



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ: КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для студентів,
які навчаються за спеціальністю*

*151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології,
освітня програма "Технічні та програмні засоби автоматизації"*

Київ

КПІ ім. Ігоря Сікорського

2023

Обладнання хімічних виробництв: Конспект лекцій [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології, освітня програма "Технічні та програмні засоби автоматизації"/ КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: Швед М.П., Степанюк А.Р., Гусарова О.В., Швед Д.М.– Електронні текстові данні (1 файл: 15,8 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 181 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 6 від 30.03.2023р.)
за поданням Вченої ради інженерно-хімічного факультету
(протокол № 2 від 27.02.2023р.)*

Електронне мережне навчальне видання

ОБЛАДНАННЯ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ: НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Укладачі: Микола ШВЕД, канд. наук, доц.
Андрій СТЕПАНЮК, канд. наук, доц.
Олена ГУСАРОВА, канд. наук, ст. викл.
Дмитро ШВЕД, канд. наук, пров. інж.

Відповідальний редактор *Корнієнко Я.М.* докт. техн. наук, професор

Рецензент: *Ковалюк Д.О.*, канд. техн. наук, доц.

У навчальному посібнику викладено теоретичні основи технічної гідравліки з описом конструкцій гідравлічних машини та теоретичні основи теплових процесів хімічної технології. Розглянуто основні підходи до розрахунку теплообмінників, установок випарювання та сушіння, конструкції типових апаратів та алгоритми їх розрахунку і закономірності їх вибору.

Зміст

Вступ.....	5
1 ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ.....	6
1.1 Визначення та поняття	6
1.2 Контрольні запитання	12
2 ТЕХНІЧНА ГІДРАВЛІКА.....	14
2.1 Гідростатика	14
2.2 Гідродинаміка.....	19
2.3 Гідравлічні машини	37
2.4 Контрольні запитання	50
3. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ.....	53
3.1 Теплопровідність	54
3.2 Закон теплопровідності (закон Фур'є)	55
3.3 Диференційне рівняння теплопровідності	56
3.4 Умови однозначності.....	58
3.5 Теплопровідність при стаціонарному режимі	59
3.6 Контрольні запитання	64
4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ.....	66
4.1 Теплоносії і способи нагрівання технологічних середовищ	103
4.2 Охолоджувальні агенти, способи охолодження й конденсації.....	117
4.3 Конструкції теплообмінних апаратів.....	122
4.4 Розрахунок теплообмінних апаратів.....	143
4.5 Випарювання	150

	4
4.6 Сушіння.....	158
4.7 Контрольні запитання	174
Перелік посилань.....	180

Вступ

Матеріал розділу викладено за авторами [1...10].

У курсі «Обладнання хімічних виробництв» вивчаються фізико-хімічні основи процесів, які використовуються у всіх галузях хімічної технології. Розглядається також будова та принцип дії, методика розрахунку апаратів, які використовуються при розрахунку вищеназваних процесів. Виявлення загальних закономірностей протікання процесів і розробка методів розрахунку процесів – є основною задачею науки «Обладнання хімічних виробництв».

Ефективну систему автоматизації не можна розробити, не знаючи конструкції і параметрів об'єкту автоматизації. Такі проблеми вирішує дана навчальна дисципліна, яка відіграє суттєву роль у підготовці бакалаврів на реальних промислових об'єктах.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ

1.1 Визначення та поняття

Матеріал розділу викладено за авторами [1...10]. Будемо називати *хімічними*, ті процеси, внаслідок яких відбувається перетворення одних речовин в інші, а *фізичними* – ті, де такі перетворення не відбуваються, а змінюються лише фізичні властивості (тиск, об'єм, концентрація, агрегатний стан, температура). Будемо вивчати лише фізичні.

Умовно процеси хімічної технології можна розділити на 3 стадії, рисунок 1.1:

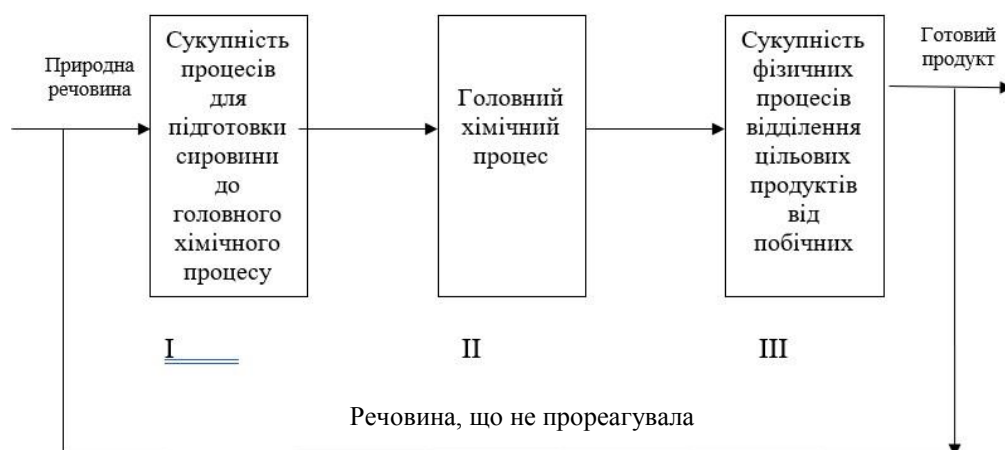


Рисунок 1.1 – Стадії хімічного процесу

У курсі «Обладнання хімічних виробництв» в основному вивчають I і III стадії.

Умовно всі хіміко-технологічні процеси, в залежності від законів, що визначають швидкість процесу, можна класифікувати наступним чином:

1. Гідродинамічні процеси – процеси, швидкість яких визначається законами гідродинаміки.

Гідродинаміка – наука про рух рідин та газів (процеси відстоювання, фільтрація, центрифугування, перемішування).

2. **Теплові процеси** – процеси, швидкість яких визначається законами теплопередачі – це наука про способи та швидкість передачі теплоти (нагрівання, охолодження, випарювання, конденсація, сушіння).

3. **Масообміні (дифузійні) процеси** – процеси, які характеризуються перенесенням одного із компонентів з однієї фази в іншу, через поверхню розділу фаз, переміщення маси в просторі (ректифікація, перегонка, абсорбція, адсорбція, десорбція, екстракція, кристалізація).

4. **Реакційні (хімічні) процеси** – це процеси швидкість яких описується законами хімічної кінетики.

5. **Механічні процеси** – процеси, коли швидкість визначається законами механіки твердого тіла: змішування, розділення сипучих, подрібнення, сортування, транспортування.

Всі вищеназвані процеси будуються на явищах перенесення в просторі маси, енергії, кількості руху або імпульсу.

По способу організації основні процеси хімічної технології діляться на:

1. **Періодичні** – ці процеси проводяться в апаратах, де через визначені проміжки часу відбувається завантаження, далі відбувається основний процес, а за ним відбувається випуск основних продуктів. Всі стадії в такому апараті відбуваються в одному місті, але в різний час. Фізичні характеристики речовини змінюються в часі, тому такі процеси є *не стаціонарними*.

2. **Безперервні** – процеси в яких завантаження, основний процес і випуск відбуваються одночасно, але рознесені у просторі, тобто відбувається у різних частинах апарату. У цих процесах фізичні характеристики речовини не змінюються у часі тому вони називаються *стаціонарними*.

3. **Комбіновані** – це безперервні процеси, окремі стадії яких проводяться періодично або це періодичні процеси, одна або декілька стадій яких проходять безперервно.

Основною перевагою безперервних процесів порівняно з періодичними є:

- а) безперервність випуску кінцевих продуктів;
- б) більш легка автоматизація і механізація процесів;
- в) стійкість режимів і більш висока якість отриманих продуктів;
- г) нижчі капітальні, енергетичні та експлуатаційні показники.

При аналізі і розрахунку хіміко-технологічних процесів вирішують основні задачі:

- 1) При заданих видатках вихідних матеріалів визначають необхідну енергію для проведення процесу та кількість продуктів, які отримуються.
- 2) Визначаються умови рівноважного стану системи.
- 3) Визначаються оптимальні режими роботи апаратів.
- 4) Розраховуються основні розміри апаратів.

Вирішення вище названих задач базується на законах збереження маси, енергії і імпульсу.

При цьому використовуються *рівняння матеріального балансу*, які базуються на законі збереження маси, тобто кількість речовин які поступили на переробку дорівнюють кількості речовин внаслідок переробки (підведення маси = відведенню маси):

$$\Sigma G_{\text{поч}} = \Sigma G_{\text{кін}} .$$

Рівняння енергетичного балансу базується на законі збереження енергії: кількість енергії підведеної в процес = кількості енергії отриманої в процесі (підведення енергії = відведенню енергії):

$$\Sigma Q_{\text{поч}} = \Sigma Q_{\text{кін}} .$$

Умови рівноваги. Будь-який процес протікає до тих пір, поки не встановиться рівновага.

Наприклад: рідина перетікає з вищого рівня на нижчий. Теплота переноситься від більшої до меншої температури, маса переноситься від більшої концентрації до меншої. І так відбувається до тих пір, поки потенціали не будуть рівні:

$$\Delta p = 0 ; \Delta t = 0 ; \Delta c = 0 .$$

Швидкість процесу. Для систем, які не знаходяться в стані рівноваги обов'язково відбувається процес, який намагається привести систему в стан рівноваги. При цьому швидкість цього процесу тим більша, чим більше відхилення системи від умов рівноваги. Відхилення системи від умов рівноваги характеризується величиною рушійної сили, значення якої зменшується по мірі наближення системи до стану рівноваги.

Явище перенесення і принцип рушійної сили в хімічній технології.

Будь-яких процес в хімічній технології пов'язаний, в тій чи іншій мірі, з перенесенням суспензії (чи кількості руху суспензії, чи імпульсу, чи маси).

Рух рідини пов'язаний лише з перенесенням імпульсу, в теплових процесах перенесення імпульсу і теплоти розглядається одночасно, в масообмінних процесах може розглядатись перенесення імпульсу, маси і теплоти.

Закони перенесення маси, енергії і імпульсу, визначають густину потоку будь-якої з субстанцій, в залежності від градієнту і пов'язаного з нею потенціалу перенесення.

Потенціал перенесення, в випадку перенесення маси є *густина* ρ (щільність), чи *концентрація* C , чи перенесення енергії *ентальпія*

$$i = C_p \cdot t_\rho .$$

Перенесення імпульсу – це кількість руху перенесення рідин .
Перенесення субстанції можливе, якщо в різних точках технологічної системи (апарата чи потоку) будуть різні значення потенціалів. Різниця в

значеннях потенціалів є причиною і рушійною силою перенесення тої чи іншої субстанції.

Для гідродинамічних процесів ΔP . Для тепломеханічних процесів Δt .
Для масообмінних процесів ΔC .

При цьому згідно з II законом термодинаміки, субстанція самочинно переноситься від більшого потенціалу до меншого. Інтенсивність перенесення зростає із збільшенням рушійної сили, яка приходить на одиницю відстані між точками потенціалами, які визначаються.

В якості такої відстані вибирають найбільшу коротку відстань – **нормаль**. Зміна потенціалу на одиницю нормалі називають – **градієнтом**.

Згідно загальноприйнятої гіпотези, інтенсивність питомих потоків субстанції виражають її перенесення і пропорційна градієнту відповідного потенціалу. При цьому градієнт приймається направлений від підвищення потенціалу, в той час коли сама субстанція переноситься від більшого потенціалу до меншого, тобто в протилежному напрямку. Тому в відповідних рівнях, які пов'язують питомі потоки субстанції і градієнтами, перед останніми ставимо знак « \leftarrow ».

Наприклад, напруга тертя:

$$\tau_T = \frac{P_T}{F}$$

де P_T – сила тертя;

F – поверхня тертя.

Напруга тертя і градієнт, який можна представити у вигляді рівняння Ньютона:

$$q = -\mu \cdot \frac{\partial \omega}{\partial n}.$$

де μ – коефіцієнт пропорціональності (коефіцієнт динамічної в'язкості).

У випадку перенесення теплоти між ізотермічними поверхнями питомий потік буде пропорційний градієнту температур, рівняння Фур'є, рівняння теплопровідності:

$$q = -\lambda \cdot \frac{dT}{dn} .$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності.

Перенесення маси може бути представлений за законом Фіка:

$$m = -D \cdot \frac{dc}{dn} .$$

де D – коефіцієнт дифузії.

Повний потік субстанції в одиницю часу – це добуток питомого потоку на величину потоку через яку переноситься субстанція.

Таким чином можна вважати, що результати перенесення характеризуються кількістю M – переносної субстанції, пропорційний рушійній силі, часу і деякій величині S , до якої віднесена інтенсивність процесу:

$$M = K \cdot S \cdot \Delta .$$

де K – коефіцієнт пропорційності, який характеризує швидкість процесу, тобто представляє собою кінетичний коефіцієнт, коефіцієнт швидкості процесу.

Визначення основних розмірів апарату.

Основними задачами при розрахунку апарату є визначення масових і енергетичних потоків, а також розмірів апарата, для забезпечення заданої продуктивності. Або ж визначення продуктивності по заданих розмірах апарата (перевірочний розрахунок).

Масові енергетичні потоки визначаються на основі матеріальних і енергетичних балансів, а розміри – на основі даних про кінетику процесу.

Основні розміри апарату (*довжина, висота, діаметр, площа поперечного перерізу*) залежать від типу технологічного процесу і від продуктивності.

Для розрахунку габаритних розмірів апарату використовують загальне рівняння:

$$A = \frac{M}{\Delta \cdot K} .$$

де A – основний розмір апарата,

M – продуктивність в одиницю часу,

K – кінетичний коефіцієнт.

1.2 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте поняття хімічні процеси.
2. Проаналізуйте поняття фізичні процеси.
3. Проаналізуйте стадії хімічних процесів.
4. Проаналізуйте поняття гідродинамічні процеси.
5. Проаналізуйте поняття теплові процеси.
6. Проаналізуйте поняття масообміні (дифузійні) процеси.
7. Проаналізуйте поняття реакційні (хімічні) процеси.
8. Проаналізуйте поняття механічні процеси.
9. Проаналізуйте поняття періодичні процеси.
10. Проаналізуйте поняття безперервні процеси.
11. Проаналізуйте поняття комбіновані процеси.
12. Проаналізуйте переваги безперервних процесів в порівнянні з періодичними

13. Проаналізуйте основні задачі, що вирішують при аналізі і розрахунку хіміко-технологічних процесів.
14. Проаналізуйте рівняння матеріального балансу.
15. Проаналізуйте рівняння енергетичного балансу.
16. Проаналізуйте поняття «умова рівноваги».
17. Проаналізуйте поняття «швидкість процесу».
18. Проаналізуйте поняття «явище перенесення і принцип рушійної сили в хімічній технології».
19. Проаналізуйте поняття потенціал перенесення.
20. Проаналізуйте, що є основними задачами при розрахунку апарату.

2 ТЕХНІЧНА ГІДРАВЛІКА

Матеріал розділу викладено за авторами [1...3]. Більшість технологічних процесів хімічної промисловості пов'язані з рухом рідин, газів і парів, перемішуванням в рідких середовищах, а також з розділенням неоднорідних сумішей шляхом відстоювання, фільтрування і центрифугування. Швидкість всіх наведених фізичних процесів визначається законами гідромеханіки. Тому такі процеси називаються *гідромеханічними*.

Зако́ни гідромеханіки і їх практичне застосування вивчаються в гідравліці, яка складається з двох розділів:

- А. Гідростатика – розглядає закони рівноваги у стані спокою.
- Б. Гідродинаміка – вивчає закони руху рідин та газів.

2.1 Гідростатика

Гідростатика - це розділ гідравліки, що вивчає поведінку рідини, яка знаходиться в стані відносного спокою, при якому в рідині, що рухається її частинки не рухаються одні відносно інших. В цьому стані в рідині не проявляються дотичні напруги і рідину розглядають як єдине ціле.

Аналіз диференційного рівняння статички рідини. Рівняння Ейлера

Виділимо в об'ємі рідини елементарний об'єм (рисунок 2.1) $dV = dx dy dz$, де dx, dy, dz - ребра елементарного паралелепіпеда, паралельні координатним вісям x, y і z відповідно. Необхідно визначити, як тиск змінюється по поверхні рідини, $p = f(x, y, z)$.

На паралелепіпед діє сила тяжіння gdm . Припустимо, що вектор сили тяжіння паралельний осі z і направлений в протилежну сторону (вниз), тоді,

згідно основного принципу статки, сума проєкцій всіх сил, що діють на елементарний об'єм, який знаходиться в рівновазі, дорівнює нулю.

$$-gdm = -g\rho dV = -g\rho dx dy dz$$

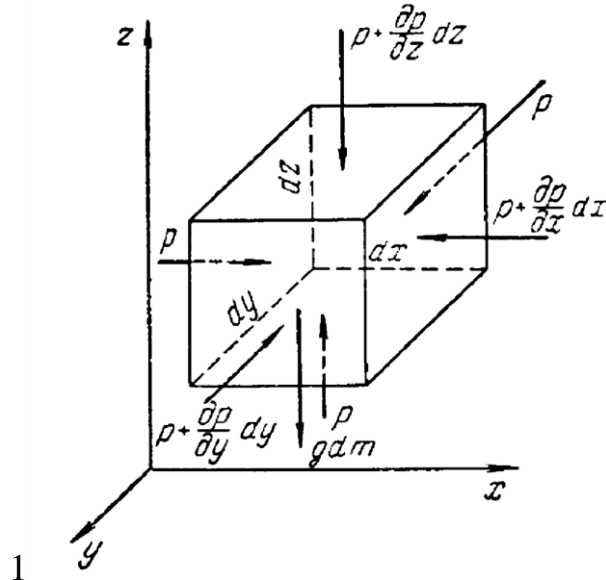


Рисунок 2.1 – До виведення диференційного рівняння рівноваги Ейлера.

Сила тиску дорівнює добутку тиску на площу будь-якої грані на яку діє сила, тоді на кожну грань діє сила $p dx dy$. Проекція сили гідростатичного тиску на вісь

$$-(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz) dx dy$$

Проекція рівнодійної сили тиску на вісь

$$p dx dy - (p + \frac{\partial p}{\partial z} dz) dx dy = -\frac{\partial p}{\partial z} dz dx dy$$

Аналогічно знаходимо проєкції на інші вісі, тоді умови рівноваги елементарного паралелепіпеда виражається системою рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \\ -\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{array} \right.$$

Вищенаведена система рівнянь - *система диференціальних рівнянь Ейлера*, яка описує рідину в спокої.

Аналіз системи рівнянь

Із перших двох рівнянь видно, що по вісі Ox і по вісі Oy тиск не змінюється, а змінюється тільки по висоті.

Основне рівняння гідростатики

Для отримання закону розподілу тиску по всьому об'ємі необхідно проінтегрувати систему диференціальних рівнянь. В зв'язку з тим, що в цій системі частинні похідні $\frac{\partial p}{\partial x}$ і $\frac{\partial p}{\partial y}$ рівні нулю, то тоді частинна похідна в третьому рівнянні $\frac{\partial p}{\partial z}$ може бути замінена на повну $\frac{dp}{dz}$. Приймаючи, що густина і прискорення вільного падіння величини постійні $\rho = const, g = const$, маємо:

$$dz + d\left(\frac{p}{\rho g}\right) = d\left(z + \frac{p}{\rho g}\right) = 0$$

Звідки після інтегрування отримаємо

$$z + \frac{p}{\rho g} = const$$

де z - геометричний напір h_z , висота розташування точки над площиною порівняння, $\frac{p}{\rho g}$ - гідростатичний напір

Для двох горизонтальних площин 1 та 2 (рисунок 2.2), останнє рівняння виражають у вигляді:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g}$$

Це рівняння називається – основне рівняння гідростатики.

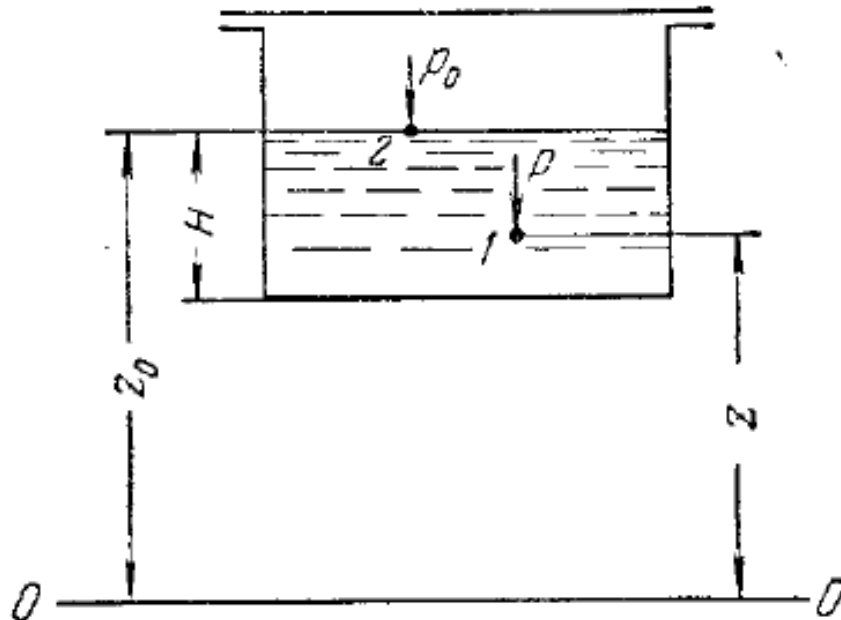


Рисунок 2.2 – До основного рівняння гідростатики.

З рівняння виходить, що сума геометричного і гідростатичного напорів є величина постійна для кожної точки рідини в стані спокою.

Основне рівняння гідростатики – це один із випадків закону збереження енергії, який можна сформулювати так: *сума енергії положення і енергії тиску є величина постійна*. Сума питомих енергій положення і тиску є величина постійна або питома потенціальна енергія для всіх точок рідини, що знаходиться в стані спокою, є величина постійна.

Основне рівняння гідростатики можна записати у вигляді:

$$p_1 + \rho g z_1 = p_2 + \rho g z_2$$

або

$$p_2 = p_1 + \rho g(z_1 - z_2) = p_1 + \rho g h$$

Рівняння є виразом **закону Паскаля**, згідно з яким тиск, що створюється в будь-якій точці нестискаємої рідини, що знаходиться в стані спокою, передається однаково всі точкам її об'єму.

Гідростатичні машини

Прикладом таких машин є гідравлічні преси (рисунок 2.3) та домкрати.

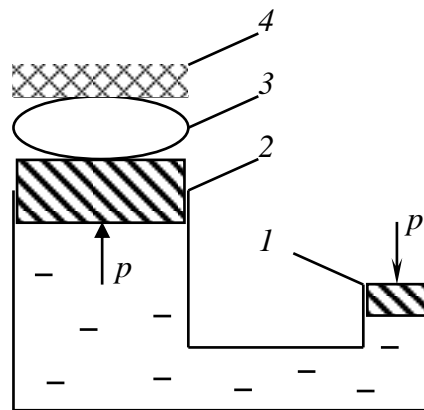


Рисунок 2.3 – Схема гідравлічного преса.

Якщо прикласти відносно невелике навантаження до поршня 1, що рухається в циліндрі меншого діаметра d_1 , і створити тиск p на поршень, то, згідно закону Паскаля, такий же тиск p буде приходитись на поршень 2 в циліндрі більшого діаметра d_2 . При цьому сила тиску на поршень 1 складе

$$P_1 = p \frac{\pi d_1^2}{4},$$

а сила тиску на поршень 2

$$P_2 = p \frac{\pi d_2^2}{4}$$

В результаті поршень в циліндрі більшого діаметру передасть силу тиску, в стільки разів більшу, ніж сила, прикладена до поршня в циліндрі

меншого діаметру, у скільки разів поперечний переріз циліндра 2 більше ніж циліндра 1.

Таким чином, за допомогою порівняно невеликих зусиль здійснюють пресування матеріалу 3, розміщеного між поршнем 2 та нерухомою плитою 4.

2.2 Гідродинаміка

Гідродинаміка – це розділ гідравліки, що розглядає рідини, які рухаються.

Рушійною силою руху рідини є різниця тисків, яка створюється за допомогою насосів чи компресорів або ж в наслідок різниці рівнів чи густини.

Основні характеристики рухомої рідини

Кількість рідини, що протікає через поперечний переріз потоку за одиницю часу, називають видатком рідини. Розрізняють:

Об'ємний видаток V , $\left[\frac{м^3}{с} \right]$

Масовий видаток G , $\left[\frac{кг}{с} \right]$.

Рівняння неперервності потоку в інтегральній формі:

$$V = \omega \cdot S$$

де ω - середня швидкість потоку рідини;

S - переріз потоку

$$G = \rho V = \rho \omega S$$

де $\rho \omega$ - масова швидкість;

ρ - густина рідини.

В подальшому рідина може рухатись в якихось температурних умовах.

c_p - питома теплоємність, показує скільки теплоти треба підвести до 1

кг рідини щоб нагріти її на 1° , $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$

λ - теплопровідність, $\left[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} \right]$

μ - динамічна в'язкість, $[\text{Па} \cdot \text{с}]$

ν - кінематична в'язкість, $\left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$

де ρ - густина, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$

Наведені вище величини є універсальними. Вони характеризують рідину, яка може рухатись.

Гідравлічний радіус і еквівалентний діаметр

При русі рідини через поперечний переріз, відмінний від круглого, в якості розрахункового лінійного розміру використовують гідравлічний радіус або еквівалентний діаметр.

Під гідравлічним радіусом розуміють відношення площі вільного перерізу трубопроводу чи каналу, через який протікає рідина, до змоченого перерізу

$$r_2 = \frac{S}{P}$$

де S - переріз потоку,

P - змочений периметр.

Для круглої труби

$$r_2 = \frac{S}{P} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{\pi d} = \frac{d}{4}$$

$$d = 4r_2$$

Діаметр, виражений через гідравлічний радіус, називається еквівалентним діаметром:

$$d_e = \frac{4S}{P} = 4r_c.$$

Таким чином, еквівалентний діаметр дорівнює діаметру гіпотетичного трубопроводу круглого перерізу, для якого відношення площі S до змоченого периметру P таке ж як і для трубопроводу не круглого перерізу.

Рідина по трубопроводу може рухатись в стаціонарному або встановленому режимі. Це відбувається тоді, коли фактори, що впливають на рух частинок (ρ, T, P), не змінюються в часі в кожній фіксованій точці простору, через яку протікає рідина. Якщо хоч один із факторів змінюється в часі то рух рідини називається невстановленим або нестационарним.

Режими руху рідини

Режим руху рідини можна прослідкувати вводячи підфарбований струмінь в потік рідини. Вперше це зробив Рейнольдс. Аналізуючи отримані результати можна зробити наступні висновки:

$$\frac{\omega d_e \rho}{\mu} = \frac{\omega d_e}{\nu} = Re$$

де Re - критерій Рейнольдса. Він є співвідношенням інерційних та в'язкісних сил в потоці рідини.

Якщо:

1. $Re < 2000$ - маємо ламінарний режим. Рідина рухається шарами без перемішування.

2. $10000 < Re$ - маємо розвинений турбулентний режим.

3. $2000 < Re < 10000$ - маємо невстановлений або перехідний режим.

Рівняння неперервності (суцільності) потоку

Нерозривним або суцільним вважають такий потік, в якому відсутні пустоти, незаповнені рідиною. В загальному вигляді:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho \omega_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho \omega_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho \omega_z)}{\partial z} = 0$$

Останнє рівняння являє собою **диференційне рівняння неперервності потоку для невстановленого руху стискаємої рідини.**

Якщо $\frac{\partial \rho}{\partial x} = const$ і $\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = 0$ тоді рівняння спрощується

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} = 0$$

Це рівняння є **диференційним рівнянням неперервності нестискаємої рідини.**

Щоб перейти від елементарного об'єму до всього об'єму рідини, який рухається по трубопроводу без пустот і розривів необхідно проінтегрувати вираз. Якщо переріз трубопроводу є постійним, то інтегрування рівняння дало б наступну залежність:

Якщо ж площа S перерізу трубопроводу перемінна, то, інтегруючи також по площі, отримаємо:

$$\rho \omega S = const$$

Для трьох різних перерізів трубопроводу (рисунок 2.4), маємо

$$\rho_1 \omega_1 S_1 = \rho_2 \omega_2 S_2 = \rho_3 \omega_3 S_3$$

або

$$M_1 = M_2 = M_3$$

де $M = \rho \omega S$ - масовий видаток рідини, $кг/с$.

Останні рівняння являють собою рівняння нерозривності (суцільності) потоку в інтегральній формі.

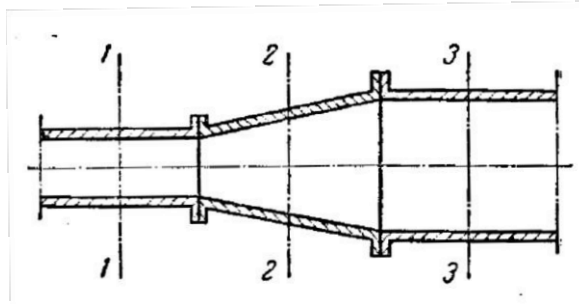


Рисунок 2.4 – До виведення рівняння нерозривності (суцільності) потоку

Для крапельних рідин $\rho = const$ і рівняння нерозривності потоку набуває вигляду

$$\omega S = const$$

Отже

$$\omega_1 S_1 = \omega_2 S_2 = \omega_3 S_3$$

або

$$V_1 = V_2 = V_3$$

де $V = \omega S$ - об'ємний видаток рідини, m^3/c .

Із рівняння видно, що швидкість крапельної рідини в різних перерізах обернено пропорційна площі цих перерізів.

Диференційне рівняння руху рідини.

Рівняння Ейлера для ідеальної рідини

Ідеальною називається така рідина, яка має постійну густину, а її динамічна в'язкість рівна нулю. Розглянемо встановлений рух рідини, яка рухається без тертя.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{---} \quad \text{---} \\ \text{---} \quad \text{---} \\ \text{---} \quad \text{---} \end{array} \right. \quad (1)$$

В рівняннях системи (1) — - субстанційна (повна) похідна.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \\ \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \\ \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \end{array} \right. \quad (2)$$

Система (1) з урахуванням рівнянь (2) являє собою диференціальні рівняння руху ідеальної рідини Ейлера для встановленого потоку.

Диференціальні рівняння руху реальної рідини.

Рівняння Нав'є – Стокса

При русі реальної рідини в її потоці окрім сил тиску і ваги діють також сили тертя, які проявляються у виникненні на поверхні дотичних напруг τ .

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{D\omega_x}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 \omega_x \\ \rho \frac{D\omega_y}{d\tau} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 \omega_y \\ \rho \frac{D\omega_z}{d\tau} = -\rho g - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 \omega_z \end{array} \right. \quad (3)$$

де відповідні субстанційні похідні виражені рівняннями (2), а ∇^2 – оператор Лапласа.

Рівняння (3) являють собою рівняння Нав'є – Стокса, що описують рух в'язкої крапельної рідини.

Аналіз системи рівнянь

1. Якщо $\mu = 0$, то система перетворюється в систему рівнянь Ейлера.
2. Якщо $\mu = 0$ і $\omega = 0$, то система перетворюється в систему рівнянь Ейлера для статички.

Аналіз рівняння Бернуллі

Рівняння Бернуллі – це інтегральне рівняння руху Ейлера, для ідеальної рідини $\mu = 0$, $\rho = const$.

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\omega^2}{2g} = const$$

Дане рівняння є рівнянням Бернуллі для ідеальної рідини.

Для будь-яких двох перерізів трубопроводу можна записати:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\omega_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\omega_2^2}{2g} = const$$

Величину $\left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\omega^2}{2g} \right)$ називають гідродинамічним напором.

Таким чином, для будь-яких перерізів одного трубопроводу для встановленого потоку ідеальної рідини гідродинамічний напір є величина постійна.

Гідродинамічний напір включає три складові:

z - висотний або геометричний напір, $[m]$

$\frac{p}{\rho g}$ - гідростатичний або п'єзометричний напір, $[m]$

$\frac{\omega^2}{2g}$ - швидкісний або динамічний напір, $[m]$

Висновок. При встановленому стаціонарному русі ідеальної рідини повний гідродинамічний напір не змінюється при переході від одного перерізу до іншого або ж можна стверджувати, що сума потенціальної і кінетичної енергії для незмінного перерізу є величина постійна. Таким чином, рівняння Бернуллі є частковим випадком закону збереження енергії і виражає енергетичний баланс потоку.

Якщо останнє рівняння помножити на ρg , то отримаємо

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho \omega_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\rho \omega_2^2}{2} = const$$

В цьому випадку кожен член виражає питому енергію, віднесену не до одиниці ваги, а до одиниці об'єму, $\left[\frac{H}{M^2} \right] = [Pa]$.

При русі реальних рідин починають діяти сили внутрішнього тертя, обумовлені в'язкістю рідини $\mu \neq 0$, та режимом руху рідини і силами тертя об стінки каналу. Ці сили спричиняють опір руху, і на подолання цього гідравлічного опору витрачається якась частина енергії потоку. Тому загальна кількість енергії потоку по довжині трубопроводу буде безперервно зменшуватись, внаслідок переходу потенціальної енергії у втрати (рисунок 2.5).

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\omega_1^2}{2g} > z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\omega_2^2}{2g}$$

для реальної рідини

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\omega_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\omega_2^2}{2g} + h_{\text{втр}}$$

де $h_{\text{втр}}$ - характеризує питому енергію, яка витрачена на подолання в'язкості.

$$\rho g z_1 + p_1 + \frac{\rho \omega_1^2}{2} = \rho g z_2 + p_2 + \frac{\rho \omega_2^2}{2} + \Delta p_{\text{втр}}$$

де $\Delta p_{\text{втр}} = \rho g h_{\text{втр}}$ - втрата напору по трубопроводу.

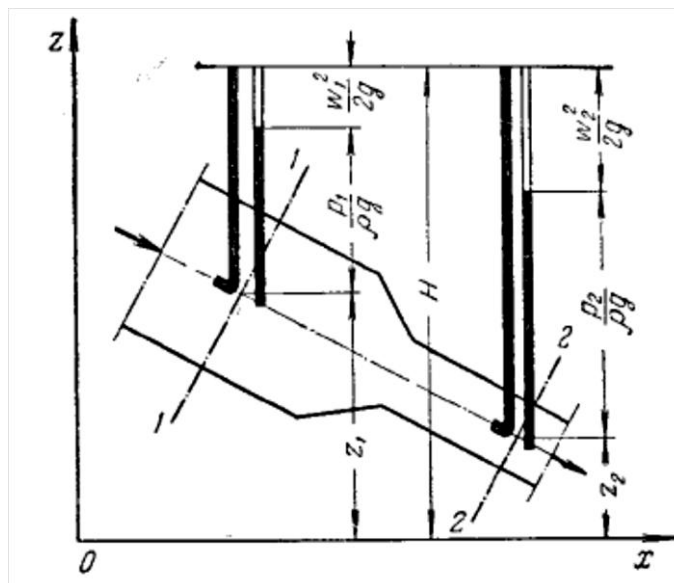


Рисунок 2.5 – До рівняння Бернуллі для ідеальної рідини

Рівняння Бернуллі широко використовується в техніці для визначення швидкості і витрату речовини.

Для визначення швидкості і витрату речовини в промисловості зазвичай використовують дросельні прилади і пневмометричні трубки.

Принцип роботи пневмометричних трубок, на прикладі трубки Піто-Прандтля, може бути пояснений за допомогою рисунка 2.6. В кожному перерізі різниця рівняв рідини в трубках, зображених на рисунку 2.6, виражає величину швидкісного напору $h_{шв}$ в точці перерізу, що лежить на вісі труби.

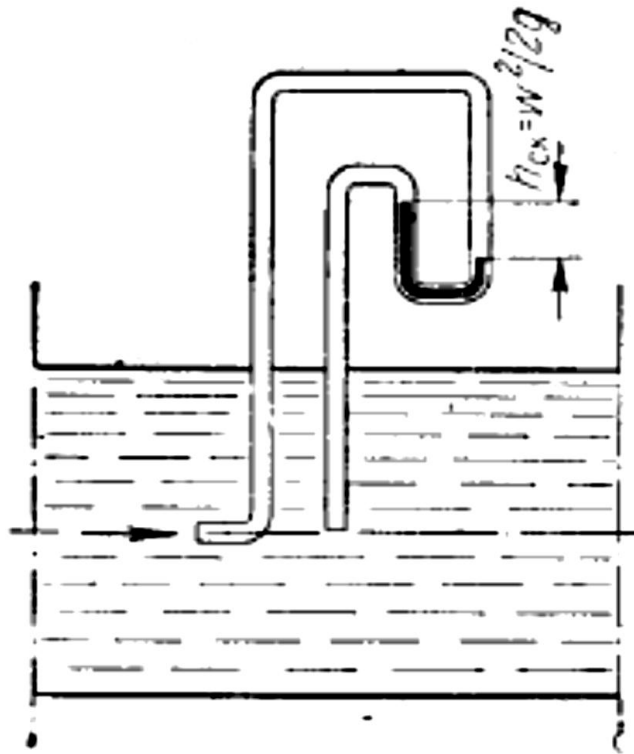


Рисунок 2.6 – Вимірювання швидкості рідини пневмометричною трубкою

Різницю рівнів робочої рідини в трубках зручніше вимірювати не за допомогою п'езометричних трубок, які зображено на рисунку 2.6, а за допомогою диференціального манометра. Його U-подібна трубка заповнена рідиною, яка не змішується з робочою і має значно більшу густину, ніж остання (наприклад, вода і спирт – при роботі з газами або ртуть – при роботі

з крапельними рідинами). Це дозволяє вимірювати перепади тиску у випадку значного надлишкового тиску (або вакууму) в трубопроводі при відносно невисокій висоті приладу.

За результатами вимірювань $h_{ув} = \frac{\omega^2}{2g}$ знаходять максимальну швидкість рідини вздовж вісі трубопроводу. Для визначення середньої швидкості рідини або знімають епюру розподілу швидкостей по перерізу трубопроводу, пересуваючи пневмометричну трубку в різні точки перерізу, або використовують співвідношення між середньою та максимальною швидкостями при ламінарному і турбулентному режимах течії. Витрати рідини знаходять, помноживши середню швидкість на площу поперечного перерізу трубопроводу.

Такий спосіб визначення швидкості і видатку рідини достатньо простий, але недостатньо точний із-за складності встановлення пневмометричних трубок тільки вздовж вісі трубопроводу.

Більш широко поширеним методом визначення швидкості і видатку рідини за допомогою дросельних приладів, принцип роботи яких заснований на вимірюванні перепаду тисків при зміні поперечного перерізу трубопроводу. При штучному звуженні перерізу потоку за допомогою дросельного приладу швидкість і, відповідно, кінетична енергія потоку в цьому більш вузькому перерізі зростають, що приводить до зменшення потенціальної енергії тиску в цьому ж перерізі. Тому, вимірявши диференціальним манометром перепад тиску між перерізом трубопроводу до його звуження і перерізом в місці самого звуження (чи поблизу нього), можна вирахувати зміну швидкості між перерізами, а по ньому – швидкість і видаток рідини.

В якості дросельних приладів використовують мірні діафрагми (рисунок 2.7), сопла (рисунок 2.8) і труби Вентурі (рисунок 2.9).

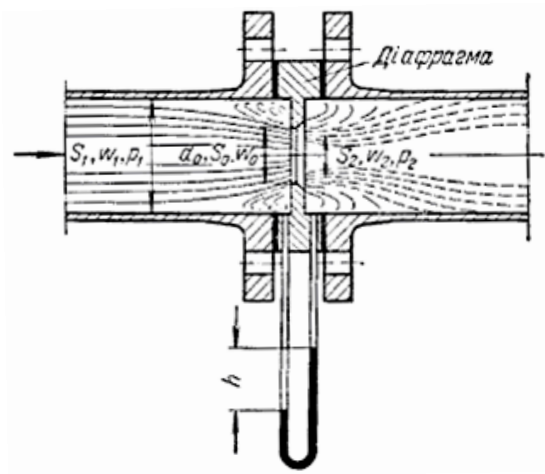


Рисунок 2.7 – Мірна діафрагма

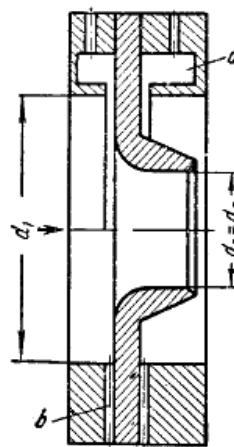


Рисунок 2.8 – Мірне сопло

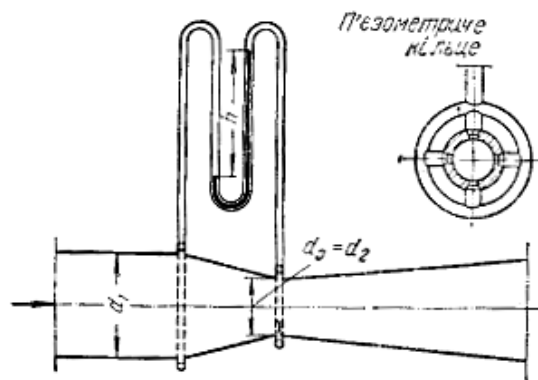


Рисунок 2.9 – Труба Вентурі

Мірна діафрагма являє собою тонкий диск з отвором круглого перерізу, центр якого розміщений на вісі труби. Мірне сопло є насадкою, що має плавно закруглений вхід і циліндричний вихід. Динамометри мірних

сопел (а також діафрагм) приєднуються до трубопроводу за допомогою кільцевих камер a , що з'єднані з внутрішнім простором трубопроводу отворами, рівномірно розміщеними по колу, чи двома каналами b .

Труба Вентурі має переріз, що поступово звужується, а потім розширюється до початкового розміру. Внаслідок такої форми труби Вентурі втрати тиску в ній менша, ніж в діафрагмах або соплах. Разом з тим довжина труби Вентурі дуже довга порівняно з довжиною діафрагми або сопла, які можуть бути встановлені між фланцями трубопроводу.

Гідродинамічний приграничний шар

Якщо рідина протікає по каналу (рисунок 2.10), то в випадку ідеальної рідини профіль швидкостей буде відображений профілем 4 (рідина рухається наче поршень).

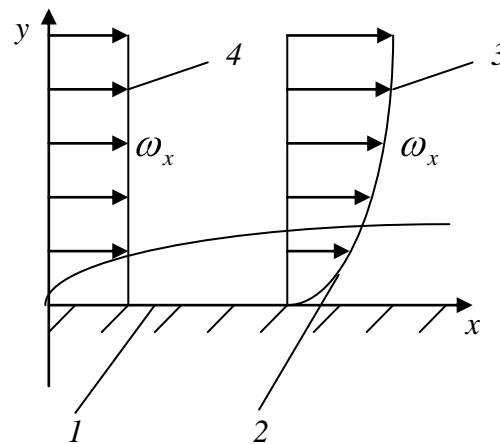


Рисунок 2.10 – До пояснення гідро-динамічного приграничного шару

Якщо ми маємо справу з реальною рідиною 3, то біля стінки труби виникає заторможений шар, обумовлений в'язкістю рідини, цей приграничний шар називається гідродинамічним шаром.

Рідина, яка контактує з твердою стінкою 1 не рухається, тобто нескінченно малий шар 2 біля стінки має нульову швидкість. Це твердження є частиною гіпотези прилипання.

Завжди біля стінки є ламінарний шар 2 . Товщина цього шару залежить від режиму руху рідини. При ламінарному русі товщина цього шару завжди більша, при турбулентному – менша.

Коли рідина потрапляє в канал, то на початку каналу створюється прилиплий шар, товщина якого зростає на довжину до п'ятдесяти діаметрів каналу для ламінарного режиму, і до сорока діаметрів каналу для турбулентного режиму. Надалі ширина стабілізується і він залишається постійним.

Гідравлічний опір

Гідравлічний опір – це фактично втрати напору, тиску, або енергії по довжині трубопроводу. Виділяють два види гідравлічного опору:

1. Опір по довжині трубопроводу (**опір тертя**), який виникає при русі реальної рідини в прямих каналах одного і того ж еквівалентного діаметру.
2. **Місцевий опір**, який виникає при різкій зміні швидкості, як по величині, так і по напрямку (звуження, розширення, відгалуження, повороти і т. ін.).

При русі реальної рідини по каналах її енергія втрачається за рахунок довжини каналу і за рахунок місцевого опору, який виникає внаслідок зміни швидкості як по величині, так і по напрямку – звуження, розширення, відгалуження, повороти. Тоді загальні витрати

$$h_{\text{втр}} = h_m + h_{\text{м}}$$

де $h_{\text{м}}$ - місцеві втрати, або

$$\Delta p_{\text{втр}} = \Delta p_m + \Delta p_{\text{м}}$$

Розглянемо ламінарний режим руху рідини в горизонтальному трубопроводі з постійним діаметром. Згідно рівняння Бернуллі для горизонтального трубопроводу

$$z_1 = z_2$$

$$\omega_1 = \omega_2$$

$$h_{втр} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g}$$

де $h_{втр}$ - втрачений напір.

Отже, **гідрравлічний опір (гідродинамічний опір)** - сили тертя, які виникають в рідині при її русі й спричиняють втрати напору (тиску) або опір руху тіла з боку оточуючої його рідини

Видаток рідини при усталеному (стаціонарному) потоці рідини.

Рівняння Пуазейля

У випадку ламінарного руху в прямій круглій трубі всю рідину умовно можна розділити на ряд кільцевих шарів, вісь яких співпадає з віссю труби (рисунок 2.11).

Внаслідок того, що рідина прилипає до стінки труби, шари будуть рухатись з неоднаковими швидкостями. В центрі швидкість шарів буде більше, зменшуючись в напрямку стінок труби, щоб досягти свого нуля на стінці.

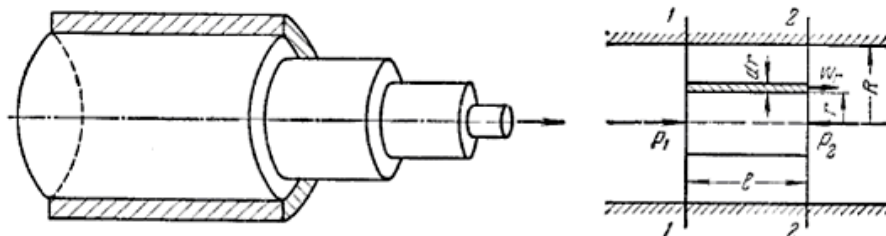


Рисунок 2.11 – До визначення розподілу швидкостей і видатків рідини при ламінарному русі

Отже, видаток рідини буде:

Це рівняння – рівняння Пуазейля, по якому можна визначити об'ємний видаток при ламінарному русі рідини.

Зв'язок між максимальною і середньою швидкістю

Співвідношення між середньою і максимальною швидкостями можна отримати, порівнюючи значення V_c із рівняння $V_c = \omega S$:

$$V_c = \omega \cdot S = \omega \pi R^2 \quad \text{і} \quad \omega \pi R^2 = \frac{P_1 - P_2}{8\mu l} \pi R^4$$

При ламінарному русі середня швидкість буде дорівнювати половині максимальної.

Параболічний закон залежності швидкості від радіуса може бути записаний при ламінарному русі по прямій круглій трубі

$$h_m = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2g}$$

Таким чином, втрачений на тертя напір виражається через швидкісний напір.

Величина, яка показує в скільки разів напір, втрачений на тертя відрізняється від швидкісного напору називається **коефіцієнтом опору по довжині труби** або **опором тертя**.

$$\varepsilon_m = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{l}{d}$$

відношення $\frac{64}{\text{Re}}$ - це коефіцієнт тертя λ . Тоді

$$h_m = \varepsilon_m \frac{\omega^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2g}$$

так як $\Delta p_m = \rho g h_m$, то можемо записати

$$\Delta p_m = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}$$

Таким чином, при ламінарному русі рідини втрати напору через тертя пропорційні швидкості рідини, тобто

$$h_m \cong \omega$$

$$h_m \cong f \sqrt{\text{Re}}$$

Коефіцієнт тертя для інших видів труб буде відрізнятися. Наприклад, для квадратної труби $\lambda_m = \frac{57}{\text{Re}}$, для трубопроводу типу «труба в трубі» $\lambda_m = \frac{96}{\text{Re}}$, λ_m визначається за емпіричними формулами.

Для турбулентного режиму руху рідини коефіцієнт тертя не може бути вирахований теоретично, через слабкість структури турбулентного потоку. λ_m визначається за емпіричними формулами, які є узагальненням експериментальних даних. Наприклад,

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[\frac{\varepsilon}{3.7} + \left(\frac{6.81}{\text{Re}} \right)^{0.9} \right]$$

тут $\varepsilon = \frac{h_m}{d_e}$ - відносна шорсткість поверхні каналу.

При русі рідини по каналах, енергія потоку витрачається не тільки по довжині каналу, а й в місцях, де відбувається різка зміна швидкості (зміна перерізу каналу, повороти, відгалуження і т.д.). Втрати напору в цих місцях називають **місцевим опором** і можуть бути виражені через швидкісний напір:

$$h_m = \sum \xi_m \frac{\omega^2}{2g}$$

$$\Delta p_m = \sum \xi_m \frac{\rho \omega^2}{2}$$

де ξ_m - коефіцієнт місцевого опору. Він показує відношення втрати опору в даному місцевому опорі до швидкісного напору. Значення цього коефіцієнта приводяться в довідниковій літературі.

Таким чином, втрата напору знаходиться за рівнянням

$$h_{втр} = \left(\lambda \frac{l}{d_e} + \sum \xi_m \right) \frac{\omega^2}{2g}$$

Відповідно втрата тиску

$$\Delta p_{втр} = \left(\lambda \frac{l}{d_e} + \sum \xi_m \right) \frac{\rho \omega^2}{2g}$$

де $\sum \xi_m$ - сума місцевих опорів.

Величину $N = V_c \Delta p$ - називають втратами потужності.

Визначення оптимального діаметра трубопроводу

При заданому видатку рідини діаметр трубопроводу може бути вирахований виходячи з рівняння видатку (рівняння неперервності в інтегральній формі):

$$V_c = \omega S = \omega \frac{\pi d^2}{4}$$

звідки внутрішній діаметр трубопроводу

$$d = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi\omega}}$$

де V_c - середній видаток, m^3/c ;

ω - середня швидкість рідини m/c .

Аналіз рівняння

Чим більше буде значення ω , тим менші будуть витрати матеріалу на виготовлення трубопроводу, а це означає, що меншою буде вартість трубопроводу. Разом з тим, при збільшенні швидкості потоку зростають

втрати напору в трубопроводі, тобто потрібно збільшити потужність на прокачування, зростуть витрати енергії на подолання гідравлічних опорів.

Графічно ці залежності можна зобразити наступним чином (рисунок 2.12).

На графіку (рисунок 2.12) крива А – відображає затрати на амортизацію та ремонт трубопроводу. Крива Э – собівартість електроенергії. М – сумарна крива. Оптимальний діаметр трубопроводу відповідає мінімуму на кривій М.

На основі експериментальних і техніко-економічних даних встановлені середні швидкості, які рекомендуються при визначенні діаметру трубопроводу.

- для малов'язких рідин – до 3 м/с;
- для в'язких рідин – до 1 м/с;
- при русі самотечією 0,2-1 м/с;
- при перекачці насосами 1-3 м/с;
- для газів і насиченої пари – 8-30 м/с.

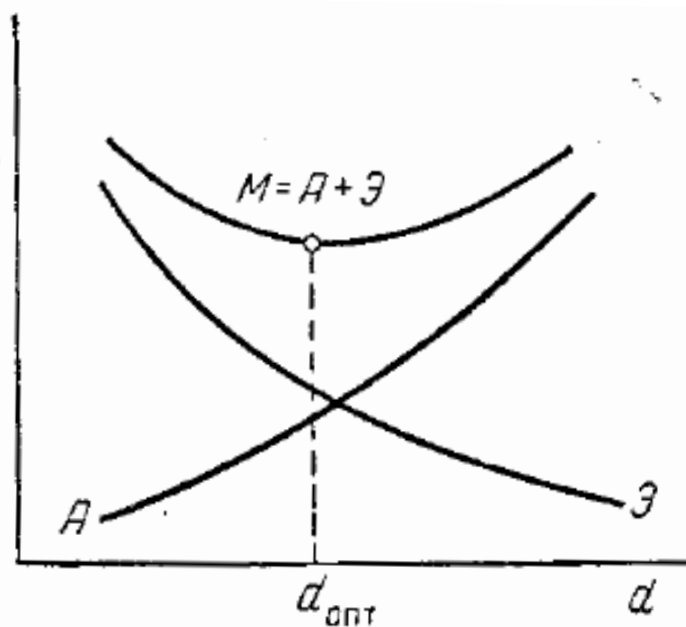


Рисунок 2.12 – До визначення оптимального діаметра трубопроводу

2.3 Гідравлічні машини

Загальні визначення

Матеріал розділу викладено за авторами [1].

Гідравлічними машинами називаються машини, які передають середовищу, що протікає через них механічну енергію (насос), або отримують від середовища частину енергії і передають її робочому органу для корисного використання (гідродвигун).

Насоси і гідромотори застосовують також в гідروперадах, призначенням яких є передача механічної енергії від двигуна до виконавчого органу, а також перетворення виду і швидкості руху останнього за допомогою рідини.

Гідроперади в порівнянні з механічними перадами (муфти, коробки швидкостей, редуктори, тощо) мають наступні переваги:

1. Більша плавність роботи.
2. Можливість безступінчатого регулювання швидкості.
3. Менша залежність моменту на вихідному валу від навантаження, прикладеного до виконавчого органу.
4. Можливість перади великих потужностей.
5. Малі габаритні розміри.
6. Висока надійність.

Ці переваги призвели до великого поширення гідроперад, незважаючи на їх дещо менший, ніж у механічних перади коефіцієнт корисної дії (ККД).

Насоси.

Все насосне обладнання, призначене для перекачування можна поділити на два види залежно від характеру впливу робочих органів насоса на рідину: насоси динамічні і насоси об'ємні.

Динамічні насоси - це насоси, в яких рідина під впливом гідродинамічних сил переміщується в камері, що постійно сполучена з вхідним і вихідним патрубками насоса.

Насоси динамічні підрозділяються на насоси:

- відцентрові
- осьові
- вихрові
- шнекові, черпакові
- струменеві

Об'ємні насоси – це насоси, у яких робоча рідина переміщується за рахунок періодичної зміни об'єму займаної нею камери, що поперемінно сполучається зі входом та виходом насоса. Служать для перетворення механічної енергії в енергію потоку робочої рідини, шляхом створення напірного потоку.

Насоси об'ємні підрозділяються на:

- поршневі
- мембранні
- гвинтові
- шестеренні,
- коловоротні,
- шлангові,
- шибєрні.

Подача - це об'єм рідини, що подається насосом в одиницю часу, вираженої в м³/год (кубометрів на годину) або л/с, (літрів в секунду). Позначається "Q".

Напір - це різниця питомих енергій рідини в перетинах після і до насоса, виражена в метрах водяного стовпа. Позначається "H".

У насосах об'ємного типу користуються поняттям "тиск", вираженим в атмосферах (кгс/см²) або мегапаскалях (МПа).

Звідси впливає класичне поняття – "**напірна**" **характеристика насоса**, в якій по осі абсцис відкладається подача, а по осі ординат – тиск для динамічних насосів і навпаки для насосів об'ємного типу.

- утворення всередині рідини порожнин, заповнених газом, парою або їх сумішшю (кавітаційних бульбашок), тобто порушення суцільності рідини.

Кавітаційна характеристика насоса — залежність напору H і потужності N при сталій подачі та числі обертів від вакууметричної висоти всмоктування $H_{\text{вак}}$ вакууму у всмоктувальному патрубку насоса, виражена у метрах стовпа рідини, яку перекачують (напр. м.вод.ст.). Початок падіння кривих напору та потужності визначає критичне значення вакууметричної висоти всмоктування.

Кавітація веде до швидкого зносу насоса або до його руйнування через вібрації, (найчастіше підшипникових вузлів). При появі ознак нестійкої роботи насоса на це слід звернути увагу. На всмоктувальну здатність насоса негативно впливають такі чинники:

- висока температура (понад 60°) рідини;
- нещільність у фланцевих з'єднаннях і "сальникових" вузлах запірної арматури на всмоктуючій лінії;
- малий діаметр і велика довжина всмоктуючої лінії;
- засмічення всмоктуючої лінії.

Під регулюванням роботи насоса мається на увазі процес зміни співвідношення між подачею і напором.

Регулювання насоса можна здійснювати двома методами:

- зміна умови роботи системи "насос-мережа";
- конструктивна зміна характеристики насоса.

Універсальним методом (як для динамічних насосів, так і для об'ємного типу) зміни характеристики насоса є зміна числа обертів

приводу. При цьому треба враховувати, що подача знаходиться в прямій залежності від числа обертів, а напір (в відцентрових) – в квадратичній залежності.

При існуючому рівні розвитку техніки цей метод для насособудування є дорогим, хоча з точки зору енергетичних витрат, він економічний.

У практиці насособудування знайшло застосування регулювання числа обертів в основному за допомогою редукторів і менше за допомогою гідромуфт, електромагнітних муфт ковзання (ЕМК) або регулювання електроприводу (тиристорні перетворювачі частоти і синхронні електродвигуни).

Позитивною особливістю цього методу є те, що на групу з кількох робочих насосів досить мати один регульований насос. Це істотно знижує витрати і забезпечує конкурентоспроможність цього методу з іншими методами.

Конструктивна зміна характеристики насоса.

1. Широко поширеним методом регулювання характеристики відцентрового насоса є **зміна діаметра робочого колеса (обточування).** Мається на увазі, що напір насоса знаходиться в квадратичній залежності від діаметра робочого колеса при інших рівних умовах.

Обточуючи (зменшуючи) діаметр робочого колеса можна значно змінити поле роботи насоса. Щоб отримати потрібний напір насоса при обточуванні колеса, необхідно існуючий натиск помножити на квадрат величини відношення діаметра обточеного колеса до діаметра до обточування.

На практиці заводи, що виготовляють насоси, вже пропонують споживачам конкретні модифікації з різними діаметрами обточування коліс та з меншою потужністю комплектного електродвигуна.

2. За цим методом регулювання роботи відцентрового насоса є **зміна умов роботи насоса на мережу**. Якщо міняти опір мережі, наприклад закриваючи вентиль, то і робоча точка буде зміщуватися вліво по кривій, тобто насос буде вибирати режим роботи на меншій подачі, тому, що буде "змушений" працювати з великим напором, щоб подолати додатковий опір, що створюється вентиляем.

3. Існує ще один спосіб зміни умов роботи насоса на мережу - **це байпасування**, тобто установка регульованого або нерегульованого перепуску (байпаса) з напірної лінії на всмоктування. По відношенню до насоса – це аналогічно зниженню опору, тобто відбувається зниження напору. По відношенню до споживчої мережі – це аналогічно зниженню подачі. В результаті робоча точка ($Q-H$) зміститься круто вниз, тобто можемо в споживчій мережі отримати одночасно менший натиск і меншу подачу (енергія рідини йде на скидання).

Із загальної точки зору, споживача частіше цікавить насосна система, що забезпечує потрібний напір і подачу. Такою системою виступає **насосна станція**. Питання регулювання напору і подачі вирішується за рахунок можливостей з'єднання насосів паралельно і послідовно.

При паралельному з'єднанні насосів сумується подача, при послідовному сумується тиск. Якщо на насосній станції необхідно отримати потрібні робочі параметри ($Q-H$), то завжди існує можливість шляхом комбінацій набору ряду насосів з обмеженою подачею з'єднати їх паралельно, щоб отримати більшу подачу і послідовно - щоб отримати більший тиск. На насосних станціях це здійснюється завжди. Для отримання необхідного напору на автономних насосних станціях послідовне з'єднання (бустерні або напірні насоси) застосовується рідше. У практиці це здійснюється через окремі каскади насосних станцій (наприклад станції I, II, III-го підйому).

Споживач досить часто стикається з відсутністю потрібного за проектом насосу через дефіцит або зняття його з виробництва, без відповідної заміни, тому слід враховувати забезпечення можливості застосування в роботі насосів з паралельним і послідовним з'єднанням, що широко увійшло в практику насособудування.

Слід звернути увагу, що послідовне і паралельне з'єднання відцентрових насосів, що мають положу напірну характеристику, не дає, як правило, можливості подвійного збільшення значення напору і подачі. Вони будуть дещо менше. Це відбувається з наступних причин:

- при паралельному з'єднанні не вдається плавно з'єднати потоки, напірні трубопроводи через зручності монтажу звужуються, виконують зайві повороти. Це все призводить до додаткового опору і відповідно до зміщення робочої точки на меншу подачу обох насосів;

- при послідовному з'єднанні насосів зменшення напору відбувається через втрати на проміжних ділянках між насосами. Це виникає через наявність арматури на проміжних ділянках і зменшеним діаметрів трубопроводів, які виконується, як правило, рівними діаметру всмоктувального патрубка насосу, в який подає рідину інший насос.

Лопатеві насоси

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1...4]. У сучасній техніці застосовується велика кількість різновидів машин. Найбільшого поширення для водопостачання населення отримали лопатеві насоси. Робочим органом лопатевої машини є робоче колесо, що обертається, забезпечене лопатями. Лопатеві насоси діляться на відцентрові і осьові.

У відцентровому лопатевому насосі рідина під дією відцентрових сил переміщується через робоче колесо від центру до периферії.

Напірна характеристика відображає основні споживчі властивості насоса. Вибір насоса починається з підбору напору (тиску) і подачі.

Для правильної експлуатації відцентрових насосів і їх підбору необхідно знати, як змінюються основні параметри насосів при різних умовах їх роботи.

Величини, що характеризують роботу відцентрового насоса при даному числі обертів, зазвичай зображають у вигляді графічних залежностей напору, потужності і ККД від продуктивності. Приклад енергетичних характеристик відцентрового насоса зображено на рисунку 2.13.

Залежності та називаються енергетичними характеристиками насоса. Основою вважають характеристику, тому, що витрати потужності і ККД – є наслідком роботи по створенню подачі і напору, які, відповідно, і є метою застосування насоса.

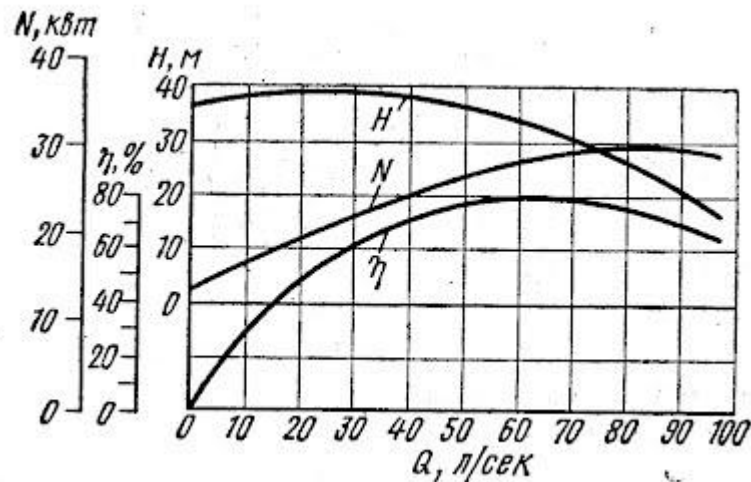
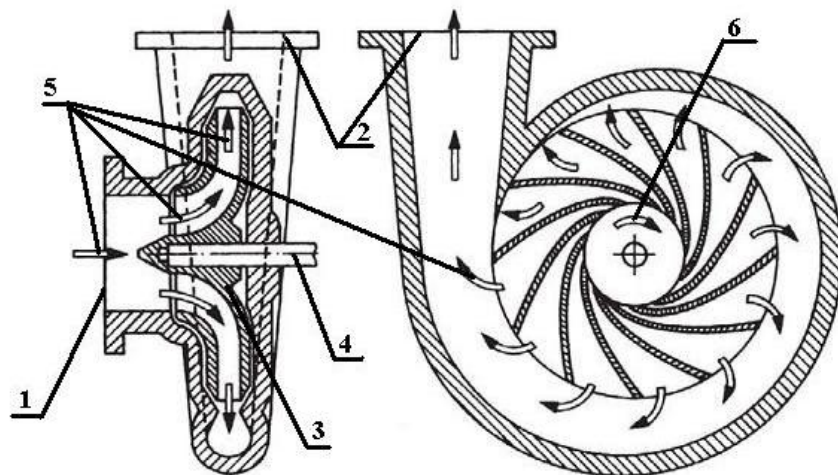


Рисунок 2.13 – Енергетичні характеристики відцентрового насоса

На рисунку 2.14 зображена найпростіша схема відцентрового насоса. Одноступінчастий відцентровий насос має равликopodobний канал, всередині якого знаходиться робоче колесо 3. Робоче колесо 3 відцентрового насоса встановлено на валу 4 та складається з одного чи двох дисків, з'єднаних лопатками, плавно вигнутими в сторону, протилежну напрямку обертання

колеса. Рідина подається по всмоктуючому патрубку 1 та відводиться по нагнітаючому патрубку 2. Рідина, що знаходиться між ними, приводиться в обертання разом з робочим колесом. При цьому, кожна частинка рідини переміщується по складній траєкторії. По-перше, відцентрова сила, що відкидає рідину, змушує її рухатися радіально, уздовж лопаток від осі колеса до периферії. По-друге, рідина, що захоплюється лопатками колеса, яке обертається, окрім радіальної швидкості, набуває ще й колової швидкості, однакової зі швидкістю колеса. Враховуючи, що колова швидкість на периферії колеса більша, ніж біля входу в лопатки, то абсолютна (рівнодіюча) швидкість рідини на виході з колеса більша, ніж на вході. Таким чином, рідина, що проходить через робоче колесо відцентрового насоса, набуває додаткової кількості енергії.



1 – всмоктуючий патрубок; 2 – нагнітаючий патрубок; 3 – робоче колесо;
4 – вал; 5 – напрям руху робочої рідини в камері насоса; 6 – напрям руху валу

Рисунок 2.14 – Схема відцентрового насоса

При обертанні колеса на кожен частку рідини, що знаходиться всередині колеса, діє відцентрова сила, прямо пропорційна відстані частинки від центру колеса і квадрату кутової швидкості обертання колеса. Під дією цієї сили рідина викидається в напірний трубопровід з робочого колеса, в

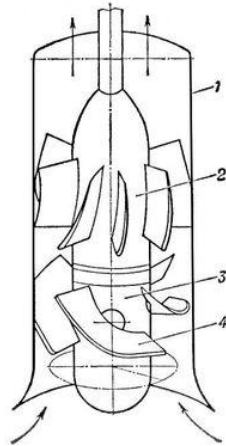
результаті чого в центрі колеса створюється розрідження, а в периферійній його частині – підвищений тиск. Рух рідини по всмоктуючому трубопроводу відбувається внаслідок різниці тисків над вільною поверхнею рідини в приймальному резервуарі і в центральній області колеса, де є розрідження.

Рідина, що викидається з периферії робочого колеса, надходить в равликopodobний направляючий канал, який кільцем охоплює робоче колесо. Поперечний переріз равликopodobного направляючого каналу збільшується в напрямку до вихідного патрубку апарату, що призводить до плавного зниження швидкості рідини від максимальної, отриманої рідиною на виході з лопаток робочого колеса, до нормальної швидкості в трубопроводі. При цьому частина кінетичної енергії рідини перетворюється в потенційну енергію тиску, що супроводжується збільшенням напору (тиску) рідини.

Для правильної експлуатації відцентрових насосів і їх підбору необхідно знати, як змінюються основні параметри насосів при різних умовах їх роботи. Величини, що характеризують роботу відцентрового насоса при даному числі обертів, зазвичай зображають у вигляді графічних залежностей напору, потужності і ККД від продуктивності.

В осьовому лопатевому насосі рідина переміщається в основному уздовж осі обертання робочого колеса (рисунок 2.15). Робоче колесо осьового насоса схоже на гвинт корабля. Воно складається з корпусу 1, в якому встановлено втулку 3, на якій закріплено кілька лопатей 4 та осьовий направляючий апарат 2 за допомогою якого усувається закрутка рідини, і кінетична енергія її перетворюється в енергію тиску. Осьові насоси застосовують при великих подачах і малих тисках.

Осьові насоси можуть бути жорстколопатеві, в яких положення лопатей робочого колеса не змінюється, і поворотно-лопатевими, в яких положення робочого колеса може регулюватися.



1 – корпус, 2 – осьовий направляючий апарат, 3 – втулка, 4 – лопаті

Рисунок 2.15 – Схема осевого насоса

Зараз введено позначення відцентрових насосів у відповідності до міжнародних стандартів ISO 2853.

Наприклад, насос позначається X100-65-250 К-СД:

"X" – тип насоса;

"100" – діаметр всмоктуючого патрубку в мм;

"65" – діаметр напірного патрубку в мм;

"250" – номінальний діаметр робочого колеса в мм.

Якщо попередні позначення змінювалися без істотної зміни конструкції, то введення міжнародного стандарту ISO вимагає значної змінити конструкції, відповідно до вимоги цього стандарту.

Основною відмінністю і перевагою конструкцій відцентрових насосів (з осевим входом рідини Б в робоче колесо), розроблених відповідно до міжнародних стандартів ISO, є те, що демонтаж насоса можна здійснювати без від'єднання напірного і всмоктуючого трубопроводу.

При цьому трубопроводи кріпляться до корпусу, а робочі органи (робоче колесо) виймаються з боку електродвигуна, що передбачається конструкцією з'єднувальної муфти між насосом і електродвигуном.

Подальша індексація позначає:

"А" – індекс обточування робочого колеса.

Як правило, більше двох обточувань не буває, тому в позначення вводять "А" і "Б" (якщо колесо без обточування – то індексу немає).

"К" – виконання за матеріалом проточної частини.

У зв'язку з різноманіттям перекачуваних рідин в насосах застосовується велика кількість матеріалів, для яких введено такі позначення:

А – вуглецева сталь;

В – чавун, в т.ч. сірий чавун (як правило цей матеріал не показується);

Б – бронза;

Д – хромовий чавун типу 4Х28 або хромиста сталь типу 20Х13Л;

К – хромонікелева сталь типу 12Х18Н9Т;

Е – хромонікельмолібденова сталь типу 10Х17Н13М2Т;

І – хромонікельмолібденомедиста сталь типу 06ХН28МДТ;

М – хромонікелькремниста сталь типу 15Х18Н12С4ТЮ;

Н – сплав на нікелевій основі;

Т – титан і його сплави;

Ю – сплави алюмінію;

Л – кремнистий чавун типу 4С–15 (ферросілід);

П – пластмаса;

Р – гумове покриття;

Ф – кераміка, фарфор;

Г – графіт.

Для якісної оцінки впливу рідини на матеріал насоса введено водневий показник рН. Це величина, що показує міру активності іонів водню (Н⁺) в розчині, тобто ступінь кислотності або лужності цього розчину і виражається через негативні логарифми концентрації іонів водню в розчині. Нейтральна реакція води відповідає рН = 7, більше 7 – лужна, менше 7 – кисла.

Позначення по виду ущільнень:

"СД" – виконання по виду ущільнень.

С – одинарне сальникове ущільнення (без подачі затворної рідини);

СД – подвійне сальникове ущільнення (з подачею затворної рідини);

СП – промивне сальникове ущільнення;

2В – торцеве одинарне;

2Г (55) – торцеве подвійне;

Щ – щілинне;

М – манжетне.

Якщо вказується один вид ущільнення, а в дужках інший, то це показує можливе застосування і іншого виду (в дужках менш кращого).

Поршневі насоси

Матеріал підрозділу викладено за авторами [1...4]. Поршневі насоси відносяться до числа об'ємних насосів, в яких переміщення рідини здійснюється шляхом її витіснення з нерухомих робочих камер витискувачами.

Робочою камерою об'ємного насоса називають обмежений простір, поперемінно сполучається із входом і виходом насоса.

Витискувачем називається робочий орган насоса, який здійснює витіснення рідини з робочих камер (плунжер, поршень, діафрагма).

Класифікуються поршневі насоси за наступними показниками:

- за типом витискувачів: плунжерні, поршневі та діафрагмові;
- за характером руху ведучої ланки: зворотно-поступальний рух привідної ланки; обертальний рух провідної ланки (кривошипні і кулачкові насоси);
- по числу циклів нагнітання і всмоктування за один подвійний хід: односторонньої дії; двосторонньої дії.

- за кількістю поршнів: однопоршневі; двохпоршневі; багатопоршневі.

Насос простої дії. Схема насоса простої дії зображена на рисунку 2.16. Поршень 2 з'єднаний з кривошипно-шатунним механізмом через шток 3, в

результаті чого він здійснює зворотно-поступальний рух в циліндрі 1. Поршень при ході вправо поршень створює розрідження в робочій камері, внаслідок чого всмоктувальний клапан 6 піднімається і рідина з витратного резервуара 4 по всмоктуючому трубопроводу 5 надходить в робочу камеру 7. При зворотному ході поршня (вліво) всмоктувальний клапан закривається, а нагнітальний клапан 8 відкривається, і рідина нагнітається в напірний трубопровід 9.

Оскільки кожному обороту двигуна відповідає два ходи поршня, з яких лише один відповідає нагнітання, то теоретична продуктивність в одну секунду буде

$$Q_T = \frac{F \cdot l \cdot n}{60}, \text{ м}^3/\text{с},$$

де F – площа поршня, м^2 ;

l – хід поршня, м ;

n – число обертів двигуна, об/хв .

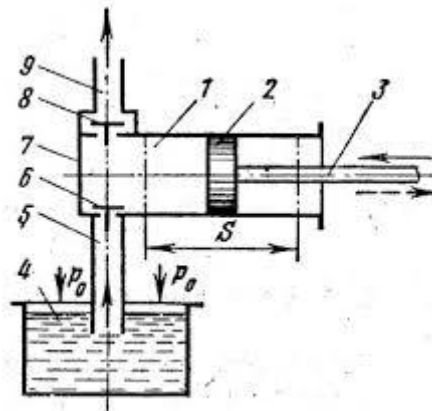


Рисунок 2.16 – Насос поршковий простої дії

Для підвищення продуктивності поршкових насосів їх часто виконують з двоєними, з трьоєними, тощо. Поршні таких насосів приводяться в дію від одного колінчастого вала зі зміщенням колін.

Насправді ж продуктивність насоса Q менше теоретичної, тому, що виникають перетоки, обумовлені несвоєчасним закриттям клапанів,

нешільністю в клапанах і ущільненнях поршня і штока, а також неповнотою заповнення робочої камери.

Відношення дійсної подачі Q до теоретичної Q_T називається об'ємним коефіцієнтом корисної дії (ККД) поршневого насоса:

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q_T}$$

Об'ємний ККД – основний економічний показник, що характеризує роботу насоса.

2.4 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте, які закони розглядає гідростатика.
2. Проаналізуйте, які закони розглядає гідродинаміка.
3. Проаналізуйте, які сили не діють у гідростатиці.
4. Проаналізуйте диференційне рівняння статичної рідини. Рівняння Ейлера.
5. Проаналізуйте основне рівняння гідростатики.
6. Проаналізуйте роботу гідростатичних машин.
7. Проаналізуйте роботу гідравлічних пресів та домкратів.
8. Проаналізуйте, які закони розглядає гідродинаміка.
9. Проаналізуйте, що є рушійною силою руху рідини.
10. Проаналізуйте основні характеристики рухомої рідини.
11. Проаналізуйте поняття гідравлічний радіус і еквівалентний діаметр.
12. Проаналізуйте гідравлічний радіус і еквівалентний діаметр для круглої труби.
13. Проаналізуйте поняття режими руху рідини.
14. Проаналізуйте поняття – критерій Рейнольдса.
15. Проаналізуйте поняття ламінарний режим.

16. Проаналізуйте поняття розвинений турбулентний режим.
17. Проаналізуйте поняття невстановлений або перехідний режим.
18. Проаналізуйте рівняння неперервності (суцільності) потоку.
19. Проаналізуйте поняття нерозривний або суцільний потік.
20. Проаналізуйте диференціальне рівняння руху рідини. Рівняння Ейлера для ідеальної рідини.
21. Проаналізуйте поняття ідеальна рідина.
22. Проаналізуйте поняття реальна рідина.
23. Проаналізуйте диференціальні рівняння руху реальної рідини. Рівняння Нав'є – Стокса.
24. Виконайте аналіз системи рівнянь Нав'є – Стокса.
25. Проаналізуйте рівняння Бернуллі.
26. Проаналізуйте принцип роботи пневмометричних трубок, на прикладі трубки Піто-Прандтля.
27. Проаналізуйте принцип роботи дросельних приладів.
28. Проаналізуйте принцип роботи мірної діафрагми або сопла.
29. Проаналізуйте принцип роботи труби Вентурі.
30. Проаналізуйте поняття гідродинамічний приграничний шар.
31. Проаналізуйте поняття гідравлічний опір.
32. Проаналізуйте видаток рідини при усталеному (стаціонарному) потоці рідини. Рівняння Пуазейля.
33. Проаналізуйте зв'язок між максимальною і середньою швидкістю.
34. Проаналізуйте поняття коефіцієнт опору по довжині труби, або опір тертя.
35. Проаналізуйте поняття місцевого опору.
36. Проаналізуйте визначення оптимального діаметра трубопроводу.
37. Виконайте аналіз визначення оптимального діаметра трубопроводу.
38. Проаналізуйте поняття гідравлічні машини.

39. Проаналізуйте поняття гідропередачі.
40. Проаналізуйте поняття динамічні насоси.
41. Проаналізуйте поняття об'ємні насоси.
42. Проаналізуйте поняття подача насосу.
43. Проаналізуйте поняття напір насосу .
44. Проаналізуйте поняття "напірна" характеристика насосу.
45. Проаналізуйте поняття кавітація.
46. Проаналізуйте поняття регулювання роботи насоса.
47. Проаналізуйте поняття – універсальний метод (як для динамічних насосів, так і для об'ємного типу) зміни характеристики насоса.
48. Проаналізуйте поняття конструктивна зміна характеристики насоса.
49. Проаналізуйте поняття насосна станція.
50. Проаналізуйте роботу лопатевих насосів.
51. Проаналізуйте позначення відцентрових насосів у відповідності до міжнародних стандартів ISO 2853.
52. Проаналізуйте роботу поршневих насосів.
53. Проаналізуйте класифікацію поршневих насосів.
54. Проаналізуйте роботу поршневих насосів простої дії.

3. ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

У розділі теплові процеси буде розглянуто механізм і кінетику переносу теплоти.

Мета вивчення даного розділу полягає у створенні умов для максимального (або мінімального) переносу теплоти.

Тепловим процесом називають процес поширення теплової енергії у просторі з часом. Рушійною силою будь-якого теплового процесу є різниця температур. Теплота завжди рухається від більш нагрітого тіла до менш нагрітого. При цьому виділяють три способи переносу теплоти:

1. Теплопровідність – коли теплота переноситься за рахунок руху мікро частин тіла (іонів, електронів, молекул). Такий спосіб переносу теплоти характерний для твердих тіл (до твердих тіл також входить і рідина в стані спокою).

2. Конвекція – коли теплота переноситься разом з рухом всього середовища (видимий рух).

3. Теплове випромінювання – коли теплота переноситься за допомогою електромагнітних коливань з довжиною хвилі 0,8-800 мкм. При цьому перенесення теплоти відбувається без переносу речовини, тобто такий процес може відбуватись і в абсолютному вакуумі.

У реальних умовах теплота передається не одним із вище наведених способів, а їх комбінацією. Якщо один із способів є домінуючим, двома іншими нехтують, замінюючи їх дію відповідними коефіцієнтами.

Рідини, які приймають участь в теплообміні називають **теплоносіями**.

Теплопередачею називають процес передачі теплоти від гарячого теплоносія до холодного через стінку, що їх розділяє.

Процес віддачі теплоти від рідини до стінки або від стінки до рідини називається тепловіддачею.

3.1 Теплопровідність

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Теплопровідність відбувається в металах за рахунок дифузії вільних електронів. В інших твердих тілах – за рахунок коливань атомів в кристалічній решітці. В газах і крапельних рідинах – за рахунок руху самих молекул. Основний параметр теплопровідності – це температура. Вона характеризує міру нагрітості тіла (або запас теплової енергії). Сукупність миттєвих значень температур в усіх точках заданої системи в будь-який момент часу називають термодинамічним полем. $t = f(x, y, z, \tau)$ - тривимірне нестационарне температурне поле.

Якщо температурне поле залежить від часу, то воно називається нестационарним.

Якщо температурне поле не залежить від часу $\left(\frac{dt}{d\tau} = 0\right)$, то вона називається стаціонарним. $t = f(x, y, z)$ - тривимірне стаціонарне температурне поле.

Якщо температурне поле залежить лише від однієї координати $\left(\frac{dt}{dy} = 0, \frac{dt}{dz} = 0\right)$, то воно називається *одномірним температурним полем*.

Лінія, яка з'єднує температури тіла, що лежать в одній площині називається ізотермою. Геометричне місце однакових температур в просторі називають ізотермічною поверхнею. Ізотерми і ізотермічні поверхні ніколи не перетинаються між собою.

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} n_0 = n_0 \frac{\Delta t}{\Delta n} = \vec{grad} t$$

Нехай різниця температур між двома розташованими паралельно поверхнями складає Δt . Найкоротша відстань між цими поверхнями по нормалі це Δn . Нормаль направлена в бік збільшення температури. Тоді $\frac{dt}{dn}$ -

це кількісна характеристика максимальної зміни температурного поля. Похідна по нормалі до ізотермічної поверхні називається **температурним градієнтом**, вектор якого направлений в бік максимального збільшення температури. Градієнт температур ніколи не буває рівним нулю. Переміщення теплоти завжди відбувається по лінії градієнта температур, але в протилежну сторону.

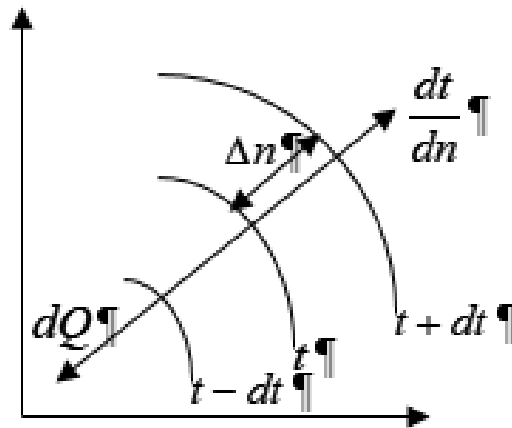


Рисунок 3.1 – До визначення температурного градієнта

3.2 Закон теплопровідності (закон Фур'є)

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Закон був написаний у 1822 році.

$$dQ_{\tau} = -\rho_0 \lambda \frac{dt}{dn} dF d\tau, \text{ [Дж]}$$

Кількість теплоти dQ_{τ} , що проходить шляхом теплопровідності через елемент ізотермічної поверхні dF за час $d\tau$, прямо пропорційний градієнту температур $\frac{dt}{dn}$, величині ізотермічної поверхні і часу.

Знак мінус показує, що теплота передається в напрямку протилежному градієнту температур. Теплова енергія вимірюється в Джоулях.

Величину, яка характеризує кількість теплової енергії за одиницю часу називають **ТЕПЛОВИМ ПОТОКОМ**

$$dQ = \frac{dQ_\tau}{\tau} \cdot \left[\frac{\text{Дж}}{c} \right] = \text{Вт} \cdot \text{м}^{-2}$$

Величину, яка характеризує кількість теплової енергії за одиницю часу на одиницю площі називають **густиною теплового потоку**.

$$\lambda = \frac{dQ_\tau dn}{d\tau dF dt} = \left[\frac{\text{Дж} \cdot \text{м}}{c \cdot \text{м}^2 \cdot \text{К}} \right] = \left[\frac{\text{Вт} \cdot \text{м}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right]$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності, показує, яка кількість теплоти проводиться шляхом теплопровідності в одиницю часу через одиницю площі поверхні при різниці температур в один градус на відстань одного метра.

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}$$

Коефіцієнт λ - визначається експериментально і знаходиться по довідниках. Цей коефіцієнт залежить від роду матеріалу (твердого тіла) і температури. Для одних тіл коефіцієнт теплопровідності збільшується зі збільшенням температури, для інших зменшується. Орієнтовні значення коефіцієнта теплопровідності наведені нижче.

Матеріал	λ , —
Срібло	418
Мідь	389
Алюміній	200
Латунь	100
Сталь чорна	46
Сталь нержавіюча	16
Бетон	0,92
Граніт	2,5
Скло	1,2
Дерево	0,23
Ляне волокно	0,16
Скловолокно	0,04

3.3 Диференційне рівняння теплопровідності

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Для виведення рівняння теплопровідності будуть зроблені наступні припущення:

1. Тіло приймається однорідним та ізотропним.
2. Всі фізичні параметри тіла (густина, теплоємність, теплопровідність) – постійні.
3. У тілі відсутні джерела і стоки теплоти.
4. Нехтується теплова деформація.

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t$$

Це рівняння є диференціальним рівнянням теплопровідності для нерухомого тіла. Тут $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ - коефіцієнт температуропровідності, який характеризує теплопровідні властивості тіла, m^2/c . Чим більшим буде значення a - тим швидше поширюється теплота і навпаки, чим меншим буде значення цього коефіцієнта, тим повільніше поширюється теплота.

Якщо проінтегрувати рівняння теплопровідності, то отримаємо функцію температурного поля

$$t = f(x, y, z, \tau)$$

тобто диференціальним рівнянням теплопровідності є записом функції температурного поля в диференціальній формі.

Для стаціонарних процесів, коли $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ можемо записати

$$a \nabla^2 t = 0$$

але $a \neq 0$, тоді

$$\nabla^2 t = 0$$

рівняння стаціонарного температурного поля.

Коли температурне поле стаціонарне і однорідне $\left(\frac{dt}{dy} = 0, \frac{dt}{dz} = 0, \frac{dt}{d\tau} = 0 \right)$,

то

—

Отримали диференціальне рівняння теплопровідності для одномірного стаціонарного температурного поля.

3.4 Умови однозначності

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Приведені вище диференціальні рівняння теплопровідності - це рівняння другого порядку в частинних похідних. Такі рівняння описують цілий ряд однакових по своїй суті явищ. Для виділення із цього ряду конкретного явища необхідно рівняння теплопровідності доповнити додатковими умовами – так званими умовами однорідності. Ці умови включають в себе:

1. Геометричні умови – форма і розміри тіла.
2. Фізичні умови – рід речовини і її фізичні константи: густина, теплоємність, теплопровідність.
3. Початкові умови.
4. Граничні (межові) умови – умови, що описують межову обстановку по границях тіла. Вони бувають:

1. *Граничні умови першого роду* – коли задається розподіл температур по поверхні тіла

$$t_c = f(x_c, y_c, z_c, \tau_c)$$

2. *Граничні умови другого роду* – коли задається густина теплового потоку на поверхні тіла.

$$q_c = f(x_c, y_c, z_c, \tau_c)$$

3. *Граничні умови третього роду* – коли задається закон взаємодії тіла з навколишнім середовищем.

$$q = \alpha(t_c - t_p) = \alpha \Delta t$$

де q – пропорційна різниці температур, α - *коефіцієнт тепловіддачі*, який характеризує інтенсивність тепловіддачі – кількість теплоти, яка віддається 1 м² поверхні в одиницю часу при різниці температур між стінкою та рідиною в один градус. Ця величина розрахункова.

4. *Граничні умови четвертого роду*, які характеризують температури на поверхні при контакті двох тіл.

Для того, щоб описати явище теплопровідності, необхідно записати рівняння теплопровідності, геометричні умови, фізичні умови, початкові та граничні умови.

3.5 Теплопровідність при стаціонарному режимі

Теплопровідність плоскої стінки при граничних умовах першого роду

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

У теплопередачі, плоска стінка – це така стінка, в якій теплота поширюється по товщині δ , а вздовж інших напрямків (висота, ширина) переносом теплоти нехтують через їх малу величину (рисунок 3.2).

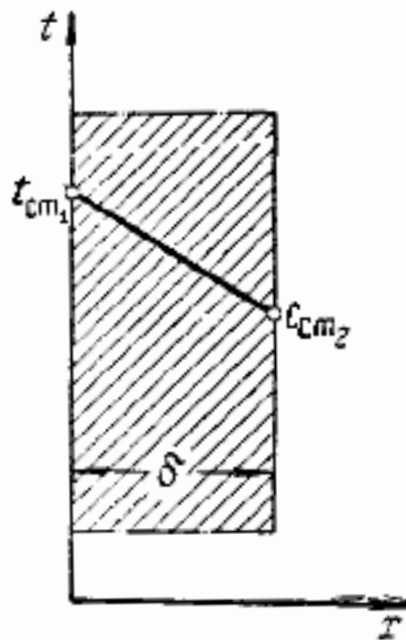


Рисунок 3.2 – До виводу рівняння теплопровідності плоскої стінки

Для того, щоб описати явище теплопровідності, необхідно записати рівняння теплопровідності

Тут $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ - коефіцієнт температуропровідності, який характеризує теплопровідні властивості тіла, m^2/c .

Коли температурне поле стаціонарне і однорідне — — — ,
то — .

Це рівняння необхідно доповнити так званими умовами однорідності:

1. Геометричними умовами $\delta = const$.
2. Фізичними умовами $\lambda = const$.
3. Початковими умовами $\frac{dt}{d\tau} = 0$.
4. Граничними умовами першого роду $\begin{matrix} x=0, t=t_1 \\ x=\delta, t=t_2 \end{matrix}$, $t_1 > t_2$

Кількість переданої теплоти буде:

де — - теплопровідність стінки , — , тоді

де — - термічний опір стінки.

Це рівняння можна описати так: *Густина теплового потоку прямо пропорційна різниці температур і обернено пропорційна термічному опору.*

Теплопровідність багат шарової плоскої стінки

Стінка, що складається з різних за своєю природою шарів є багат шаровою (рисунок 3.3). Тепловий потік через стінку буде:

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_1 - t_2)$$

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (t_2 - t_3)$$

$$q = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (t_3 - t_4)$$

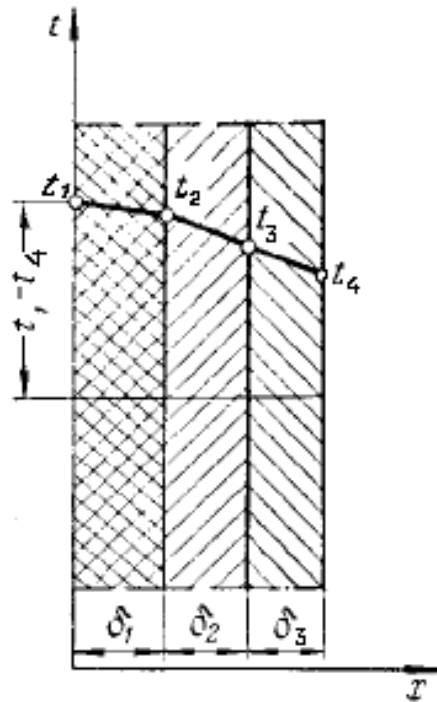


Рисунок 3.3 – До виводу рівняння теплопровідності
плоскої багат шарової стінки

Перепишемо ці рівняння відносно різниці температур:

$$t_1 - t_2 = q \frac{\delta_1}{\lambda_1}$$

$$t_2 - t_3 = q \frac{\delta_2}{\lambda_2}$$

$$t_3 - t_4 = q \frac{\delta_3}{\lambda_3}$$

Склавши всі рівняння та зробивши скорочення отримаємо

$$t_1 - t_4 = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)$$

Звідки тепловий потік:

$$q = \frac{t_1 - t_4}{\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)} = \frac{\Delta t}{\sum R_T}$$

З останнього рівняння можна знайти температури на границі між двома проміжними стінками

$$t_2 = t_1 - q \frac{\delta_1}{\lambda_1}$$

$$t_3 = t_2 - q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} \right)$$

Теплопровідність плоскої стінки при граничних умовах третього роду

Нехай задано плоску стінку (рисунок 3.4). Позначимо: товщина стінки – δ ; теплопровідність стінки – λ ; t_1, t_2 – середні температури рідин; коефіцієнти тепловіддачі α_1, α_2 ; всі ці величини постійні. Потрібно знайти тепловий потік q та температури стінки з обох боків t_{1c}, t_{2c} .

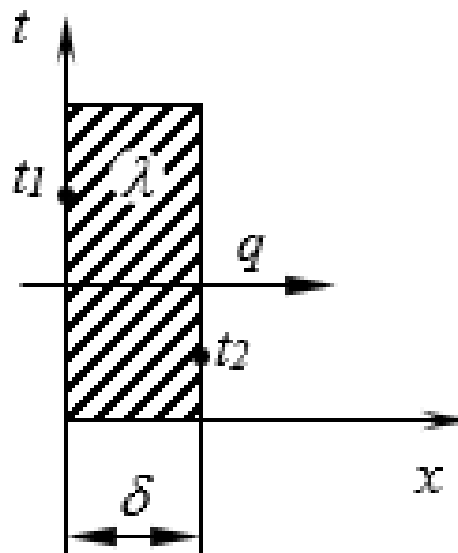
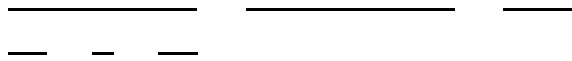


Рисунок 3.4 – До виводу рівняння теплопровідності плоскої стінки

Тепловий потік q буде:



де R_{12} — термічний опір тепловіддачі від гарячої рідини до стінки,
 R_{23} — термічний опір плоскої стінки, R_{34} — термічний опір тепловіддачі
від гарячої стінки до холодної рідини.

Величину K - називають коефіцієнтом теплопередачі, $K = \frac{1}{R_{12} + R_{23} + R_{34}}$. Ця величина
розрахункова, її розраховують за рівнянням:

$$Q = K F (t_{\text{г}} - t_{\text{х}}), \text{ Вт}$$

Коефіцієнт теплопередачі показує, яка кількість теплоти передається
від гарячого теплоносія до холодного через одиницю поверхні, в одиницю
часу при різниці температур між теплоносіями в 1 градус.

Враховуючи коефіцієнт теплопередачі основні рівняння теплопередачі
можемо записати наступним чином

,

Два останні рівняння є основними рівняннями теплопередачі. Згідно
цих рівнянь густина теплового потоку пропорційна різниці температур між
теплоносіями і поверхнею теплопередачі.

$$Q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF, \text{ Вт}$$

$$Q = \alpha F (t_{\text{г}} - t_{\text{п}}), \text{ Вт}$$

$$Q = kF (t_{\text{п}_1} - t_{\text{п}_2}), \text{ Вт}$$

Порядок знаходження коефіцієнта тепловіддачі

1. Встановлюємо фізичну модель взаємодії поверхні стінки з
навколишнім середовищем.

Наприклад: рідина в турбулентному режимі омиває стінку.

2. Знаходимо відповідне критеріальне рівняння, яке описує процес тепловіддачі.

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}$$

де Re — число Рейнольдса, показує співвідношення між інерційними і в'язкісними силами в потоці рідини. Nu - критерій Прандтля – характеризує теплофізичні характеристики рідини. Pr - питома теплоємність, ν - динамічна в'язкість, k - теплопровідність рідини.

3. Розраховуємо рівняння.

4. З критерію Нусельта знаходимо коефіцієнт тепловіддачі

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d} \rightarrow \dots$$

3.6 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте, що розглядається в розділі теплові процеси.
2. Проаналізуйте мету вивчення розділу теплові процеси.
3. Проаналізуйте, які процеси називають тепловими процесами.
4. Проаналізуйте, що є рушійною силою будь-якого теплового процесу.
5. Проаналізуйте, що таке теплопровідність.
6. Проаналізуйте, що таке конвекція.
7. Проаналізуйте, що таке теплове випромінювання.
8. Проаналізуйте, що таке теплоносії.
9. Проаналізуйте, що таке процес теплопередачі.
10. Проаналізуйте, що таке процес тепловіддачі.
11. Проаналізуйте поняття температурного градієнта.
12. Проаналізуйте закон теплопровідності (закон Фур'є).
13. Проаналізуйте диференційне рівняння теплопровідності.
14. Проаналізуйте умови однозначності.

15. Проаналізуйте теплопровідність при стаціонарному режимі
16. Проаналізуйте теплопровідність плоскої стінки при граничних умовах першого роду
17. Проаналізуйте теплопровідність багат шарової плоскої стінки.
18. Проаналізуйте теплопровідність плоскої стінки при граничних умовах третього роду.
19. Проаналізуйте порядок знаходження коефіцієнта тепловіддачі .

4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Матеріал розділу викладено за авторами [2...10].

Зміна температур теплоносіїв

Розглянемо основне рівняння теплопередачі.

де Δt_{cp} - середнє значення різниці температур (рисунок 4.1)

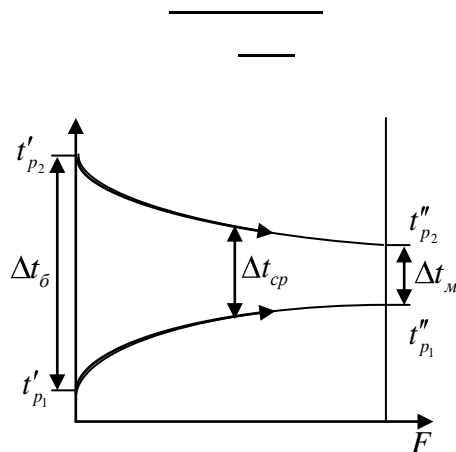


Рисунок 4.1 – Зміна температур теплоносіїв при русі прототечією

Для випадку руху теплоносіїв протитечією (рисунок 4.1).

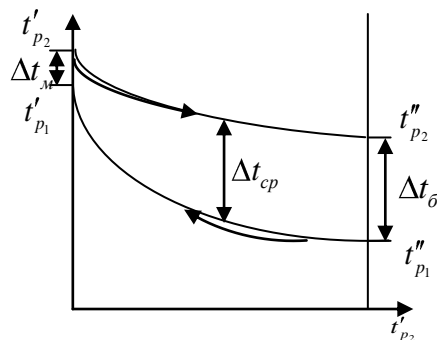


Рисунок 4.2 – Зміна температур теплоносіїв при русі протитечією.

Для випадку руху теплоносіїв протитечею (рисунок 4.2)

Мета розрахунку теплообмінних апаратів

Якщо розрахунок проектний, то мета розрахунку є визначення необхідної поверхні теплопередачі.

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}$$

Якщо розрахунок перевірочний, то метою розрахунку є визначення кількості теплоти, яку може передати теплообмінний апарат.

$$Q = kF\Delta t_{cp}$$

Складають рівняння теплового балансу

$$Q = G_1 c_{p1} (t_{p1}' - t_{p1}'') = G_2 c_{p2} (t_{p2}' - t_{p2}'')$$

Температура, при якій визначаються густина, кінематична та динамічна в'язкість, теплоємність називається **визначальною температурою**.

Розглянемо рівняння теплопередачі

$$Q = kF\Delta t_{cp}$$

з цього рівняння поверхня теплообміну

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}$$

коефіцієнт теплопередачі визначається відповідно

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Щоб зменшити площу поверхні теплопередачі потрібно збільшити коефіцієнт теплопередачі.

1. Можна збільшити швидкість руху ω одного з теплоносіїв. Разом з цим збільшиться число Рейнольдса $Re = \frac{\omega d \rho}{\mu}$. Число Рейнольдса входить в

рівняння для критерію Нусельта $Nu = c Re^m Pr^n$, таким чином зросте значення критерію Нусельта. А оскільки $\alpha = \frac{Nu\lambda}{l}$, то збільшиться і коефіцієнт тепловіддачі.

2. Перепишемо це рівняння таким чином

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F} + \frac{\delta}{\lambda F} + \frac{1}{\alpha_2 F}}$$

Площу поверхні теплопередачі з боку одного з теплоносіїв ми можемо збільшити за рахунок оребрення.

Теплопровідність циліндричної стінки при граничних умовах третього роду

Нехай задано циліндричну стінку (рисунок 4.3). t_1 - внутрішній та t_2 - зовнішній діаметри стінки відповідно.

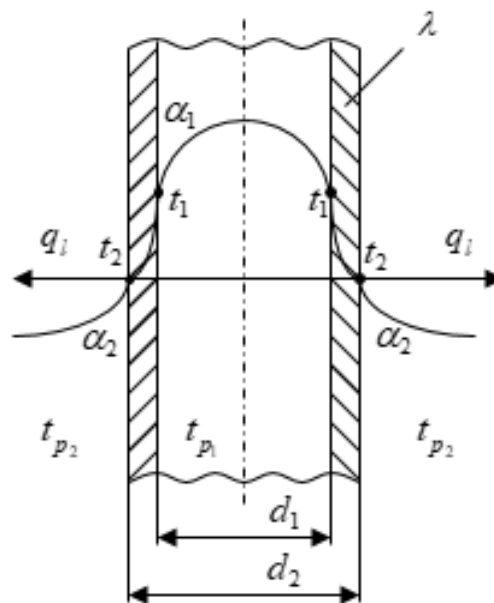


Рисунок 4.5 - циліндрична стінка

Позначимо: товщина стінки – δ ; теплопровідність стінки – λ ;
 середні температури рідин; коефіцієнти тепловіддачі α_1, α_2 ; всі ці величини
 постійні. Потрібно знайти тепловий потік q_l та температури стінки з обох
 боків t_{c1}, t_{c2} .

Тепловий потік

$$q_l = \frac{\pi (t_{p1} - t_{p2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

Останнє рівняння є рівнянням для лінійної густини теплового потоку.

Величину k_l , що показує яка кількість теплоти проводиться в одиницю
 часу при різниці температур в один градус довжиною циліндричної поверхні
 в 1 м називають *лінійним коефіцієнтом теплопередачі*, $Вт/м \cdot К$.

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

Враховуючи лінійний коефіцієнт теплопередачі, рівнянням для лінійної
 густини теплового потоку можемо записати таким чином

Величину R_l , обернену до лінійного коефіцієнта теплопередачі
 називають *лінійним термічним опором*.

$$R_l = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$$

Якщо теплота проводиться через багат шарову циліндричну стінку, то

$$q_l = \frac{\pi (t_{p1} - t_{p2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

Якщо позначити $\sum \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} = \sum R_l$ - сума термічних опорів

багат шарової стінки, $\frac{1}{\alpha_1 d_1} = R_l$ - лінійний термічний опір тепловіддачі з боку

гарячого теплоносія, $\frac{1}{\alpha_2 d_2} = R_{l_2}$ - лінійний термічний опір тепловіддачі з боку холодного теплоносія, то останнє рівняння можна переписати наступним чином

$$q_l = \frac{\pi (t_{p_1} - t_{p_2})}{R_{l_1} + \sum R_l + R_{l_2}}$$

Величину в знаменнику цього рівняння називають повним *термічним опором*.

Можемо знайти температури стінки з обох сторін

$$t_1 = -\frac{q_l}{\pi \alpha_1 d_1}$$

$$t_2 = t_{p_1} - \frac{q_l}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2} \right)$$

У випадку, коли $\frac{d_2}{d_1} < 2$ для обчислень можна використовувати рівняння теплопровідності для плоскої стінки. Похибка розрахунку не буде перевищувати 4%. А якщо для розрахунку в якості поверхні теплообміну брати площу тієї поверхні для якої коефіцієнт тепловіддачі менший, то похибка стає ще менше.

Стандартними є розміри труб з наступними співвідношеннями між внутрішнім і зовнішнім діаметром $\frac{21}{15}, \frac{25}{21}, \frac{27}{21}, \frac{42}{38}$.

Конвективний теплообмін

Перенесення теплоти одночасно теплопровідністю і конвекцією називається конвективним теплообміном.

Густина теплового потоку при конвективному теплообміні

—

де i - ентальпія.

Якщо v , w - масова швидкість, то

Тепловий потік від рідини до стінки, $Dж$

де α - коефіцієнт пропорційності, який залежить від роду рідини, форми і розмірів каналу, орієнтації поверхні в просторі (вертикально, горизонтально, похило), накладених полів (електричного, магнітного, гравітаційного), причин виникнення руху, агрегатного стану.

Щоб привести рідину в рух до неї потрібно прикласти силу. Сили бувають масові або об'ємні і поверхневі.

Конвективний теплообмін, як було описано вище, складається з двох складових

- теплопровідність між шарами рідини

$$q = -\lambda \frac{\partial n}{\partial t}$$

- конвективний теплообмін (між рідиною і стінкою)

$$q = \alpha F (t_m - t_p)$$

Прирівняємо ці рівняння

$$-\lambda \frac{\partial n}{\partial t} = \alpha F (t_m - t_p)$$

де λ - величина, яка залежить від роду рідини, вона є в довідниках.

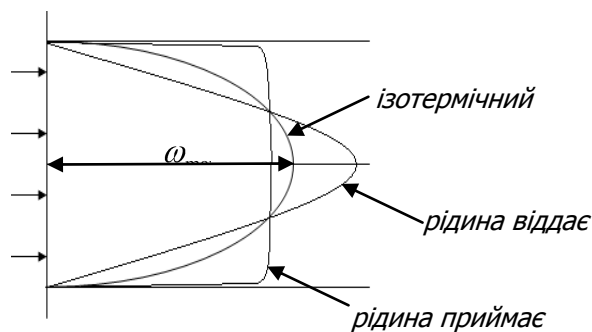


Рисунок 4.6 – Профілі швидкостей при різних температурних режимах руху рідини

Як зазначалося раніше α - коефіцієнт пропорційності, він залежить від

Ступінь впливу якогось параметру на значення відзначається у степені, з яким ця величина входить в рівняння. Так, наприклад, швидкість рідини має значний вплив .

Оскільки метою будь якого розрахунку є отримання певних результатів без проведення експериментів, а деякі величини та співвідношення між ними визначити досить складно, а іноді й неможливо. Тому їх об'єднують в безрозмірні комплекси, а деякі просто відкидають, вводячи відповідні поправки. Таким чином отримують емпіричні рівняння, що описують певні процеси. Недоліком таких обчислень є те, що отриманий результат не дає змоги наочно побачити, які величини слід змінювати, щоб впливати на процес.

Аналіз системи диференціальних рівнянь конвективного теплообміну

Розглянемо стінку, що омивається рідиною. Тепловий потік направлений від стінки до рідини (дивись рисунок 4.7).

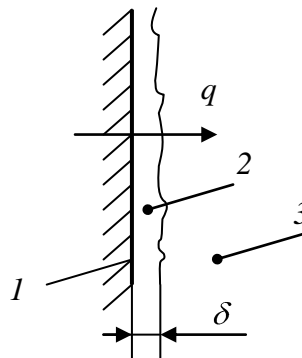


Рисунок 4.7 – До виведення системи рівнянь конвективного теплообміну: 1 – гаряча рідина, 2 – ламінарний пристінний шар, 3 – ядро рідини, що омиває стінку, δ - товщина пристінного шару.

Тепловий потік буде

—

Прирівнявши ці два рівняння, знаходимо

— — —

Для вирішення цього рівняння потрібно знати температурне поле, тобто функцію $t = f(x, y, z, \tau)$

Рівняння енергії

Рівняння енергії – це рівняння, яке буде описувати температурне поле в середині рідини.

Математичну модель неізотермічного процесу конвективного теплообміну для ньютонівських і неньютонівських рідин можна записати системою диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} &= 0 \\ \rho \frac{dw_x}{d\tau} &= \rho g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \nabla^2 w_x \\ \rho \frac{dw_y}{d\tau} &= \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \nabla^2 w_y \\ \rho \frac{dw_z}{d\tau} &= \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \nabla^2 w_z \\ \alpha &= -\frac{\lambda}{\Delta T} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{n \rightarrow 0} \\ \frac{DT}{d\tau} &= a \nabla^2 T \pm \frac{q_V}{c_p} + \frac{q_\tau}{c_p} \end{aligned} \right\}$$

Якщо отриману систему диференціальних рівнянь доповнити умовами однозначності, то вона буде представляти фізико-математичну модель процесу, яка описує **конвективний теплообмін**.

Якщо сформульовано математичну модель процесу (як правило, це система диференціальних рівнянь), то найкращий шлях розв'язання цих рівнянь є аналітичний метод, головна перевага якого – скорочення часу проектування машин та апаратів. Це – найнадійніший і найсучасніший шлях.

На жаль, дуже часто математична модель не розв'язується аналітичним шляхом внаслідок своєї складності. Тоді звертаються до теорії подібності, розв'язуючи систему рівнянь методами цієї теорії, які полягають у виділенні з класу явищ, що описується спільними законами, групи подібних явищ. При цьому слід пам'ятати, що метод теорії подібності не дає загального розв'язку задачі, а одержаний результат обмежений умовами подібності явища.

Теорія подібності

Теорія подібності – це наука про методи наукового узагальнення експериментів. Одним із основних принципів теорії подібності є виділення із маси явищ групи подібних. Суть теорії подібності полягає у наступному:

- довести подібність величин;
- провести експерименти на моделі;
- зробити перерахунки на основі отриманих величин;
- перенести отримані результати на великі установки.

Умови подібності явищ

1. Подібні явища повинні бути якісно однаковими, тобто вони повинні мати однакову фізичну природу і записуватись однаковими по формі запису диференціальними рівняннями – рівняннями другого порядку в частинних похідних.

2. Умови однозначності подібних явищ повинні бути однаковими у всьому.

3. Одноійменні визначаючі безрозмірні перемінні подібних явищ чи процесів повинні мати однакові числові значення. Наприклад

$$Nu = c Re^m Pr^n$$

Теорія подібності базується на трьох теоремах.

Перша теорема подібності формулюється так: подібні явища мають однакові й рівні за величиною критерії подібності. Вона відповідає на питання, які величини потрібно вимірювати під час досліду: вимірювати потрібно тільки ті величини, які складають критерії подібності.

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = c \left(\frac{\omega d \rho}{\mu} \right)^m \left(\frac{c_p \rho \mu}{\lambda} \right)^n$$

Критерії подібності - це безрозмірні комплекси різнорідних фізичних величин, які отримані внаслідок перетворення диференціальних рівнянь, що описують фізичний процес. Критерії подібності завжди мають фізичний зміст, являючись мірою співвідношення між якимись двома ефектами, суттєвими для явища, що розглядається.

Друга теорема подібності формулюється в такий спосіб: залежність між змінними, що входять у диференціальні рівняння, можна подати у вигляді залежності між безрозмірними комплексами (критеріями), складеними з тих самих змінних, що входять в диференціальні рівняння (критеріального рівняння):

$$\varphi(K_1, K_2, K_3, \dots) = 0.$$

Друга теорема подібності дає відповідь на питання як обробляти результати досліджень: результати дослідів потрібно обробляти в критеріях подібності та представляти у вигляді критеріального рівняння з визначеними числовими коефіцієнтами.

Третя теорема подібності визначає, що дія двох перших теорем поширюється на *подібні явища*, тобто такі, що відбуваються в геометрично подібних системах, мають однакові рівняння зв'язку та умови однозначності й рівні визначальні критерії подібності, складені з цих умов однозначності.

Якщо неможливо скласти математичну модель, то можна розкрити загальну залежність за допомогою теорії розмірностей, основою якої є *теорема Федермана–Букінгема* (або π -теорема), яка формулюється таким чином: загальна залежність між n змінними, які характеризують процес, з m основними одиницями їх виміру, може бути подана у вигляді залежності між $(n - m)$ безрозмірними комплексами (критеріями подібності), складеними з цих змінних.

Метод теорії розмірностей відрізняється від загального методу теорії подібності на етапі одержання критеріїв.

Але, незважаючи на спосіб розв'язання задачі, найголовнішим критерієм і методом оцінки одержаних результатів є **експеримент, практика.**

Критерії теплової подібності

Розглянемо рівняння теплообміну на границі двох середовищ.

$$\alpha (t_p - t) = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}$$

Розділивши ліву частину рівняння на праву отримуємо безрозмірний комплекс:

$$\frac{\alpha}{\lambda} \frac{\partial n}{\partial t} (t_p - t)$$

викресливши в цьому комплексі символи диференціювання, різниці, напрямку, отримаємо

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = Nu$$

де Nu - критерій Нусельта, який характеризує інтенсивність теплообміну на границі розподілу двох фаз і показує співвідношення між кількістю теплоти перенесеної тепловіддачею і теплопровідністю.

Розглянемо диференційне рівняння енергії вздовж вісі x

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} \omega_x + \dots = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \dots \right)$$

$$\frac{\partial t \partial x^2}{\partial \tau a \partial^2 t} \quad \frac{\partial t \omega_x \partial x^2}{\partial x a \partial^2 t}$$

викресливши в отриманих комплексах символи диференціювання, різниці та напрямку, отримаємо

$$\frac{l^2}{a\tau} = \frac{1}{Fo}$$

$$Fo = \frac{a\tau}{l^2}$$

де Fo - критерій Фур'є, характеризує зв'язок між швидкістю зміни температурного поля, розмірами і фізичними характеристиками середовища, в нестационарних теплових процесах.

$$\frac{\omega l}{a} = Pe$$

де Pe - критерій Пекле, він характеризує відношення кількості теплоти, поширеної в потоці рідини, конвекцією і теплопровідністю.

Pe можна записати

$$Pe = \frac{\omega l}{a} = \frac{\omega l}{\nu} \frac{\nu}{a} = \left| \frac{\omega l}{\nu} = Re; \frac{\nu}{a} = Pr \right| = Re Pr$$

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda}; Re = \frac{\omega l \rho}{\mu}; \mu = \nu \rho$$

У випадку коли теплообмін відбувається в умовах невимушеної конвекції, обумовленою різницею густин, то в силу вступає критерій Архімеда, який виражає відношення гравітаційних сил до в'язкісних.

$$Ar = \frac{g l^3}{\omega^2} \frac{\rho - \rho_0}{\rho}$$

де ρ і ρ_0 - густина нагрітої і холодної рідини.

Оскільки в теплових процесах різниця густин виникає внаслідок різниці температур, то число Архімеда записують

$$\frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t = Gr$$

тут Gr - критерій Грасгофа, характеризує гравітаційні сили.
із системи рівнянь ми отримали

$$Nu = f(Re, Gr, Pr, Fo)$$

якщо процес стаціонарний

$$Nu = f(Re, Gr, Pr)$$

так як $Gr \ll Re$ то можемо його опустити

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Розв'язок цього рівняння будемо шукати у вигляді степеневі функції

$$Nu = c Re^m Pr^n$$

- вказують на степінь впливу. Для їх знаходження проводять експеримент, приймаючи один з критеріїв за постійну величину.

Тепловіддача без зміни агрегатного стану.

Деякі експериментальні дані при конвективному теплообміні

При вимушеному русі рідини про режим руху можна судити по величині числа Рейнольда

$$Re = \frac{\omega d_e \rho}{\mu} = \frac{\omega d_e}{\nu}$$

$$\omega, \mu, \nu = f(\dots)$$

якщо $Re < 2000$ - режим руху ламінарний;

якщо $2000 < Re < 10000$ - режим руху перехідний;

якщо $Re > 10000$ - режим руху розвинутий турбулентний.

ω можна знайти з рівняння нерозривності

$$V = S \cdot \omega; \omega = \frac{V}{S}$$

На рідину, що рухається в каналі діють інерційні, гравітаційні та в'язкісні сили.

$$Nu = f(Re, Gr, Pr)$$

де Re - характеризує вимушений рух; Pr - характеризує теплофізичні параметри; Gr - характеризує гравітаційні сили.

1. **Турбулентний режим**, коли $Re > 10000$ то розв'язок рівняння має вигляд

$$Nu = 0.0021 Re^{0.8} Pr^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25} \varepsilon_l \varepsilon_r$$

де $\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$ - поправка Міхеєва. Це рівняння повністю описує рух рідини в турбулентному режимі.

1) рівняння придатне для $10000 < Re < 200000$

2) коли $0.6 < Pr < 2500$. $Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$; $c, \mu, \lambda = f(\bar{t})$; $\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2}$

3) Pr_{cm} визначається при температурі стінки. Поправка Міхеєва враховує неізотермічний рух рідини.

$$\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right) \approx [0.95; 1.05]$$

ε_l - коефіцієнт, що враховує початкову ділянку. $\varepsilon_l = 1$ коли $\frac{l}{d} < 50$. В іншому випадку $\varepsilon_l = 1.02 \dots 1.65$

ε_r - коефіцієнт, що враховує кривизну каналу. Визначається за емпіричним рівнянням $\varepsilon_r = \left(1 + 1.77 \frac{d_e}{R} \right)$

Отже, можемо записати

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = 0.0021 \left(\frac{\omega d_e \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c\mu}{\lambda} \right)^{0.43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25} \varepsilon_l \varepsilon_r$$

з рівняння видно, що

$$\alpha \approx \omega^{0.8}$$

$$\alpha \approx d_e^{0.2}$$

Тобто для інтенсифікації процесу теплообміну потрібно збільшувати швидкість руху рідини.

$$\omega = \frac{V_c}{S}$$

Оскільки, згідно з матеріальним балансом неможна змінити, то змінюють S (площу перерізу). При цьому збільшується, збільшується, збільшується, а отже i збільшується. В свою чергу

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

якщо $\alpha_1 < \alpha_2$, то $k < \alpha_1$. Щоб збільшити треба збільшити менший .

2. Перехідний режим. Цей режим важкий для математичного опису і, як правило, для тепловіддачі при такому режимі руху критерії розраховують по наближеному рівнянню

$$Nu = 0.008 Re^{0.9} Pr^{0.43}$$

1. **Ламінарний режим.** В цьому режимі $Re < 2000$, при цьому в силу вступають гравітаційні сили. Рівняння для розрахунку має вигляд

визначальною температурою є середня температура рідини $t_e = t_{cp}$.

Тепловіддача при вимушеному поперечному обтіканні труби

Плавне безперервне обтікання труби. У ламінарному режимі

$$Re = \frac{\omega d_e}{\nu} < 5$$

де d_e - зовнішній діаметр труб. Плавне безперервне обтікання труби.

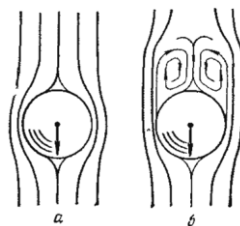


Рисунок 4.8 – Рух твердого тіла в рідині
а – ламінарний; б – турбулентний

Якщо збільшувати швидкість за трубою створюються два вихорі, які при зростанні швидкості витягуються все далі від труби, створюючи турбулентний потік.

При $5 < Re < 10^3$

$$Nu = 0.5 Re^{0.5} Pr^{0.38} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$$

При $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0.25 Re^{0.6} Pr^{0.38} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$$

При $2 \cdot 10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.37} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$$

Із збільшенням числа Рейнольдса зростає вплив інерційних сил.

Теплопровідність при омиванні пучків труб

Труби в пучках можуть розташовуватись в коридорному, або шаховому порядку (рисунок 4.9).

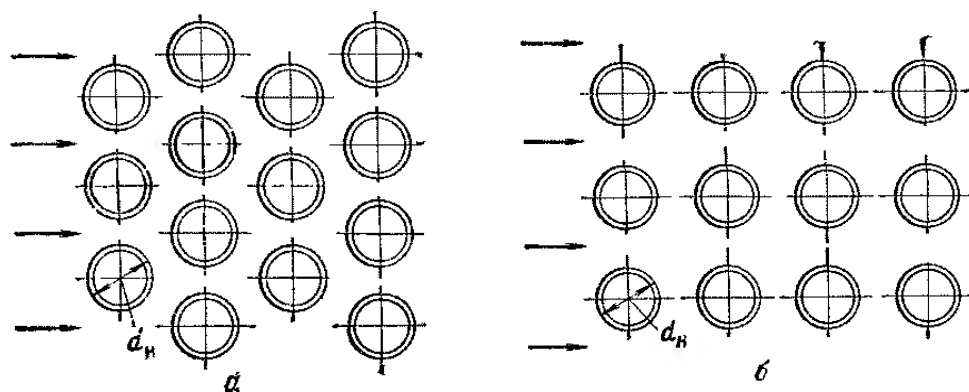


Рисунок 4.9 – Рух теплоносіїв при обтіканні пучка труб:

a – шаховий порядок; *б* – коридорний порядок

При розташуванні труб в шаховому порядку турбулізація відбувається більш ефективно, і, відповідно, тепловіддача буде більш інтенсивною. При цьому коли $Re < 1000$

$$Nu = 0.56 Re^{0.8} Pr^{0.3} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$$

коли $1000 < Re < 2 \cdot 10^5$

для шахового порядку

$$Nu = 0.4 Re^{0.6} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$$

для коридорного порядку

$$Nu = 0.27 Re^{0.63} Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}$$

Тепловіддача при вільній конвекції в необмеженому просторі

Рушійною силою при вільній конвекції є різниця густин. У випадку тепловіддачі різниця густин виникає за рахунок різниці температур. При вільній конвекції на рідину діють гравітаційні і в'язкісні сили. Співвідношення між ними виражає критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t$$

де β - коефіцієнт об'ємного розширення, Δt - різниця температур між рідиною і стінкою.

Теплофізичні характеристики можуть бути охарактеризовані критерієм Прандтля

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$$

Pr і Gr майже однаково впливають на інтенсивність тепловіддачі при вільній конвекції.

Міхеєв пропонував наступне співвідношення для вільної конвекції

$Nu = c \left(Gr \right)^n$, де c і n беруться відповідно до величини Gr з таблиці 4.1:

Таблиця 4.1

$< 10^{-3}$	0	0
	.5	
$10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$	1	0
	.18	.125
$5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$	0	0
	.54	.25
$2 \cdot 10^7 \dots 10^8$	0	0
	.135	.33

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

$$Nu = 0.135 \left(\frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t \frac{c\mu}{\lambda} \right)^{0.33}$$

з рівняння видно, що $\alpha \neq f(Gr)$ при $Pr \geq 0.7$. Такий режим називається автогенним. Параметри рідини визначаються при температурі $t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{ст}} + t_{\text{р}}}{2}$

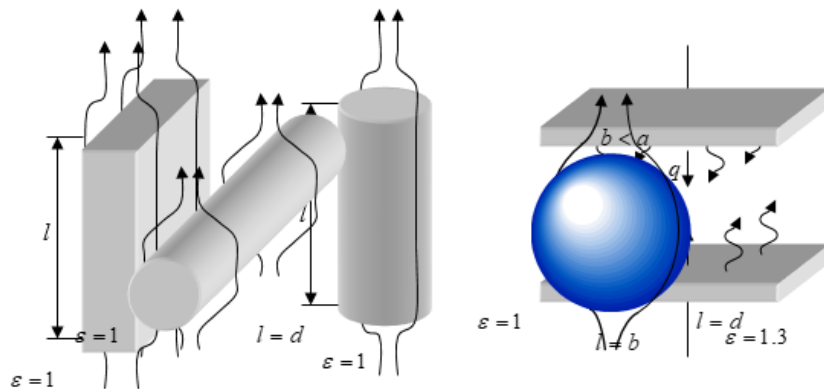


Рисунок 4.10 – Омивання поверхонь рідиною при вільній конвекції в необмеженому просторі

Якщо рідина омиває стінки в замкнутому просторі, тоді її рух стає набагато складнішим і тепловіддача може бути описана рівнянням

теплопровідності (рівнянням Фур'є) з деяким підсиленням тепловіддачі за рахунок вільної конвекції.

Можливі випадки конвекції в обмеженому просторі (рисунок 4.11)

$$q = \frac{\lambda_e}{\delta} (T_1 - T_2)$$

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{2\pi}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \frac{\lambda_e}{\lambda} (T_1 - T_2)$$

Постає питання, як знайти λ_e . Знаходимо із співвідношення $Gr Pr$:

- при $Gr Pr < 10^3$ співвідношення $\frac{\lambda_e}{\lambda} = 1$;
- при $10^3 < Gr Pr < 10^6$ - $\frac{\lambda_e}{\lambda} = 0.105 (Gr Pr)^{0.3}$;
- при $10^6 < Gr Pr$ - $\frac{\lambda_e}{\lambda} = 0.4 (Gr Pr)^{0.2}$.

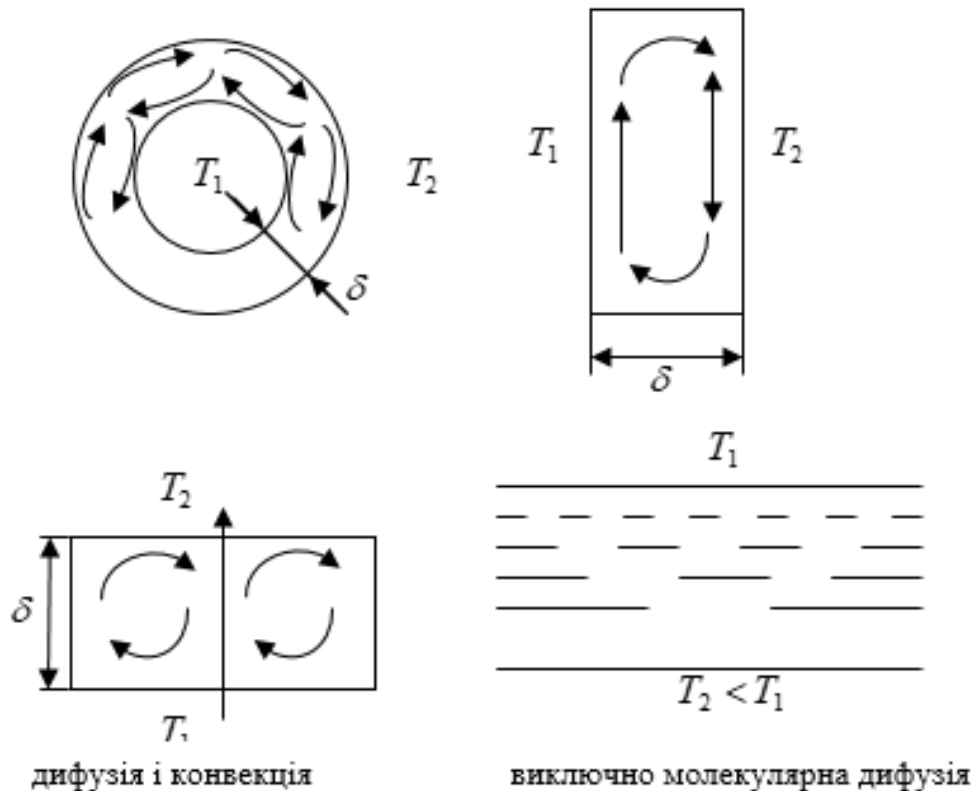


Рисунок 4.11 – Омивання поверхонь рідиною при вільній конвекції в обмеженому просторі.

За визначальну температуру для визначення критеріїв береться середня температура стінок

$$t_{\text{сиз}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

Тепловіддача при зміні агрегатного стану (фазовому переході)

Така тепловіддача має місце при кипінні та конденсації рідини. Конденсація – це процес переходу пари в рідину. Конденсацію можливо викликати:

1. шляхом охолодження;
2. шляхом підвищення тиску.

Розрізняють наступні види конденсації:

1. Поверхнева конденсація – тоді, коли пара охолоджується за допомогою стінки;
2. Об’ємна конденсація – тоді, коли різко збільшується тиск.

В той же час поверхнева конденсація буває:

1. Плівковою – коли рідина, конденсована фаза, утворюється на поверхні теплообміну у вигляді стійкої плівки – конденсат змочує поверхню.
2. Крапельна конденсація – тоді, коли конденсат утворюється у вигляді окремих крапель. Тобто конденсат не змочує поверхню теплообміну.

Поверхнева плівкова конденсація пари

Механізм конденсації пари складається з таких стадій (рисунок 4.12):

1. Дифузія молекул пари з ядра потоку до холодної поверхні конденсації. Дифузія відбувається за рахунок різниці концентрацій молекул пари в ядрі потоку і біля поверхні стінки.

2. Сам процес конденсації з виділенням прихованої теплоти конденсації; за рахунок втрати швидкості молекулами, що прилипли до стінки.

3. Перенесення прихованої теплоти конденсації через товщину плівки конденсату.

$$q = \alpha x (t_n - t_c) = -\frac{\lambda}{\delta x} (t_n - t_c)$$

$$\alpha x = \frac{\lambda}{\delta x}$$

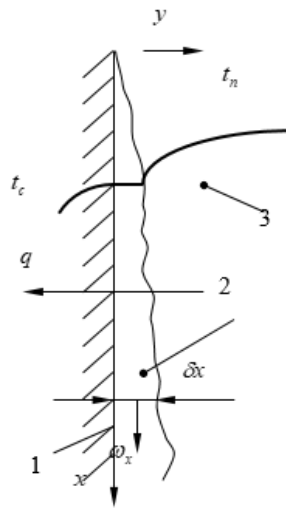


Рисунок 4.12 – До пояснення поверхової плівкової конденсації:
1 – стінка; 2 – плівка конденсату; 3 – пара.

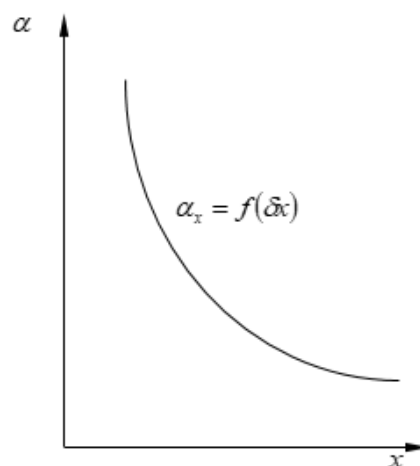


Рисунок 4.15 – Графік залежності коефіцієнта тепловіддачі від пари до стінки крізь плівку конденсату від висоти стінки

Розрахункова формула для визначення товщини плівки конденсату

Для нашого випадку використаємо рівняння енергії і рівняння руху в'язкої рідини для руху в одному напрямку.

Теорія подібності дає наступний вираз

$$Nu = f(Ga Pr K)$$

де K – критерій конденсації

$$K = \frac{r}{c(\rho_n - \rho_c)}$$

Рівняння для знаходження критерію Нусельта залежить від добутку $Ga Pr K$:

$$Ga Pr K \lesssim 10^{15} \text{ тоді } Nu = 1.15 (Ga Pr K)^{0.25};$$

$$Ga Pr K \gtrsim 10^{15} \text{ тоді } Nu = 0.046 (Ga Pr K)^{0.33};$$

$$Nu = 0.72 (Ga Pr K)^{0.25}.$$

Фактори конденсації

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації залежить від наступних факторів:

1. Орієнтація поверхні (вертикальна, горизонтальна, похила)
2. Шорсткості поверхні (чим більша шорсткість поверхні тим товща плівка конденсату, тим менший коефіцієнт тепловіддачі)
3. Домішки повітря в парі – в цьому випадку біля поверхні конденсації утворюється збагачений повітрям шар, який пригальмовує молекули пари. Це погіршує тепловіддачу і значно понижує коефіцієнт тепловіддачі.
4. Напрямок руху конденсації:

а) якщо напрямок пари і плівки конденсату співпадають, то товщина плівки зменшується і коефіцієнт тепловіддачі збільшується.

б) Якщо напрямок руху пари і плівки протилежні, то пара при цьому погіршує (пригальмовує) стікання плівки, товщина плівки збільшується, і коефіцієнт тепловіддачі зменшується.

Кипіння

Кипінням називають процес пароутворення у всьому об'ємі. При кипінні необхідно підводити приховану теплоту пароутворення.

Кипіння буває:

- поверхневе – коли бульбашки пари генеруються на граючій поверхні;
- об'ємне – коли бульбашки пари генеруються у всьому об'ємі. Це можливо лише при різкому зниженні тиску.

Види поверхневого кипіння:

1. Бульбашкове кипіння (ядерне) – коли на гріючій поверхні утворюються ізольовані центри пароутворення.
2. Плівкове кипіння – коли кількість центрів пароутворення зростає настільки, що бульбашки пари зливаються і між рідиною і поверхнею стінки утворюється шар перегрітої пари – тобто рідина знаходиться на паровій подушці.

Перехід від бульбашкового до плівкового кипіння називається кризою кипіння, температура, при якій це відбувається називають *критичною температурою*.

Для всіх рідин, що киплять, залежність густини теплового потоку і коефіцієнту тепловіддачі від різниці температур між стінкою і рідиною має приблизно однаковий характер (див. рис. 4.16)Ч.

I – ділянка мало інтенсивного кипіння рідини $\Delta t_{\text{води}} \approx 5^{\circ}\text{C}$.

II – ділянка бульбашкового (ядерного режиму кипіння – інтенсивний режим, який використовують в промисловості.

III – ділянка кризи кипіння. При цьому інтенсивність кипіння падає, тому що бульбашки пари створюють опір теплопровідності між стінкою і рідиною. Для води при $\Delta t_{\text{води}} > 40^\circ\text{C}$ є можливість вибуху.

IV – ділянка інтенсивного плівкового кипіння, (досягається в ядерних котлах).

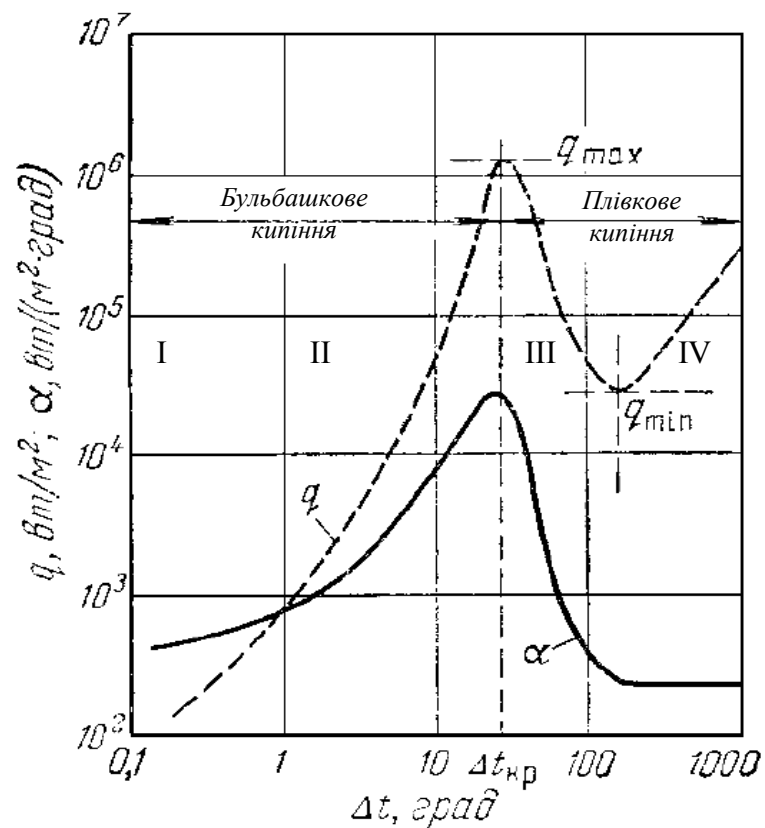


Рисунок 4.16 – Залежність α і q від Δt для киплячої води при $p = 1$ ат

Процес кипіння складається із:

1. процесу віддачі теплоти від стінки до рідини;
2. процесу передачі теплоти до внутрішньої поверхні бульбашки у вигляді теплоти випаровування.

Кожна бульбашка при кипінні відіграє роль насоса, який підтягує холодну рідину до поверхні нагріву і виштовхує перегріту рідину.

При бульбашковому кипінні, в умовах вільної конвекції, коефіцієнт тепловіддачі можна виразити рівнянням

$$\alpha = Aq^{0.6}$$

де A можна визначити

$$A = \frac{\lambda^{1.3} \rho_p^{0.5} \rho_n^{0.06}}{\sigma^{0.5} r^{0.8} \rho_0^{0.66} c_p^{0.3} \mu^{0.3}}$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності рідини; ρ_p, ρ_n - густина рідини і пари; σ - поверхневий натяг; r - прихована теплота пароутворення; ρ_0 - густина пари при тиску 1 атм; c_p - питома теплоємність; μ - динамічна в'язкість.

За методикою Фріца для води можна скористатися такими рівняннями

$$\alpha = 490q^{0.72} p^{0.24}$$

$$\alpha = 78\Delta p^{0.857}$$

Променевий теплообмін (Теплове випромінювання)

При тепловому випромінюванні передача теплоти відбувається за рахунок електромагнітних хвиль. Особливістю такого переносу є можливість переносу теплоти навіть через абсолютний вакуум. При тепловому випромінюванні відбувається подвійне перетворення енергії. На випромінювачі теплоти енергія перетворюється в енергію електромагнітних хвиль, на поглиначі – енергія хвиль перетворюється на теплову енергію.

Властивості електромагнітних хвиль залежать від довжини хвилі. Для світлових променів довжина хвилі λ лежить в межах від 0.4 до 0.8 мкм, для теплових (інфрачервоних) хвиль λ лежить в межах від 0.8 до 400 мкм.

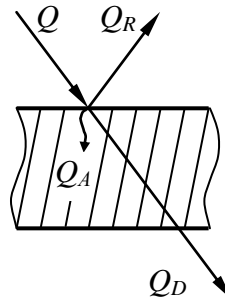


Рисунок 4.17 – До пояснення поширення теплової енергії

Променева енергія поширюється в однорідному середовищі прямолінійно.

Якщо потік теплової енергії Q потрапляє на поверхню іншого тіла, то він (рисунок 4.17):

- частково відбивається Q_R ;
- частково поглинається Q_A ;
- частково проходить без перетворень Q_D .

$$Q = Q_R + Q_A + Q_D$$

$$1 = \frac{Q_R}{Q} + \frac{Q_A}{Q} + \frac{Q_D}{Q}$$

$$A + R + D = 1$$

тут R – відбиваюча властивість тіла, A – абсорбуюча властивість тіла, D – пропускаюча властивість тіла.

Якщо $A = 1$ – таке тіло називають абсолютно чорним. Тоді $R = 0$, $D = 0$.

Якщо $R = 1$ – тіло абсолютно біле, всі промені відбиваються. $A = 0$, $D = 0$.

Якщо $D = 1$ – тіло абсолютно прозоре, всі промені проходять крізь тіло без перетворень. $A = 0$, $R = 0$.

Кварц є прозорим для світлових променів, і не прозорим для теплових. Поверхня білого кольору добре відбиває світлові промені, але теплові поглинає аналогічно чорній.

Так як властивості електромагнітних хвиль залежать від довжини хвиль, то необхідно ввести нові поняття.

Кількість енергії, яка випромінюється тілом в одиницю часу у всьому інтервалі довжин хвиль від $\lambda = 0$ до $\lambda \rightarrow \infty$ характеризує *випромінюючу здатність тіла*:

$$E = \frac{Q}{F\tau}$$

Кількість енергії, яка випромінюється в одиницю часу з одиниці поверхні в заданому діапазоні довжин хвиль від λ до $\lambda + d\lambda$ - називається *спектральною теплотою випромінювання*:

$$I = \frac{dE}{d\lambda}$$

Основні закони теплового випромінювання

1. Закон Планка-Віна - встановлює зв'язок між спектральною густиною теплового випромінювання абсолютно чорного тіла, температурою та довжиною хвилі (рисунок 4.18):

$$I_0 = f(\lambda, T)$$

$$I_0 = \frac{c_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1}$$

де $c_1 = 3.74 \cdot 10^{-16}$, $c_2 = 1.44 \cdot 10^{-2}$ - константи Планка.

Якщо $\lambda \rightarrow 0$ або $\lambda \rightarrow \infty$ то $E_0 \rightarrow 0$.

Із збільшенням температури λ_{\max} зміщується в бік більш коротких хвиль.

$$T_0 \lambda_{\max} = \text{const} = 2.9 - \text{закон Віна.}$$

2. Закон Стефана-Больцмана - встановлює зв'язок між випромінюючою здатністю тіла і його температурою.

$$E_0 = \int_0^{\infty} \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} d\lambda = C_0 \left(\frac{T_0}{100} \right)^4$$

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T_0}{100} \right)^4$$

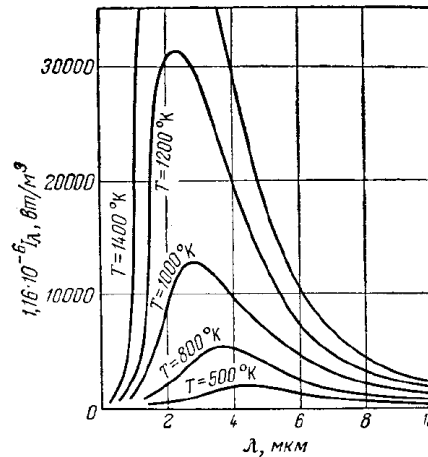


Рисунок 4.18 – Залежність I від λ і T за рівнянням Планка

Випромінююча здатність абсолютно чорного тіла пропорційна четвертій степені абсолютної температури його поверхні.

Закон Стефана-Больцмана може бути використаний і для сірих тіл.

$$E = \varepsilon C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4$$

де $\varepsilon = \frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0}$ - відносний коефіцієнт випромінюючої здатності –

ступінь чорноти тіла, визначений експериментально. Він залежить від природи тіла, температури тіла, шорсткості поверхні.

Коефіцієнт ε знаходиться експериментально і наводиться у довідниках.

3. Закон Кірхгофа – встановлює зв'язок між випромінювальною та поглинаючою здатністю тіла

$$E = f \left(\left. \begin{array}{l} \text{ } \\ \text{ } \end{array} \right\} \right)$$

Розглянемо паралельно розташовані сіре I і абсолютно чорне II тіла, і приймемо, що промені, які випромінюються поверхнею одного тіла

потрапляють на поверхню другого (рисунок 4.19). Температура сірого тіла більше ніж температура абсолютно чорного тіла. Таким чином, теплова енергія передається від сірого тіла до абсолютно чорного. Тоді кількість теплоти, передана від сірого тіла до абсолютно чорного

$$q_{I-II} = E - AE_0$$

коли $T = T_0$ тоді $q = 0$

$$E - AE_0 = 0$$

$$E_0 = E / A$$

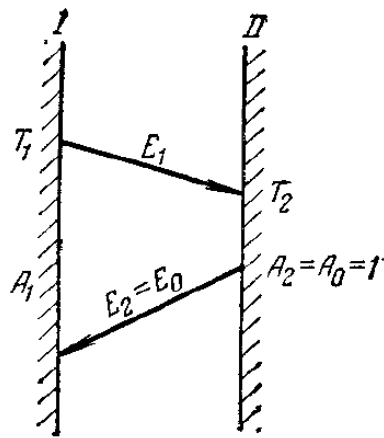


Рисунок 4.19 – До виведення закону Кірхгофа

Із останнього виразу видно, що відношення випромінювальної здатності до поглинаючої при одній температурі є величина постійна і рівна випромінювальній здатності абсолютно чорного тіла при тій же температурі.

Підставимо в останній вираз замість E абсолютно чорного і сірого тіл

$$C_0 \left(\frac{T_0}{100} \right)^4 = \frac{\varepsilon C_0 \left(\frac{T_0}{100} \right)^4}{A}$$

$$\varepsilon = A = \frac{Q_A}{Q}$$

Останній вираз дає змогу експериментально визначити степінь чорноти тіла при постійній температурі.

Таким чином тіло випромінює тим більше теплової енергії чим більше поглинає і навпаки.

4. Закон Ламберта - констатує, що променева енергія, яка випромінюється тілом, поширюється в просторі по різних напрямкам з різною інтенсивністю.

Потік випромінювання абсолютно чорного тіла в заданому напрямку пропорційний потоку випромінювання в напрямку нормалі до поверхні і косинуса кута між ними

$$d^2Q = dQ_n d\omega \cos\varphi$$

Цей закон придатний для абсолютно чорних тіл і дифузних тіл, якщо $\varphi < 60^\circ$. Цей закон не придатний для полірованих поверхонь.

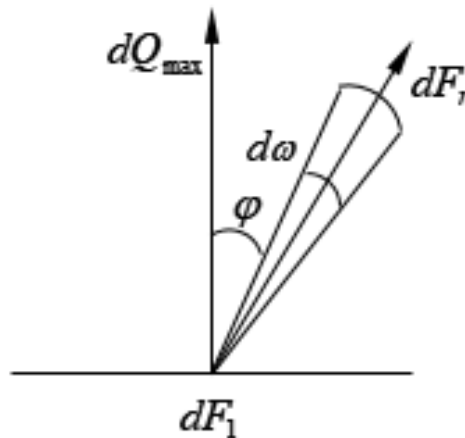


Рисунок 4.20 – До виведення закону Ламберта

Розглянуті закони придатні для твердих тіл, але здатністю до теплового випромінювання володіють і гази. Для описання випромінюючих властивостей газів я певний ряд особливостей, які будуть розглянуті нижче.

Особливості теплового випромінювання газів

1. Не всі гази випромінюють і поглинають променеву енергію. Одно- і двоатомні гази не поглинають і не випромінюють теплову енергію.

2. Газы поглинають і випромінюють променевоу енергію селективно.
3. Газы поглинають і випромінюють енергію всім своїм об'ємом, причому випромінююча здатність залежить від тиску і ширини шару.
4. Всі закони, які отримані для рідин і парів, придатні і для газів.

Взаємне випромінювання двох твердих тіл

Кількість теплової енергії, яка передається шляхом випромінювання від більш нагрітого тіла до холодного, має бути виражена рівнянням:

$$Q_n = C_{1-2} F \tau \varphi \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

де T_1 - температура гарячого тіла, K ; T_2 - температура холодного тіла, K ; F - поверхня випромінювання, m^2 ; τ - час випромінювання, s ; C_{1-2} - коефіцієнт взаємного випромінювання; φ - середній кутовий коефіцієнт, який визначається формою і розмірами тіл, їх взаємним розташуванням і відстанню між ними.

Апарати в приміщенні випромінюють теплоту. Тому сумарна кількість теплоти, підведена до апарата, має бути рівна сумі корисного тепла парів і тепла, що випромінюється. Якщо температура апарата менше 100 то випромінюється набагато менше теплоти, ніж корисно витрачається. При температурі більшій за 100 теплове випромінювання приблизно рівне кількості теплоти, що корисно витрачається.

$$C_{1-2} = C_0 \varepsilon_{n,p}$$

тут C_0 - коефіцієнт випромінювання, $\varepsilon_{n,p}$ - приведена степінь теплоти,

$$\varepsilon_{n,p} = \varepsilon_1 \varepsilon_2.$$

Тіло в приміщенні

$$\varphi = 1$$

$$C_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0} \right)}$$

Якщо $F_1 = F_2$ тоді $C_{1-2} = \varepsilon_{np} C_0$. Якщо $F_1 \ll F_2$ тоді $C_{1-2} = C_0$

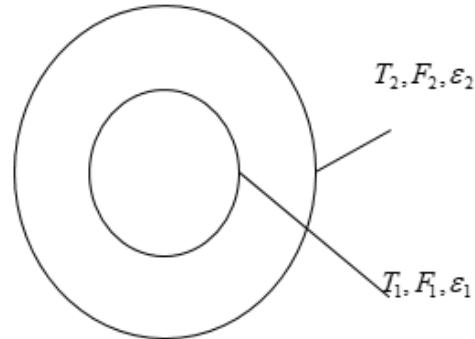


Рисунок 4.21 – До пояснення взаємного випромінювання двох тіл

Від великої кількості теплової енергії потрібний захист робочого персоналу, оскільки можливі опіки. Найбільш травматичні в цьому плані галузі це металургія та зварювальна діяльність. Частіше за все випаюється рогівка ока.

Для того, щоб послабити потік променевої енергії, часто встановлюють між тілами перегородки (так звані екрани), які виготовляють із матеріалів, непрозорих для теплових променів.

Розглянемо паралельні плоскі поверхні з температурами T_1 і T_2 (рисунок 4.22). Між ними розташований екран.

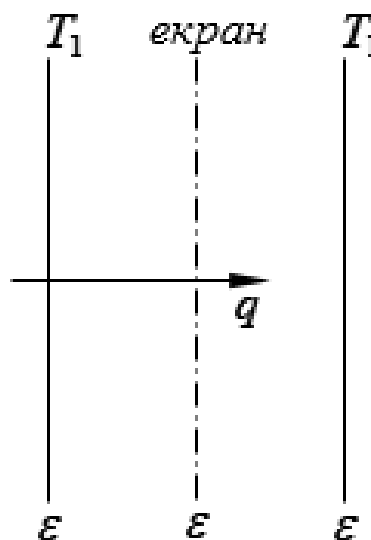


Рисунок 4.22 – До пояснення дії перегородки

Умовно приймемо, що ступінь чорноти всіх поверхонь однакова і рівна ε .

$$T_1 > T_e > T_2$$

$$C_{1-e}F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 \right] = C_{e-2}F \left[\left(\frac{T_e}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

$$C_{1-e} = C_{e-2}$$

$$F_1 = F_e = F_2$$

$$\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 = \left(\frac{T_e}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4$$

$$\left(\frac{T_e}{100} \right)^4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_{1-e} = C_{1-e}F \frac{1}{2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Якби екрану не було б, то

$$Q_{1-2} = C_{1-2}F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 + \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

Порівнюючи два останні вирази, можна констатувати, що при встановленні лише одного екрану, між тілами тепловий потік зменшується в два рази.

Узагальнюючи цей висновок, можна сказати, що при встановленні n екранів, тепловий потік зменшується в $n+1$ раз.

Теплопередача при перемінних температурах теплоносіїв

Кількість теплоти, яка може бути передана від гарячого теплоносія до холодного через стінку, яка їх розділяє, може бути визначена з основного рівняння теплопередачі:

$$Q = kF\Delta t_{cp}$$

де F - поверхня теплопередачі, k - коефіцієнт пропорційності

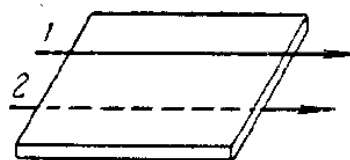
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

α_1, α_2 - коефіцієнти тепловіддачі, показують інтенсивність тепловіддачі від теплоносія до стінки і від стінки до теплоносія. Для знаходження коефіцієнтів тепловіддачі потрібно знати режим омивання рідиною стінки і, відповідно йому, вибрати критеріальне рівняння.

Δt_{cp} - різниця температур між теплоносіями. Але теплоносії мають різну температуру на вході і на виході з теплообмінних апаратів. Постає питання, яку різницю температур доцільно взяти? Якби різниця температур змінювалась лінійно, або її зміна була незначна, то розрахунки можна було б спростити. Але це не так.

Рух теплоносіїв можливий:

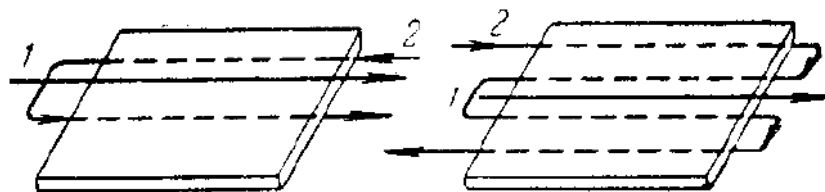
1. Прямотечією $\Delta t_{cp} - \min$



2. Рух назустріч – із одного боку, і з іншого боку. Протитечія $\Delta t_{cp} - \max$



3. Змішана течія



Питання стоїть, як буде змінюватись температура по довжині теплообмінника.

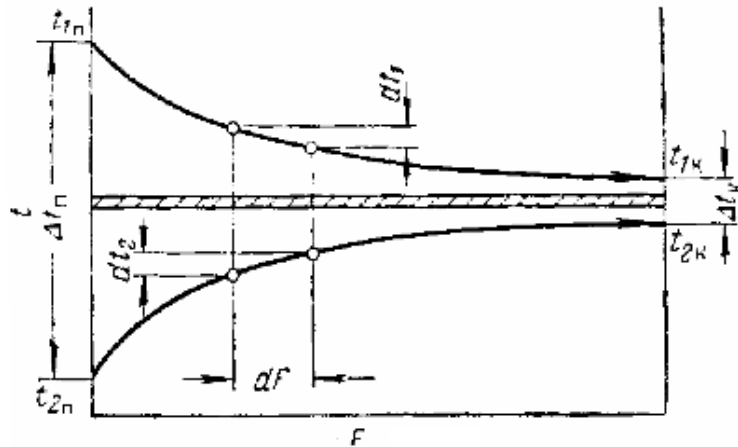


Рисунок 4.23 – Зміна температури теплоносіїв при русі теплоносіїв паралельно

Температура гарячого теплоносія зменшується від t_{1n} до $t_{1к}$, а холодного – збільшується від t_{2n} до $t_{2к}$

$$t_{1n} - t_{2n} = \Delta t_{\delta}$$

$$t_{1к} - t_{2к} = \Delta t_{м}$$

$$\Delta t_{\delta} > \Delta t_{м}$$

Якщо температури теплоносіїв змінюються по довжині апарату незначно (або коли температура змінюється прямолінійно), то температура може бути апроксимована прямою лінією, тоді

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{2}$$

В іншому разі, якщо температура змінюється по логарифмічному закону

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}}}$$

тут Δt_{cp} - середньологарифмічна різниця температур.

Згідно до значення Δt_{cp} постає питання: який напрямок руху буде найбільш доцільним? Найбільше значення Δt_{cp} для протитечії (коли теплоносії йдуть назустріч).

Δt для змішаного руху теплоносіїв розраховують як для протитечії, а потім по довіднику знаходять значення коефіцієнта α , і тоді Δt_{cp} буде різниця температур для змішаного руху.

Середня рушійна сила теплопередачі

Середня рушійна сила, або середній температурний напір, являє собою середню логарифмічну різницю температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}}}$$

Останнє рівняння являється рівнянням *теплопередачі при русі теплоносіїв прямотечією*. При заданому тепловому навантаженні Q і відомим початковим і кінцевим температурам теплоносіїв визначається основна розрахункова величина – поверхня теплообміну.

Відомо, що

за цим рівнянням можна знайти температуру в будь-якій точці поверхні теплообміну.

Нагрівання, охолодження та конденсація в хімічній технології

Речовини, що беруть участь у процесі теплообміну з технологічним середовищем, називаються *теплоносіями* або *тепловими агентами*. Теплоносії, що мають більш високу температуру, ніж технологічне середовище, прийнято називати *нагрівальними агентами*, а теплоносії з

більш низькою температурою, ніж середовище, від якого вони сприймають тепло, - *охолоджувальними агентами*.

Як *прямі джерела тепла* в хімічній технології використовують головним чином **топкові гази**, що представляють собою газоподібні продукти згорання палива, і електричну енергію (електрофізичні методи нагрівання). **Речовини, що одержують теплоту від прямих джерел і віддають її через стінку теплообмінника технологічному середовищу, називають проміжними теплоносіями.** До числа найбільш розповсюджених проміжних теплоносіїв (*нагрівальних агентів*) відносяться водяна пара й гаряча вода, а також високотемпературні теплоносії - перегріта вода, мінеральні масла, органічні рідини (і їхні пари), розплавлені солі, рідкі метали і їхні сплави. У якості *охолоджувальних агентів* для охолодження до звичайних температур (приблизно до 10-30°C) найбільш широко використовують воду й повітря, до більш низьких температур, (наприклад, до 0°C) - лід або холодну воду, а до температур, нижчих за 0°C, - спеціальні холодильні агенти, що представляють собою пари низькокиплячих рідин (наприклад, аміаку), зріджені гази (CO₂, етан й ін.) або холодильні розсоли.

Вибір теплоносія залежить у першу чергу від необхідної температури нагрівання або охолодження й необхідності її регулювання. Крім того, промисловий теплоносій повинен забезпечувати досить високу інтенсивність теплообміну при невеликих масових й об'ємних його витратах. Відповідно, він повинен мати малу в'язкість, але високі значення густини, теплоємності й теплоти пароутворення. Бажано також, щоб теплоносій був негорючий, нетоксичний, термічно стійкий, не мав руйнуючого впливу на матеріал теплообмінника й разом з тим був достатньо доступним і дешевим.

У багатьох випадках економічно доцільним виявляється утилізація теплоти деяких напівпродуктів, продуктів і відходів виробництва, які використовують в якості теплоносіїв у теплообмінних апаратах.

4.1 Теплоносії і способи нагрівання технологічних середовищ

Нагрівання водяною парою.

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Насичена водяна пара є одним з агентів, що найбільш широко застосовуються для нагрівання технологічних середовищ. Це пояснюється її істотними перевагами як теплоносія. В результаті конденсації пари одержують більші кількості теплоти при відносно невеликій витраті пари, оскільки теплота конденсації її достатньо висока і становить приблизно $2,26 \cdot 10^6$ Дж/кг при тиску $9,8 \cdot 10^4$ Па (1 ат). Внаслідок високих коефіцієнтів тепловіддачі від пари, що конденсується, опір переносу тепла з боку пари малий. Це дозволяє проводити процес нагрівання при відносно малій поверхні теплообміну. Важливою перевагою насиченої пари є сталість температури її конденсації (при даному тиску), що дає можливість точно підтримувати температуру нагрівання, а також, при необхідності регулювати цю температуру шляхом зміни тиску пари.

При використанні теплоти парового конденсату коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) нагрівальних парових пристроїв досить високий. Пара задовольняє також іншим вимогам до теплоносіїв (доступність, пожежна безпека й ін.).

Водяна пара може бути насиченою або перегрітою. Насичена водяна пара знаходиться в динамічній рівновазі з рідиною. Вона може бути сухою (не містить в собі крапельної рідини) та вологою, що представляє собою суміш пари з найдрібнішими крапельками води.

Основний недолік водяної пари - значне зростання тиску з підвищенням температури насичення (для отримання насиченої водяної пари з температурою $t = 200$ °С необхідний тиск 1,6 МПа, а з $t = 300$ °С - 10 МПа). Внаслідок цього, температури нагрівання насиченою водяною парою, звичайно не перевищують $180 \div 190$ °С, що відповідає тиску пари $1 \div 1,2$ МПа.

При більших тисках потрібна занадто товстостінна й дорога теплообмінна апаратура, а також значні витрати на комунікації й арматуру.

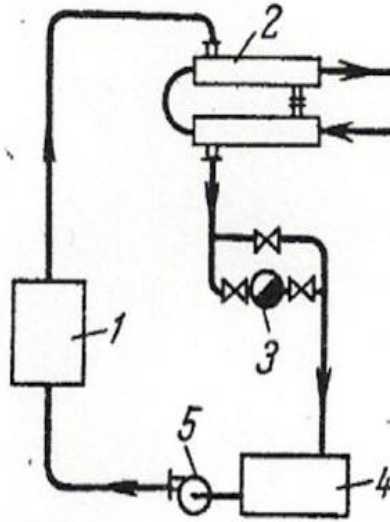


Рисунок 4.24 – Схема нагрівання глухою парою.

1-паровий котел; 2-поверхневий теплообмінник;
3-конденсатовідвідник; 4-збірник конденсату; 5-конденсатний насос

Нагрівання глухою парою. Найпоширенішим випадком є нагрівання глухою парою, коли теплота передається через стінку теплообмінного апарата. Принципова схема нагрівання глухою парою наведена на рисунку 4.24. Вироблена пара з генератора пари - парового котла 1 направляється в теплообмінник 2, де технологічне середовище нагрівається парою через тверду стінку, що їх розділяє. Пара, стикаючись із більш холодною стінкою, конденсується на ній, і плівка конденсату стікає по поверхні стінки. Для того, щоб полегшити видалення конденсату, пару вводять у верхню частину теплообмінника, а конденсат відводять із його нижньої частини. Температура плівки конденсату близька до температури пари, що конденсується, і ці температури можуть бути прийнятні рівними одна одній.

Щоб уникнути непродуктивної витрати пари й організувати безперешкодне видалення з апарата парового конденсату без випуску пари, застосовують спеціальні пристрої - конденсатовідвідники. Конденсат з конденсатовідвідника 3 через проміжну ємність – збірник конденсату 4

подається насосом 5 у паровий котел 1. Конденсатовідвідник звичайно встановлюють нижче теплообмінника, з обвідною лінією (байпасом), наявність якої дозволяє не переривати роботу апарата при короткочасному відключенні конденсатовідвідника для його ремонту або заміни.

Гріюча пара звичайно містить деяку кількість газів, що не конденсуються (N_2 , O_2 , CO_2) і виділяються при хімічній обробці котлової води й у процесі паротворення в котлах. Ці домішки значно знижують коефіцієнти тепловіддачі пари. Тому при паровому обігріві з парового об'єму теплообмінника повинні періодично видалятися гази, що не конденсуються і накопичуються в ньому.

Витрату D глухої пари при безперервному нагріванні визначають із рівняння теплового балансу:

,

де G - витрата технологічного середовища, c - його середня питома теплоємність, t_1 , t_2 - початкова й кінцева температури середовища, I_n , I_k - ентальпії пари і конденсату відповідно; $Q_{вт}$ - втрата теплоти в навколишнє середовище.

Тепловміст (ентальпія) сухої насиченої пари $I_{n.c.n}$ складається з тепловмісту води за температури її кипіння i_g й теплоти пароутворення r :

.

Тепловміст вологої насиченої пари $I_{n.v.n}$ визначається за формулою

,

де x – вологовміст (масова доля вологи) пари.

Перегріту пару отримують за рахунок додаткового підводу теплоти до сухої насиченої пари в пароперегрівачі котла. Тепловміст перегрітої пари за даного тиску складається з тепловмісту насиченої пари того ж тиску та теплоти перегріву:

,

де c_p – теплоємність перегрітої пари, t_p – температура перегрітої пари,
 t_n – температура насиченої пари.

Ентальпія конденсату H_c де c_w – питома теплоємність води, t_c – температура конденсату.

Нагрівання гострою парою. У тих випадках, коли припустиме змішання технологічного середовища з паровим конденсатом, використовують нагрівання гострою парою, яку вводять безпосередньо в рідину, що нагрівається. Такий спосіб нагрівання простіше нагрівання глухою парою й дозволяє краще використати теплоту пари, оскільки паровий конденсат змішується з рідиною, що нагрівається, і їхні температури вирівнюються.

Якщо одночасно з нагріванням рідину необхідно перемішувати, то уведення гострої пари здійснюють через барботери – системи труб з великою кількістю дрібних отворів, звернених догори, які розташовані біля дна апарата і закриті з кінця. Для кращого перемішування, ослаблення шуму, викликаного різким зменшенням об'єму пари при конденсації, і усунення гідравлічних ударів застосовують безшумні підігрівники.

Пара подається через сопло 1 і захоплює рідину, що надходить через бічні отвори в змішувальний дифузор 2 (рисунок 2.5). При змішуванні рідини з парою усередині дифузора 2 значно зменшується шум.

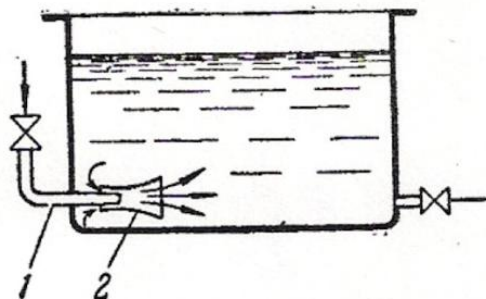


Рисунок 4.25 – Безшумний сопловий підігрівник:

1-сопло; 2-змішувальний дифузор

Витрату гострої пари визначають, зважаючи на рівність кінцевих температур рідини, що нагрівається, і конденсату. Тоді за рівнянням теплового балансу знаходимо

звідки

$$\frac{W}{G} = \frac{c_p (t_2 - t_1)}{c_v (t_2 - t_1)},$$

де c_v - теплоємність конденсату, а інші позначення ті ж самі, що раніше.

Нагрівання гарячою водою.

Гаряча вода як нагрівальний агент має певні недоліки в порівнянні з насиченою водяною парою. Коефіцієнти тепловіддачі від гарячої води, як і від будь-якої іншої рідини, нижче, ніж коефіцієнти тепловіддачі від пари, що конденсується. Крім того, температура гарячої води знижується уздовж поверхні теплообміну, що погіршує рівномірність нагрівання й утрудняє його регулювання.

Гарячу воду отримують у водогрійних котлах, що обігріваються топковими газами, і парових або електричних водонагрівачах (бойлерах). Вона застосовується звичайно для нагрівання до температур не більше 100 °С, оскільки при створенні високого тиску вода є менш економічною порівняно з іншими теплоносіями. У деяких випадках для нагрівання використовують конденсат водяної пари.

Гарячу воду як теплоносій широко застосовують для опалювання приміщень, підігріву сировинних матеріалів, теплової обробки виробів та інших цілей.

Необхідну витрату гарячої води W визначають з рівняння теплового балансу

де c - теплоємність води, t_1 - її початкова і кінцева температури.

Нагрівання гарячим повітрям та топковими газами.

Чисте гаряче повітря або топкові газу в суміші з повітрям широко застосовують як теплоносії для підігріву матеріалів, теплової обробки виробів та в сушильних процесах. В залежності від призначення температура таких теплоносіїв знаходиться в діапазоні 100÷800 °С.

Гаряче повітря отримують у парових або вогневих калориферах. Топкові газу отримують шляхом спалювання твердого, рідкого або газоподібного палива з наступним змішуванням продуктів горіння з атмосферним повітрям до заданих температур.

Для високотемпературних процесів випалу або плавлення матеріалів, а також для нагрівання проміжних теплоносіїв використовують топкові газу, які отримують при спалюванні палива з невеликим надлишком повітря. Температура топкових газів досягає 1000÷1500 °С і більше.

Найбільш істотними недоліками топкових газів є: нерівномірність нагрівання, обумовлена охолодженням газу в процесі теплообміну, труднощі регулювання температури обігріву, низькі коефіцієнти тепловіддачі від газу до стінки (не більше 35÷60 Вт/(м²·град)), можливість забруднення матеріалів, які нагріваються, продуктами неповного згоряння палива (при безпосередньому обігріві газами). Значні перепади температур між топковими газами й нагрівним середовищем створюють достатньо «жорсткі» умови нагрівання, які неприпустимі для багатьох продуктів і можуть викликати їхній перегрів. Через відносно низькі питомі теплоємності топкових газів їхні об'ємні витрати великі й транспортування вимагає значних витрат. Тому топкові газу звичайно використовують безпосередньо на місці їхнього одержання.

Топкові газу одержують, спалюючи в топках печей тверде, рідке або газоподібне паливо. Найбільш дешевим й ефективним паливом є природні газу. Крім того, економічно доцільне застосування в якості нагрівальних агентів відхідних газів деяких хімічних й інших виробництв, температура цих

газів досить висока й іноді досягає $500\div 600$ °С. Нагрівання топковими газами здійснюють у печах (рисунок 4.26).

На рисунку показана трубчаста піч для нагрівання рідких продуктів, що працює на газоподібному паливі. Горючий газ, виходячи із сопла пальника 1, інжектуює необхідну кількість повітря, змішується з ним і рухається через пористу панель 2 з вогнетривкого матеріалу. Горіння протікає на поверхні випромінювальної панелі при відсутності полум'я. Такі пальники називаються безполум'яними. Топкові газы, що утворилися, надходять у першу чергу по ходу їхнього руху в радіантну частину робочого простору печі, у якій основна частина теплоти передається рідині, що нагрівається у змійовику 3, шляхом випромінювання. У другій, конвективній частині печі 4 теплота передається рідині через стінку змійовика головним чином шляхом конвекції. У конвективній частині печі для кращої утилізації теплоти димових газів установлюють додаткові теплообмінні пристрої, наприклад змійовик -перегрівник 5. Газы видаляються через димар 6.

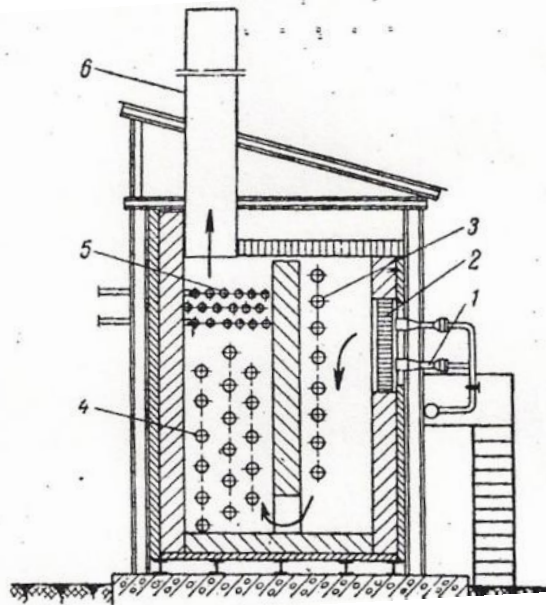


Рисунок 4.26 – Піч для нагрівання рідких продуктів, що працює на газі:
 1 - сопло пальника; 2 - вогнетривка пориста панель; 3 - радіантна частина
 (змійовик); 4 - конвективна частина (змійовик);
 5 - перегрівник; 6 - димова труба

Регулювання температури нагрівання топковими газами здійснюють за допомогою рециркуляції частини відпрацьованих газів. Повертаючи димососом або ежектором частину відпрацьованих газів у піч і змішуючи їх з газами, отриманими в топці, знижують температуру газів й одночасно збільшують об'єм газів, що обігрівають теплообмінні пристрої. Збільшення об'єму газів приводить до зростання їхньої швидкості й відповідно - до збільшення коефіцієнтів тепловіддачі від газів до стінки.

Витрату палива при нагріванні топковими газами визначають із рівняння теплового балансу. Якщо витрата топкових газів становить B , а їх ентальпія дорівнює I_1 (на вході в теплообмінник) і I_2 (на виході з теплообмінника), то рівняння теплового балансу має вигляд

Величина $Q_{вт}$, крім втрат теплоти в навколишнє середовище, включає також втрати від хімічного недопалу газів і внаслідок їхньої дисоціації, а також втрати від неповноти згоряння твердого палива. Більш докладно теплові баланси печей розглядаються в спеціальній літературі.

Нагрівання високотемпературними теплоносіями.

У процесах хімічної технології часто здійснюється обігрів високотемпературними теплоносіями. Розглянуті нижче теплоносії звичайно одержують теплоту від топкових газів або електричного струму і передають його нагрівному середовищу, тобто є, як і водяна пара, проміжними теплоносіями. Вони забезпечують рівномірність обігріву й безпечні умови роботи.

Нагрівання перегрітою водою. Як нагрівальний агент перегріта вода використовується при тисках, що досягають критичного , , якому відповідає температура 374°C . Тому за допомогою перегрітої води

можливе нагрівання матеріалів до температур, що не перевищують приблизно 350 °С. Однак обігрів перегрітою водою пов'язаний із застосуванням високих тисків, що значно ускладнює й здорожує нагрівальну установку, підвищує вартість її експлуатації. Тому в цей час він витісняється більше економічними способами нагрівання іншими високотемпературними теплоносіями.

Нагрівання мінеральними маслами. Мінеральні масла є одними з найстаріших проміжних теплоносіїв, використовуються для рівномірного нагрівання різних продуктів. Як нагрівальні агенти застосовують масла, що відрізняються найбільш високою температурою спалаху - до 310 °С (циліндрове, компресорне, циліндрове важке). Тому верхня межа нагрівання маслами обмежена температурами 250÷300 °С.

Нагрівання технологічного середовища за допомогою мінеральних масел проводять або в апараті з оболонкою, заповненою маслом, або у печі, в якій теплота передається маслу топковими газами чи шляхом встановлення електронагрівників усередині масляної оболонки.

Масла є найбільш дешевим органічним високотемпературним теплоносієм. Однак їм властиві істотні недоліки. Крім відносно невисоких граничних температур застосування, мінеральні масла мають низькі коефіцієнти тепловіддачі, які знижуються ще більше при термічному розкладанні й окислюванні масел. Їхнє окислювання й забруднення поверхні теплообміну продуктами розкладання підсилюється у випадку роботи масел при температурах, близьких до їхньої температури спалаху, і приводить до значного погіршення теплопередачі. Тому для одержання достатніх теплових навантажень різниця температур між маслом і нагрівальним продуктом повинна бути не нижче 15-20 град. Внаслідок зазначених недоліків мінеральні масла витісняються більш ефективними високотемпературними теплоносіями.

Нагрівання високотемпературними органічними теплоносіями. До групи високотемпературних органічних теплоносіїв (скорочено ВОТ) відносяться індивідуальні органічні речовини: гліцерин, етиленгліколь, нафталін, а також деякі похідні ароматичних вуглеводнів (дифеніл, дифеніловий ефір, дифеніл-метан й ін.) і багатокомпонентні ВОТ, наприклад дифенільна суміш, що представляє евтектичну суміш дифенілу й дифенілового ефіру.

Найбільше промислове застосування одержала *дифенільна суміш*, що складається з 26,5% дифенілу й 73,5% дифенілового ефіру (цей теплоносій відомий також під назвами «даутерм А», «динил» й ін.). Дифенільна суміш має більшу термічну стійкість і більш низьку температуру плавлення (+12,3 °С), ніж складові її компоненти. Дифенільну суміш можна транспортувати по добре ізольованих трубопроводах, не побоюючись її кристалізації.

Температура таких теплоносіїв досягає 350 °С. Застосування ВОТ збільшує продуктивність установок та їх тепловий к.к.д., знижує робочий тиск процесу.

Нагрівання розплавленими солями. У хімічній технології часто необхідно нагрівати продукти до температур, що перевищують гранично допустимі температури для ВОТ. У таких випадках для рівномірного обігріву використовують неорганічні рідкі теплоносії - розплавлені солі й рідкі метали.

З різних неорганічних солей й їхніх сплавів, які застосовуються для нагрівання до високих температур, найбільше практичне значення має нітрит-нітратна суміш - потрійна евтектична суміш, що містить (по масі) 40% NaNO_2 , 7% NaNO_3 й 53% KNO_3 (температура плавлення суміші 142,3 °С). Ця суміш застосовується для нагрівання при атмосферному тиску до температур 500-540°С. Суміш практично не викликає корозії вуглецевих сталей при температурах не вище приблизно 450 °С Для виготовлення апаратури і трубопроводів, що працюють при більш високих температурах,

використовують хромисті й хромонікелеві сталі. Суміш застосовують практично тільки при обігріві із примусовою циркуляцією, що здійснюється за допомогою спеціальних насосів пропелерного типу (вертикальних) або безсальникових відцентрових насосів. Коефіцієнти тепловіддачі від суміші нижче, ніж від перегрітої води, але при примусовій циркуляції досягається досить інтенсивний теплообмін. Нітрит-нітратна суміш є сильним окислювальним агентом. Тому з міркувань вибухобезпеки не допускається її контакт при високих температурах з речовинами органічного походження, а також зі стружкою і пилом чорних, і деяких кольорових металів (алюміній, магній).

Нагрівання ртуттю й рідкими металами. Для нагрівання до температур 400-800 °С і вищих в якості високотемпературних теплоносіїв можуть бути ефективно використані ртуть, а також натрій, калій, свинець й інші легкоплавкі метали і їхні сплави. Ці теплоносії відрізняються великою густиною, термічною стійкістю, гарною теплопровідністю й високими коефіцієнтами тепловіддачі.

Більшість металевих теплоносіїв вогне- і вибухобезпечні й практично не діють на маловуглецеві і леговані сталі. Виключення становлять калій і натрій, які відрізняються надзвичайно високою хімічною активністю, вимагають застосування нержавіючих сталей і запалюються зі швидкістю вибуху.

Легкоплавкі метали, крім ртуті, натрію, калію і їхніх сплавів, використовуються головним чином як проміжні теплоносії для нагрівальних установок із природної й особливо із примусовою циркуляцією.

Ртуть є єдиним металевим теплоносієм, що використовується у пароподібному стані, причому тиск пари ртуті дуже низький (приблизно 2 ат при 400 °С). У промисловості є ртутно-парові нагрівальні установки, що працюють за умов природної циркуляції теплоносія й відрізняються високим

к. к. д.

Однак, слід відзначити, що пари металевих теплоносіїв у край отруті. Тому нагрівальні установки із застосуванням металевих теплоносіїв повинні бути абсолютно герметичні і споряджені потужною вентиляцією.

Нагрівання твердими теплоносіями. У ряді випадків в якості теплоносіїв використовують тверді матеріали. Їх застосовують в тих випадках, коли середовища, що обмінюються теплотою, можуть вплинути на корозію стінок теплообмінника, вступити в хімічну реакцію з матеріалом, або при необхідності створення великої теплообмінної поверхні. Зернисті та штучні матеріали, охолоджені після випалу (цементний клінкер, керамзит, цегла, повсть та ін.), є твердими теплоносіями, що віддають своє тепло повітрю, яке направляється в піч. Тверді теплоносії широко використовують в теплових регенераторах скловарних печей та інших теплових агрегатах.

Електрофізичні методи нагрівання. Поряд із топковими газами електрична енергія є прямим джерелом теплової енергії на підприємствах хімічної промисловості. Електрифікація теплової обробки має ряд суттєвих переваг: широкий діапазон робочих температур процесу, велика густина теплового потоку, рівномірність обігріву всього об'єму матеріалу, спрощується схема автоматизації складних технологічних процесів, виключається забруднення навколишнього середовища. До електрофізичних методів нагріву, що застосовують в технології, відносять *омічний, індукційний, високочастотний та електродуговий нагрів.*

Нагрівання електричним током здійснюється в основному в електропечах. Залежно від способу перетворення електричної енергії в теплову розрізняють електропечі опору, індукційні, високочастотні, електродугові.

Омічний нагрів. Сутність методу полягає в тому, що нагрівний електропровідний об'єкт включається в електричне коло як опір. Розрізняють

два види нагрівання матеріалу – контактний (прямої дії) і за допомогою спеціальних нагрівальних елементів (непрямої дії).

Контактний спосіб реалізується в електропечах опору прямої дії. При цьому в електричне коло включається також і технологічне середовище, яке нагрівається при проходженні через нього електричного струму, оскільки за законом Джоуля-Ленца внаслідок опору матеріалу середовища частина електричної енергії перетворюється на теплову. На практиці цей спосіб нагрівання реалізують в апараті, корпус якого є одним з електродів, а другий електрод при цьому розміщують безпосередньо в середовищі, що нагрівається в даному апараті.

Контактний спосіб крім того широко застосовується для попереднього розігріву бетонної суміші при виготовленні залізобетонних конструкцій, а також при монолітному бетонуванні в зимовий час. При цьому напруга за допомогою спеціальних накладних електродів подається безпосередньо на матеріал. Контактний нагрів забезпечує рівномірне нагрівання матеріалу по всьому перерізу.

При *нагріванні спеціальними нагрівальними елементами* теплота від поверхні нагрітого елемента передається поверхні матеріалу конвекцією, випромінюванням або теплопровідністю, і далі в глибину матеріалу – теплопровідністю.

В якості нагрівальних елементів широко застосовують трубчасті електричні нагрівачі (ТЕНи). К.к.д. нагрівача, зануреного в нагрівальне середовище, досягає 98%. Більшість металевих нагрівачів, які виготовляються зі спеціальних сплавів, розраховані до температури 1300-1400 °С. Для більших температур застосовують трубчасті або стрижневі керамічні нагрівачі, в склад яких входить електропровідний графітовий порошок.

В електропечах опору непрямої дії теплота виділяється при проходженні електричного струму через спіральні нагрівальні елементи, що

укладені в футеровці печі, і передається нагрівному середовищу через стінку печі теплопровідністю.

До недоліків такого способу нагрівання слід віднести недовговічність нагрівальних елементів та нерівномірність температурного поля в об'ємі нагрівного середовища.

Індукційний нагрів. Нагрівання проводять в індукційних печах. При цьому способі сам обігрівний апарат є осердям соленоїда, обмотки якого охоплюють апарат. При пропусканні по соленоїду змінного електричного струму навкруги нього виникає змінне магнітне поле, яке індукує в стінках обігрівного апарату електрорушійну силу і викликає появу вихрових токів Фуко, під дією яких і проходить розігрів всієї маси апарату. Індукційне нагрівання забезпечує більш рівномірний обігрів при температурах до 400 °С. До недоліків методу відносять громіздкість індукційних котушок, неможливість забезпечити однорідне температурне поле, а також низький к.к.д. обладнання.

Високочастотний нагрів. Високочастотне нагрівання застосовують для нагрівання діелектриків (полімерних матеріалів, гуми, дерева, харчових продуктів та ін.) і реалізують у печах НВЧ. При цьому нагрівний матеріал розміщують у змінне електричне поле високої частоти (10÷100 МГц). Під дією змінного електричного струму молекули діелектрика поляризуються і коливаються з частотою поля. У результаті внутрішнього тертя між молекулами матеріалу, що нагрівається, виділяється теплота.

Високочастотне нагрівання має наступні переваги: рівномірність прогріву матеріалу по всьому його об'єму, висока швидкість нагрівання, простота регулювання та автоматизації.

Нагрівання в електродугових печах. Принцип цього способу нагрівання полягає в перетворенні електричної енергії в теплоту, яка виділяється полум'ям дуги, що виникає між електродами. Електрична дуга дозволяє сконцентрувати велику електричну потужність в малому об'ємі,

всередині якого розжарені газу переходять у стан плазми. У результаті цього можна забезпечити нагрівання до $1500\div 3000$ °С, але тільки в невеликих, локальних областях. Нагрівання за допомогою електричної дуги відрізняється нерівномірністю температурного поля та складністю регулювання температури. Електродугові печі використовують в хімічній промисловості для виробництва карбїду кальцію, а також в металургії для плавки металів.

4.2 Охолоджувальні агенти, способи охолодження й конденсації

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Охолодження до звичайних температур.

Для охолодження до звичайних температур (приблизно до 10-30 °С) найбільш широко використовують доступні й дешеві охолоджувальні агенти - воду й повітря. У порівнянні з повітрям вода відрізняється значно більшою теплоємністю, більш високими коефіцієнтами тепловіддачі й дозволяє проводити охолодження до більш низьких температур.

Як охолоджувальний агент застосовують річкову, озерну, ставкову або артезіанську (одержувану з підземних свердловин) воду. Якщо за місцевими умовами вода є дефіцитною або її транспортування пов'язане зі значними витратами, то охолодження здійснюють оборотною водою - відпрацьованою охолодженою водою теплообмінних пристроїв. Цю воду охолоджують шляхом її часткового випару у відкритих басейнах або найчастіше - у градирнях шляхом змішування з потоком повітря і знову направляють на використання в якості охолоджувального агента.

Температура охолодження, яка досягається, при цьому залежить від початкової температури води. Річкова, озерна й ставкова вода залежно від

пори року має температуру 4-25 °С, артезіанська вода 8-15 °С, оборотна вода приблизно 30 °С (у літніх умовах). При проектуванні теплообмінної апаратури слід приймати в якості розрахункової початкову температуру води для найбільш несприятливих, (літніх) умов для того, щоб забезпечити надійну й безперебійну роботу теплообмінних пристроїв протягом усього року. Температура води, що виходить із теплообмінників, не повинна перевищувати 40-50 °С (залежно від складу води), щоб звести до мінімуму виділення розчинених у воді солей, які забруднюють теплообмінні поверхні й знижують ефективність теплообміну.

Витрату W води на охолодження визначають із рівняння теплового балансу:

Звідки

_____ .

де G — витрата охолоджуваного середовища; c - середня питома теплоємність цього середовища; c_w - питома теплоємність води; t_n, t_k - початкова й кінцева температури охолоджуваного середовища; t_1, t_2 - початкова й кінцева температури охолоджувальної води.

Вода використовується для охолодження головним чином у поверхневих теплообмінниках (холодильниках). У таких холодильниках вода рухається звичайно знизу нагору для того, щоб конвекційні струми, обумовлені зміною густини теплоносія при підвищенні температури, збігалися з напрямком його руху. Вода застосовується також у теплообмінниках змішування, наприклад, розпилюється в потоці газу для охолодження й зволоження.

Якщо температура охолоджуваного середовища перевищує температуру кипіння води при атмосферному тиску, охолодження проводять при частковому випарі води, що дозволяє знизити витрату води на охолодження. Таке випарне охолодження є, власне кажучи, не тільки теплообмінним, але й масообмінним процесом. Випарне охолодження

здійснюють у зрошувальних холодильниках, градирнях й інших теплообмінних апаратах, причому пару, що утворюється в останніх, іноді використовують у якості низькотемпературного нагрівального агента.

Атмосферне повітря, незважаючи на відносно низькі коефіцієнти тепловіддачі, знаходить останнім часом все більше поширення як охолоджувальний агент. Для поліпшення теплообміну відвід теплоти повітрям здійснюється при його примусовій циркуляції за допомогою вентиляторів і збільшення поверхні теплообміну з боку повітря, наприклад, шляхом її ребрення. Досвід показує, що при використанні повітряного охолодження, наприклад у великих промислових конденсаторах пари, витрати на примусову циркуляцію повітря можуть бути менше витрат, пов'язаних з водяним охолодженням, і повітряне охолодження виявляється економічнішим за водяне. Крім того, застосування повітряного охолодження дозволяє, знизити загальну витрату води, що особливо важливо при обмеженості місцевих водяних ресурсів.

Повітря як охолодний агент широко використовують у змішувальних теплообмінниках - градирнях. Вони являють собою порожні вежі, у яких зверху розпоршується вода, а знизу нагору рухається повітря, що нагнітається вентиляторами. Для збільшення поверхні контакту між водою й повітрям у градирні поміщають різноманітну насадку, наприклад дерев'яну хордову.

Охолодження до низьких температур.

Для досягнення температур більш низьких, ніж температура навколишнього середовища (наприклад, 0 °С), за умови, що припустиме розведення середовища водою, охолодження проводять шляхом введення льоду або холодної води безпосередньо в охолоджувану рідину.

Кількість льоду G_l (кг), потрібне для охолодження, визначається з рівняння теплового балансу:

звідки

$$\text{-----},$$

де G - маса охолоджуваної рідини, кг; c - питома теплоємність охолоджуваної рідини, кДж/(кг·К); t_1 - кінцева і початкова температури охолоджуваної рідини, °С; $335,2$ кДж/кг - теплота плавлення льоду.

Вода, що утворилася в результаті плавлення льоду, приймає кінцеву температуру охолоджуваної рідини.

Для охолодження до значно більш низьких температур, ніж 0 °С, застосовують холодильні агенти, що представляють собою пари низькокиплячих рідин (наприклад, аміаку), зріджені гази (СО₂, етан й ін.) або холодильні розсоли. Ці агенти використовують у спеціальних холодильних установках, де при їхньому випарі теплота віднімається від охолоджуваного середовища, після чого пари зріджуються шляхом компресії або абсорбуються й цикл замикається.

Конденсація пари.

Конденсація пари (газу) може бути здійснена або шляхом охолодження пари (газу), або за допомогою охолодження й стискання одночасно. Далі будуть розглянуті тільки процеси конденсації, проведені шляхом охолодження пари водою й холодним повітрям.

Конденсацію пари часто використовують в основних хіміко-технологічних процесах, наприклад при випарюванні, вакуум-сушінні та ін., для створення розрідження. Пари, що підлягають конденсації, звичайно відводять із апарата, де вони утворюються, в окремий закритий апарат, що

служить для конденсації парів, - конденсатор, охолоджуваний водою або повітрям. Об'єм одержуваного конденсату в тисячу й більше разів менше об'єму пари, з якого він утворився. У результаті в конденсаторі утворюється розріджений простір, причому розрідження збільшується зі зменшенням температури конденсації. Остання, у свою чергу, тим нижче, чим більше (за інших рівних умов) витрата охолоджувального агента й нижче його кінцева температура.

Одночасно із процесом конденсації в робочому просторі конденсатора відбувається нагромадження повітря й інших газів, що не конденсуються. Вони виділяються з рідини, а також проникають через нещільності апаратури з навколишнього повітря. У міру нагромадження газів, що не конденсуються, і зростання їхнього парціального тиску зменшується розрідження в апараті. Тому для підтримки вакууму на необхідному рівні необхідно безупинно відводити з конденсатора гази, що не конденсуються. Звичайно ці гази відбираються за допомогою вакуум-насоса. Одночасно вакуум-насос запобігає коливанню тиску, обумовленому зміною температури охолоджувального агента. По способу охолодження розрізняють конденсатори змішування й поверхневі конденсатори.

У конденсаторах змішування пара безпосередньо стикається з охолоджувальною водою й утворений конденсат змішується з останньою. Конденсацію в таких апаратах звичайно проводять у тих випадках, коли пари, що конденсуються, не представляють цінності. При цьому для поліпшення теплообміну між водою й парою поверхню зіткнення між ними збільшують шляхом розподілу води в паровому просторі у вигляді крапель, струмків і т.д.

Залежно від способу відводу води, конденсату й газів, що не конденсуються, конденсатори змішування поділяють на мокрі й сухі. У мокрих конденсаторах вода, конденсат і гази відкачуються тим самим мокроповітряним вакуум-насосом. У сухих, або барометричних,

конденсаторах вода й конденсат видаляються спільно самотечією, а гази відкачуються окремо за допомогою сухого вакуум-насоса. Конструкції конденсаторів змішування буде розглянуто нижче.

У *поверхневих конденсаторах* теплота віднімається від пари, що конденсується, через стінку. Найбільш часто пара конденсується на зовнішніх або внутрішніх поверхнях труб, що з іншої сторони омиваються водою або повітрям. Таким чином, одержуваний конденсат й охолоджувальний агент відводять із конденсатора роздільно, і конденсат, якщо він являє цінність, може бути використаний. Так, поверхневі конденсатори найчастіше застосовують у тих випадках, коли скраплення й охолодження кінцевого продукту, одержуваного, наприклад, у вигляді перегрітої пари, є завершальною операцією виробничого процесу.

Разом з тим поверхневі конденсатори більш металомісткі, ніж конденсатори змішування, а отже, більш коштовні й вимагають більших витрат охолоджувального агента. Останнє пояснюється тим, що стінка, яка розділяє середовища, які беруть участь у теплообміні, створює додатковий термічний опір. Це викликає необхідність підвищення середньої різниці температур. В якості поверхневих конденсаторів в принципі можуть бути використані теплообмінники різних типів, але найбільш часто застосовують трубчасті й зрошувальні холодильники-конденсатори.

4.3 Конструкції теплообмінних апаратів.

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Залежно від способу передачі теплоти розрізняють три групи *теплообмінних апаратів* або *теплообмінників*:

1) *поверхневі (рекуперативні) теплообмінники*, у яких перенос теплоти між середовищами, що обмінюються теплом, відбувається через поверхню теплообміну, яка їх розділяє - глуху стінку;

2) *змішувальні (контактні) теплообмінники*, у яких теплота передається від одного середовища до іншого при їхньому безпосередньому зіткненні і перемішуванні;

3) *регенеративні теплообмінники*, у яких теплота передається від гарячого теплоносія спеціальній тепломісткій насадці, яка акумулює теплоту, а від неї вже середовищу, яке нагрівається; при цьому обидва теплоносії рухаються поперемінно по одним і тим же каналам, спочатку гарячий, потім холодний.

Поверхневі теплообмінники.

Найбільш поширеними теплообмінниками загальнопромислового призначення є поверхневі теплообмінники, при цьому їхні конструкції досить різноманітні.

Кожухотрубчасті теплообмінники. Ці теплообмінники відносяться до числа найбільш часто застосовуваних поверхневих теплообмінників. Вони достатньо прості у виготовленні, дозволяють розмістити велику поверхню теплообміну в одному апараті, надійні в роботі. Використовуються для реалізації процесів теплообміну між потоками у різних агрегатних станах (пара-рідина, рідина-рідина, газ-газ, газ-рідина).

На рисунку 4.27 показаний кожухотрубчастий теплообмінник жорсткої конструкції, що складається з корпусу (або кожуха) 1 і приварених до нього трубних решіток 2. У трубних решітках закріплено пучок теплообмінних труб 3. До трубних решіток кріпляться (на прокладках і болтах) кришки 4.

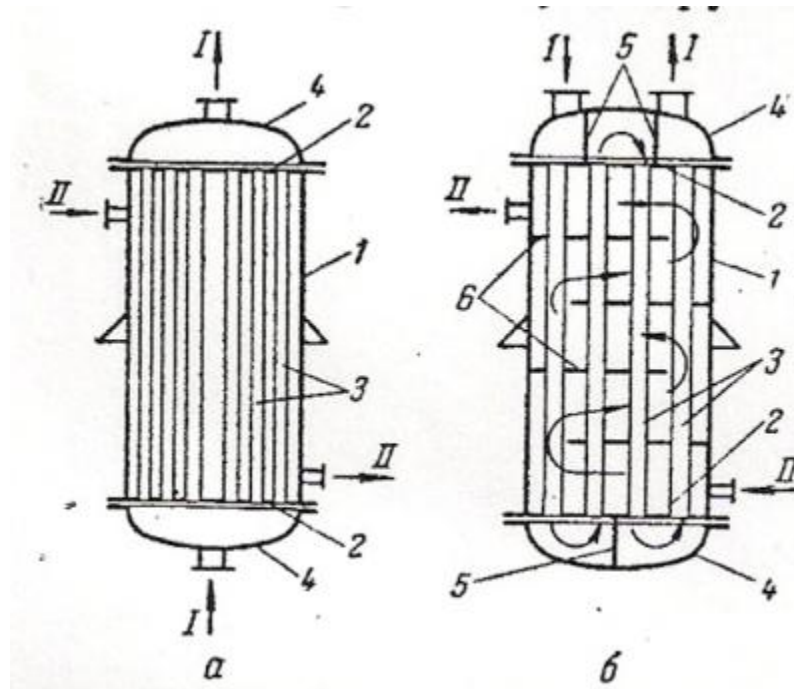


Рисунок 4.27 – Кожухотрубчасті одно-ходовий (а) і багатходовий (б) теплообмінники:

- 1 - корпус (кожух, обичайка), 2 - трубні решітки, 3 - теплообмінні труби, 4 - кришки, 5 - перегородки в кришках, 6 - перегородки в між- трубному просторі

У кожухотрубчастому теплообміннику одне із середовищ, що обмінюються теплом, (I) рухається усередині труб (у трубному просторі), а інше середовище (II) - у міжтрубному просторі. Середовища в більшості випадків направляють протитечією один до одного. При цьому середовище, що нагрівається, направляють знизу вгору, а середовище, яке віддає тепло, - у протилежному напрямку.

Такий напрямок руху кожного середовища збігається з напрямком, у якому прагне рухатися дане середовище під впливом зміни її густини при нагріванні або охолодженні (напрямки вимушеної і вільної конвекції співпадають). Крім того, при зазначених напрямках руху середовищ досягається більш рівномірний розподіл швидкостей й однакові умови теплообміну по площі поперечного перерізу апарата.

Труби в решітках звичайно рівномірно розміщують по периметрах правильних шестикутників, тобто по вершинах рівносторонніх трикутників, рідше застосовують розміщення труб по концентричних колах. В окремих випадках, коли необхідно, забезпечити зручне очищення зовнішньої поверхні труб, їх розміщують по периметрах прямокутників. Всі зазначені способи розміщення труб переслідують одну мету - забезпечити можливо більш компактне розміщення необхідної поверхні теплообміну усередині апарата (рисунок 4.28). У більшості випадків найбільша компактність досягається при розміщенні труб по периметрам правильних шестикутників.

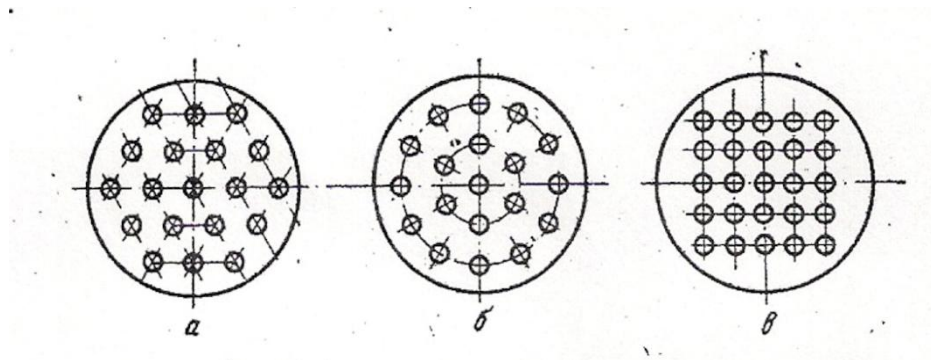


Рисунок 4.28 – Способи розміщення труб у теплообмінниках:

- a* - по периметрах правильних шестикутників (шахове розташування); *б* - по концентричних колах; *в* - по периметрах прямокутників (коридорне розташування)

Труби закріплюють у решітках найчастіше розвальцьовуванням. Крім того, використовують закріплення труб зварюванням, якщо матеріал труби не піддається витяжці й припустиме тверде з'єднання труб із трубними решітками, а також пайкою, застосовуваною для з'єднання головним чином мідних і латунних труб. Зрідка використовують з'єднання труб із решітками за допомогою сальників, які допускають вільне поздовжнє переміщення труб і можливість їхньої швидкої заміни. Таке з'єднання дозволяє значно зменшити температурну деформацію труб, але є складним, дорогим і недостатньо надійним.

Теплообмінник, зображений на рисунку 4.27 є одноходовим. При порівняно невеликих витратах рідини швидкість її руху в трубах таких теплообмінників низька й, отже, коефіцієнти тепловіддачі невеликі. Для збільшення останніх за даної поверхні теплообміну можна зменшити діаметр труб, відповідно збільшивши їхню висоту (довжину). Однак теплообмінники невеликого діаметра й значної висоти незручні для монтажу, вимагають високих приміщень і підвищеної витрати металу на виготовлення деталей, що не беруть участь безпосередньо в теплообміні (кожух апарата). Тому більш раціонально збільшувати швидкість теплообміну шляхом застосування багатоходових теплообмінників.

У багатоходовому теплообміннику за допомогою поперечних перегородок 5, установлених у кришках теплообмінника, труби розділені на секції або ходи, по яких послідовно рухається рідина, що протікає в трубному просторі теплообмінника. Звичайно розбивку на ходи роблять таким чином, щоб у всіх секціях перебувало приблизно однакове число труб.

Внаслідок меншої площі сумарного поперечного перерізу труб, розміщених в одній секції порівняно з поперечним перерізом усього пучка труб, швидкість рідини в трубному просторі багатоходового теплообмінника зростає (стосовно швидкості в одноходовому теплообміннику) у число раз, рівне числу ходів. Так, у чотирьохходовому теплообміннику швидкість у трубах за інших рівних умов у чотири рази більше, ніж в одноходовому. Для збільшення швидкості й подовження шляху руху середовища в міжтрубному просторі служать сегментні перегородки 6. У горизонтальних теплообмінниках ці перегородки є одночасно проміжними опорами для пучка труб.

Підвищення інтенсивності теплообміну в багатоходових теплообмінниках супроводжується зростанням гідравлічного опору й ускладненням конструкції теплообмінника. Це диктує вибір економічно доцільної швидкості, обумовленої числом ходів теплообмінника, що

звичайно не перевищує $5 \div 6$. Багатоходові теплообмінники працюють за принципом змішаної течії, що, як відомо, приводить до деякого зниження рушійної сили теплопередачі - у порівнянні із чисто протитечієм рухом середовищ, які беруть участь у теплообміні.

Одноходові й багатоходові теплообмінники можуть бути вертикальними або горизонтальними. Вертикальні теплообмінники більш прості в експлуатації й займають меншу виробничу площу. Горизонтальні теплообмінники виготовляються звичайно багатоходовими й працюють при більших швидкостях середовищ, що беруть участь у теплообміні, для того, щоб звести до мінімуму розшарування рідин внаслідок різниці їхніх температур і густин, а також усунути утворення застійних зон.

Двохтрубчасті теплообмінники. Теплообмінники цієї конструкції, які називають також теплообмінниками типу «труба в трубі», складаються з декількох послідовно з'єднаних трубчастих елементів, утворених двома концентрично розташованими трубами (рисунок 4.29). Один теплоносій рухається по внутрішніх трубах 1, а інший - по кільцевих зазорах між внутрішніми 1 і зовнішніми 2 трубами. Внутрішні труби з'єднуються калачами 3, а зовнішні труби - патрубками 4. Завдяки невеликим поперечним перерізам трубного й міжтрубного простору у двухтрубчастих теплообмінниках навіть при невеликих витратах досягаються досить високі швидкості $1 \div 1,5$ м/сек. Це дозволяє одержувати більш високі коефіцієнти теплопередачі й досягати більш високих теплових навантажень на одиницю маси апарата, ніж у кожухотрубчастих теплообмінниках. Крім того, зі збільшенням швидкостей теплоносіїв зменшується можливість відкладення забруднень на поверхні теплообміну.

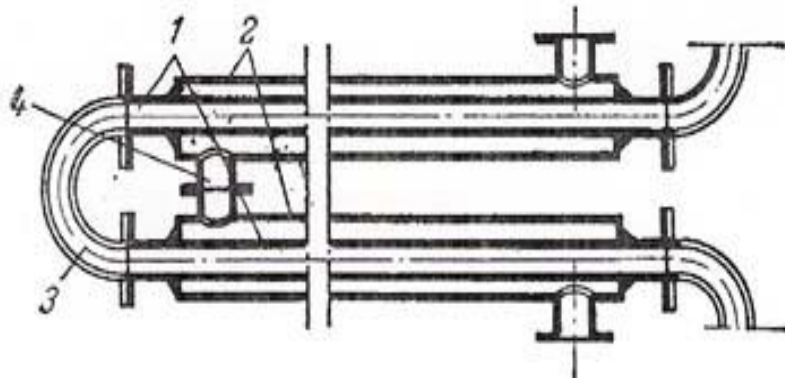


Рисунок 4.29 – Двохтрубчастий теплообмінник:
1-внутрішні труби, 2-зовнішні труби, 3-калач, 4-патрубки.

Разом з тим, ці теплообмінники більш громіздкі, ніж кожухотрубчасті, і вимагають більшої витрати металу на одиницю поверхні теплообміну, яка в апаратах такого типу утворюється тільки внутрішніми трубами.

Двохтрубчасті теплообмінники можуть ефективно працювати при невеликих витратах теплоносіїв, а також при високих тисках. Якщо потрібна більша поверхня теплообміну, то ці апарати виконують із декількох паралельних секцій.

Змієвикові теплообмінники.

Занурені теплообмінники. У зануреному змієвиковому теплообміннику краплинна рідина, газ або пара рухаються по спіральному змієвовику 1, зануреному у рідину, що перебуває в корпусі 2 апарату (рисунок 4.30, а). Внаслідок великого об'єму корпусу, у якому перебуває змієвовик, швидкість рідини в корпусі незначна, що обумовлює низькі значення коефіцієнта тепловіддачі ззовні змієвовика. Для його збільшення підвищують швидкість рідини в корпусі шляхом установки в ньому внутрішнього стакану 3, але при цьому значно зменшується корисний робочий об'єм корпусу апарата. Разом з тим, у деяких випадках великий об'єм рідини, що заповнює корпус, має й позитивне значення, тому що забезпечує більш усталену роботу теплообмінника при коливаннях режиму. Труби змієвовика кріпляться на рамі 4.

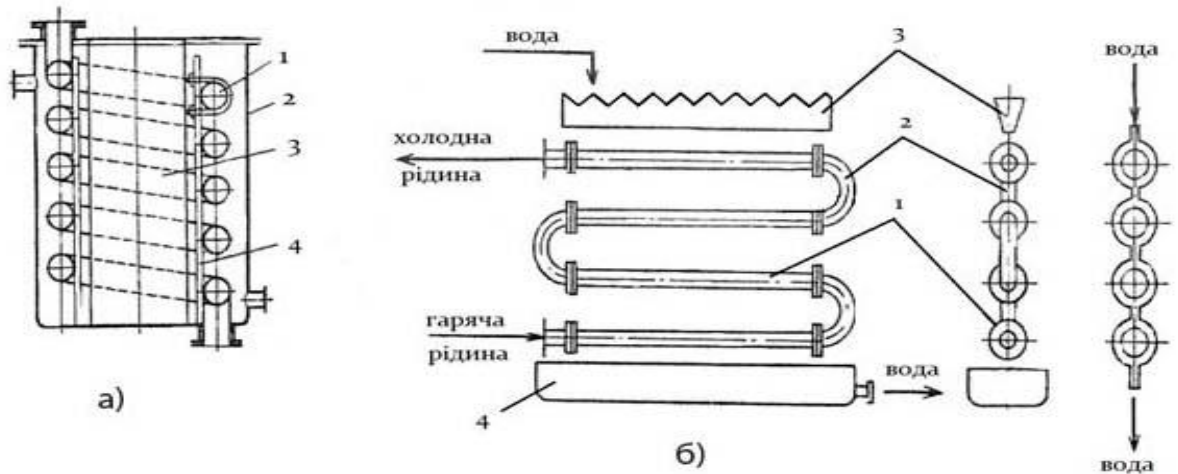


Рисунок 4.30 – Змієвикові теплообмінники:

- а) – занурений, 1 - змієвик, 2 - корпус апарата, 3 - внутрішній стакан,
4 - рама для кріплення змієвика;
- б) – зрошувальний, 1 - секція прямих труб, 2 - калачі, 3 - розподільний жолоб, 4 - піддон

Тепловіддача в міжтрубному просторі занурених теплообмінників мало інтенсивна, оскільки теплота передається практично шляхом вільної конвекції. Тому теплообмінники такого типу працюють при низьких теплових навантаженнях. Незважаючи на це, занурені теплообмінники знаходять досить широке застосування внаслідок простоти конструкції, дешевини, доступності для очищення й ремонту, а також зручності роботи при високих тисках і в хімічно активних середовищах. Вони застосовуються при поверхнях нагрівання до $10\div 15\text{ м}^2$.

Зрошувальні теплообмінники. Такий теплообмінник це змієвики 1 з розміщених одна над другою прямих труб, які з'єднані між собою калачами 2 (рисунок 4.30, б). Труби звичайно розташовані у вигляді паралельних вертикальних секцій із загальними колекторами для подачі й відводу охолоджуваного середовища. Зверху змієвики зрошуються водою, що розподіляється рівномірно у виді крапель і струмків за допомогою жолоба 3

із зубчастими краями. Відпрацьована вода відводиться з піддона 4, устанавленого під змійовиками.

Зрошувальні теплообмінники застосовуються головним чином як холодильники й конденсатори, причому біля половини тепла відводиться при випарюванні охолоджувальної води. У результаті витрата води різко знижується в порівнянні з її витратою в холодильниках інших типів. Відносно мала витрата води є важливою перевагою зрошувальних теплообмінників, які, крім цього, відрізняються також простотою конструкції й легкістю очищення зовнішньої поверхні труб.

Незважаючи на те, що коефіцієнти теплопередачі в зрошувальних теплообмінниках, які працюють за принципом перехресної течії, трохи вище, ніж у занурених, їхніми істотними недоліками є громіздкість, нерівномірність змочування зовнішньої поверхні труб, нижні кінці яких при зменшенні витрати зрошувальної води дуже погано змочуються і практично не беруть участі у теплообміні. Крім того, до недоліків цих теплообмінників відносяться корозія труб киснем повітря, наявність крапель і бризок, що попадають у навколишній простір.

У зв'язку з випаром води, що підсилюється при недостатньому зрошенні, теплообмінники цього типу найчастіше встановлюють на відкритому повітрі. Зрошувальні теплообмінники працюють при невеликих теплових навантаженнях і коефіцієнти теплопередачі в них невисокі.

Пластинчасті теплообмінники.

У пластинчастому теплообміннику поверхня теплообміну утворюється гофрованими паралельними пластинами 6, за допомогою яких створюється система вузьких каналів шириною 3÷6 мм із хвилястими стінками (рисунок 4.31). Рідини, між якими відбувається теплообмін, рухаються в каналах між суміжними пластинами, обмиваючи протилежні бічні сторони кожної пластини.

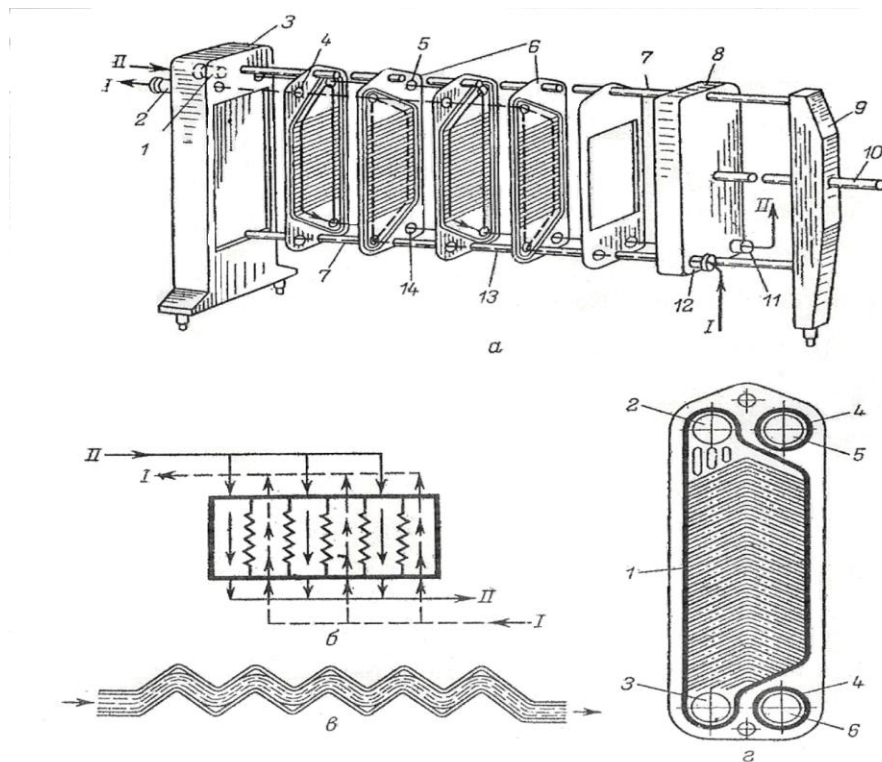


Рисунок 4.31 – Пластинчастий теплообмінник «фільтр - пресного» типу і його елементи:

a — монтажна схема однопотокового апарата: 1, 11 — штуцера введення й виводу теплоносія II; 2, 12 — штуцера виводу й введення теплоносія I; 3 — нерухома плита; 4, 13 — канали для руху теплоносія I (пунктирні лінії); 5, 14 — канали для руху теплоносія II; 6 — парні пластини, рахуючи зліва направо (інші пластини — непарні), які обмиваються теплоносієм I справа і теплоносієм II - зліва; 7 — напрямні стрижні; 8 — рухлива плита; 9 — нерухома стійка; 10 — стяжний гвинтовий пристрій; *б* — схема руху теплоносіїв I й II в однопотоковому (одноходовому) теплообміннику; *в* — характер потоку рідини в просторі між двома сусідніми гофрованими пластинами; *г* — конструкція одного з типів пластин: 1 — прокладка, що обмежує простір між пластинами, по якому рухається теплоносієм I (знизу нагору); 2, 3 — отвори для проходу цього теплоносія; 4 — дві малі кільцеві прокладки, що ущільнюють отвори 5 і 6, через які проходить теплоносієм II.

Пластина має на передній поверхні три прокладки. Більша прокладка 1 обмежує канал для руху рідини I між пластинами, а також отворів 2 й 3 для входу рідини I у канал і виходу з нього; дві малі кільцеві прокладки 4 ущільнюють отвори 5 й 6, через які подається і відводиться рідина II, що рухається протитечією.

Рух рідини I показано схематично пунктирною лінією, а рідини II - суцільною лінією. Рідина I надходить через штуцер 12, рухається по непарних каналах (рахуючи справа наліво) і виходить через штуцер 2. Рідина II подається через штуцер 1, рухається по парних каналах і відводиться через штуцер 11.

Пакет пластин затискається між нерухомою плитою 3 і рухливою плитою 8 за допомогою гвинтового затискача 10.

Внаслідок значних швидкостей, з якими рухаються рідини між пластинами, досягаються високі коефіцієнти теплопередачі ($3000 \div 4000$ Вт/м²К) при малому гідравлічному опорі.

Пластинчасті теплообмінники легко розбираються й очищаються від забруднень. До їхніх недоліків відносяться неможливість роботи при високих тисках і труднощі вибору еластичних хімічно стійких матеріалів прокладок для ущільнень.

Спиральні теплообмінники.

У спіральному теплообміннику поверхня теплообміну утворюється двома металевими листами 1 і 2, згорнутими по спіралі (рисунок 4.32). Внутрішні кінці листів приварені до глухої перегородки 3, а їх зовнішні кінці зварені між собою. Таким чином, між листами утворюються два ізольованих один від одного канали прямокутного перетину (висотою 2-8 мм), по яких звичайно протитечією рухаються теплоносії I й II. Іноді висоту каналу фіксують дистанційною полосою 7, що сприяє зміцненню всієї конструкції апарата. З торців канали закриті плоскими кришками 4 й ущільнені

прокладкою 6. Кришки кріплять болтами до фланців 5. Для введення й виведення теплоносіїв у центра кришок і зовнішніх кінців спіралі приварюють штуцери. Теплоносій I подається через верхній штуцер і виходить через боковий штуцер в правій кришці теплообмінника, а теплоносій II входить через лівий боковий штуцер і виходить через нижній штуцер.

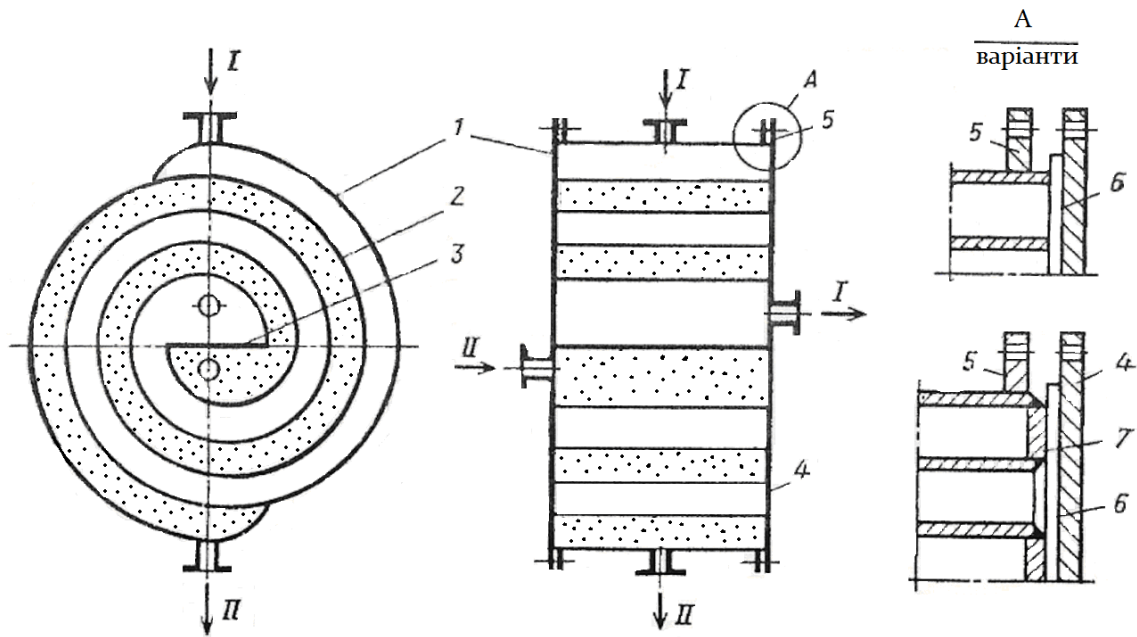


Рисунок 4.32 – Спіральний теплообмінник

1,2 - металеві листи, 3 - пластина-перегородка, 4 - кришка, 5 - фланець, 6 - прокладка, 7 - дистанційна смуга; I, II- теплоносії.

Спіральні теплообмінники компактні, дозволяють створювати високі швидкості руху теплоносіїв (для рідин до $1\div 2$ м/с) при досить низьких гідравлічних опорах. Однак ці апарати складні у виготовленні, не можуть працювати при високих тисках (не вище 1 МПа), оскільки герметизація спіралей викликає труднощі.

Апарати з подвійними стінками (оболонками). Теплообмінні апарати із оболонками використовують у хімічній промисловості як обігрівні (або охолоджувані) посудини для проведення хімічних реакцій та інших технологічних процесів. Як правило, вони працюють під надлишковим

тиском і залежно від характеру технологічного процесу зветься автоклавами, нітраторами, полімеризаторами, варильними апаратами й ін.

Корпус 1 апарату оснащений із зовнішньої сторони оболонкою 2, в яку подають нагрівальний або охолоджувальний теплоносій (рисунок 4.33). Для забезпечення більш інтенсивної тепловіддачі від стінки до технологічного середовища апарату всередині нього часто розміщують механічну мішалку. Іноді тієї ж мети досягають шляхом перемішування вмісту апарату за допомогою барботажу паром або стисненим газом. Перевагою таких апаратів є можливість ефективної очистки їх внутрішніх поверхонь, на яких часто утворюються інкрустації, накип та ін., основним недоліком – неможливість використання теплоносіїв з високим тиском через необхідність збільшення товщини стінки апарату для забезпечення необхідної міцності, що призводить також і до збільшення термічного опору.

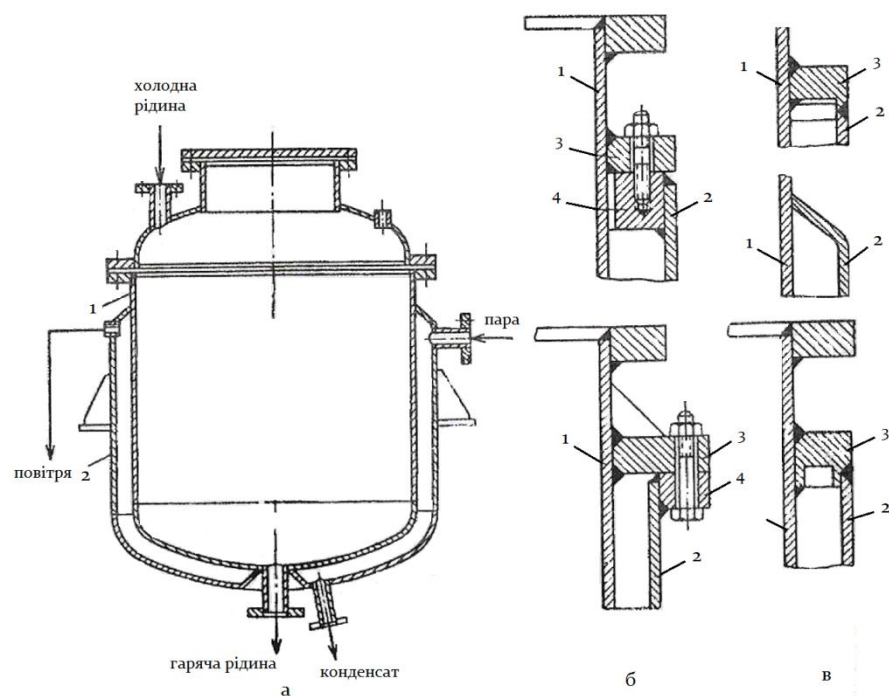


Рисунок 4.33 – Апарат із нагрівальною оболонкою (а) і способи її приєднання (б - фланцеве; в - зварене): 1 - корпус апарату; 2 - нагрівальні оболонки; 3 - кільця; 4 - фланці.

Шнекові теплообмінники.

При тепловій обробці високов'язких рідин і сипучих матеріалів, що володіють низькою теплопровідністю, тепловіддача може бути інтенсифікована шляхом безперервного відновлення поверхні матеріалу, що стикається зі стінками апарата. Це досягається при механічному перемішуванні й одночасному переміщенні матеріалу за допомогою шнеків.

У шнековому теплообміннику матеріал надходить з одного кінця корпусу 1 із оболонкою 2, перемішується шнеками 3 й 4, які обертаються назустріч один одному і транспортують його до протилежного, розвантажувального кінця корпусу (рисунок 4.34). Іноді, для збільшення поверхні теплообміну шнеки виготовляють порожнистими й у них через порожнисті вали, оснащені сальниками 5, теплоносій подається в порожні витки шнеків.

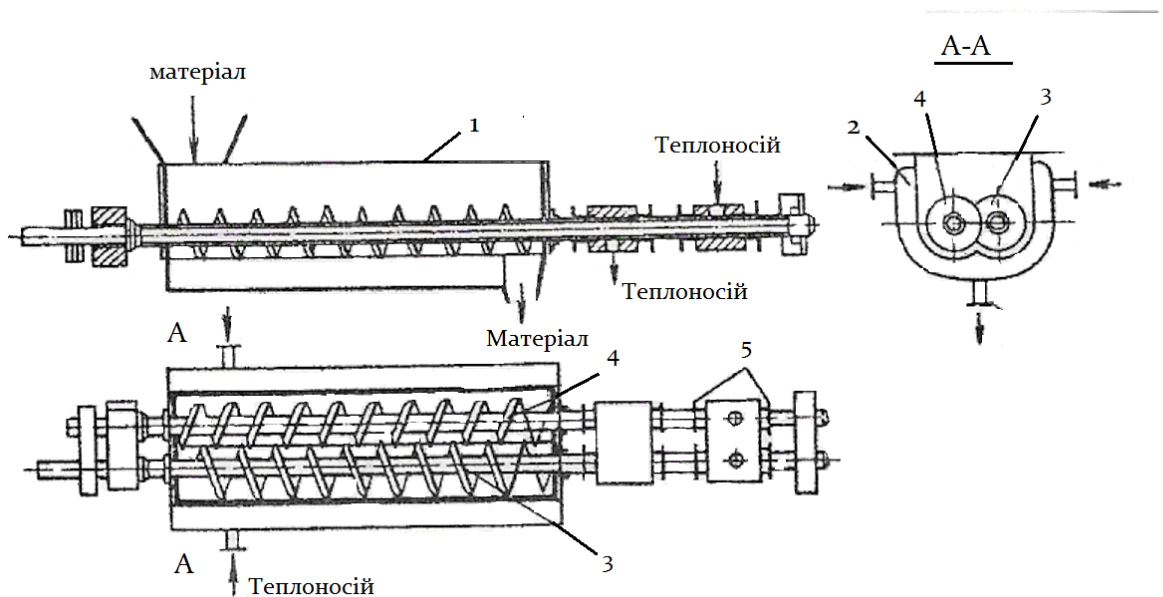


Рисунок 4.34 – Шнековий теплообмінник

1 - корпус, 2 - оболонка, 3,4 - шнеки, 5 - сальники порожнистих валів.

Змішувальні теплообмінники.

Змішувальні теплообмінники є високо інтенсивними апаратами, тому що в них теплообмін відбувається при безпосередньому зіткненні

теплоносіїв, тобто в змішувальних теплообмінниках відсутній термічний опір стінки. Ці теплообмінники застосовують у тих випадках, коли припустиме змішання теплоносіїв або коли це змішання визначається технологічними умовами.

Найбільш часто змішувальні теплообмінники застосовують для конденсації водяної пари, нагрівання й охолодження води і газів (звичайно повітря). За принципом конструкції змішувальні теплообмінники підрозділяють на барботажні, поличні, насадкові, порожнисті (із розпилюванням рідини).

Змішувальні теплообмінні апарати, в яких здійснюється конденсація будь-якої пари холодною рідиною, називають *конденсаторами змішування*. За способом виведення потоків з апаратів розрізняють конденсатори змішування вологі й сухі. У вологих конденсаторах охолоджувальна вода, утворений конденсат і несконденсовані гази (зазвичай повітря) відкачуються з апарату мокроповітряним насосом спільно. У сухих конденсаторах охолоджувальна вода і конденсат виводяться з нижньої частини апарату самотечею по одній трубі, а несконденсовані гази відкачуються вакуум-насосом з верхньої частини апарату по іншій трубі.

На рисунку 4.35 показаний поличний барометричний протитечійний конденсатор змішування, призначений для створення вакууму в апаратах з паровим середовищем, зокрема у випарних установках, вакуум-сушарках, вакуум-фільтрах та ін.

У цьому апараті пару вводять у корпус 1 конденсатора із сегментними перфорованими поличками 2. Воду подають на верхню поличку, звідки вона каскадно перетікає по поличках 2, що мають невеликі борти. Основна частина води витікає тонкими струмками через отвори в поличках, а інша перетікає через борт на нижче розташовану поличку. При контакті з водою пара конденсується, внаслідок чого в конденсаторі й апараті створюється розрідження.

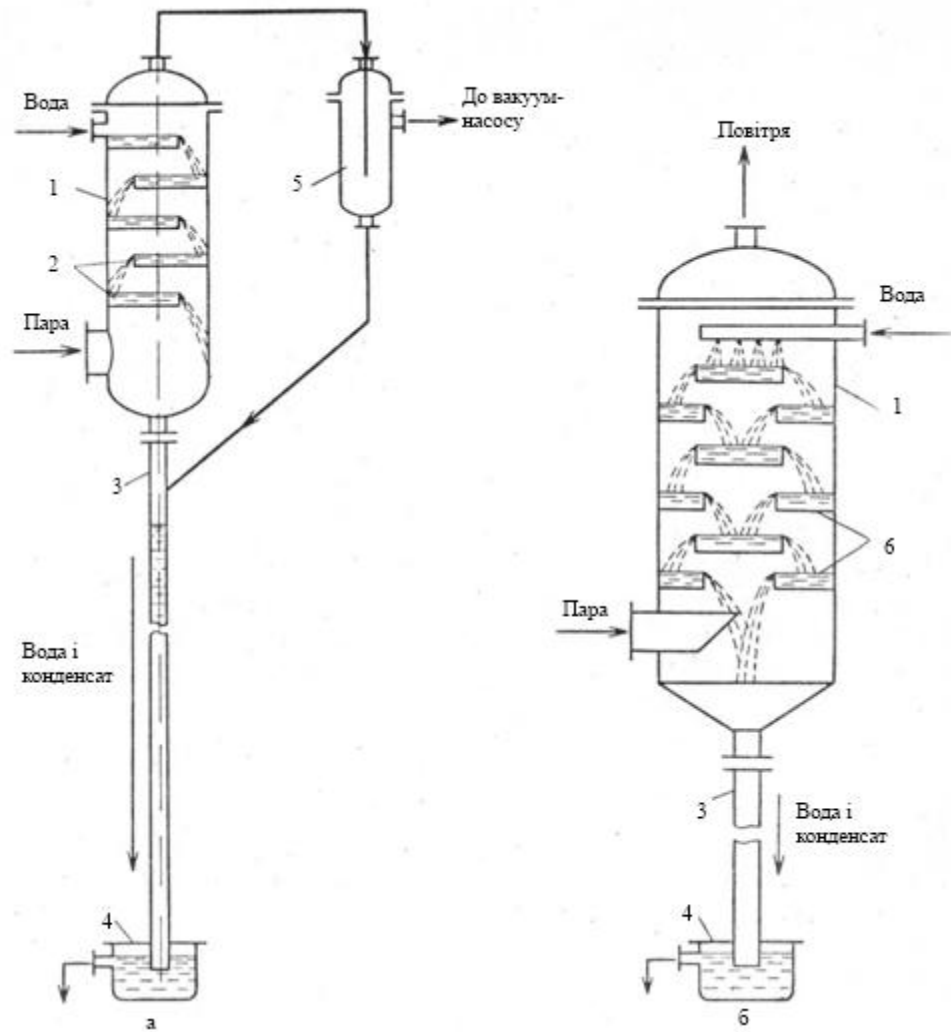


Рисунок 4.35 – Протитечійний сухий барометричний конденсатор із сегментними (а) і кільцевими (б) поличками: 1 - корпус; 2 - перфоровані полички; 3 - барометрична труба; 4 - барометрична ємність; 5 - уловлювач; 6 - кільцеві полички

Суміш конденсату і води, що утворилася, самотечією зливається в барометричну трубу 3 висотою близько 10 м і потім у ємність 4. Барометрична труба 3 й ємність 4 утворюють гідрозатвор, що перешкоджає прониканню зовнішнього повітря в апарат. З ємності 4 воду видаляють у лінію оборотної води або каналізацію. Повітря, яке перебувало у парі й охолоній воді і не сконденсувалося, пропускають через уловлювач 5 і відсмоктують вакуум-насосом. Це необхідно тому, що накопичення газів

(повітря) у конденсаторі може викликати різке зниження в ньому розрідження. Конструкції барометричних конденсаторів можуть бути різними. Найпоширенішими є розглянутий барометричний конденсатор і конденсатор з кільцевими полками б .

У *порожнистих апаратах-циліндрах* установлюють спеціальні досить різноманітні розпилювальні пристрої для збільшення поверхні контакту між водою й паром або газом. У цих апаратах контакт між фазами відбувається на поверхні крапель.

Порожністі апарати з розбризкувачами охолоджувальної рідини застосовують для конденсації пари і охолодження газів. На рисунку 4.36 показаний мокрий порожнистий конденсатор з розбризкувачем води 2, виконаним у вигляді вертикальної труби з отворами.

Охолоджувальна вода витікає з отворів у вигляді тонких струменів, що утворюють в апараті суцільну водяну завісу. Пара на конденсацію вводиться у верхню частину апарату. Вода, конденсат і повітря відкачуються спільно з нижньої частини апарату мокроповітряним насосом. Конструктивне оформлення розприскувачів дуже різноманітне.

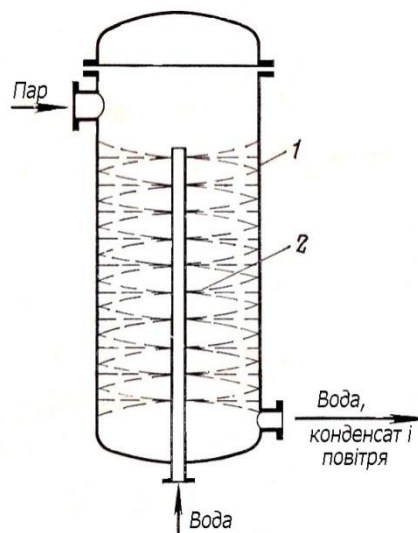


Рисунок 4.36 – Мокрий порожнистий конденсатор з розприскувачем:

1 – корпус; 2 – розприскувач води

Насадкові змішувальні теплообмінники являють собою циліндр, заповнений різними по конфігурації тілами - насадкою, що служить для розвитку поверхні контакту. Ці апарати застосовують для конденсації пари й охолодження газів будь-якою рідиною, звичайно водою.

На рисунку 4.37 зображений сухий насадковий конденсатор. Охолоджувальну воду подають через розподільний пристрій 3 у верхній частині апарата. Далі вона розтікається по насадці 2, при цьому поверхня води значно збільшується. Пара рухається протитечією до води. Вода і конденсат виводяться з нижньої частини апарата, а повітря відсмоктується з верхньої частини.

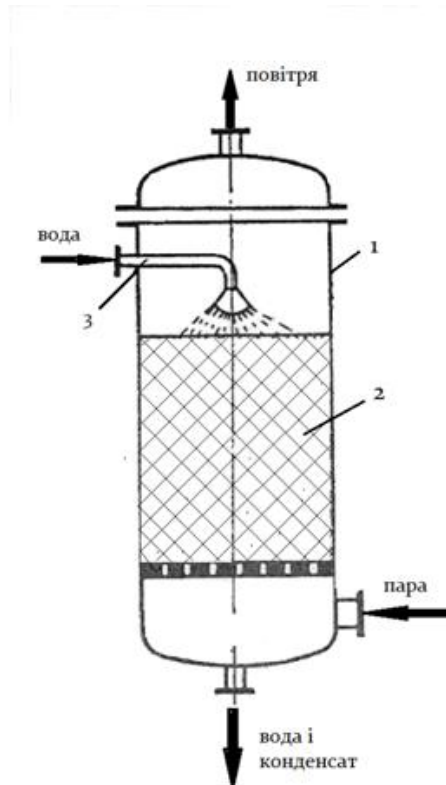


Рисунок 4.37 – Насадковий теплообмінник-конденсатор:

1 - корпус; 2 - насадка; 3 - розподільний пристрій.

Регенеративні теплообмінники.

Регенеративні теплообмінники звичайно складаються із двох апаратів циліндричної форми, корпуси яких заповнюють насадкою у вигляді згорнутої в спіраль гофрованої металевий стрічки, цегли, шматків шамоту, листового

металу й інших матеріалів. Ця насадка поперемінно нагрівається при зіткненні з гарячим теплоносієм, потім, стикаючись із холодним теплоносієм, віддає йому свою теплоту.

У період нагрівання насадки через апарат 1 пропускають гарячий газ, що охолоджується й надходить на подальшу переробку, а через інший апарат 2 - холодний газ, що віднімає теплоту в насадки, розігрітої в попередньому циклі (рисунок 4.38). Кожен цикл, таким чином, складається із двох періодів: розігріву насадки і її охолодження. Перемикання апаратів після кожного періоду нагрівання й охолодження, що триває звичайно по декілька хвилин, відбувається автоматично за допомогою клапанів 3 і 4.

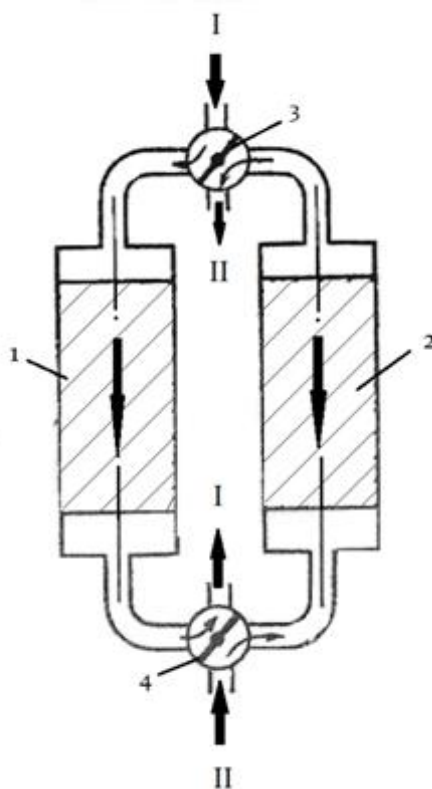


Рисунок 4.38 – Схема роботи регенераторів з нерухомою насадкою:

1,2-регенеративні теплообмінники з насадкою; 3, 4-клапани;

I, II — холодний і гарячий теплоносії.

4.4 Порівняльна характеристика теплообмінних апаратів

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Конструкція теплообмінника повинна задовольняти ряду вимог, що залежать від конкретних умов протікання процесу теплообміну (теплове навантаження апарата, температура і тиск, при яких здійснюється процес, агрегатний стан і фізико-хімічні властивості теплоносіїв, їхня хімічна агресивність, умови тепловіддачі, можливість забруднення робочих поверхонь апарата й ін.). При виборі теплообмінника необхідно враховувати також простоту конструкції і компактність апарата, витрату металу на одиницю переданого тепла та інші техніко-економічні показники. Звичайно жодна з конструкцій не задовольняє повністю всім вимогам і доводиться обмежуватися вибором найбільш підходящої конструкції.

В одноходових кожухотрубчастих теплообмінниках сумарний поперечний переріз труб відносно великий, що дозволяє одержувати досить високі швидкості в трубах тільки при великих об'ємних витратах середовища, що рухається в них. Тому такі апарати раціонально використовувати, коли швидкість процесу визначається величиною коефіцієнта тепловіддачі в міжтрубному просторі, а також у процесі випару рідин.

Багатоходові (по трубному простору) кожухотрубчасті теплообмінники застосовуються головним чином як парові підігрівники рідин і конденсаторів. Саме в цих випадках взаємний напрямок руху теплоносіїв у багатоходових теплообмінниках (змішаний струм) не приводить до зниження середньої рушійної сили порівняно із протитечею, за принципом якої працюють одноходові теплообмінники. Багатоходові теплообмінники доцільно використовувати також для процесів теплообміну в системах «рідина-рідина» й «газ-газ» при великих теплових навантаженнях. Якщо ж необхідна поверхня теплообміну невелика, то для зазначених систем більш придатними є елементні теплообмінники. Особливе значення мають

трубчасті теплообмінники нежорсткої конструкції (у тому числі багатологові) у тих випадках, коли різниця температур теплоносіїв значна й необхідна компенсація неоднакового теплового розширення труб і корпуса апарата. Однак ці апарати дорожче теплообмінників жорсткої конструкції.

Теплообмінники з подвійними трубами застосовуються в основному в контактних-каталітичних і реакційних процесах, що протікають при високих температурах, коли необхідно надійно забезпечити вільне подовження всіх труб, незважаючи на подорожчання апарата й більш важкий його монтаж.

Змієвикові теплообмінники (занурені, зрошувальні, змієвики, приварені до зовнішніх стінок апаратів) найбільш ефективно використовують для охолодження й нагрівання сильно агресивних середовищ, коли необхідне застосування хімічно стійких матеріалів, з яких важко або неможливо виготовити трубчасті теплообмінники. Крім того, ці апарати придатні для процесів теплообміну, що протікають під високим тиском. Однак апарати таких конструкцій працюють лише при помірних теплових навантаженнях.

Основними перевагами спіральних і пластинчастих теплообмінників є компактність і висока інтенсивність теплообміну. Разом з тим їхнє застосування обмежене невеликими різницями тисків і температур обох теплоносіїв. Спіральні теплообмінники використовуються для нагрівання й охолодження рідин, газів і парогазових сумішей. Область застосування пластинчастих теплообмінників - процеси теплообміну між рідинами.

Важливим фактором, що впливає на вибір типу теплообмінника, є вартість його виготовлення, а також експлуатаційні витрати, що складаються з вартості амортизації апарата й вартості енергії, затрачуваної на подолання гідравлічних опорів.

Теплообмінні апарати всіх типів повинні працювати при оптимальному тепловому режимі, що відповідає сполученню заданої продуктивності й інших показників, обумовлених технологічними умовами, з мінімальною витратою тепла.

4.4 Розрахунок теплообмінних апаратів

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Поверхневі теплообмінники.

При проектуванні теплообмінників їхній тепловий розрахунок зводиться до визначення необхідної поверхні теплообміну F при відомих витратах, початковій і кінцевій температурах теплоносіїв. Для діючих теплообмінних апаратів виконують перевірочні теплові розрахунки, в яких можлива продуктивність апарата зіставляється з фактичною й визначаються умови, що відповідають оптимальному режиму роботи теплообмінника.

Проектний розрахунок включає теплові, гідравлічні й конструктивні розрахунки, на основі яких підбирають найбільш відповідні стандартні чи нормалізовані конструкції теплообмінних апаратів або розробляють конструкцію оригінального. Обрана конструкція повинна бути по можливості оптимальною - поєднувати інтенсивний теплообмін з низькою вартістю, надійністю, дешевиною й зручністю експлуатації.

До проведення власне розрахунку трубчастих теплообмінників варто встановити доцільність напрямку одного з теплоносіїв у трубний, а іншого – у міжтрубний простір апарата. Вибір простору для руху теплоносія в поверхневому теплообміннику будь-якого типу роблять, виходячи з необхідності поліпшити умови тепловіддачі з боку теплоносія з більшим термічним опором. Тому рідину (або газ), витрата якої менше або яка має більшу в'язкість, рекомендується направляти в той простір, де її швидкість буде вищою, наприклад у трубний, а не в міжтрубний простір одноходового кожухотрубчастого теплообмінника. У трубний простір доцільно направляти також теплоносії, що містять тверді суспензії й забруднення, для того щоб полегшити очищення поверхні теплообміну; теплоносії, що перебувають під надлишковим тиском (із міркувань механічної міцності апарата), і, нарешті,

хімічно активні речовини, тому що в цьому випадку для виготовлення корпусу теплообмінника не потрібно дорогого корозостійкого матеріалу. Варто враховувати також, що при направленні гарячого теплоносія у трубний простір зменшуються втрати тепла в навколишнє середовище.

Приймаючи певний напрямок взаємного руху теплоносіїв, враховують також перевагу протитечії при теплообміні без зміни агрегатного стану, а також доцільність збігання напрямків вимушеного й вільного руху теплоносія (наприклад, рух нагрівального середовища знизу нагору).

Швидкості теплоносіїв в обраному апараті повинні забезпечувати сприятливе сполучення інтенсивного переносу тепла й помірної витрати енергії на переміщення теплоносія. При цьому бажано, щоб теплообмін відбувався в умовах турбулентного режиму течії теплоносіїв при розвиненому турбулентному русі ($Re \geq 10^4$) або близькому до нього.

Тепловий розрахунок проектного теплообмінника виконують у наступній послідовності.

Для розрахунку теплообмінних апаратів широко використовують кінетичне рівняння, що зв'язує між собою загальну кількість переданої теплоти Q і поверхню теплопередачі F , яке називають *основним рівнянням теплопередачі*:

$$Q = KF\Delta t_{сер}, \text{ Дж,}$$

де K – коефіцієнт теплопередачі, кінетичний коефіцієнт, що характеризує швидкість переносу теплоти; Δt – рушійна сила процесу або різниця температур між теплоносіями (температурний напір); τ – час процесу.

Для безперервного процесу теплопередачі через поверхню теплообміну F

$$Q = KF\Delta t_{сер}, \text{ Вт,}$$

де $\Delta t_{сер}$ – середня рушійна сила процесу або середня по поверхні теплопередачі різниця температур між теплоносіями (середній температурний напір).

Тепловий потік Q звичайно визначають із рівняння теплового балансу:

$$Q = Q_1 - Q_2 - Q_{вт} - G_1 + G_2 + I_{1н} - I_{1к} - I_{2н} + I_{2к}$$

де Q_1 – кількість теплоти, що віддає гарячий теплоносіє; Q_2 – кількість теплоти, прийнята холодним теплоносієм; $Q_{вт}$ - втрати теплоти в навколишнє середовище, звичайно не перевищують 3-5% від Q ; G_1 і G_2 - витрата відповідно гарячого й холодного теплоносія; $I_{1н}$ і $I_{1к}$ – початкова й кінцева ентальпії гарячого теплоносія; $I_{2н}$ і $I_{2к}$ - початкова й кінцева ентальпії холодного теплоносія.

Якщо процес теплопередачі йде без зміни агрегатного стану теплоносіїв (процеси нагрівання й охолодження), то рівняння теплового балансу приймає вид:

$$Q = G_1 c_1 (t_1 - t_2) + G_2 c_2 (t_2 - t_1)$$

де c_1 і c_2 – теплоємності гарячого й холодного теплоносія (при середній температурі теплоносіїв). Основне рівняння теплопередачі звичайно використовують для визначення необхідної поверхні теплопередачі:

Найбільші труднощі викликає розрахунок коефіцієнта теплопередачі K , що характеризує швидкість процесу теплопередачі за участю всіх трьох видів переносу теплоти. Фізичний зміст і розмірність коефіцієнта K впливає з рівняння:

$$Q = K F \Delta t_{сер}$$

Отже, коефіцієнт теплопередачі показує, яка кількість теплоти передається від гарячого теплоносія до холодного за 1 с через 1 м² поверхні стінки при різниці температур між теплоносіями, що дорівнює 1 град.

Таким чином, щоб розрахувати необхідну для проведення теплового процесу поверхню теплопередачі, потрібно крім рушійної сили процесу $\Delta t_{сер}$ визначити коефіцієнт теплопередачі, значення якого залежить від цілого ряду факторів, у тому числі від внеску в загальну швидкість процесів переносу

теплоти швидкостей окремих видів переносу – теплопровідності, теплового випромінювання й конвекції

Визначення теплового навантаження й витрати теплоносіїв.

1. Теплове навантаження знаходять по рівняннях теплового балансу:

$$\text{або} \quad ,$$

де Q_1 – кількість теплоти, що віддає гарячий теплоносіє; Q_2 – кількість теплоти, прийнята холодним теплоносієм; $Q_{вт}$ - втрати теплоти в навколишнє середовище, звичайно не перевищують 3-5% від Q ; G_1 і G_2 - витрата відповідно гарячого й холодного теплоносія; I_{1n} і $I_{1к}$ – початкова й кінцева ентальпії гарячого теплоносія; I_{2n} і $I_{2к}$ - початкова й кінцева ентальпії холодного теплоносія.

З цих же рівнянь визначають також і витрати теплоносіїв. Якщо ж їхні витрати задані, то, користуючись тими ж рівняннями, знаходять звичайно невідому в цьому випадку кінцеву температуру одного з теплоносіїв. Якщо невідомі кінцеві температури обох теплоносіїв, то ними задаються, беручи до уваги, що різниця температур між теплоносіями на кінці теплообмінника повинна бути практично не менше $3 \div 5$ °С. Найбільш бажаним є вибір оптимального значення кінцевої температури на основі техніко-економічного розрахунку.

2. *Визначення середньої різниці температур і середніх температур теплоносіїв.* У загальному випадку середня різниця температур дорівнює різниці середніх температур теплоносіїв

,

причому середня температура кожного з теплоносіїв може бути визначена по формулі

де t поточна температура теплоносія.

Таким чином, для використання рівняння необхідно знати закономірності зміни температур теплоносіїв уздовж поверхні теплообміну F , що обмежує можливості застосування цього рівняння для розрахунків.

При протитечії й прямиотечії середню різницю температур визначають як середньо логарифмічну (або як середньо арифметичну) з більшої й меншої різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника

$$\frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_{ср}}{t_2 - t_{ср}}} = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_2}}$$

При більш складних схемах руху теплоносіїв - перехресній й змішаній течії - середня різниця температур визначається за тими ж рівняннями із введенням поправочного множника.

У розрахунковій практиці рекомендується при протитечії середню температуру теплоносія з меншим перепадом температур по довжині апарата визначати як середньо арифметичну, а середню температуру іншого теплоносія знаходити по відомій величині $\Delta t_{ср}$, користуючись співвідношеннями:

або

3. *Визначення коефіцієнта теплопередачі й поверхні теплообміну.* Для визначення коефіцієнта теплопередачі K необхідно попередньо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі α_1 й α_2 по обидві сторони стінки, що розділяє середовища, які обмінюються теплом, а також термічний опір самої стінки, на якій у процесі експлуатації теплообмінника звичайно утворюється (з однієї або двох сторін) шар забруднень. Коефіцієнти тепловіддачі розраховують залежно від умов тепловіддачі по одному з рівнянь, наведених вище.

Для обчислення α часто буває необхідно знати температуру стінки $t_{ст}$ (°C) або питоме теплове навантаження q (Вт/(м²)), значення яких, у свою чергу, залежать від визначуваного значення α . У таких випадках коефіцієнти тепловіддачі звичайно розраховують методом послідовних наближень:

значеннями t_{cm} або q задаються, а після визначення коефіцієнта теплопередачі K перевіряють задані значення t_{cm} або q .

Термічні опори стінки й забруднень знаходять залежно від товщини власне стінки й товщини шару забруднень (за практичним даними), а також від значень коефіцієнтів теплопровідності матеріалу стінки й забруднень.

Якщо перенос теплоти відбувається через плоску стінку, коефіцієнт теплопередачі визначається за рівнянням:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2},$$

де $\frac{1}{K}$ – сума термічних опорів власне стінки й забруднень.

Одержавши значення K , перевіряють попередньо прийняті значення t_{cm} або q і, у випадку недостатньо задовільного збігу прийнятого й розрахункового значень, виконують перерахування, задаючись новим значенням t_{cm} або q .

Перерахунків можна уникнути, якщо для визначення t_{cm} й q скористатися графічним методом – методом побудови *навантажувальної характеристики* теплообмінника (рисунок 4.39).

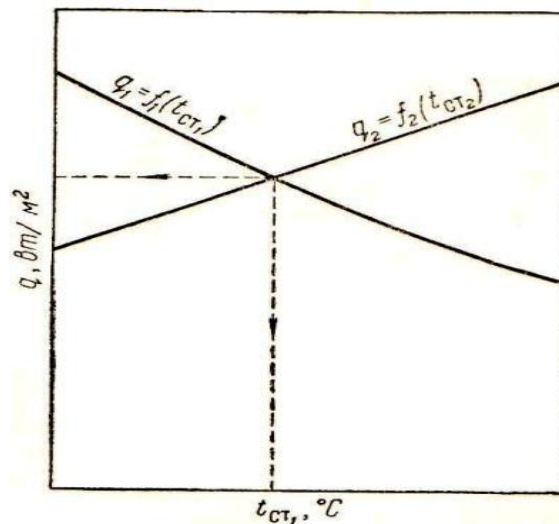


Рисунок 4.39 – До побудови навантажувальної характеристики теплообмінника.

При цьому задаються рядом значень t_{cm1} , розраховують α_1 і відповідні значення

де t_{cm1} - середня температура одного з теплоносіїв. За величиною термічного опору стінки R_{st} - розраховують температуру стінки з іншої сторони (t_{cm2}), визначають α_2 і t_{cm2} , де t_{cm2} - середня температура другого теплоносія. Будуючи графіки залежності α і t_{cm} від t_{cm1} або навантажувальну характеристику теплообмінника, за точкою перетину побудованих кривих визначають питоме теплове навантаження q . Тоді коефіцієнт теплопередачі K .

Поверхня теплообміну визначається за основним рівнянням теплопередачі

$$Q = K F \Delta t_{cm}$$

Конструктивний розрахунок виконують після теплового розрахунку теплообмінника. Для кожухотрубчастих апаратів він зводиться до визначення числа або довжини труб, розміщенню їх у трубних решітках (з урахуванням числа ходів) і знаходженню основних розмірів (діаметра й висоти) апарата.

Конструктивний розрахунок змієвикових теплообмінників включає визначення загальної довжини, числа витків і висоти змієвика.

Гідравлічний розрахунок теплообмінників виконують з метою підбору перекачувального обладнання для теплоносіїв. Гідравлічний опір теплообмінників знаходять по загальній формулі (розділ 2) з урахуванням втрати напору на тертя й місцеві опори (розширення й звуження потоку і його повороти між ходами).

4.5 Випарювання

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Випарювання – це процес концентрування рідких розчинів практично нелетких речовин шляхом видалення розчинника із розчину. Інколи метою випарювання є отримання чистого розчинника (опріснення морської води).

Теплоту, необхідну для випарювання, можна підвести будь-якими теплоносіями, але, в більшості випадків, в якості гріючого агенту використовують пару, яку називають гріючою або первинною.

Пара, що утворюється при випаровуванні киплячого розчину називається вторинною парою.

Вторинна пара, яка використовується для додаткових потреб підприємства називається екстра парою.

Установки, в яких проводять випарювання називаються випарними установками або випарками. Ці установки бувають

- однокорпусні і багатокорпусні;
- безперервної і періодичної дії;

Випарні установки – це установки з великою поверхнею нагріву, вони являються великими споживачами тепла.

В промисловості випарювання матеріалів проводиться з метою полегшення їх зберігання та транспортування.

Однокорпусні випарні установки

Однокорпусні випарні установки – це такі установки, які включають лише один корпус.

Однокорпусна випарна установка складається із гріючої камери 1 в якій розміщені багато кипятильних трубок малого діаметру та центральною циркуляційною трубою великого діаметра (рисунок 4.40). Тут 2 – сепаратор –

це ємність більшого діаметра ніж гріюча камера, в якій відбувається відокремлення вторинної пари від крапель розчину, які вилетіли разом з вторинною парою.

У верхній частині сепаратора встановлено краплевідокремлювач, об який краплі вдаряються, втрачають свою швидкість і падають назад до киплячої камери.

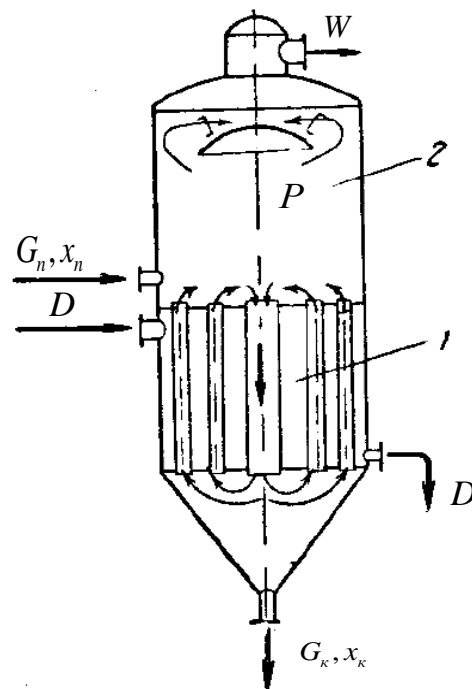


Рисунок 4.40 – Схема будови однокорпусної випарної установки:

1 – нагрівальна камера; 2 – сепаратор

Насичена вторинна пара огинає краплевідокремлювач і виходить з апарату. Розчин в апараті кипить при температурі концентрованого розчину, що виходить з апарату. Процес нагріву розчину і підтримання кипіння відбувається за рахунок первинної пари, яка приходить у гріючу камеру, конденсується на холодніших трубках міжтрубного простору і у вигляді конденсату покидає гріючу камеру.

Центральна циркуляційна труба, яка має значно більший діаметр ніж гріючі трубки, забезпечує природну циркуляцію розчину за рахунок різниці

густин в центральній циркуляційній трубі і гріючих трубках. Через те що центральна циркуляційна труба має більший діаметр, її площа теплопередачі значно менша чим сумарна площа кип'ятильних трубок тому розчин в ній прогрівається до нижчої температури ніж у кип'ятильних трубках. Різниця густин, яка виникає внаслідок різниці температур і є рушійною силою необхідної циркуляції розчину в випарному апараті.

Такі апарати використовують для випарювання слабких розчинів з невеликою в'язкістю. Для більш концентрованих розчинів циркуляційну трубу виносять за межі апарату (в більш холодні умови). Якщо цього не достатньо, то на вході в гріючу камеру встановлюють циркуляційний насос, який прокачує розчин.

Температура кипіння розчину залежить від тиску над розчином, висоти стовпа рідини і концентрації розчину. Розчин в установці кипить при температурі кипіння кінцевого розчину.

Матеріальний баланс однокорпусної випарної установки

Введемо наступні позначення:

G_n - видаток початкового (вихідного) розчину, кг/с;

G_k - видаток концентрованого (випареного) розчину, кг/с;

W - видаток вторинної пари, кг/с;

x_0 - концентрація початкового (вихідного) розчину, % мас;

x_k - концентрація концентрованого (випареного) розчину, % мас.

Згідно з законом збереження маси

$$G_n = G_k + W \quad (4.1)$$

по твердій речовині

$$G_n x_n = G_k x_k$$

$$G_{\kappa} = \frac{G_n \cdot x_n}{x_{\kappa}}$$

Підставивши отриманий вираз в рівняння (1) отримаємо:

$$W = G_n - G_{\kappa} = G_n \left(1 - \frac{x_n}{x_{\kappa}} \right)$$

$$\text{де } x_{\kappa} = \frac{G_n x_n}{G_{\kappa}} = \frac{G_n x_n}{G_n - W}$$

Тепловий баланс однокорпусної випарної установки

Цей баланс оснований на рівнянні збереження енергії. Кількість теплоти, підведеної до установки, рівна кількості теплоти, відведеної з установки.

Введемо наступні позначення:

D - видаток граючої (первинної) пари;

I_2 - ентальпія граючої пари;

W - видаток гріючої пари;

I_6 - ентальпія вторинної пари;

G_n - видаток первинного (вихідного) розчину;

i_n - ентальпія початкового розчину, $i_n = c_n t_n$;

i_{κ} - ентальпія кінцевого розчину, ;

i' - ентальпія конденсату граючої пари, $i' = c' \theta$;

c_n, c_{κ}, c' - теплоємності початкового, кінцевого розчинів та конденсату;

t_n, t_{κ}, θ - температура теплоємності початкового, кінцевого розчинів та конденсату.

Запишемо рівняння збереження енергії

$$G_n i_n + D I_2 = G_{\kappa} i_{\kappa} + W I_6 + D i' \pm Q_{\text{конд}} + Q_{\text{зат}}$$

Тепловий баланс змішування

$$G_n c_n t_k = G_k c_k t_k + W c'' t_k$$

тут c'' - питома теплоємність води.

$$G_n c_n = G_k c_k + W c''$$

$$G_n c_n t_n + D I_2 = G_n c_n t_k - W c'' t_k + W_6 I_6 + D c'' \theta \pm Q_{\text{конд}} + Q_{\text{зам}}$$

$$Q = D (c_2 - c'' \theta) = G_n c_n (t_k - t_n) \pm W (c_6 + c'' t_k) \pm Q_{\text{конд}} + Q_{\text{зам}}$$

$$D = \frac{G_n c_n (t_k - t_n) \pm W (c_6 + c'' t_k) \pm Q_{\text{конд}} + Q_{\text{зам}}}{I_2 - c'' \theta}$$

нехтуючи $Q_{\text{конд}}$ і $Q_{\text{зам}}$ і вважаючи, що приховані теплоти кипіння та конденсації приблизно однакові, тобто $r \cong r''$. Тоді необхідний видаток первинної пари дорівнює:

$$D = \frac{W (c_6 + c'' t_k)}{I_2 - c'' \theta} = \frac{W r}{r''} \approx W$$

На практиці зазвичай приймають

$$D = (1.1 - 1.2) W$$

Визначення поверхні нагріву випарного апарату

Поверхня нагріву визначається на основі основного рівняння теплопередачі

$$Q = k F \Delta t_{\text{кор}}$$

звідки

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{кор}}}$$

тут Q - теплове навантаження апарату, визначається з рівняння теплового балансу; k - коефіцієнт теплопередачі; $\Delta t_{\text{кор}}$ - корисна різниця температур, що визначається як

$$\Delta t_{\text{кор}} = \theta - t_k$$

де θ - температура конденсату, t_k - температура кипіння розчину, яку необхідно розраховувати.

Температурні витрати і температура кипіння розчину

Через те, що в апараті кипить не чистий розчинник, а концентрований розчин, то його температура кипіння буде вищою (рисунок 4.41).

Δ' - різниця температур кипіння розчину і розчинника – температурна депресія. Ця величина визначається експериментально і приводиться в довідниках:

$$\Delta' = t_{к р-ну} - t_{к р-ка}$$

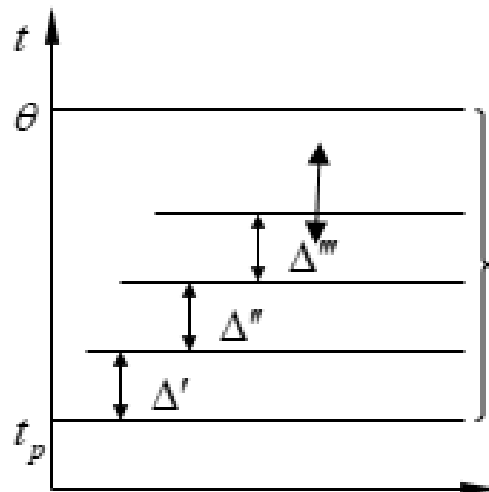


Рисунок 4.41 – До розподілу корисної різниці температур

Величина Δ' наведена в довідниках, визначена за умов атмосферного тиску. Оскільки тиск в установках відрізняється від атмосферного, то потрібне значення можна знайти за наступною формулою:

$$\Delta' = 0.0162 \Delta'_{атм} \frac{T_k^2}{2}$$

Δ'' - гідростатична депресія, яка виникає внаслідок того, що розчин закипає не на поверхні рідини, а в середині кип'ятільних трубок, де тиск

буде більшим з урахуванням стовпа рідини. Тоді тиск в середньому поперечному перерізі кип'ятильної трубки за яким визначається температура кипіння розчину може бути розрахований за рівнянням:

$$p = p_{вт.п} + \Delta p_{cp} = p_{вт.п} + \frac{\rho g H}{4}$$

тут $p_{вт.п}$ - тиск вторинної пари, ρ - середня густина розчину $\rho = \rho_p / 2$, H - висота трубки.

Для вертикальних випарних апаратів з центральною циркуляційною трубою гідростатична депресія складає 1-3 °С.

Δ'' - гідравлічна депресія. Виникає за рахунок збільшення тиску в установці для відгону пари. Тобто $\Delta'' = f \cdot \zeta$. Це значення зазвичай приймають 1°С.

Тоді (рисунок 4.41):

$$\Delta t_{втр} = \Delta' + \Delta'' + \Delta'''$$

$$\Delta t_{кор} = \Delta t_{заг} - (\Delta' + \Delta'' + \Delta''')$$

Якщо врахувати всі втрати, то стає очевидно, що для зменшення собівартості продукції потрібно зменшити витрату гріючої пари. Це можна досягти наступними шляхами:

1. Використовувати вторинну пару на інші потреби виробництва – екстрапара.
2. Використовувати пару на підігрів розчину до входу в установку.
3. Використовувати пару на підігрів другого апарату, але оскільки пара має нижчу температуру, потрібно знижувати тиск в апараті. Для цього використовують барометричні конденсатори.

Багатокорпусні випарні установки (БВУ)

Принцип дії БВУ зводиться до багаторазового використання теплоти гріючої пари, що подається в перший корпус установки, шляхом обігріву

наступних (2-го, 3-го, ...) вторинною парою із попереднього корпусу. Це дозволяє значно зменшити видатки первинної гріючої пари в установці.

БВУ бувають прямоточні, протиточні та паралельного живлення по початковому розчину.

Установка складається із трьох з'єднаних послідовно корпусів 1, 2, 3 (рисунок 4.42).

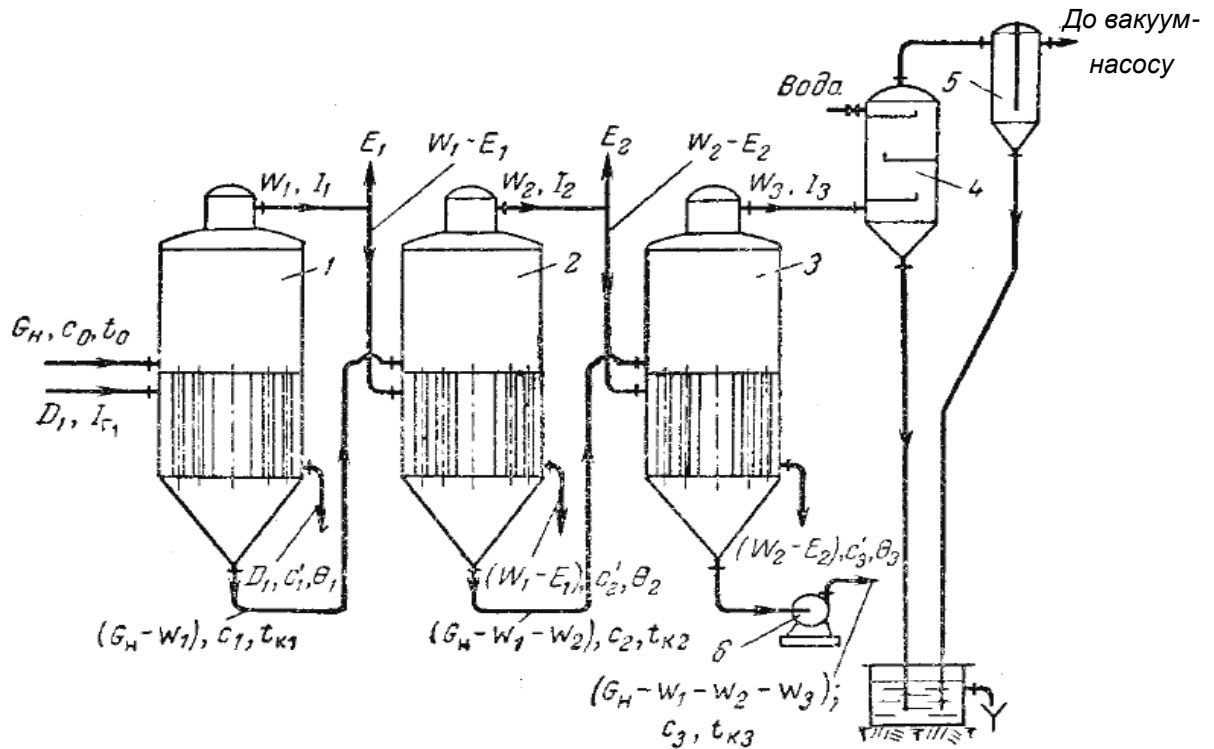


Рисунок 4.42 – Схема багатокорпусної випарної установки:

1-3 – корпуси; 4 – барометричний конденсатор; 5 – ловушка; 6 – насос

Тиск в корпусах розподіляється наступним чином

$$P_1 > P_2 > P_3 > P_{ок}$$

температура

$$t_{к1} > t_{к2} > t_{к3}$$

концентрація розчинів

$$x_1 < x_2 < x_3$$

Якби установка була однокорпусною $n=1$, тоді $D \cong W$, при $n=2$ - $0.5D \cong W$, при $n=3$ - $0.33D \cong W$.

Через те, що $P_1 > P_2$ розчин, сконцентрований в першому корпусі, буде самотечією поступати в другий корпус. Цей розчин почне перегріватись, так як $t_{к1} > t_{к2}$, розчин почне самовипаровуватись. При цьому буде утворюватись додаткова кількість вторинної пари.

Недоліком прямоточних випарних установок є те, що первинна гріюча пара гріє найменш сконцентрований розчин в першому корпусі, в той час як слабка вторинна пара з другого корпусу повинна гріти найбільш сконцентрований розчин у третьому корпусі.

4.6 Сушіння

Матеріал підрозділу викладено за авторами [2...10].

Сушіння – це процес видалення вологи із твердих чи пастоподібних матеріалів тепловим способом. Вологу із матеріалів взагалі можна видаляти наступними способами:

1. Механічний – віджим вологого матеріалу, відстоювання, фільтрування, центрифугування, пресування. Це порівняно дешеві способи.
2. Тепловий – цей спосіб дозволяє видаляти майже всю вологу шляхом її випарювання і відведення парів.
3. Фізико-хімічний.

Процес сушіння заключається в тому, що вологий матеріал нагрівається, волога випаровується і відводиться із системи. Таким чином, можна виділити три наступні стадії процесу сушіння:

1. Підігрів.
2. Випаровування.
3. Відведення парів.

Сушіння буває штучним (в спеціальних сушильних апаратах) і природнім (на відкритому повітрі).

По способу підведення теплоти виділяють наступні механічні методи сушіння:

1. Конвективне сушіння – коли відбувається контакт сушильного агенту з матеріалом, який висушується. Найчастіше в якості сушильного агенту використовують повітря або пічні гази. В цьому випадку установка складається з калорифера, сушильної камери і вентилятора, який відганяє відпрацьований сушильний агент.

2. Контактне сушіння – коли тепло підводиться до матеріалу через стінку, що їх розділяє.

3. Спеціальні види сушіння. Використовуються значно рідше через їх високу собівартість. Тут можна виділити такі види

а. Радіаційне сушіння – сушіння матеріалу під впливом інфрачервоних хвиль.

б. Діелектричне сушіння – сушіння матеріалу в полі струмів високої частоти.

в. Сублімаційне сушіння – коли волога із твердого стану переходить в газоподібний минаючи рідку фазу.

Фізичні властивості вологого повітря як сушильного агенту

Сушильний агент – це суміш сухого газу з водяною парою, тобто вологий газ. Таким чином вологе повітря – це бінарна суміш сухого повітря з водяною парою. Газова стала такої суміші:

$$R = m_{нов} R_{нов} + m_{в.п.} R_{в.п.}$$

де $m_{с.п.}, m_n$ - масові частки відповідно сухого повітря і водяної пари;

$R_{с.п.}, R_n$ - газові сталі відповідно сухого повітря і водяної пари.

$$R_n = 287 \text{ КДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$R_{в.п.} = 462 \text{ КДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$$

Згідно з законом Дальтона

$$P = P_{нов} + P_{в.п.}$$

де $P_{нов}$ - парціальний тиск сухого повітря; $P_{в.п.}$ - парціальний тиск водяної пари.

Із закону Дальтона випливає, що парціальний тиск вологого повітря менший, ніж загальний тиск суміші. Оскільки температура пари дорівнює температурі суміші очевидно, що пара перебуває в перегрітому стані.

Барометричний і парціальний тиски пари є параметрами, що характеризують стан вологого повітря. Крім цього його характеризують такими параметрами:

- абсолютна вологість;
- відносна вологість;
- вологовміст;
- густина;
- питомий об'єм;
- температура;
- ентальпія.

Абсолютною вологістю повітря називають масу водяної пари в грамах або кілограмах, яка міститься в 1 м^3 вологого повітря.

Відносною вологістю повітря називають відношення абсолютної вологості при даних значеннях температури і тиску до максимально можливої абсолютної вологості за тих самих умов.

$$\varphi = \frac{\rho_{в.п.}}{\rho_n}$$

$$\rho_{в.п.} = \frac{P_{в.п.} M_n}{RT} \quad \text{і} \quad \rho_n = \frac{P_n M_n}{RT}$$

Тоді відносну вологість можна записати:

$$\varphi = \frac{P_{в.п.}}{P_n}$$

Насичений стан залежить від температури. Даний тиск зростає зі збільшенням температури і відповідно відносна вологість знижується

$$\varphi_{\max} = \frac{p_n}{p_n} = 1$$

Відносна вологість характеризує здатність повітря накопичуватись вологою. Чим менше значення відносної вологості, тим більша сушильна здатність повітря.

Вологовміст – це маса водяної пари, яка міститься у вологому повітрі, віднесена до 1 кг сухого повітря. Вологовміст, віднесений до 1 кг сухого повітря позначається x , віднесений до 1 г - d .

Оскільки об'єми пари і сухого повітря однакові, вологовміст можна виразити відношенням їх густин

$$x = \frac{p_{в.п.} M_{в.п.}}{RT} : \frac{p_{нов} M_{нов}}{RT} = \frac{M_{в.п.}}{M_{нов}} \frac{p_{в.п.}}{p_{нов}} = 0.622 \frac{p_{в.п.}}{p_{нов}}$$

Згідно з законом Дальтона $p_{нов}$ дорівнює різниці загального тиску повітря P та парціального тиску водяної пари в ньому:

$$p_{нов} = P - p_{в.п.}$$

$$p_{в.п.} = \varphi \cdot p_{нов}$$

Підставляючи в приведені вище рівняння для x значення $p_{нов}$ та $p_{в.п.}$ отримаємо

$$x = 0.622 \frac{\varphi \cdot p_{нов}}{P - \varphi \cdot p_{нов}} \quad (4.2)$$

Густина вологого повітря, тобто суміші сухого повітря та водяної пари, дорівнює сумі густин сухого повітря і водяної пари.

$$\rho_{вол.пов.} = \rho_{сум} = \rho_{нов} + \rho_{в.п.}$$

$$\rho_{в.п.} = x \rho_{нов}$$

$$\rho_{вол.пов.} = \rho_{нов} (1 + x)$$

При $t = 0^\circ\text{C}$ і $p = 760 \text{ мм рт. ст.}$ - $\rho_n = 1.293 \text{ кг/м}^3$

Питома теплоємність

$$c_{\text{вол.пов.}} = c_n + x c_{\text{в.п.}}$$

,

Ентальпія (тепловміст) вологого повітря відноситься до 1 кг абсолютно сухого повітря і визначається при даній температурі повітря як сума ентальпій абсолютно сухого повітря $c_{\text{нов}}$ і водяної пари $x i_n$, яка є в ньому.

$$I = c_{\text{нов}} \cdot t + x i_n$$

$$i_n = c_{\text{в.п.}} \cdot t + r_0$$

де ентальпія водяної пари при .

Підставляючи вираз та значення в попереднє рівняння отримаємо (в сухого повітря).

Під час охолодження вологого повітря з постійним вологовмістом x ступінь насичення може досягти одиниці. При подальшому зменшенні температури пара, що перебуває у повітрі, конденсується і його вологовміст зменшується. Температуру, при якій повітря з постійним вологовмістом, охолоджуючись, стає насиченим називають точкою роси

Якщо під час випаровування з вологого матеріалу будуть підтримуватись адіабатні умови (за рахунок теплоти повітря), температура повітря знижується і в стані повного насичення вологою буде дорівнювати температурі води. Цю температуру називають температурою мокрого термометра. Вона характеризує здатність повітря віддавати теплоту для випаровування води до повного насичення.

Різниця між температурою вологого повітря та температурою мокрого термометра характеризує здатність повітря до вбирання вологи з матеріалу і називається потенціалом сушіння.

I-x діаграма вологого повітря

Діаграма зображає стан вологого повітря (рисунок 4.43).

Аналітичний метод розрахунку сушильних установок складний і громіздкий. Набагато простішим методом розрахунку є графічний метод за допомогою $I - x$ діаграми, запропонованої Л.К. Рамзінім.

На діаграмі по осі абсцис відкладено вологовміст матеріалу, по осі ординат – температуру і ентальпію. На діаграмі нанесені лінії постійного вологовмісту x , постійної ентальпії I , температури t , відносної вологості φ та парціального тиск водяної пари P .

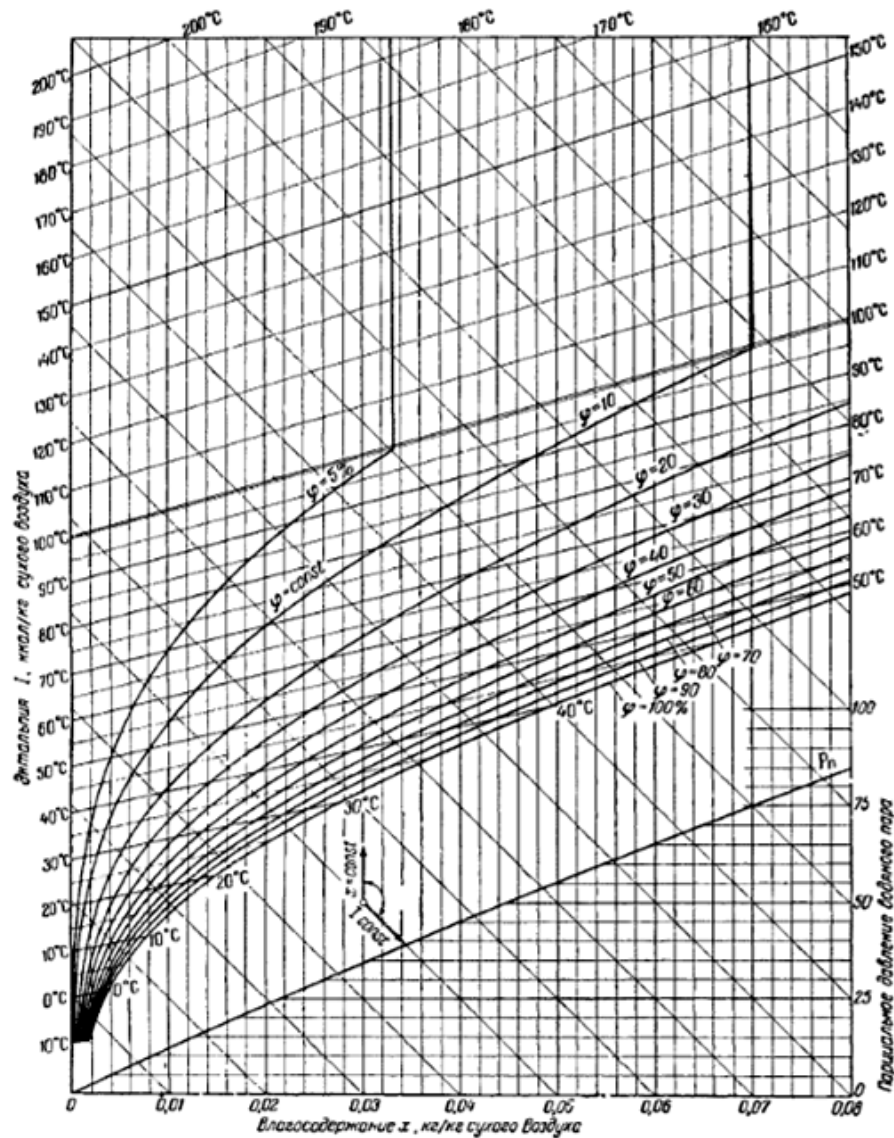


Рисунок 4.43 – Діаграма I-x для вологого повітря

Будь-яка точка на діаграмі характеризує стан повітря як сушильного агенту.

Матеріальний баланс сушіння

Матеріальний баланс по матеріалу що висушується являється загальним для конвективної, контактної і інших видів сушіння (рисунок 4.44).

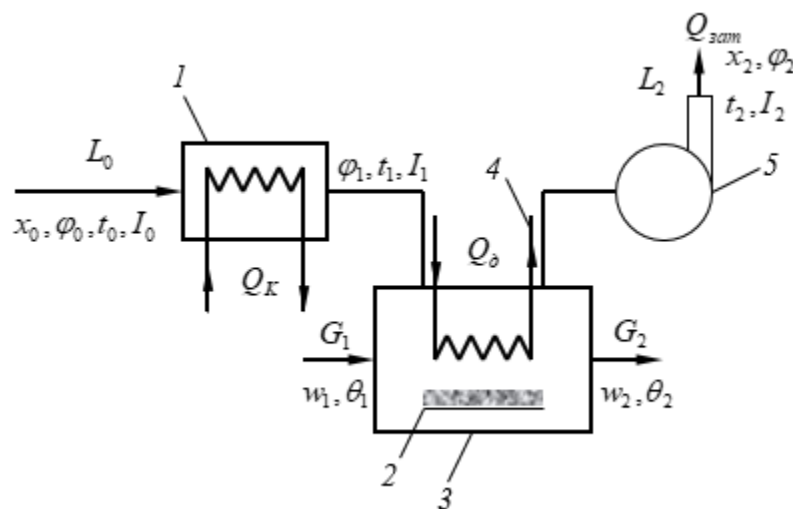


Рисунок 4.44 – Принципова схема конвективної сушарки безперервної дії:

1 – основний калорифер; 2 – сушильна камера; 3 – матеріал, який сушиться; 4 – додатковий калорифер; 5 – відкачуючий вентилятор

Для складення балансу позначимо:

- масовий видаток матеріалу на вході в сушильну камеру, G_1 ;
- масовий видаток матеріалу на виході з сушильної камери, G_2 ;
- вологість матеріалу на вході та на виході з сушильної камери, w_1 та w_2 %;
- температура матеріалу на вході та на виході з сушильної камери, θ_1 та θ_2 ;

- масовий видаток абсолютно сухого повітря, G_2 ;
- кількість води, яку необхідно випарувати при сушінні,

Тоді матеріальний баланс буде мати наступний вигляд:

- по матеріалу, який висушується

$$G_1 = G_2 + W \quad (4.3)$$

- по абсолютно сухій речовині в матеріалі що висушується

$$G_1 \frac{100 - w_1}{100} = G_2 \frac{100 - w_2}{100}$$

Із рівняння виходить:

$$G_1 = G_2 \frac{1 - w_2}{1 - w_1}$$

і

$$G_2 = G_1 \frac{1 - w_1}{1 - w_2} \quad (4.4)$$

Зазвичай ціль складення матеріального балансу є визначення кількості води, яку необхідно видалити сушінням. Із рівняння (4.3) знаходимо

Підставляючи в рівняння (4.5) значення G_2 із рівняння (4.4), отримаємо

$$W = G_1 - G_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} = G_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2} \quad (4.6)$$

При підстановці в рівняння (4.5) значення G_2 з рівняння, що наведено вище, визначимо кількість води, що видаляється

$$W = G_2 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1} \quad (4.7)$$

Якщо кількість води відома, то з рівняння (4.6) можна визначити кількість матеріалу, що висушується.

Рівняння (4.6) та (4.7) є основними рівняннями матеріального балансу процесів сушіння.

Матеріальний баланс по воді матиме вигляд:

де Lx_0 - маса вологи на вході в установку, W - маса вологи на виході з установки.

З рівняння балансу визначаємо видаток абсолютно сухого повітря на сушіння

$$L = \frac{W}{x_2 - x_0}$$

Питомий видаток повітря на випарювання із матеріалу 1 кг вологи відповідно складає, $\left[\frac{\text{кг сухого повітря}}{\text{кг вологи}} \right]$

— —————

Тепловий баланс конвективної сушарки

Нехай на сушіння поступає вологого матеріалу з температурою t_1 . В сушарці із матеріалу випаровується W вологи і виходить із сушарки t_2 , висушеного матеріалу. Позначимо теплоємність вологи c_w .

В сушарку подається вологе повітря, яке містить L кг/с абсолютно сухого повітря. Перед калорифером ентальпія повітря I_0 Дж/кг; після нагріву в калорифері ентальпія повітря підвищується до I_1 Дж/кг. На виході з сушарки ентальпія відпрацьованого повітря дорівнює I_2 Дж/кг.

Теплота підводиться в основний калорифер для підігріву повітря t_3 , а також в додатковий калорифер t_4 , який встановлений всередині сушарки. Втрати теплоти в навколишнє середовище $Q_{\text{втрати}}$.

Згідно з законом збереження енергії, кількість теплоти, яка увійшла в сушарку дорівнює кількості теплоти, яка вийшла з сушарки.

При встановленому процесі сушіння тепловий баланс виражається рівнянням:

Із цього рівняння можна визначити загальну витрату теплоти на сушіння:

Розділивши обидві частини рівняння на W , отримаємо вираз для питомого видатку теплоти (на 1 кг випареної вологи):

де q_k - кількість теплоти, що приходиться на 1 кг вологи; $c_6\theta_1$ - ентальпія 1 кг вологи, що поступає на сушіння; $q_m = G_2 c_m (\theta_2 - \theta_1) / W$ - питома витрата теплоти на нагрівання висушеного матеріалу;

- питома витрата теплоти на нагрівання транспортних засобів;

- питомі витрати теплоти в навколишнє середовище.

Кількість теплоти, яка підведена в основному калорифері

$$q_k = l(I_1 - I_0)$$

Підставляючи значення q_k в рівняння (21.1), знаходимо

$$l(I_2 - I_1) = q_d + C_6\theta_1 - q_m - q_m - q_{зам} = \Delta$$

В рівнянні величина Δ - внутрішній баланс сушильної камери, може приймати значення Δ і показує безпосередньо витрату теплоти в сушильній камері.

Запишемо його в наступній формі:

—

Підставляючи в останнє рівняння значення Δ знайдене раніше, отримаємо

Для аналізу розрахунку сушарки доцільно ввести поняття теоретичної сушарки, коли . Тоді

При цьому відповідно до рівняння теплового балансу при для теоретичної сушарки

Процес в теоретичній сушарці відображається на діаграмі лінією $I = \text{const}$, рисунок 4.45.

Коли додатковим калорифером подаємо більше теплоти, ніж використовуємо, (лінія BC''), то виконується умова , а якщо теплоти, що подається додатковим калорифером, недостатньо (лінія BC'), то .

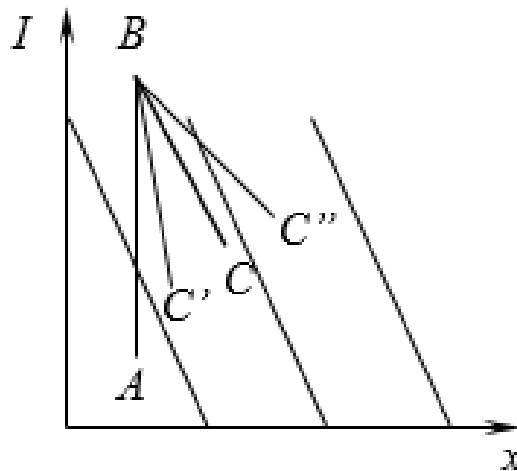


Рисунок 4.45 – Процес теоретичного та реального сушіння на I-x діаграмі

Варіанти процесу сушіння

1. Основний варіант сушіння (жорсткий)

Принцип роботи. Свіже повітря засмоктується вентилятором у калорифер, де його температура збільшується, проходить в сушильну камеру

і віддає своє тепло на випаровування води з матеріалу. Далі повітря виходить з сушильної камери (рисунок 4.46).

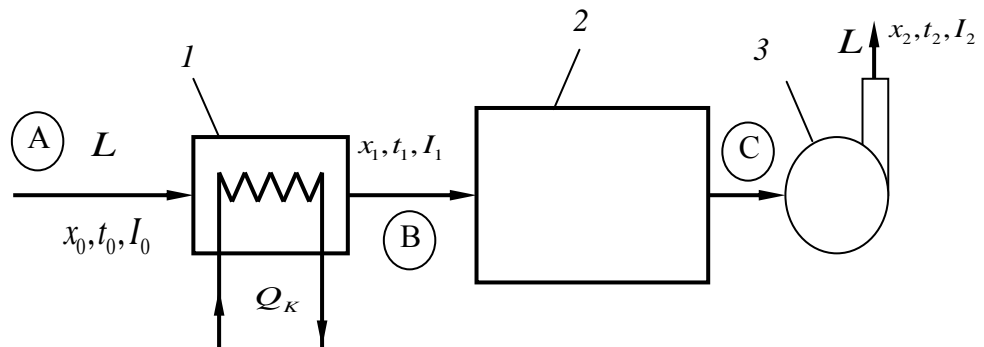


Рисунок 4.46 – Схема сушильної установки, що працює за основним варіантом сушіння:

1 – калорифер; 2 – сушильна камера; 3 – відкачуючий вентилятор

Цей процес на діаграмі зображується наступним чином, рисунок 4.47:

лінія *AB* - підігрів повітря в калорифері, лінія *BC*- процес сушіння в сушарці.

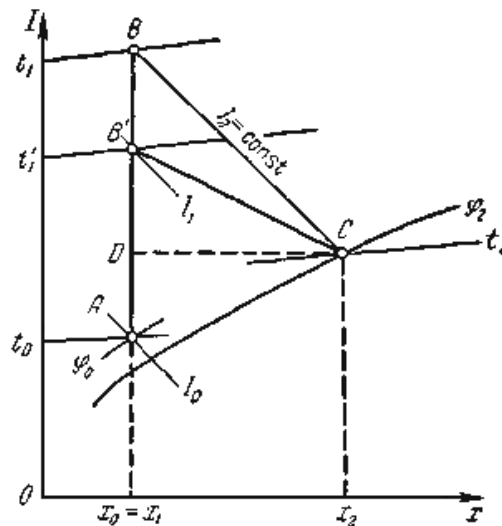


Рисунок 4.47 – Зображення основного процесу сушіння на *I-x* діаграмі

Питома витрата повітря

$$l = \frac{1}{x_2 - x_1}$$

де x_2 - вологовміст після сушіння, x_1 - вологовміст до сушіння.

Загальна витрата повітря

де G - кількість води, яку необхідно випарувати з матеріалу.

Питома кількість теплоти, що надходить з калорифера

$$q_k = l(I_1 - I_0)$$

Кількість теплоти, яку необхідно затратити на сушіння

2. Варіант сушіння з багаторазовим підгрівом сушильного агента (м'який)

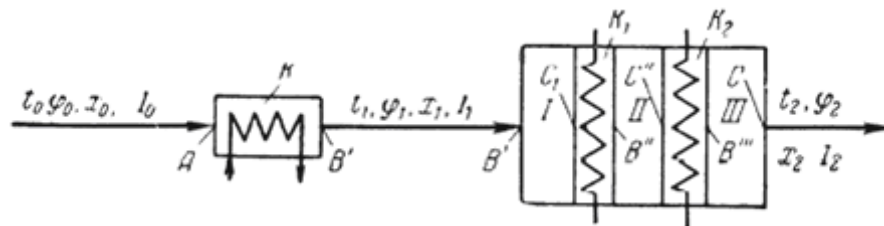


Рисунок 4.48 – Схема сушильної установки багаторазовим підгрівом сушильного агента

Свіже повітря засмоктується в основний калорифер, де його температура зростає від t_0 до t_1 . Гаряче повітря заходить в сушарку при t_1 , проходячи через допоміжний калорифер підігрівається, висушує матеріал, після чого знову підігрівається в допоміжному калорифері і т.д. У кінці повітря виходить з сушильної камери.

На I -х діаграмі процес зображується наступним чином, рисунок 4.49:

лінії AB' , $C'B''$, $C''B'''$ – нагрів сушильного агента, лінії $B'C'$, $B''C''$, $B'''C$ – процес сушіння.

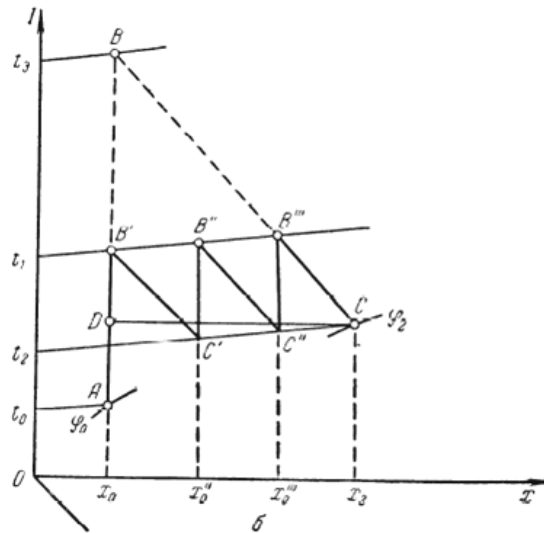


Рисунок 4.49 – Зображення процесу сушіння з багаторазовим підгрівом сушильного агента на I - x діаграмі

Кількість вологи, яку потрібно видалити

$$W = G_1 \frac{w_1 - w_2}{1 - w_2}$$

Довжина відрізка AB

Сумарна питома витрата тепла по всім зонам

Загальна витрата тепла

Так як ми нагріваємо матеріал не до температури точки B , а лише до температури t_1 , це дозволяє сушити матеріали, що псуються при високих температурах.

3. Сушіння з частковою рециркуляцією сушильного агента

При сушінні по даній схемі частина відпрацьованого повітря повертається назад і змішується перед зовнішнім калорифером з свіжим

повітрям, яке поступає в сушарку (рисунок 4.50). Вологість змішаного повітря більша, рушійна сила процесу менша і процес іде повільніше.

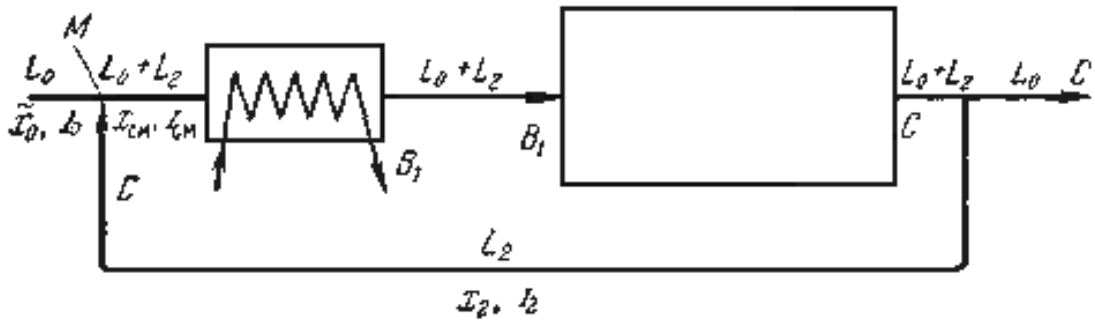


Рисунок 4.50 – Схема сушильної установки з рециркуляцією частки відпрацьованого повітря

На I - x діаграмі процес зображується наступним чином, рисунок 4.51:

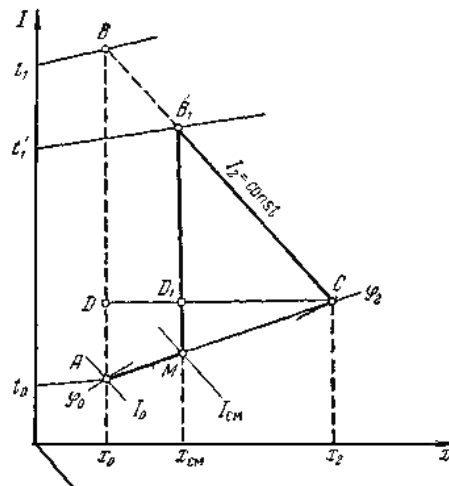


Рисунок 4.51 – Зображення процесу сушіння з установки з рециркуляцією частки відпрацьованого повітря на I - x діаграмі

Точка A характеризує стан свіжого повітря, точка C характеризує стан відпрацьованого повітря.

n - кратність змішування

Відрізок AM характеризує процес змішування свіжого і відпрацьованого повітря в зовнішньому калорифері, відрізок - нагрів суміші в зовнішньому калорифері, лінія - зміна стану повітря в процесі сушіння. Таким чином, весь процес сушіння зображується ламаною .

Із діаграми видно, що питомий видаток свіжого повітря складає (в кг сухого повітря на 1 кг вологи):

$$l = \frac{1}{x_2 - x_{cm}}$$

так як буде більше ніж для сушіння без рециркуляції, то і кількість повітря, яку треба прокачати буде більше.

Питомі витрати тепла на калорифер

$$q_k = l_c(I_1 - I_c) = \frac{I_1 - I_c}{x_2 - x_c}$$

Такий варіант сушіння дозволяє сушити матеріал при більш низьких температурах, ніж в основному варіанті сушіння.

4. Сушіння з замкненою циркуляцією сушильного агенту

Даний варіант сушіння використовується, коли сушильним агентом є дорогий газ, коли цільовим продуктом є розчинник, який видаляється, або коли речовина, що видаляється, є отруйною.

На I-x діаграмі процес зображується наступним чином, рисунок 4.52, б. Відрізок АВ характеризує процес нагрівання сушильного агенту, ВС - процес сушіння, CD - охолодження сушильного агенту. Лінія AD зображує процес розділення сушильного агенту і конденсату.

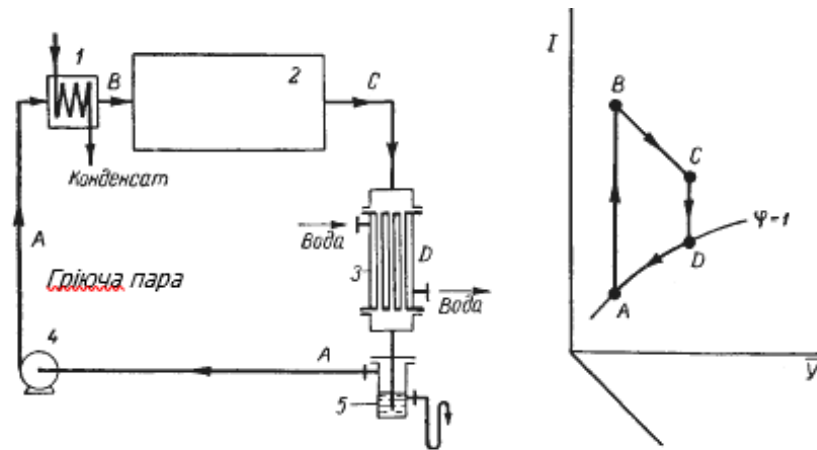


Рисунок 4.52 – Процес сушіння з замкненою циркуляцією сушильного агенту:

- а – схема установки; б – зображення процесу сушіння на I-x діаграмі;
 1 - калорифер; 2 - сушильна камера; 3 - конденсатор; 4 - вентилятор;
 5 - апарат розділення повітря і конденсату

4.7 Контрольні запитання

1. Проаналізуйте закони зміни температур теплоносіїв при русі прямотечею і протитечею.
2. Обґрунтуйте мету розрахунку теплообмінних апаратів.
3. Проаналізуйте поняття проектний розрахунок.
4. Проаналізуйте поняття перевірочний розрахунок.
5. Які дії призводять до зменшення площі поверхні теплопередачі?
6. Проаналізуйте теплопровідність циліндричної стінки при граничних умовах третього роду.
7. Проаналізуйте поняття конвективний теплообмін.
8. Виконайте аналіз системи диференціальних рівнянь конвективного теплообміну..
9. Проаналізуйте рівняння енергії
10. Проаналізуйте теорія подібності.

11. Проаналізуйте поняття – теорія подібності.
12. Поясніть суть теорії подібності.
13. Проаналізуйте умови подібності явищ.
14. Проаналізуйте першу теорему подібності.
15. Проаналізуйте поняття – критерії подібності.
16. Проаналізуйте другу теорему подібності.
17. Проаналізуйте третю теорему подібності.
18. Проаналізуйте теорему Федермана–Букінгема (π -теорему).
19. Проаналізуйте метод теорії розмірностей .
20. Проаналізуйте критерії теплової подібності.
21. Проаналізуйте критерій Нусельта.
22. Проаналізуйте критерій Фур'є.
23. Проаналізуйте критерій Пекле.
24. Проаналізуйте критерій Архімеда.
25. Проаналізуйте критерій Грасгофа.
26. Проаналізуйте процес тепловіддачі без зміни агрегатного стану.
27. Проаналізуйте процес тепловіддачі при вимушеному поперечному обтіканні труби.
28. Проаналізуйте процес теплопровідності при омиванні пучків труб.
29. Проаналізуйте процес тепловіддачі при вільній конвекції в необмеженому просторі.
30. Проаналізуйте, що є рушійною силою при вільній конвекції.
31. Проаналізуйте можливі випадки конвекції в обмеженому просторі.
32. Проаналізуйте процес тепловіддачі при зміні агрегатного стану (фазовому переході).
33. Проаналізуйте процес конденсації та види конденсації.
34. Проаналізуйте процес крапельної конденсації.
35. Проаналізуйте процес плівкової конденсації.
36. Проаналізуйте процес поверхневої плівкової конденсація пари.

37. Проаналізуйте стадії конденсації пари.
38. Проаналізуйте розрахункову формулу для визначення товщини плівки конденсату
39. Проаналізуйте фактори конденсації.
40. Проаналізуйте процес кипіння.
41. Проаналізуйте види кипіння .
42. Проаналізуйте бульбашкове кипіння (ядерне).
43. Проаналізуйте плівкове кипіння.
44. Проаналізуйте променевий теплообмін (теплове випромінювання).
45. Проаналізуйте поняття відбиваюча властивість тіла
46. Проаналізуйте поняття абсорбуюча властивість тіла
47. Проаналізуйте поняття пропускаюча властивість тіла.
48. Проаналізуйте основні закони теплового випромінювання.
49. Проаналізуйте закон Планка-Віна.
50. Проаналізуйте закон Стефана-Больцмана.
51. Проаналізуйте закон Кірхгофа.
52. Проаналізуйте закон Ламберта.
53. Проаналізуйте особливості теплового випромінювання газів.
54. Проаналізуйте взаємне випромінювання двох твердих тіл.
55. Проаналізуйте процес теплопередачі при перемінних температурах теплоносіїв.
56. Проаналізуйте середню рушійну силу теплопередачі.
57. Проаналізуйте процеси нагрівання, охолодження та конденсації в хімічній технології.
58. Обґрунтуйте вибір теплоносія.
59. Проаналізуйте процес нагрівання водяною парою.
60. Проаналізуйте процес нагрівання гарячою водою.
61. Проаналізуйте процес нагрівання гарячим повітрям та топковими газами.

62. Проаналізуйте процес нагрівання високотемпературними теплоносіями.
63. Проаналізуйте процес нагрівання мінеральними маслами.
64. Проаналізуйте процес нагрівання високотемпературними органічними теплоносіями.
65. Проаналізуйте процес нагрівання розплавленими солями.
66. Проаналізуйте процес нагрівання ртуттю й рідкими металами.
67. Проаналізуйте процес нагрівання твердими теплоносіями
68. Проаналізуйте електрофізичні методи нагрівання.
69. Проаналізуйте процес омичного нагріву.
70. Проаналізуйте процес індукційний нагрів.
71. Проаналізуйте процес високочастотного нагріву.
72. Проаналізуйте процес нагрівання в електродугових печах.
73. Що таке охолоджувальні агенти?
74. Проаналізуйте процес і способи охолодження й конденсації.
75. Проаналізуйте процес охолодження до звичайних температур.
76. Проаналізуйте процес охолодження до низьких температур.
77. Проаналізуйте процес конденсації пари.
78. Проаналізуйте конструкції теплообмінних апаратів.
79. Проаналізуйте класифікацію теплообмінних апаратів або теплообмінників за групами.
80. Проаналізуйте призначення поверхневих (рекуперативних) теплообмінників.
81. Проаналізуйте призначення змішувальних (контактних) теплообмінників.
82. Проаналізуйте призначення регенеративних теплообмінників.
83. Проаналізуйте конструкцію кожухотрубчастих теплообмінників.
84. Проаналізуйте способи розміщення труб у теплообмінниках:
85. Проаналізуйте конструкцію багатходових теплообмінників.

86. Проаналізуйте конструкцію двохтрубчастих теплообмінників (типу «труба в трубі»).
87. Проаналізуйте конструкцію змієвикових теплообмінників.
88. Проаналізуйте конструкцію зрошувальних теплообмінників.
89. Проаналізуйте конструкцію пластинчастих теплообмінників.
90. Проаналізуйте конструкцію спіральних теплообмінників.
91. Проаналізуйте конструкцію апаратів з подвійними стінками (оболонками).
92. Проаналізуйте конструкцію шнекових теплообмінників.
93. Проаналізуйте конструкцію змішувальних теплообмінників.
94. Проаналізуйте конструкцію насадкових змішувальних теплообмінників.
95. Проаналізуйте конструкцію регенеративних теплообмінників.
96. Виконайте порівняльну характеристику теплообмінних апаратів.
97. Проаналізуйте порядок теплового розрахунку поверхневих теплообмінників.
98. Проаналізуйте послідовність теплового розрахунку проєктованих теплообмінників.
99. Проаналізуйте метод визначення теплового навантаження й витрати теплоносіїв.
100. Проаналізуйте метод визначення середньої різниці температур і середніх температур теплоносіїв.
101. Проаналізуйте метод визначення коефіцієнта теплопередачі й поверхні теплообміну.
102. Проаналізуйте призначення конструктивного розрахунку теплообмінника.
103. Проаналізуйте призначення гідравлічного розрахунку теплообмінників.
104. Проаналізуйте призначення процесу випарювання.

105. Проаналізуйте поняття гріючої або первинної пари.
106. Проаналізуйте поняття вторинної пари.
107. Проаналізуйте поняття випарні установки або випарки.
108. Проаналізуйте конструкції випарних установок.
109. Проаналізуйте конструкції однокорпусних випарних установок.
110. Проаналізуйте матеріальний баланс однокорпусної випарної установки.
111. Проаналізуйте тепловий баланс однокорпусної випарної установки.
112. Проаналізуйте визначення поверхні нагріву випарного апарату.
113. Проаналізуйте температурні витрати і температура кипіння розчину.
114. Проаналізуйте конструкції багатокорпусних випарних установок (БВУ).
115. Проаналізуйте поняття процес сушіння.
116. Проаналізуйте способи видалення вологи.
117. Проаналізуйте стадії процесу сушіння.
118. Проаналізуйте процес сушіння по способу підведення теплоти.
119. Проаналізуйте фізичні властивості вологого повітря як сушильного агенту.
120. Проаналізуйте матеріальний баланс сушіння.
121. Проаналізуйте тепловий баланс конвективної сушарки .
122. Проаналізуйте варіанти процесу сушіння.
123. Проаналізуйте основний варіант сушіння (жорсткий).
124. Проаналізуйте варіант сушіння з багаторазовим підігрівом сушильного агенту (м'який).
125. Проаналізуйте сушіння з частковою рециркуляцією сушильного агенту.
126. Проаналізуйте сушіння з замкненою циркуляцією сушильного агенту.

Перелік посилань

1. Степанюк А.Р., Гулієнко С.В. Процеси та обладнання хімічних технологій – 1. Базові принципи теорії тепломасообміну: навчальний посібник [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв» КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад. А. Р. Степанюк, С. В. Гулієнко. – Електронні текстові данні (1 файл: 3,77 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 160 с. – Назва з екрана. Доступ: <http://ela.kpi.ua/handle/123456789/25281>
2. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 1: підручник / Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – Київ :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.1 – 300 с.
3. Корнієнко Я.М. Процеси та обладнання хімічної технології 2: підручник /Я.М. Корнієнко, Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев – Київ :НТУУ „КПІ”, 2011 – Ч.2 – 416 с.
4. Теплові процеси та апарати хімічних і нафтопереробних виробництв // Ч.1. Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, Г.Л. Рябцев, М.В. Сезонов. – К.: НМЦВО, 2000.-172 с. Ч.2. Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, В.Л. Ракицький, Г.Л. Рябцев. – Київ: НМЦВО, 2004.- 161 с.
5. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков В.Н. Приклади і задачі з курсу процеси та апарати хімічної технології. – Л.: Хімія, 1987. – 576 с.
6. Дослідження стаціонарної теплопровідності крізь циліндричну стінку / Укл.: О.Г. Зубрій, Л.Б. Радченко. – Київ: «КПІ», 1994 – 15 с.
7. Дослідження тепловіддачі при тепловій конвекції / Укл. Л.Б. Радченко. – Київ: «КПІ», 1994 – 22 с.
8. Дослідження тепловіддачі при кипінні і конденсації / Укл.: С.В. Сидоренко, І.А. Андреев. – Київ: «КПІ», 1993 – 26 с.

9. Воронін Л.Г., Ружинська Л.І., Степанюк А.Р. Основні залежності та приклади розрахунків теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студентів, які навчаються за напрямком „Машинобудування” спеціальність "Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів"/ НТУУ „КПІ” - Електронні текстові дані (1 файл: 2,50 Мбайт). – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. - Назва з екрана <http://library.kpi.ua:8080/handle/123456789/697>. 68 с.

10. Процеси і апарати. Гідромеханічні процеси: Підручник / В.С. Бойко, К.О. Самойчук, В.Г. Тарасенко, Н.П. Загорко, В.Г. Циб. – Мелітополь, 2019. – 212 с.