вплив масообміну і дифузії пари в повітряні порожнини.

Під час нагрівання газорідинних потоків зміна локальної тепловіддачі уздовж труби є наслідком зміни:

- 1) в'язкості у разі додання невеликих кількостей повітря в висококонцентровані розчини;
- 2) швидкості суміші внаслідок розширення потоку;
- 3) випаровування вздовж каналу продукту, який нагрівається, в повітряні порожнини, обумовленого масообміном, що викликається різницею парціальних тисків водяної пари;
- 4) інтенсивності масообміну за рахунок нагрівання і розширення потоку;
- 5) відносної швидкості пароповітряної фази тощо.

Крім зазначених факторів, локальна тепловіддача змінюється уздовж труби внаслідок збільшення швидкості суміші за рахунок пароутворення.

Одночасне протікання цих процесів з різною інтенсивністю може викликати як зменшення, так і збільшення показника ступеня близько $Re_{см}$.

Задача 1. Визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі у горизонтальній трубі, якщо у воду з середньою температурою 80 °С вдувати повітря з такою самою температурою. Діаметр труби 30 мм, швидкість води 2 м/с, швидкість повітря 12 м/с. Температура стінки 140 °С.

Розв'язання

Визначаємо теплофізичні характеристики теплоносіїв:

$$\rho' = 971,8 \text{ кг/м}^3; \lambda' = 0,674 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \nu' = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 2,21; Pr_c = 1,26$$
$$\rho'' = 1 \text{ кг/м}^3; \lambda'' = 3,05 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}; \nu'' = 21,09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; Pr = 0,692.$$

Критерій Рейнольдса для води

$$Re' = \frac{w' \cdot d}{\nu'} = \frac{2 \cdot 0,03}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 164383 - \text{турбулентний рух.}$$

Критерій Нуссельта

$$Nu_0 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c} \right)^{0,25} = 0,023 \cdot 164383^{0,8} \cdot 2,21^{0,43} \cdot \left(\frac{2,21}{1,26} \right)^{0,25} = 554.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_0 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d} = \frac{554 \cdot 0,674}{0,03} = 12446 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Критерій Рейнольдса для повітря

$$\text{Re}'' = \frac{w'' \cdot d}{\nu''} = \frac{12 \cdot 0,03}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 17069 - \text{турбулентний рух.}$$

Відносний витратний газовміст потоку

$$\beta = \frac{w''}{w'' + w'} = \frac{12}{12 + 2} = 0,86.$$

Задача 2. Знайти коефіцієнт тепловіддачі для нагрівання суміші повітря і розчину цукру концентрацією 16 % СР від 60 до 80 °С за $w' = 1,0$ м/с і $w'' = 0,3$ м/с.

Розв'язання

Середня температура суміші, яку нагрівають

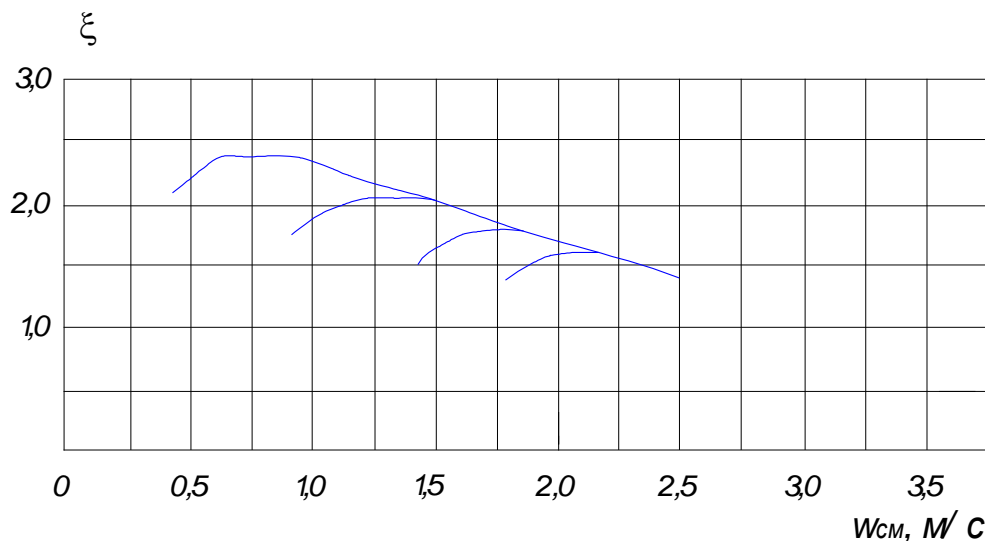
$$\bar{t} = \frac{t_n + t_p}{2} = \frac{60 + 80}{2} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Витратна швидкість суміші

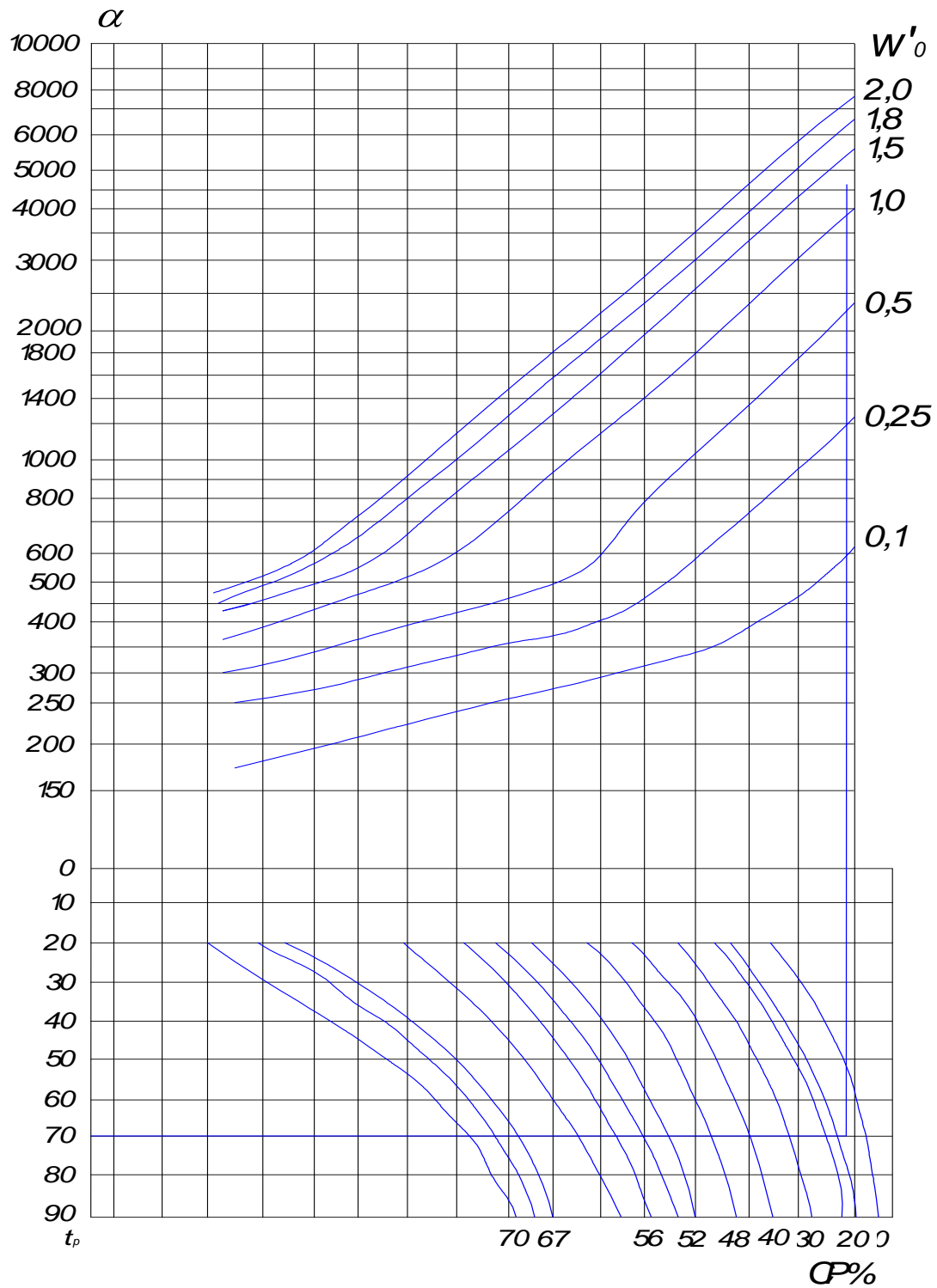
$$w_{\text{см}} = w' + w'' = 1,0 + 0,3 = 1,3 \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right).$$

Знаходимо поправковий коефіцієнт $\xi = 2,1$.

$$\xi = \alpha_{\text{де}} / \alpha.$$



Коефіцієнт тепловіддачі знаходимо за номограмою



$$\alpha = 4600 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт тепловіддачі до двофазного потоку

$$\alpha_{\text{дв}} = \xi \cdot \alpha = 2,1 \cdot 4600 = 9660 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Задача 3. Розрахувати коефіцієнт тепловіддачі під час нагрівання суміші розчину цукру концентрацією 20 % з повітрям від 40 до 60 °С в трубчастому горизонтальному газорідному підігрівнику з трубами з внутрішнім діаметром $D = 0,03$ м під час роботи підігрівника з витратними швидкостями рідини і повітря $w' = 0,5$ м/с, $w'' = 1,0$ м/с та тиском всередині труб $p = 0,12$ МН/м².

Розв'язання

Витратний об'ємний газовміст суміші

$$\beta = \frac{w''}{w' + w''} = \frac{1,0}{0,5 + 1,0} = 0,67.$$

Критерій Фруда для суміші

$$Fr = \frac{(w' + w'')^2}{g \cdot d} = \frac{(0,5 + 1,0)^2}{9,81 \cdot 0,03} = 7,65 < 25.$$

За значення критерію Фруда менше 25 необхідно враховувати масообмін.

$$Nu = A Re_{cm}^n Pr_p^{0,43} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{P_{вх}}{\Delta P} \right)^S,$$

де $A = 0,003$; $n = 1,0$; $S = 0,125 - \frac{0,125}{25} Fr$.

Середня температура суміші

$$\bar{t} = \frac{40 + 60}{2} = 50 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Фізичні параметри теплоносіїв

$$\nu' = 0,9065 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right); Pr = 6,38; Pr_c = 3,09; \lambda' = 0,57 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right);$$

$$\nu'' = 18,2 \cdot 10^{-6}; P_{вх}(t = 40^\circ\text{C}) = 7,37 \text{ кПа}; \text{ при } t_{cp} = 50 \rightarrow \frac{dp}{dt} = 0,157 \text{ кПа}$$

Критерії Рейнольдса для рідини і газу

$$Re' = \frac{w'd}{\nu'} = \frac{0,5 \cdot 0,03}{0,9065 \cdot 10^{-6}} = 16500;$$

$$Re'' = \frac{w''d}{\nu''} = \frac{1,0 \cdot 0,03}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 1650.$$

Критерій Рейнольдса для газоповітряної суміші залежно від витратних параметрів

$$Re_{cm} = Re' + Re'' = 16500 + 1650 = 18150.$$

Різниця парціальних тисків водяних парів

$$\Delta p = \frac{dp}{dt} \Delta t = 0,157(60 - 40) = 3,14 \text{ кПа.}$$

Показник степеня за симплексу $\left(\frac{p_{вх}}{\Delta p} \right)$

$$S = 0,125 - \frac{0,125}{25} Fr = 0,125 - \frac{0,125}{25} \cdot 7,65 = 0,087.$$

Критерій Нуссельта

$$Nu = 0,003 \cdot 18150^1 \cdot 6,38^{0,43} \left(\frac{6,38}{3,09} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{7,37}{3,14} \right)^{0,087} = 156.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з врахуванням масообміну

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{156 \cdot 0,57}{0,03} = 2966 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

2.3 Інтенсифікація теплообміну шляхом створення тонкоплівкового руху рідини

В плівкових теплообмінних апаратах інтенсивність теплообміну залежить від багатьох чинників: товщини плівки, швидкості її руху, густини зрошення, утворення хвиль на поверхні, фізичних властивостей рідини тощо.

Багато які з перерахованих факторів значно змінюються уздовж поверхні нагрівання, хоча визначити їх зміну у вертикальних трубах досить складно. Набагато простіше це робити в похилих жолобах або на похилих відкритих пластинах.

Використання плоских поверхонь нагріву, що встановлюються під певним кутом, з гравітаційною течією плівки замість вертикальних пластин з напірною течією рідини між пластинами дає ряд переваг і підвищує ефективність теплообмінних апаратів. Серед цих переваг потрібно відзначити відсутність енерговитрат на прокачування рідини через теплообмінник за гравітаційної течії плівки і велику стійкість плівкової течії за похилого положення поверхні, що запобігає відшаруванню плівки від поверхні.

Збільшення тепловіддачі у випадку течії рідин в тонкій плівці зазвичай пояснюють **ефектом Краусольда** – залежністю коефіцієнта тепловіддачі від тов-

щини плівки рідини, тобто оберненим впливом еквівалентного діаметра. Однак, разом з цим великий вплив на інтенсивність конвективного теплообміну, має процес хвилеутворення на поверхні рухомої плівки. Хвилеутворення зменшує ефективну товщину плівки, викликає інтенсивні вихори, перемішування шарів рідини і сприяє турбулентному перенесенню теплоти, імпульсу та маси. Досить суттєвим є вклад інших факторів, які супроводжують плівковий рух, наприклад **ефект Марангоні** – явище перенесення речовини вздовж межі розділу двох середовищ, що виникає внаслідок наявності градієнта поверхневого натягу. Рідина перетікає з області низького поверхневого натягу до області високого поверхневого натягу. Такий різновид руху рідини називається капілярною конвекцією або конвекцією Марангоні; характеризується критерієм Марангоні – безрозмірною величиною, що характеризує можливість утворення конвективного руху у рідині, спричиненого термокапілярним механізмом, тобто зміною поверхневого натягу через нерівномірне нагрівання

$$Mg = \frac{d\sigma}{dt} \frac{1}{\mu \cdot a} \cdot L \cdot \Delta T, \quad (2.15)$$

де σ – поверхневий натяг, Н/м;

L – довжина, м;

a – температуропровідність, м²/с;

μ – динамічна в'язкість, Па · с;

ΔT – різниця температур, К.

Гравітаційну поступальну течію рідких плівок досліджено досить повно. Теплопередача в плівкових апаратах такого типу збільшується в 1,5–2 рази. Однак в ряді випадків трубчасті плівкові апарати з поступальним рухом рідкої плівки працюють незадовільно, із заниженими коефіцієнтами теплопередачі. Зниження теплопередачі в цих апаратах викликається відшаруванням стікаючої плівки від поверхні нагрівання, нерівномірним зрошенням по периметру труб, зривом рідкої плівки потоком вторинної пари і іншими причинами.

Більш стійкою є спіральна течія рідких плівок всередині труб. В цьому випадку під дією відцентрових сил значно збільшується рівномірність зрошення по периметру труб, підвищується стійкість плівки і знижується ймовірність її відшарування та зриву. Поряд зі спіральним рухом значну ефективність для теплопередачі має струменеве зрошення поверхні нагрівання. Локальна швидкість в точці дотику струменя до поверхні нагріву досягає десятка метрів в секунду, а товщина плівки може бути знижена до мінімальних розмірів. Це дозволяє очікувати значного збільшення інтенсивності теплопередачі за струменевого способу генерації плівки.

Зазначені способи генерації плівки є найбільш перспективними для створення нових високоефективних теплообмінних апаратів. Умовою нормальної роботи плівкових теплообмінних апаратів є рівномірний розподіл рідини як між окремими трубами, так і по периметру кожної труби. Виконання цієї умови

пов'язане зі значними труднощами, особливо у разі великої кількості труб. Рідина має подаватися до стінок труб так, щоб вона вся текла по їхній внутрішній або зовнішній поверхні у вигляді плівки. Необхідно уникати течії рідини по перерізу труби у вигляді струменів, крапель тощо. У плівкових теплообмінних апаратах для виконання цих вимог застосовуються різні методи генерації плівки. Найперспективнішими з них є:

- а) гравітаційна генерація;
- б) струменева генерація;
- в) генерація за спірально закрученої течії.

За першого способу генерації рідина під дією гідростатичного тиску через різні конструкції насадок потрапляє на внутрішню поверхню нагрівальної трубки і під дією сили тяжіння тонким шаром стікає вниз. Для можливості управління процесом передбачають регулювання інтенсивності зрошення за допомогою зміни перерізу насадки або гідростатичного тиску рідини, що подається.

Як показали дослідження, найбільш стійка плівка виходить у випадку спіральної напірної течії рідини, яке може бути отримано в закручувальній головці. Конструкції закручувальної головки дозволяють отримувати на виході з головки плівку рідини, яка обертається, товщиною від 0,7 до 3 мм.

Критеріальні залежності

Експерименти показують, що за плівкової течії є 2 основних режими руху: ламінарний і турбулентний.

Для ламінарної течії можна користуватися співвідношенням

$$Nu = 0,1163 Re_{np}^{0,3} Gr_{np}^{-0,535} Pr^{0,33}, \quad (2.16)$$

де Gr_{np} – приведений критерій Грасгофа, в якому визначальним розміром є

приведена товщина плівки $\delta_{np} = \left(\frac{v^2}{g} \right)^{1/3}$. Рівняння справедливе для

$$\frac{Gr_{np}}{Re_{np}} < 2 \cdot 10^{-3}.$$

Для турбулентної області в зоні де $Gr_{np} < 0,0064$

$$Nu = 0,0441 Re_{np}^{0,8} Gr_{np}^{-0,23} Pr^{0,33}. \quad (2.17)$$

Для турбулентної області в зоні, де $0,0064 \ll Gr_{np} \leq 0,0235$, можна користуватися рівнянням

$$Nu = 0,0005 Re_{np}^{0,8} Gr_{np}^{-0,57} Pr^{0,33}. \quad (2.18)$$

Рівняння (2.16) – (2.18) описують дослідні дані щодо тепловіддачі від стінки до води і цукрових розчинів концентрацією 15, 30, 45 і 60 % СР у разі нагрівання в тонкій плівці товщиною 1–4 мм, що вільно стікала по похилому лотку, встановленому під кутом 5 – 75° до горизонту. Швидкість течії плівки рідини змінювалася від 0,05 до 2,1 м/с. Існують і інші рівняння. Але без врахування критерія Грасгофа коефіцієнти тепловіддачі, за плівкової течії рідини, розраховані за залежностями, запропонованими різними авторами, часто відрізняються між собою на величину від 50 до 500 %.

Задача 1. В трубах ТА діаметром 33/28 мм тече вода з швидкістю 0,35 м/с та середньою температурою 100 °С. Температура стінки труби 40 °С. Визначити, як зміниться коефіцієнт тепловіддачі в трубах, якщо воду закрутити тонкоплівковою спіраллю в закручувальній головці.

Розв'язання

Теплофізичні властивості води (додаток А) для температури $t_b = 100$ °С:
 $\lambda = 0,683 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right)$; $\nu = 0,295 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right)$; $\beta = 7,52 \cdot 10^{-4} \left(\frac{1}{\text{К}} \right)$; $\text{Pr} = 1,75$; $\text{Pr}_c = 4,31$.

Коефіцієнт тепловіддачі для турбулентного руху в трубі

Критерій Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot \ell^*}{\nu} = \frac{0,35 \cdot 0,028}{0,295 \cdot 10^{-6}} = 33220 \text{ – турбулентний рух.}$$

Критерій Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 33220^{0,8} \cdot 1,75^{0,43} \cdot \left(\frac{1,75}{4,31} \right)^{0,25} = 88,3.$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{\ell^*} = \frac{88,3 \cdot 0,683}{0,028} = 2153 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right).$$

Коефіцієнт тепловіддачі при закручуванні потоку в тонку плівку

Приведений розмір

$$\delta_{\text{пр}} = \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{(0,295 \cdot 10^{-6})^2}{9,81} \right)^{0,333} = 2,3 \cdot 10^{-5} = \ell^*.$$

Критерій Грасгофа приведений

$$\text{Gr}_{\text{пр}} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot \ell^{*3}}{v^2} = \frac{9,81 \cdot 7,52 \cdot 10^{-4} \cdot (100 - 40) \cdot (2,3 \cdot 10^{-5})^3}{(0,295 \cdot 10^{-6})^2} = 0,0121.$$

Критерій Рейнольдса приведений

$$\text{Re}_{\text{пр}} = \frac{w \cdot \ell^*}{v} = \frac{0,35 \cdot 2,3 \cdot 10^{-5}}{0,295 \cdot 10^{-6}} = 27,3.$$

Критерій Нуссельта приведений

$$\text{Nu}_{\text{пр}} = 0,0005 \text{Re}_{\text{пр}}^{0,8} \text{Gr}_{\text{пр}}^{-0,57} \text{Pr}^{0,33} = 0,0005 \cdot 27,3^{0,8} \cdot 0,0121^{-0,57} \cdot 1,75^{0,33} = 0,104.$$

Коефіцієнт тепловіддачі приведений

$$\alpha_{\text{пр}} = \frac{\text{Nu}_{\text{пр}} \cdot \lambda}{\ell^*} = \frac{0,104 \cdot 0,683}{2,3 \cdot 10^{-5}} = 3088 \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right)$$

Відношення

$$\frac{\alpha_{\text{пр}}}{\alpha} = \frac{3088}{2153} = 1,43$$

Отже, коефіцієнт тепловіддачі зростає в 1,43 раза.

Запитання для самоперевірки

1. Поясніть, які методи інтенсифікації теплообміну відносять до активних.
2. Що змінюють режимні методи інтенсифікації теплообміну?
3. Які дії потрібно виконати для впровадження активних методів інтенсифікації теплообміну?
4. Як впливає підвищення шорсткості стінок каналу на інтенсивність теплообміну в двофазних течіях?
5. Які джерела механічних коливань застосовують для інтенсифікації теплообміну?
6. Поясніть способи створення коливань.
7. Які особливості стабілізованих і нестабілізованих пульсуючих течій?

8. Чим викликається додаткова інтенсифікація процесу теплообміну під час вдування повітря?
9. Які переваги і недоліки газорідних теплообмінників?
10. До яких ефектів призводить вдування газового середовища в труби з рухомою рідиною?
11. Які режими газорідного потоку розрізняють?
12. Дайте характеристику режимів течії двофазних середовищ.
13. Які модифікації має стержневий режим?
14. Поясніть особливості течії газрідної суміші в горизонтальній трубі.
15. Запишіть рівняння для визначення критерію Фруда, поясніть його фізичну суть.
16. Які додаткові фактори впливають на інтенсивність теплообміну в двофазних потоках?
17. Поясніть, від чого залежить інтенсивність теплообміну в плівкових теплообмінних апаратах.
18. Поясніть, які переваги використання плоских поверхонь нагріву.
19. Поясніть поняття «ефект Краусольда».
20. Поясніть поняття «ефект Марангоні».
21. В скільки разів збільшується теплопередача в плівкових апаратах?
22. Поясніть, чим обумовлюється зниження інтенсивності теплопередачі в плівкових апаратах.
23. Які є методи генерації плівки у плівкових теплообмінних апаратах?

3 ІНТЕНСИФІКАЦІЯ РОБОТИ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

3.1 Вимоги до сучасних ТА

Важливими чинниками експлуатації ТА довгий час залишалися і залишаються довговічність, технологічність і ефективність. Головний критерій конкурентоспроможності на ринку ТА – це репутація виробника. Клієнти готові співпрацювати з компаніями-виробниками, які здатні забезпечити і технічну якість, і швидкість виконання замовлення. Але основна частина клієнтів готова передати замовлення на поставку обладнання виробникам, які можуть запропонувати додаткові послуги у вигляді проектно-кошторисних і будівельно-монтажних робіт. Інший ключовий критерій вибору постачальника ТА – ціна. Всі виробники мають слідувати гнучкій цінній стратегії і гарантувати, що вони пропонують теплообмінники за цінами, які будуються на оцінці всього ринку. Вони мають гарантувати, що пропонують конкурентоспроможну крайню ціну на фоні ринкового середовища і посиленні присутності постачальників з інших регіонів світу.

Виходячи з вищесказаного, сучасне теплообмінне обладнання має відповідати технічним вимогам:

- забезпечувати передачу необхідної кількості теплоти від одного середовища до іншого з отриманням необхідних кінцевих температур за якнайбільшої інтенсивності теплообміну;
- бути роботоздатним і надійним за заданих термодинамічних параметрів робочих середовищ (тиску, температури, об'єму) і за їх різного агрегатного стану;
- мати поверхню теплообміну і інші елементи конструкції апарату, які омиваються робочим середовищем, достатньої хімічної стійкості до агресивного впливу, а також інертну відносно харчових продуктів;
- мати можливість огляду поверхонь теплообміну і доступність їх для періодичної очистки для збереження тривалої роботоздатності в процесі експлуатації в разі обробки середовищ, здатних виділяти відкладення на стінках;
- мати достатній запас міцності, що гарантує безпечний стан за напружень, що виникають як внаслідок тиску робочого середовища, так і внаслідок температурних деформацій різних частин теплообмінника;
- мати якомога менші габарити і якомога меншу питому металоємність за заданих робочих параметрів.

Задовольняти споживчі вимоги:

- мати прийнятну ціну і умови оплати;
- високу якість виготовлення;
- мати повну готовність до роботи («під ключ»);
- зручно і просто обслуговуватись і експлуатуватись;
- забезпечувати ремонтопридатність;
- бути універсальними для різних видів оброблюваних продуктів;
- мати необхідну документацію (паспорт, схему, сертифікат).

Саме за цими вимогами підбираються конкретні теплообмінні апарати для конкретних умов експлуатації.

Важливими технічними характеристиками ТА є:

- температура гарячого теплоносія;
- робочий тиск;
- кількість основних функцій (підігрівник, охолоджувач, випарник, конденсатор; газ–газ, рідина–газ, рідина–рідина, пара–рідина);
- характеристика теплообміну (число одиниць перенесення теплоти (ЧОП) або коефіцієнт теплопередачі).

Необхідно, щоб сучасні ТА мали високі показники з кожної з цих характеристик.

Під час вибору конструкції обладнання – трубчастих, пластинчастих або інших теплообмінників – потрібно виходити з особливостей технологічного процесу.

3.2 Інтенсифікація теплообміну в котлоагрегатах

Як відомо, 80–90 % світового та вітчизняного ринку теплообмінних апаратів припадає на трубчасті теплообмінники різних типів і призначення.

Основна перевага трубчастих теплообмінників – широкий діапазон робочих температур і тисків, можливість використання в різних галузях промисловості і типах техніки та технологій. Однак більшості промислових трубчастих теплообмінників властиві невисокі показники ефективності.

Нині підвищення ефективності таких теплообмінників проводиться застосуванням інтенсифікаторів теплообміну, підбором оптимальних режимних параметрів і оптимізацією конструктивних рішень.

3.2.1 Інтенсифікація теплообміну в жаротрубних котлах

В жаротрубних котлах гарячі димові гази з жарової труби далі надходять в систему димогарних труб відносно малого діаметра, де за рахунок конвективного теплообміну теплота від газів передається до стінок трубок, а потім воді в міжтрубному просторі.

Жаротрубні котли зазвичай класифікуються за кількістю «ходів», тобто кількістю разів (з врахуванням руху в жаровій трубі) руху димових газів уздовж осі котла.

Рух газів в димогарних трубах турбулентний, однак за рахунок формування граничного шару і низьких теплофізичних властивостей газів коефіцієнти тепловіддачі в димогарних трубах невисокі.

Для збільшення тепловіддачі в димогарних трубах використовують турбулізатори, що являють собою малі діафрагми і виступи в трубах, ламані металеві стрічки, внутрішні ребра, спіральні і кільцеві накатки, пружинні дотові вставки або закручувальні лопатки, скручені стрічки тощо.

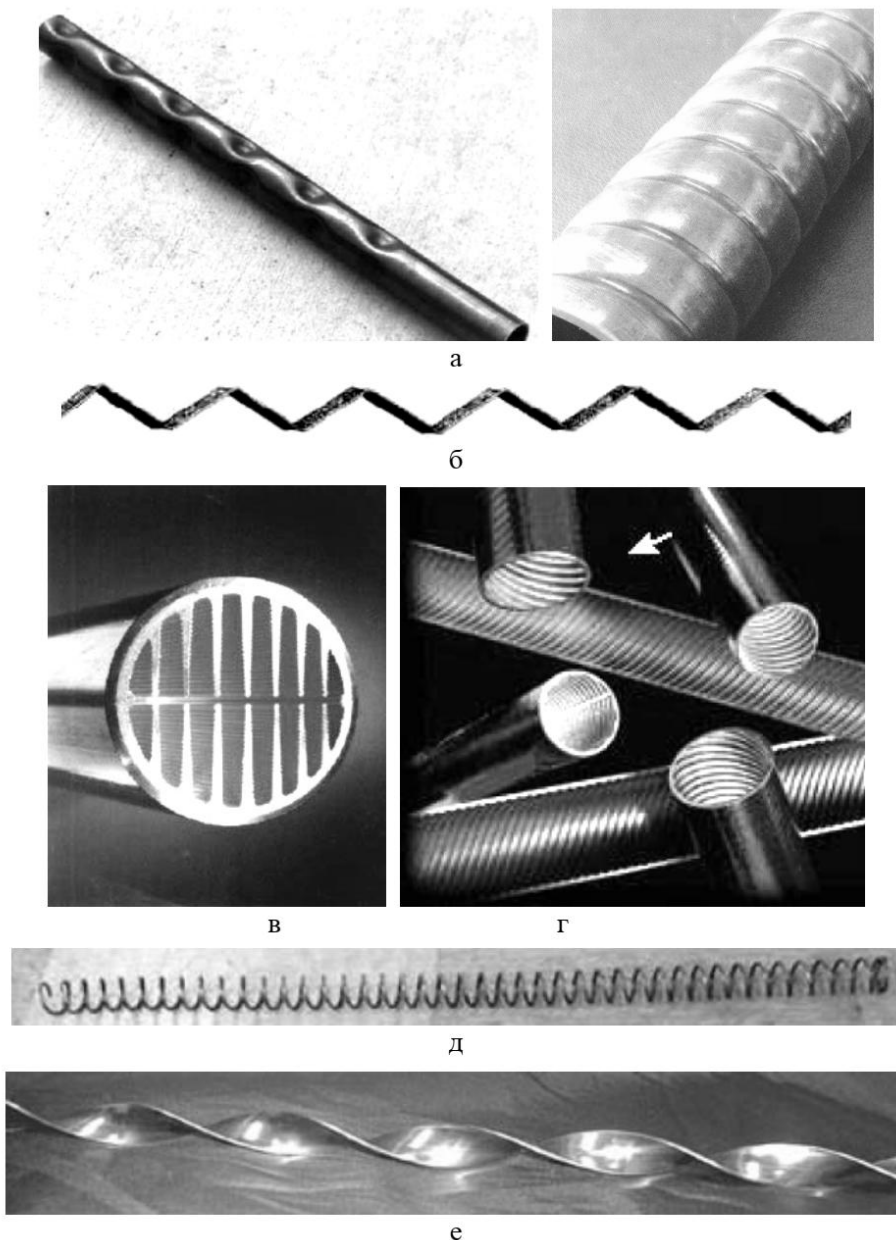


Рисунок 3.1 – Турбулізатори потоків в димогарних і жарових трубах жаротрубних котлів

Основна мета їх встановлення – руйнування граничного шару і турбулізація потоку. Результат – підвищення ККД котла. Турбулізатори зазвичай встановлюються в останньому «ході» димових газів (в чотириходові котли турбулізатори не встановлюються). Зменшення температури на кожні 40 °С підвищує ККД котлоагрегату приблизно на 1 %.

Турбулізатори є заміною більш дорогих економайзерів або повітряного підігрівника для підвищення ефективності котла. Вони прості, легко монтуються і мають низьку вартість (10–15 \$ за один турбулізатор). Конструкції сучасних турбулізаторів не викликають істотного збільшення втрат тиску і не створюють умов для осадження сажі в трубах котла. Вставні турбулізатори зазвичай фіксуються в трубах пружинним затвором і легко видаляються для забезпечення очищення труб щіткою.

Приклади схем жаротрубних котлів з інтенсифікованими жаровими і димогарними трубами наведено на рис. 3.2 – 3.5.

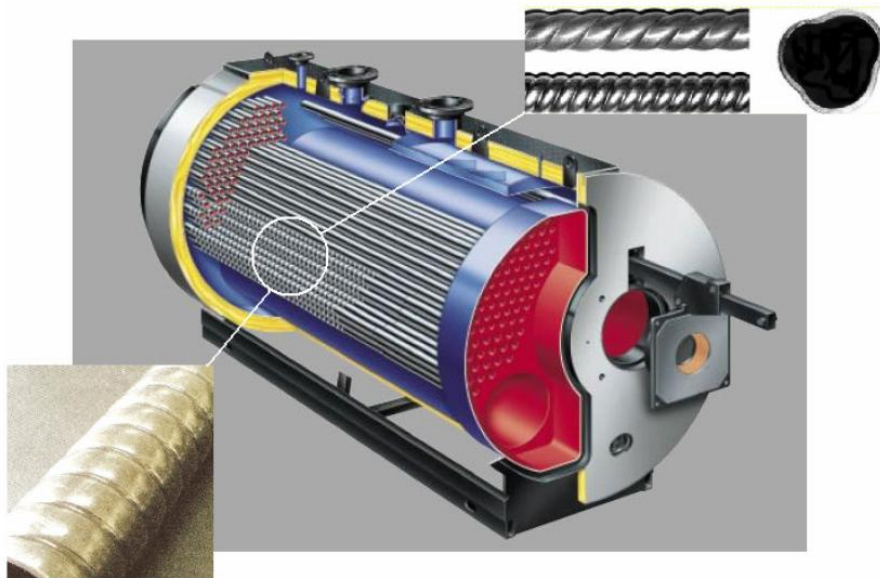


Рисунок 3.2 – Котел з накатними димогарними трубами

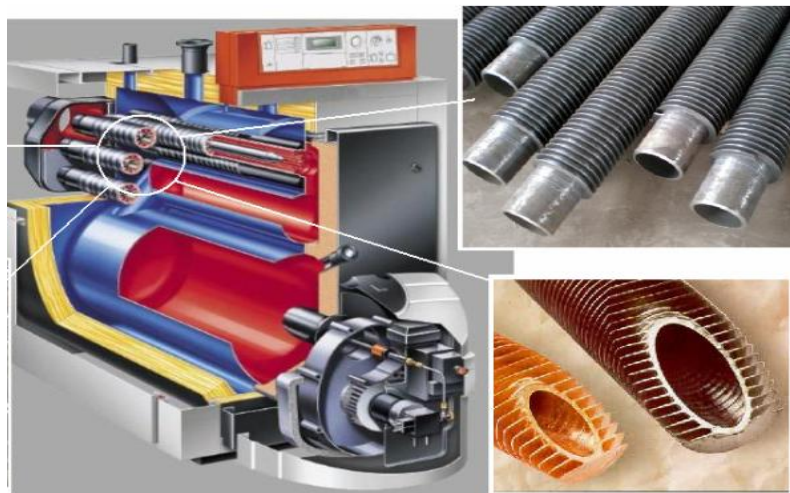


Рисунок 3.3 – Котел з оребреними димогарними трубами

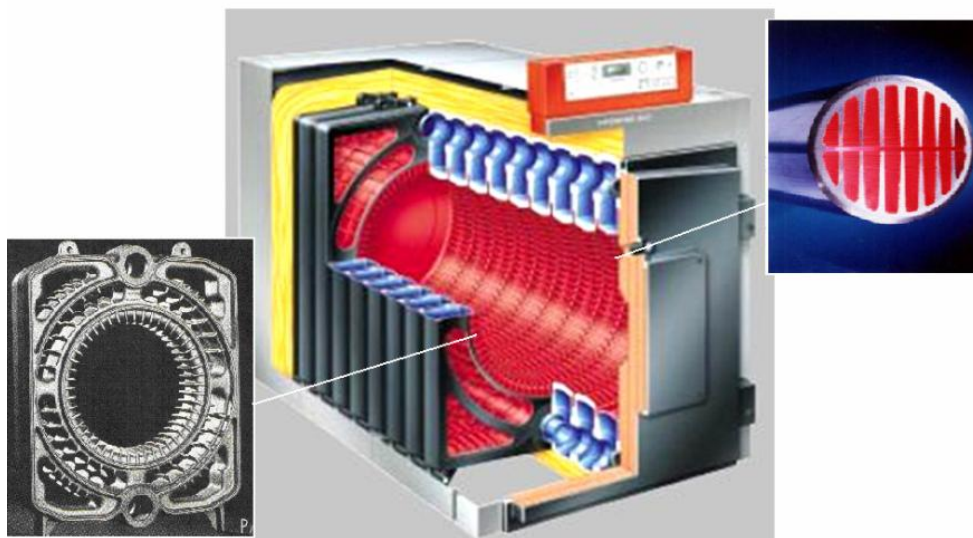


Рисунок 3.4 – Котел з оребреною жаровою трубою

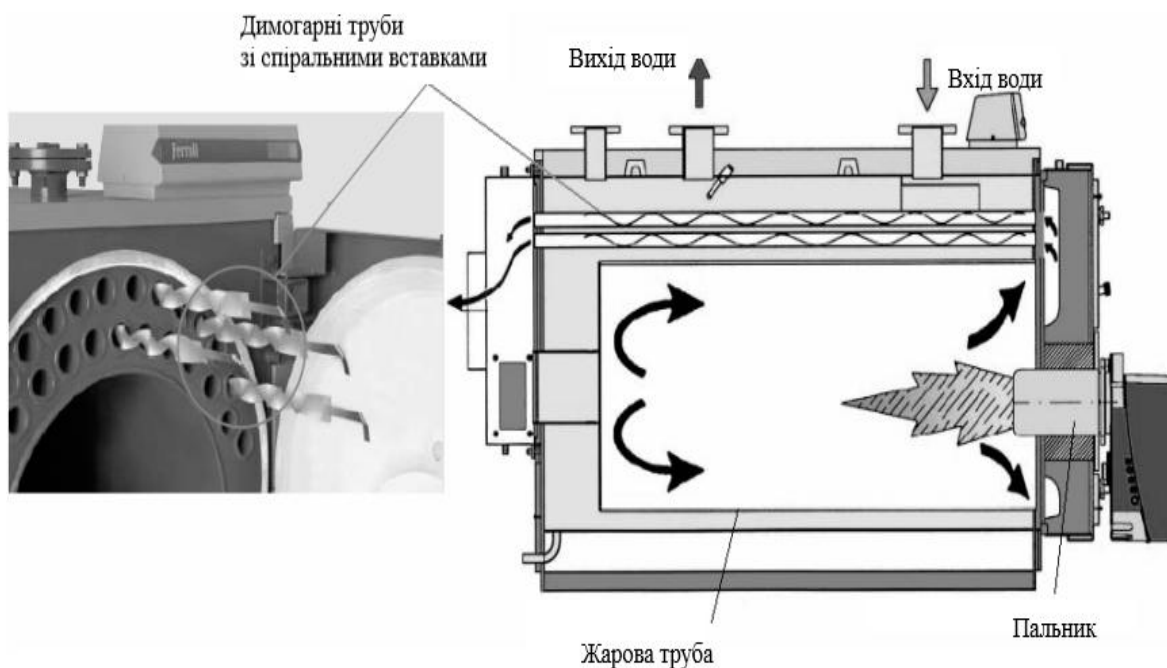


Рисунок 3.5 – Скручені стрічки в трубах конвективної частини опалювальних сталевих водогрійних газових триходових котлів

У промислових і побутових жаротрубних котлах іноземного виробництва потужністю до 5 МВт передбачається обов'язкове використання інтенсифікаторів теплообміну (турбулізаторів потоку).

3.2.2 Інтенсифікація теплообміну у водотрубних котлах

Нині досить велика кількість теплотехнічних фірм виробляє труби для вертикальних трубних екранів енергетичних котлів. Ефективність вертикальних труб за низьких масових витрат та різних тисків залежить від параметрів внутрішньої геометрії труб.

Однозахідні спіральні виступи на внутрішній поверхні труб сприяють істотній турбулізації потоку в пристінній області та незамінні для збільшення критичних теплових потоків за рахунок інтенсифікації процесів тепловіддачі й сприяння змочуванню поверхні. Однак рівень втрат тиску в таких трубах істотний. Спосіб виробництва таких труб також є дорогим. Труби з багатозахідними спіральними виступами забезпечують менші втрати тиску і простіші у виготовленні. Однак рівень турбулентності в таких трубах недостатній для необхідності інтенсифікації тепловіддачі. Ці труби не забезпечують запобігання кризи бульбашкового кипіння за високих теплових потоків в котлах під час зниження середньої масової витрати води.

Разом з тим, використання труб із внутрішніми спіральними виступами покращує умови теплообміну в трубах парових котлів.

На рис. 3.6 показано зміну температур по довжині гладкої і оребреної труб парових котлів.

Видно, що наявність спіральних виступів через дії інерційних сил закручує потік і відкидає рідину до стінок труби (постійне змочування стінок), забезпечує більш пізнє настання кризи кипіння.

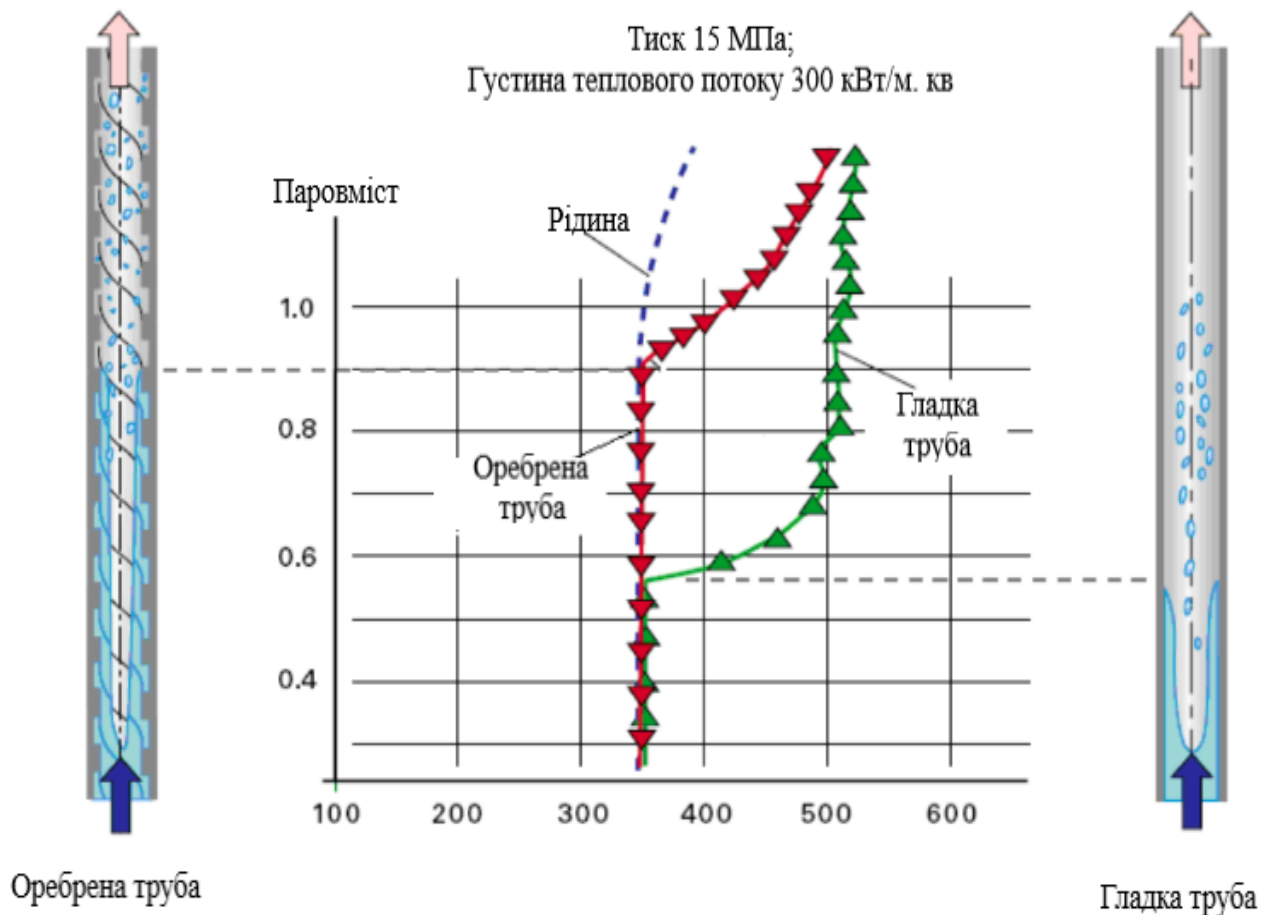


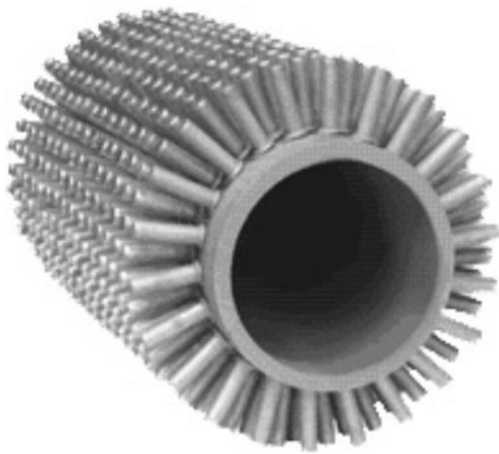
Рисунок 3.6 – Покращення умов тепловіддачі в вертикальних трубах парових котлів за рахунок нанесення спіральних виїмок на внутрішній поверхні труб Siemens AG

Це призводить до того, що за одних і тих самих питомих масових і теплових потоків температура стінок та її зміна в області кризи кипіння в інтенсифікованих трубах нижча, що зменшує їх схильність до термодформацій.

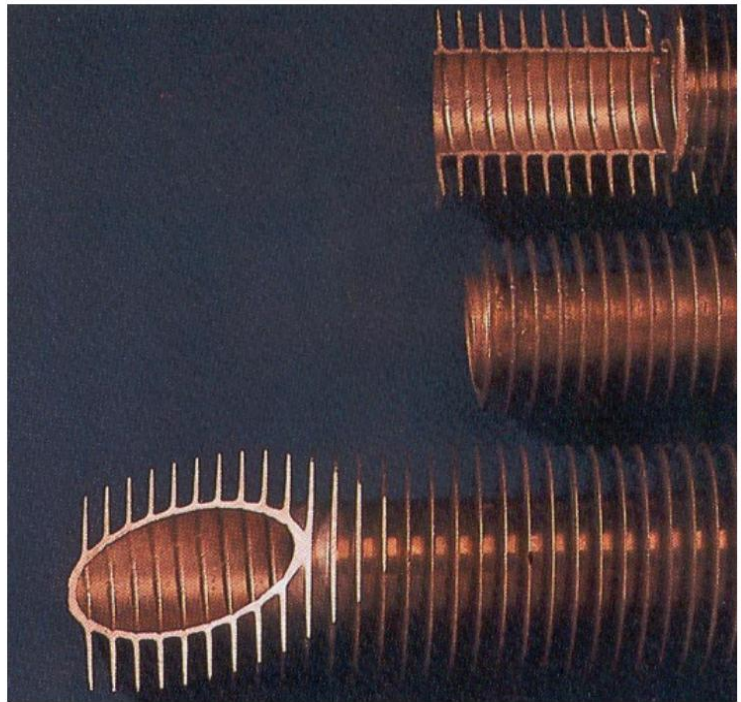
Використання інтенсифікованих труб в парових енергетичних котлах дозволяє забезпечити необхідну теплову потужність за значно менших витрат теплоносія (води), тобто за менших витрат потужності на прокачування.

В водогрійних водотрубних котлах малої та середньої потужності інтенсифікація теплообміну здійснюється переважно з зовнішнього боку труб.

Тут використовується розвиток поверхні трубних екранів за рахунок різного типу оребрення (рис. 3.7), оскільки основна частина теплоти в котлах передається за рахунок радіаційної складової.



а



б

Рисунок 3.7 – Типи оребрених труб для водогрійних котлів

а – труби із стержневими ребрами для конвективної поверхні нагрівання водотрубних котлів малої та середньої потужності компанії Tubeweld Ltd, Індія;
б – труби для водогрійних котлів компанії Fin Tube Korea Co., Ltd, Корея

Для зменшення габаритних розмірів водогрійних газових і твердопаливних котлів продовжують широко використовуватися змієвикові труби. Їх використання дозволяє не тільки створювати більш компакту конструкцію за рахунок компоновки, а й підвищувати теплову ефективність за рахунок інтенсифікації теплообміну через вплив інерційних сил всередині змієвиків.

3.3 Інтенсифікація теплообміну в теплообмінниках-утилізаторах

Теплообмінники-утилізатори енерготехнологічних і енергосилових установок, включно й котлоагрегати і газотурбінні силові та енергетичні установки, використовуються для підігрівання сирової води, палива або повітря для горіння і дозволяють підвищити теплову ефективність установок. Найчастіше у теплообмінниках-утилізаторах використовують або прямі, або змієвикові труби. Для підвищення ефективності теплообмінників-утилізаторів, які використовуються для підігрівання сирової води, найбільш широко застосовують зовнішнє оребрення.

Під час підігрівання палива або повітря, що надходить на горіння, необхідно інтенсифікувати теплообмін і всередині труб. З цією метою використовують поверхневі інтенсифікатори теплообміну, що забезпечують незначне збільшення потужності на прокачування теплоносія. На рис. 3.8 – 3.12 показано теплообмінники-утилізатори з прямими і змієвиковими трубами з інтенсифікаторами

теплообміну зовні та всередині труб від компанії Fin Tube Technologies, Inc (США) і типи труб.

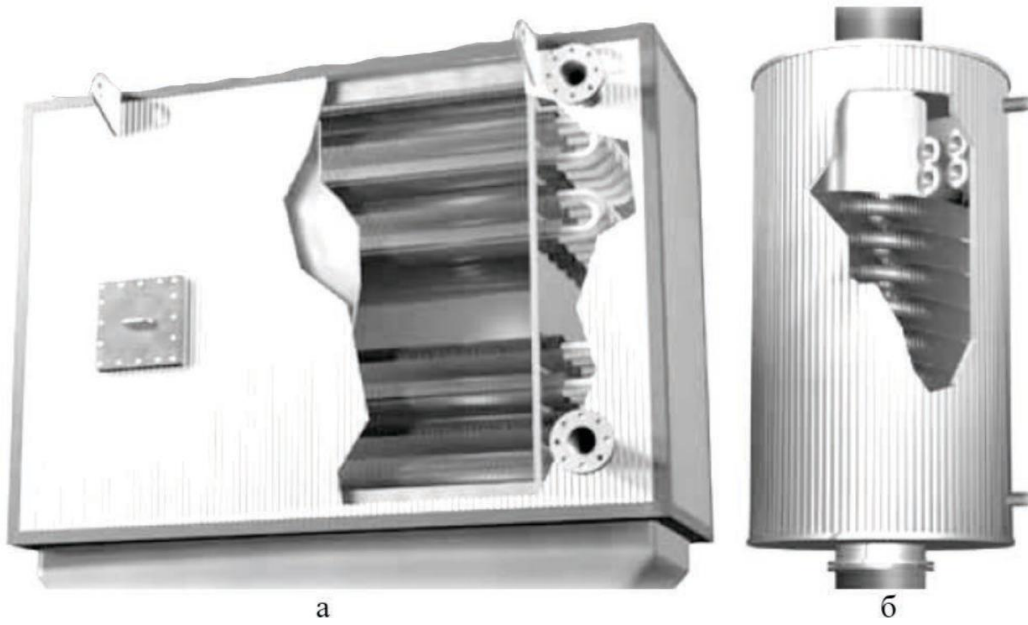


Рисунок 3.8 – Теплообмінники-утилізатори з прямими та змійовиковими трубами

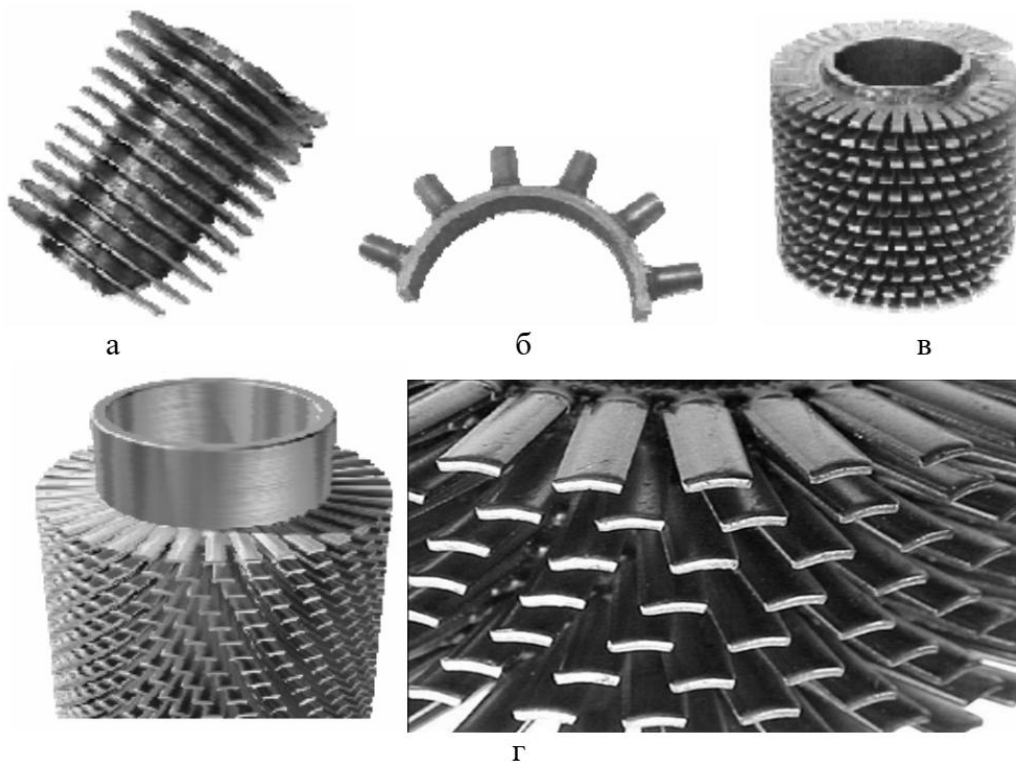


Рисунок 3.9 – Типи поверхонь труб в теплообмінниках-утилізаторах від компанії Fin Tube Technologies, Inc, США



Рисунок 3.10 – Труби серії XID з внутрішніми спіральними виступами, що використовуються в парових котлоагрегатах малої потужності і теплообмінниках-утилізаторах

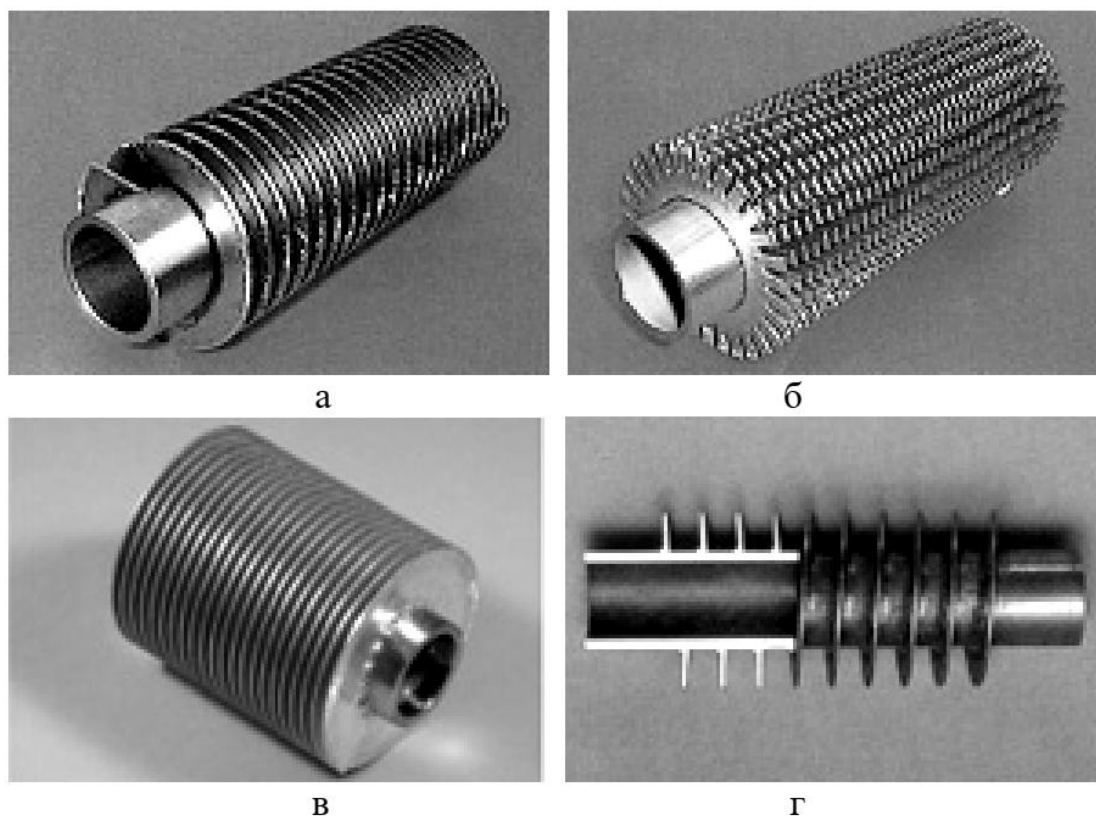


Рисунок 3.11 – Типи оребрених труб для ТА

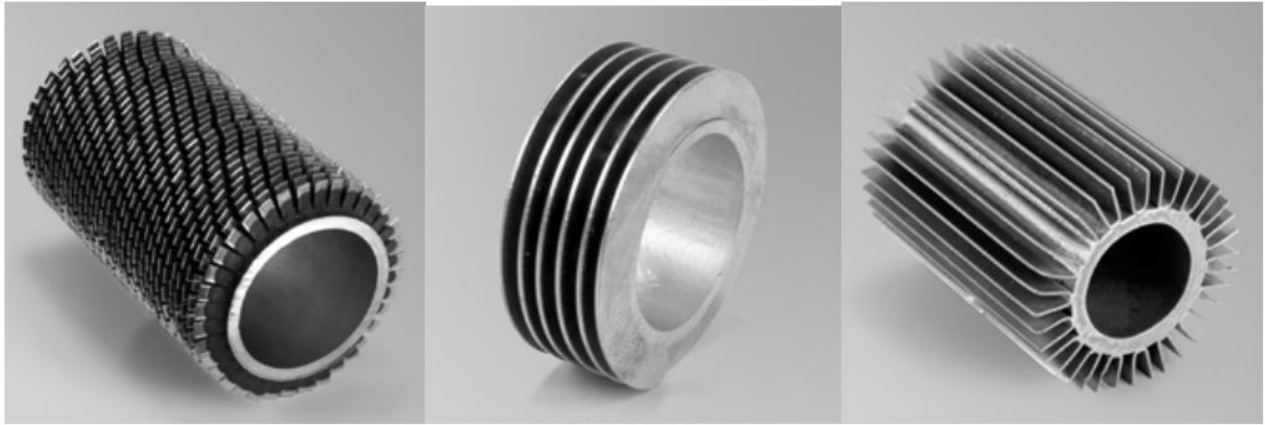


Рисунок 3.12 – Типи оребрених труб для високотемпературних ТА

3.4 Інтенсифікація теплообміну в кожухотрубних теплообмінних апаратах загального призначення

Використання дискретно-шорстких труб

Першою спробою організувати виробництво інтенсифікованих теплообмінників на території СРСР став випуск ГОСТ 27590-88 на водо-водяні підігрівники систем тепlopостачання (рис. 3.13). Поряд з гладкотрубними теплообмінниками, в ньому вперше показано можливості виробництва і використання інтенсифікованих теплообмінних апаратів з профільованими трубами. Недоліком цього ГОСТу стало те, що в ньому не обговорювався тип профілювання трубок, а також геометричні параметри профілювання. Крім цього, під час використання профільованих труб в теплообміннику не передбачалися інші інноваційні рішення.

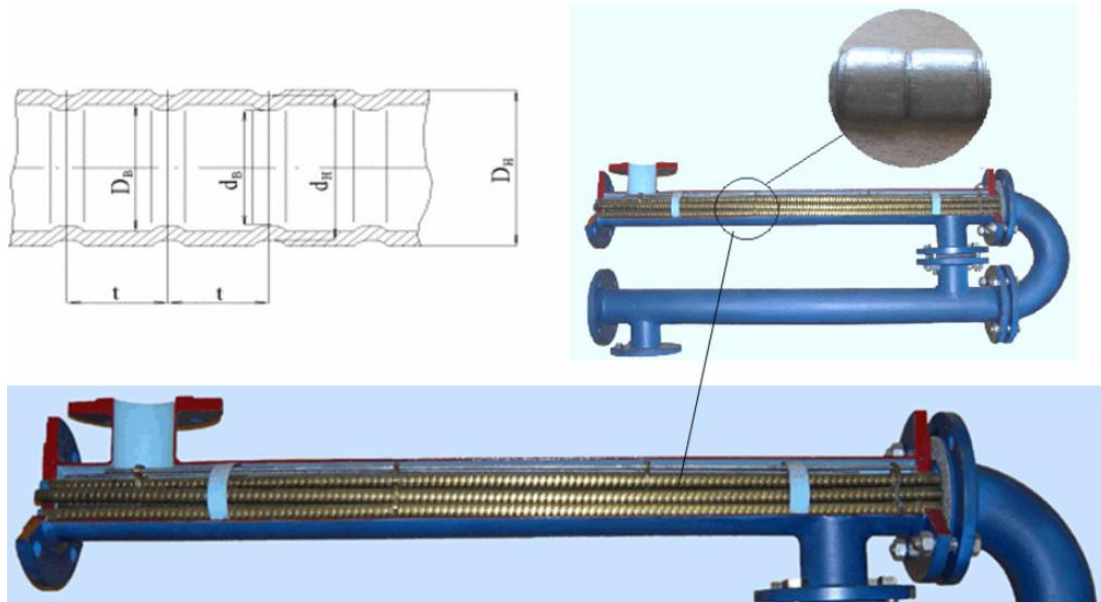


Рисунок 3.13 – Водо-водяний підігрівник ПВВ за ГОСТ 27590-88 (ТУ 400-28-132-90) з профільованими трубками у вигляді кільцевої накатки

Нині за великих теплових потужностей кожухотрубних теплообмінників і за малих температурних напорів вони виготовляються зі щільноупакованими

трубами, що мають корпус не у вигляді кожуха (труби), а у вигляді паралелепіпеда. Всі вітчизняні ТА для потреб опалення та ГВП орієнтовані на латунну трубку з зовнішнім діаметром 16 мм і внутрішнім діаметром 14 мм. Латунь слабо кородує в середовищі котлової і мережної води, а великий внутрішній діаметр трубки збільшує жорсткість труби і полегшує механічне очищення трубного простору.

Однак, відомо, що чим менший діаметр труб і товщина їх стінки, тим вищі коефіцієнти використання маси й об'єму ТА.

Відомі ТА європейських та індійських фірм з зовнішнім діаметром труб 6,3 або 8 мм, але в цих апаратах очищення трубного простору механічним способом утруднене, тому в нас вони не дуже поширені.

Випускаються теплообмінники типу «труба в трубі» з двох концентричних профільованих труб серії DT типу «труба в трубі» з трьох концентричних профільованих труб серії AS, багатотрубні кожухотрубчасті теплообмінники серій K і MI (рис. 3.14). Профільовані труби виготовляються з нержавіючої сталі 304L, 316L, вуглецевої сталі, міді і мідних сплавів, титану, сплавів Duplex, Hastelloy тощо.

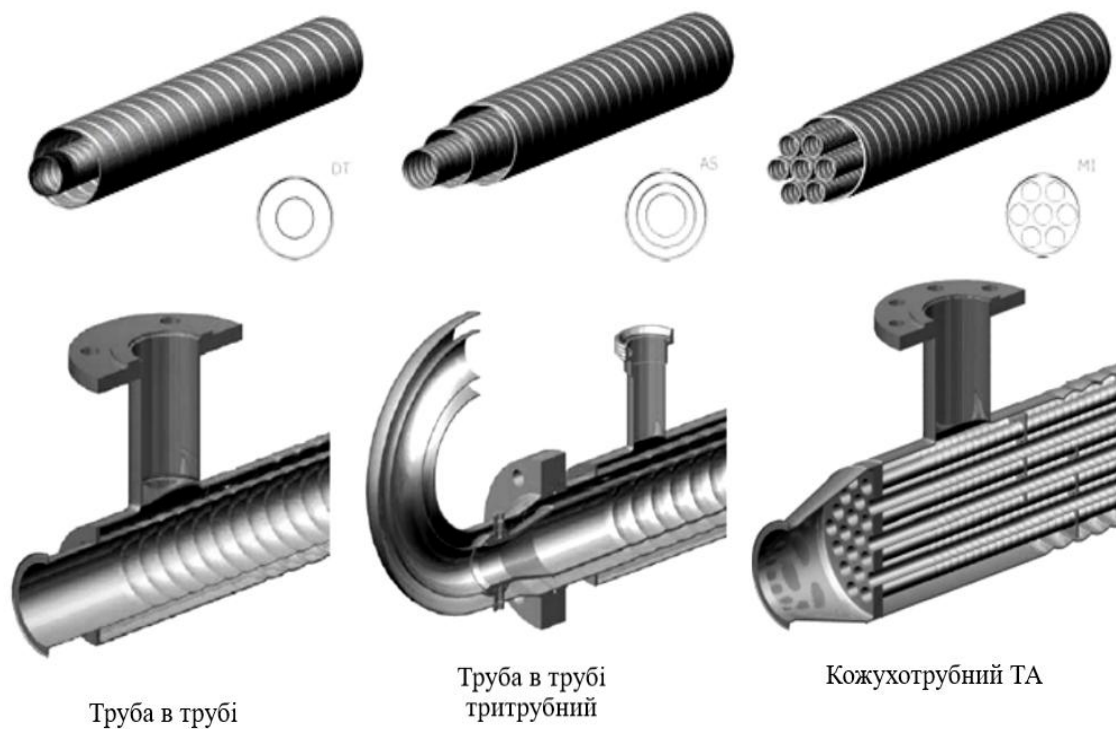


Рисунок 3.14 – Типи теплообмінних апаратів корпорації HRS Group (Іспанія) з профільованими трубами

Труби використовуються різної конфігурації і з різного матеріалу. На рис. 3.15 показано труби зі спіральними виступами на зовнішній стороні.

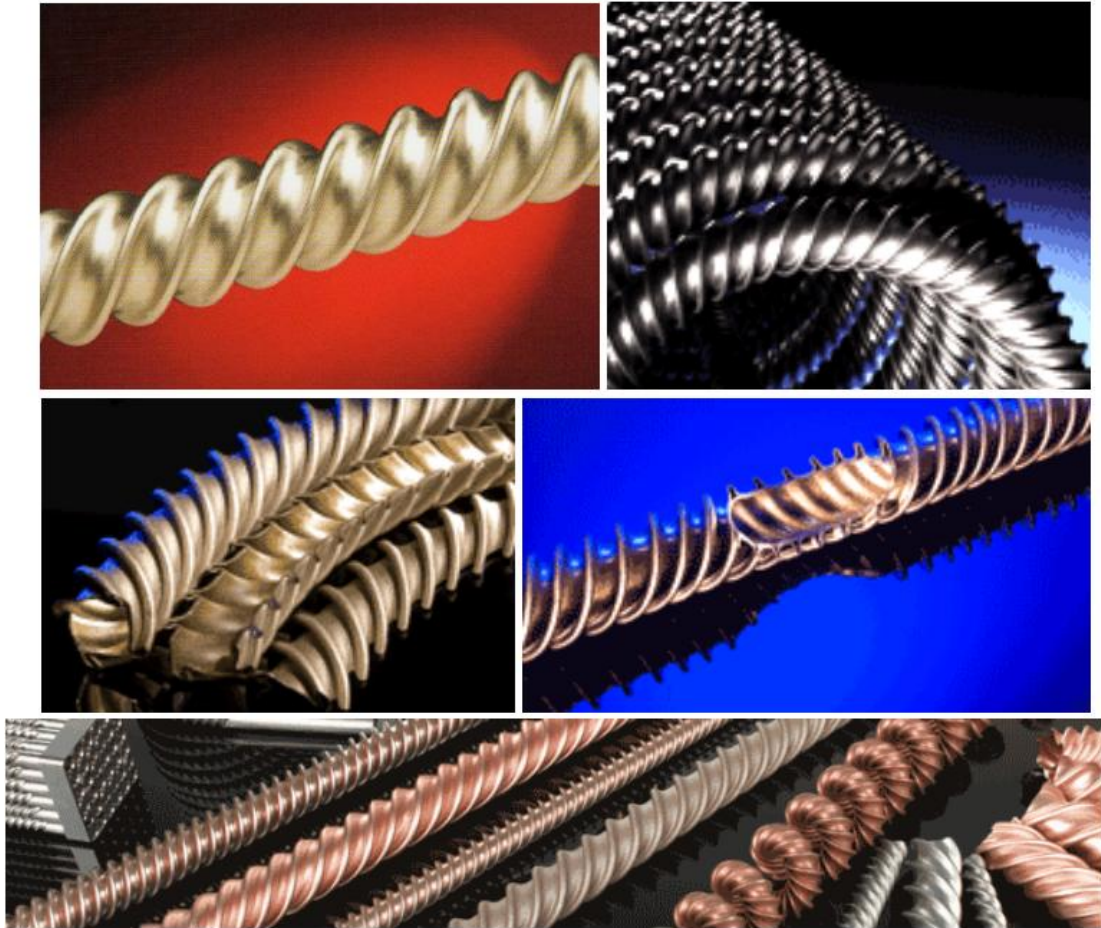


Рисунок 3.15 – Труби зі спіральними виступами на зовнішній стороні Tru-Twist компанії Turbotec Products Inc, США

Нині існує велика інформаційна база з досліджень різних способів і методів інтенсифікації. Інтенсифікація знайшла широке застосування в теплообмінному і котельному обладнанні. Потрібно виділення і вивчення основних можливих як пасивних так і активних механізмів інтенсифікації теплообміну, створення і оптимізація інтенсифікаторів тепловіддачі на основі фундаментальних досліджень даних механізмів.

Приклади розв'язання задач

Задача 1. В трубчастому повітропідігрівнику парогенератора повітря масовою витратою $G_2 = 18,5$ кг/с нагрівається від $t_2' = 25$ °С до $t_2'' = 115$ °С. Димові гази рухаються всередині сталевих труб ($\lambda_c = 45$ Вт/(м·К)) діаметром $D_2/D_1 = 53/50$ мм зі швидкістю $w_1 = 15$ м/с. Масова витрата газів – $G_1 = 16,5$ кг/с. В трубах розташовані інтенсифікатори теплообміну у вигляді скручених стрічок. Діаметр кривизни осьової лінії каналу, утвореного стінками труби і стрічковою вставкою $d = 40$ мм. Температура газів на вході в повітропідігрівник $t_1' = 250$ °С. Повітря рухається поперек трубного пучка з середньою швидкістю у вузькому перерізі пучка $w_2 = 9$ м/с. Труби розташовані в шаховому порядку з кроком $s_1 = s_2 = 1,35 \cdot d_2$. Визначити необхідну площу поверхні теплообміну.

Розв'язування

Середньоарифметична температура повітря

$$t_2 = 0,5 \cdot (t_2' + t_2'') = 0,5 \cdot (25 + 115) = 70 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Теплофізичні властивості повітря для середньої температури (додаток Б):
 $\rho_2 = 1,029 \text{ кг/м}^3$; $c_{p2} = 1,009 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$; $\lambda_2 = 2,96 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$;
 $\nu_2 = 20,02 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2\text{/с}$; $Pr_2 = 0,694$.

Потужність теплообмінника

$$Q = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_2'' - t_2') = 18,5 \cdot 1,009 \cdot (115 - 25) = 1680 \text{ (кВт)}.$$

Визначимо температуру газів на виході з повітропідігрівника. В першому наближенні задаємося середньою температурою газів в повітропідігрівнику $t_1 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$. Для середньої температури газів з додатка Г – $c_{p1} = 1,097 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{}^\circ\text{C)}$

$$t_{p1}'' = t_{p1}' - \frac{Q}{G_1 \cdot c_{p1}} = 250 - \frac{1680}{16,5 \cdot 1,097} = 157,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середньоарифметична температура газів

$$t_1 = 0,5 \cdot (t_1' + t_1'') = 0,5 \cdot (250 + 157,2) = 203,6 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Для цієї температури $c_{p1} = 1,097 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{}^\circ\text{C)}$ і після другого наближення $t_1'' = 157 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_1 = 203,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Теплофізичні властивості димових газів (додаток Г): $\rho_1 = 0,748 \text{ кг/м}^3$;
 $c_{p1} = 1,097 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{}^\circ\text{C)}$; $\lambda_1 = 4,01 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$; $\nu_1 = 32,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2\text{/с}$; $Pr_1 = 0,67$.

Число Рейнольдса для потоку газів (без врахування інтенсифікатора)

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot D_1}{\nu_1} = \frac{15 \cdot 0,05}{32,8 \cdot 10^{-6}} = 22865.$$

Число Нуссельта і коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб

$$Nu_1 = 0,3 Re_1^{0,6} Pr_1^{0,43} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,135} = 0,3 \cdot 22865^{0,6} \cdot 0,67^{0,43} \cdot \left(\frac{50}{40} \right)^{0,135} = 107$$

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{D_1} = 107 \cdot \frac{0,0401}{0,05} = 86 \text{ (Вт/(м}^2\text{K))}.$$

Число Рейнольдса для потоку повітря

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot D_2}{v_{p2}} = \frac{9 \cdot 0,053}{20,02 \cdot 10^{-6}} = 23826.$$

Число Нуссельта і коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до повітря за поперечного потоку

$$\text{Nu} = 0,41 \cdot \text{Re}_{p2}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{p2}^{0,33} \cdot \varepsilon_s = 0,41 \cdot 23826^{0,6} \cdot 0,694^{0,33} = 154,$$

де за шахматного розташування труб і $s_1/s_2 < 2$, $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$. Оскільки $s_1 = s_2$, то $\varepsilon_s = 1$.

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_2}{D_2} = 154 \cdot \frac{0,0296}{0,053} = 86 \text{ (Вт/(м}^2\text{К))}.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{86} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{45} + \frac{1}{86}} = 43 \text{ (Вт/(м}^2\text{К))}.$$

Оскільки

$$\frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_m} = \frac{t'_{p1} - t''_{p2}}{t''_{p1} - t'_{p2}} = \frac{250 - 115}{157 - 25} = 1,02,$$

то середній температурний напір визначаємо як середньоарифметичний

$$\Delta t_{\text{прот.}} \approx \Delta t_a = 0,5(\Delta t_{\sigma} + \Delta t_m) = 0,5(135 + 132) = 133,5 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

За графіками для розглянутої схеми руху теплоносіїв знаходимо, що $\varepsilon = 0,93$ для:

$$P = \frac{t''_{p2} - t'_{p2}}{t'_{p1} - t'_{p2}} = \frac{115 - 25}{250 - 25} = 0,4; \quad R = \frac{t'_{p1} - t''_{p2}}{t''_{p2} - t'_{p2}} = \frac{250 - 157}{115 - 25} = 1,03.$$

Температурний напір

$$\Delta t = \varepsilon \cdot \Delta t_{\text{прот.}} = 0,93 \cdot 133,5 = 124,2 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Площа поверхні нагріву повітропідігрівника

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{1680 \cdot 10^3}{43 \cdot 124,2} = 314,6 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Запитання для самоперевірки

1. Які технічні вимоги висуваються до сучасних ТА?
2. Які споживчі вимоги висуваються до сучасних ТА?
3. Поясніть основні технічні характеристики ТА.
4. Поясніть переваги і показники ефективності трубчастих ТА.
5. Перерахуйте типи турбулізаторів застосовують в жарових трубах котлів.
6. Поясніть, з якою метою встановлюють турбулізатори?
7. Поясніть, для чого призначені однозахідні та багатозахідні спіральні виступи на внутрішній поверхні труб.
8. Поясніть переваги та недоліки спіральних виступів на внутрішній поверхні труб?
9. Поясніть методи інтенсифікації теплообміну у водогрійних водотрубних котлах.
10. З якою метою застосовують змійовикові труби у водогрійних котлах?
11. Для чого призначені теплообмінники-утилізатори в теплоенергетичних системах?
12. Яких типів застосовуються поверхневі інтенсифікатори теплообміну в теплообмінниках-утилізаторах?

Задачі для самостійного розв'язування

Задача 1. Визначити коефіцієнт тепловіддачі під час нагрівання суміші розчину цукру концентрацією C , % з повітрям від t' до t'' в трубчастому горизонтальному газорідинному теплообміннику з трубами з внутрішнім діаметром $d = 0,05$ м під час роботи теплообмінника з витратними швидкостями рідини і повітря w' і w'' відповідно та тиску всередині труб $P = 0,12$ МПа.

Варіант	C , %	t' , °C	t'' , °C	Варіант	w' , м/с	w'' , м/с
1	20	40	60	а	1	1,5
2	30	40	60	б	0,9	1,4
3	25	30	60	в	1,1	1,35
4	30	30	50	г	1,05	1,45
5	20	35	65	д	0,95	1,3
6	25	40	50	е	0,8	1,4

Задача 2. Визначити, як вплинуть на теплогідрравлічний коефіцієнт в трубі внутрішнім діаметром d вставки з дроту, якщо відносний крок вставок 3.0, а діаметр дроту 2 мм. Трубою рухається повітря з температурою t і швидкістю w .

Варіант	d , мм	t , °C	Варіант	w , м/с
1	20	100	а	15
2	25	90	б	16
3	32	110	в	17
4	40	80	г	14
5	20	120	д	17
6	25	100	е	16

Задача 3. В трубах протитечійного ТА діаметром 28/22 тече вода з швидкістю w_1 з температурою на вході $t'_1 = 95$ °C, а на виході $t''_1 = 65$ °C. Воду закручують тонкою плівкою в закручувальних головках. Зовні поперек труби з коридорним розташуванням омиваються водою зі швидкістю w_2 і температурою $t'_2 = 10$ °C на вході і $t'_2 = 70$ °C на виході з пучка. Визначити потужність ТА і загальну площу теплообміну, якщо відстань між рядами труб 15 мм. Коефіцієнт теплопровідності труб 16 Вт/(м·К), а їх кількість n шт.

Варіант	w_1 , м/с	Варіант	w_2 , м/с	n , шт
1	0,5	а	0,45	100
2	0,55	б	0,4	80
3	0,6	в	0,35	75
4	0,65	г	0,3	65
5	0,7	д	0,25	85
6	0,75	е	0,2	90

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кулінченко В. Р., Ткаченко С.Й. Теплопередача з елементами масообміну (теорія і практика процесу). URL:
https://web.posibnyky.vntu.edu.ua/fbteg/kulinchenko_teploper/
2. Співак О. Ю., Резидент Н. В. Тепломасообмін. Частина I : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2021. 113 с.
3. Співак О. Ю., Резидент Н. В. Тепломасообмін. Частина II : електронний навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2022. 101 с.
4. Чепурний М. М., Резидент Н. В. Тепломасообмін в прикладах і задачах : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2011. 128 с.
5. Співак О. Ю., Чепурний М. М. Тепломасообмін. Лабораторний практикум : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2009. 105 с.
6. Лабай В. Й. Тепломасообмін : навчальний посібник. Львів : Тріада Плюс, 2004. 258 с.
7. Погорелов А. І. Тепломасообмін. Львів : Новий Світ, 2006. 144 с.

ДОДАТКИ

Додаток А
Теплофізичні властивості води на лінії насичення

Таблиця А.1

t, °C	$p \cdot 10^{-5}$ Па	ρ , кг/м ³	h, кДж/ кг	C_p , кДж/ (кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/ (м·К)	$a \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,000	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,7	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	875,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	15,8	288,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,9	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,6	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,1	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,4	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,7	528,0	1761,5	13,98	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,5	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

Додаток Б
Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального
атмосферного тиску

Таблиця Б.1

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/кг·К	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м·К	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-50	1,548	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	44,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Додаток В

Теплофізичні властивості трансформаторного масла

Таблиця В.1

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·К)	λ , Вт/(м·К)	ν , 10 ⁶ м ² /с	a , 10 ⁸ м ² /с	β , 10 ⁴ 1/К	Pr
10	886,4	1,62	0,111	37,9	7,83	6,85	484
20	880,3	1,666	0,11	22,5	7,55	6,9	298
30	874,2	1,729	0,1092	14,7	7,27	6,95	202
40	868,2	1,787	0,1089	10,3	7,027	7	146
50	862,1	1,846	0,108	7,58	6,8	7,05	111
60	856	1,905	0,107	5,78	6,58	7,1	87,8
70	850	1,963	0,106	4,54	6,36	7,15	71,3
80	843,9	2,026	0,1056	3,66	6,16	7,2	59,3
90	837,8	2,095	0,1046	3,03	6,0	7,25	50,5
100	831,8	2,14	0,1038	2,56	5,83	7,3	43,9
110	825,7	2,2	0,103	2,2	5,66	7,35	38,8
120	819	2,25	0,1022	1,92	5,33	7,4	34,9

Додаток Г

Теплофізичні властивості димових газів

(В=760 мм рт.ст. $\approx 0,01 \cdot 10^5$ Па; $\bar{p}(\text{CO}_2) = 0,13$; $\bar{p}(\text{H}_2\text{O}) = 0,11$; $\bar{p}(\text{N}_2) = 0,76$)

Таблиця Г.1

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,310	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

Додаток Д
Теплофізичні властивості цукрового розчину

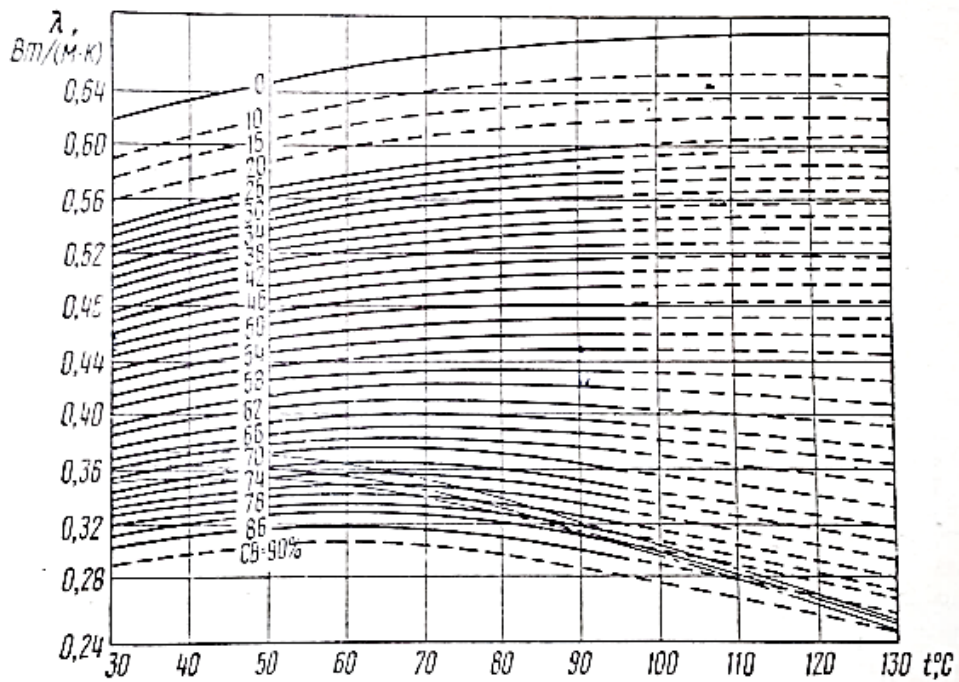


Рисунок Д.1 – Теплопровідність цукрового розчину від концентрації сухих речовин і температури

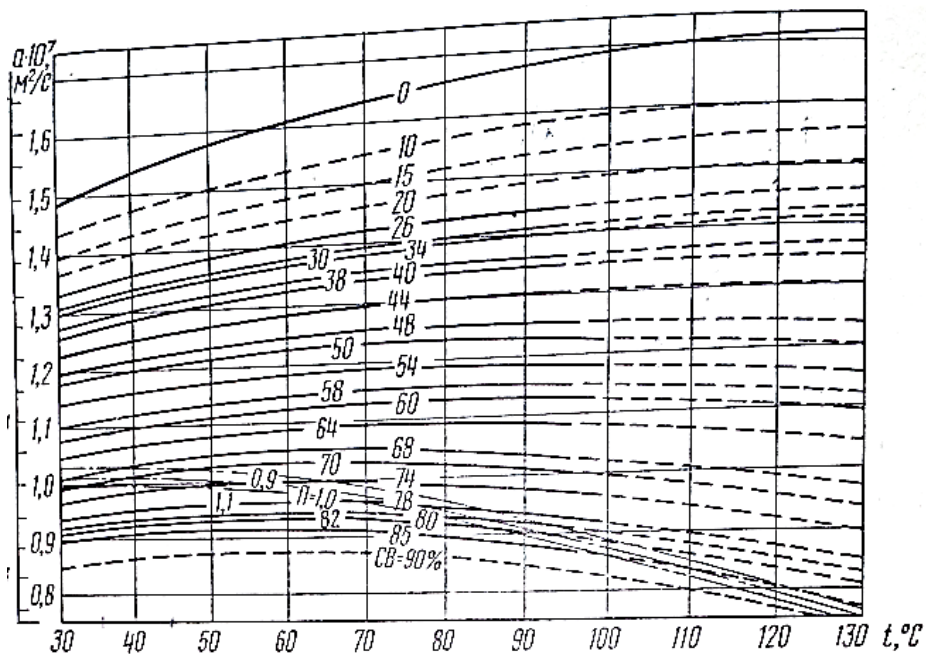


Рисунок Д.2 – Температуропровідність цукрового розчину від концентрації сухих речовин і температури

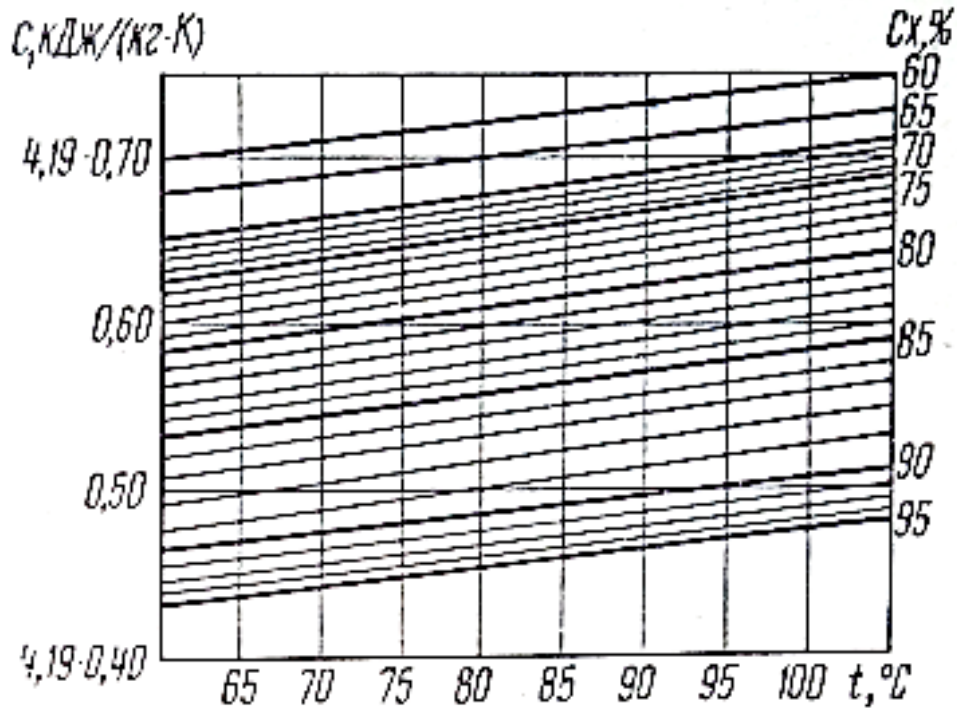


Рисунок Д.3 – Питома масова теплоємність цукрового розчину від концентрації сухих речовин і температури

Таблиця Д.1 – Числа Прандтля для цукрового розчину залежно від вмісту сахарози і температури

Температура, °C	Числа Прандтля чистого цукрового розчину для вмісту сахарози, %									
	0	20	40	60	70	75	80	82	85	86
30	5,4	10,4	31,3	240	1730	6380	46300	124400	-	-
40	4,2	8,0	22,3	140	840	2880	17590	41600	269000	520000
50	3,5	6,3	16,6	90	450	1420	6840	15280	76700	152800
60	2,9	5,2	12,5	63	275	773	3170	6130	26900	46300
70	2,5	4,3	9,8	48	178	452	1600	2980	9515	16750
80	2,2	3,8	8,1	36	125	284	932	1569	4440	6680
90	2,0	3,2	6,9	28	93	197	556	885	2845	3430
100	1,7	2,8	5,9	23	69	142	368	578	1265	1990
110	1,5	2,4	5,1	19	55	106	252	391	820	1193
120	1,4	2,1	4,6	16	44	83	182	282	559	774
130	1,3	1,9	4,0	14	37	66	144	208	378	438

*Електронне навчальне видання
комбінованого використання.
Можна використовувати в локальному та мережному режимах*

**Олександр Юрійович Співак
Наталія Володимирівна Резидент**

ТЕПЛОМАСООБМІН. МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ

Навчальний посібник

Рукопис оформила *Н. Резидент*

Редактор *Т. Старічек*

Оригінал-макет підготувала *Т. Старічек*

Підписано до видання 28.08.2023 р.
Гарнітура Times New Roman.
Зам. № P2023-096.

Видавець та виготовлювач
Вінницький національний технічний університет,
Редакційно-видавничий відділ.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021.
Тел. (0432) 65-18-06.
press.vntu.edu.ua;
E-mail: irvc.ed.vntu@gmail.com.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.