



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства
та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики
і гідравлічних машин

02-04-06



Національний університет

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
до практичних занять, контрольних і самостійних робіт із
дисципліни «Теплотехнологічні процеси і установки»
(Тема «Теплові конструктивні розрахунки теплообмінних
апаратів») для студентів напряму підготовки 6.050601
«Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання

Рекомендовано методичною
комісією напряму підготовки
6.050601 «Теплоенергетика»
Протокол №3 від 27.11.13 р.

Рівне 2014



Методичні рекомендації до практичних занять, контрольних і самостійних робіт із дисципліни «Теплотехнологічні процеси і установки» (Тема «Теплові конструктивні розрахунки теплообмінних апаратів») для студентів напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання / В.В. Серeda, В.В. Куба – Рівне: НУВГП, 2014р. – 24с.

Упорядники:

В.В. Серeda – старший викладач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики і гідравлічних машин;

В.В. Куба – старший викладач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики і гідравлічних машин.

Відповідальний за випуск: О.А. Рябенко, д.т.н., професор, завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики і гідравлічних машин.



ЗМІСТ

Передмова.....	3
1. Загальні відомості про теплообмінні апарати.....	4
2. Тепловий конструктивний розрахунок.....	8
3. Гідравлічний розрахунок.....	15
4. Розрахунок на міцність.....	20
5. Питання до самостійної роботи.....	22
Список рекомендованої літератури.....	22
Додаток.....	23

ПЕРЕДМОВА

Процеси теплообміну широко застосовуються у різних галузях промислових технологій. Теплообмінні апарати для більшості технологічних процесів є основною ланкою отримання кінцевого продукту.

Студенти напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» ознайомлюються із тепловими і конструкторськими розрахунків рекуперативних і регенеративних теплообмінних апаратів під час вивчення дисципліни «Теплотехнологічні процеси і установки» на лекціях та практичних заняттях.

Практичні заняття дозволяють закріпити знання, отримані при вивченні теоретичного курсу, активізувати роботу кожного студента, розвивати навички самостійного виконання поставлених задач теплових і конструкторських розрахунків, аналізувати їх результати і вибрати раціональне рішення.

Мета даних методичних вказівок – поглибити і практично закріпити навички виконання теплових і конструкторських розрахунків регенеративних і рекуперативних теплообмінних апаратів, які широко використовується у теплотехнологічних процесах і установках.



1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

Процеси теплообміну займають важливе місце в сучасній техніці. Вони використовуються всюди, де є необхідність нагріву або охолодження середовища для його подальшої обробки та з метою утилізації тепла. Особливо широко процеси теплообміну використовуються в хімічній, нафтопереробній, енергетичній, металургійній промисловості.

Теплообмінними апаратами (теплообмінниками) прийнято називати установки, які призначені для передачі тепла від одного середовища до іншого. В теплообмінних апаратах можуть здійснюватися різноманітні теплові процеси: зміна температури, випаровування, кипіння, конденсація, плавлення, затвердіння і більш складні, комбіновані процеси. Кількість тіл, які приймають участь в цих процесах може бути більше двох, а саме: тепло може передаватися від одного тіла декільком іншим тілам або навпаки, від декількох тіл до одного. Дані середовища, які віддають або сприймають тепло називаються теплоносіями.

В залежності від призначення процесів в якості теплоносіїв можуть використовуватися самі різноманітні газоподібні, рідинні і тверді тіла.

Використання водяної пари, як гріючого теплоносія в теплообмінних апаратах (ТА) найбільш поширене завдяки ряду переваг. Її можливо транспортувати по трубопроводам на значні відстані (до декількох сотень метрів). Інтенсивна тепловіддача від водяної пари, яка конденсується, сприяє зменшенню поверхні теплообміну. Конденсація водяної пари супроводжується значним зменшенням її ентальпії; завдяки цьому для передачі порівняно великої кількості тепла необхідна невелика вагова кількість водяної пари. Постійність температури конденсації при заданому тиску полегшує підтримку заданого режиму і регулювання процесу в апаратах.

Основним недоліком водяної пари є немінуче підвищення тиску з ростом температури. Наприклад, при тиску $0,981 \cdot 10^5 \text{ Па}$ температура насиченої пари складає $99,1^\circ\text{C}$, а



температура насиченої пари $309,5^{\circ}\text{C}$ може бути отримана тільки при тиску $98,1 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Тому паровий обігрів використовується тільки для процесів нагрівання до помірних температур (порядку $60 \dots 150^{\circ}\text{C}$). Як правило тиск гріючої пари в теплообмінниках лежить в межах від $1,96 \cdot 10^5$ до $11,8 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Для високих температур дані теплообмінники дуже громіздкі (мають товсті стінки і фланці), дуже дорогі і тому використовуються дуже рідко.

Гаряча вода, як гріючий теплоносіє, отримала широке використання, особливо в опалювальних і вентиляційних установках. Вона підготовлюється в спеціальних водогрійних котлах, промислових технологічних агрегатах (наприклад в печах) або водонагрівальних установках ТЕЦ. Гарячу воду, як теплоносіє, можливо транспортувати по трубопроводам на значні відстані (на декілька кілометрів). Зниження температури води в добре ізольованих трубопроводах складає не більше 1°C на 1 км .

Перевагами води, як теплоносія є порівняно високий коефіцієнт тепловіддачі. Але гаряча вода з теплових мереж в промислових теплообмінниках використовується рідко, так як на протязі опалювального періоду температура її не постійна і змінюється від 70 до 150°C , а в літній час теплові мережі не працюють.

Сучасні рекуперативні кожухотрубні теплообмінні апарати (рис. 1) являють собою апарати, виконані з пучків труб, які зібрані за допомогою трубних решіток і обмежені кожухами і кришками зі штуцерами. Трубний і міжтрубний простір в апараті роз'єднанні, кожний з цих просторів може бути розділений за допомогою перегородок на декілька ходів. Перегородки встановлюються з метою збільшення швидкості, а відповідно і інтенсивності теплообміну теплоносіїв. Теплообмінники цього типу призначені для теплообміну між різноманітними рідинами, між паром і рідинами або між рідинами і газами. Вони використовуються тоді, коли необхідна значна поверхня теплообміну.

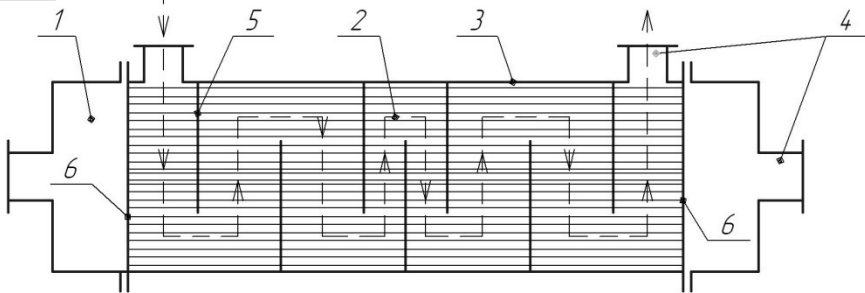


Рис. 1. Кожухотрубний теплообмінний апарат:

*1 – днище; 2 – міжтрубний простір; 3 – корпус (кожух);
4 – штуцери; 5 – перегородка; 6 – трубна решітка*

Трубки теплообмінників виготовляються прямими (за виключенням теплообмінників з U-подібними трубками), тому вони легкодоступні для чищення і заміни у випадку протікання.

У більшості випадків пара (гріючий теплоносіє) вводиться в міжтрубний простір, а рідина, яка нагрівається, протікає по трубам. Конденсат із міжтрубного простору виходить до трубопроводу відведення конденсату через штуцер, який розміщений в нижній частині кожуха. Для компенсації температурних розширень, які виникають між кожухом і трубками, передбачається можливість вільного подовження труб за рахунок різноманітних компенсаторів.

Особливість кожухотрубних теплообмінних апаратів полягає в тому, що прохідний переріз міжтрубного простору великий, порівняно з прохідним перерізом трубок і може бути більше останнього в 2,5-3 рази. Тому при однакових витратах теплоносіїв (якщо теплообмін здійснюється без зміни агрегатного стану) часто отримуються понижені швидкості теплоносіїв і малі значення коефіцієнтів тепловіддачі зі сторони міжтрубного простору, що значно знижує коефіцієнт теплопередачі в апараті. Для вирівнювання прохідних перерізів встановлюють сегментні або кільцеві перегородки в міжтрубному просторі.



Для зменшення забруднення золою димові гази пропускають в середині трубок, а повітря – через міжтрубний простір.

Кожухотрубні апарати можуть бути вертикального і горизонтального виконання. Вертикальні апарати мають більше використання, так як вони займають менше місця і більш зручно розміщуються в робочому приміщенні. Для зручності монтажу і експлуатації максимальну довжину трубок для них необхідно брати не менше 5 м. Для запобігання різкого зниження тепловіддачі від пари, яка конденсується до стінки в корпусі теплообмінника повинні бути передбачені крани для випуску повітря, як з нижньої частини над поверхнею конденсату, так і з верхньої частини.

Регулювання продуктивності теплообмінника можливо шляхом зміни тиску (дроселювання гріючої пари), зміни витрати теплоносіїв, зміни (підвищення) рівня конденсату в апараті, тобто зменшення активної поверхні теплообміну. В останньому випадку для контролю рівня конденсату необхідно мати на корпусі оглядове вікно.

Вихідні дані для розрахунку кожухотрубного рекуперативного теплообмінного апарату наведені в табл. Д1 додатку і включають в себе:

t_1', t_1'' – температури гарячого теплоносія на вході і виході в теплообмінний апарат;

t_2', t_2'' – температури холодного теплоносія на вході і виході в теплообмінний апарат;

G_1, G_2 – витрати гарячого та холодного теплоносіїв;

$d_{зов}, d_{вн}$ – зовнішній і внутрішній діаметри труб теплообмінника, які виготовлені з вуглецевої сталі.

Тип теплообмінного апарату:

1 – Водо–водяний (гаряча вода рухається в середині труб, холодна в середині труб);

2 – Водо–мастильний (гаряче трансформаторне мастило рухається в середині труб, холодна вода – в міжтрубному просторі).



2. ТЕПЛОВИЙ КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗРАХУНОК

2.1. Визначення невідомої температури теплоносія

Невідома температура теплоносія визначається з рівняння теплового балансу:

$$Q = G_1 \cdot c_{p_1} \cdot (t_1' - t_1'') = G_2 \cdot c_{p_2} \cdot (t_2'' - t_2'). \quad (1)$$

Так як теплоємність c_p залежить від температури і визначається за середньою температурою теплоносія, розрахунок невідомої температури гарячого або холодного теплоносія слід вести методом послідовних наближень. Для цього задаємося невідомою температурою, визначаємо середню, і далі – теплоємність. Потім з рівняння теплового балансу розраховуємо нове значення невідомої температури і порівнюємо із заданим. Якщо похибка складає більше п'яти відсотків, то розрахунок повторюють.

2.2. Визначення конструктивних особливостей

В теплообміннику, як правило, приймається компоновка пучка труб по сторонах правильного шестикутника (рис.2) з кроком $S=(1,2\dots1,4) \cdot d_{зоб}$, але не менше $S=d_{зоб}+6$ мм. Мінімальний зазор між крайнім рядом труб і кожухом теплообмінника $S'=(0,65\dots0,7) \cdot d_{зоб}$. Кількість труб n_z в «екваторіальному» перерізі теплообмінника (рис.3) визначається з умови:

$$D = (n_z - 1) \cdot S + 2 \cdot S' + d_{зоб}. \quad (2)$$

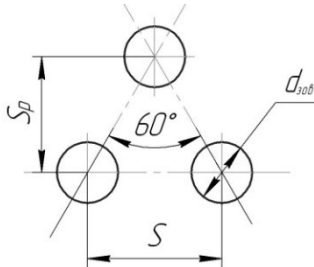


Рис. 2. Компоновка труб по сторонах правильного шестикутника



При цьому коректуються значення S і S' таким чином щоб n_z було цілим числом. Загальна кількість труб в теплообміннику може бути приблизно рівною:

$$n = 0,9 \cdot \left(\frac{D - 2 \cdot S' - d_{\text{зос}}}{S} \right)^2 \cdot (1 - \psi) \quad (3)$$

де ψ – коефіцієнт, який враховує зменшення числа труб через наявність перегородок, які розділяють трубний простір на ходи і визначається в залежності від числа ходів z трубного простору і діаметра корпусу D за номограмою, яка зображена на рис.Д1 додатку.

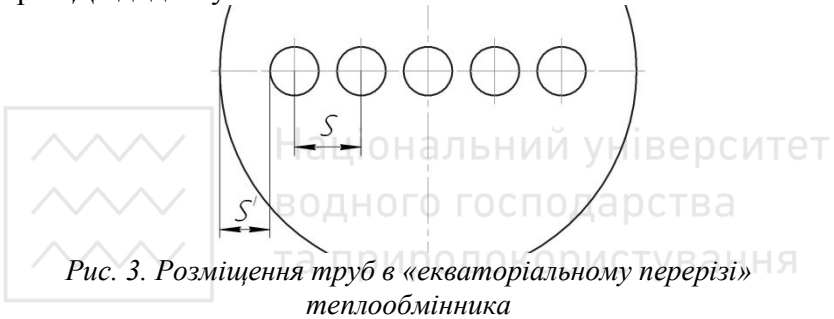


Рис. 3. Розміщення труб в «екваторіальному перерізі» теплообмінника

В міжтрубному просторі встановлюються сегментні перегородки (рис. 4). Висота вікна перегородки h вибирається з співвідношення $h/D = 0,15 \div 0,4$.

Відстань між перегородками $b = (0,2 \dots 1) \cdot D$. Відстань між трубною дошкою і перегородкою $a = (0,8 \dots 1,2) \cdot b$ (рис. 5).

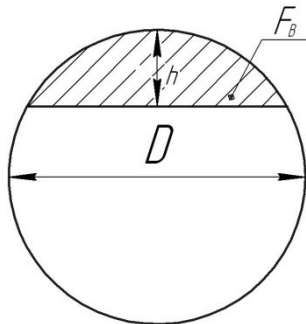


Рис. 4. Сегментна перегородка

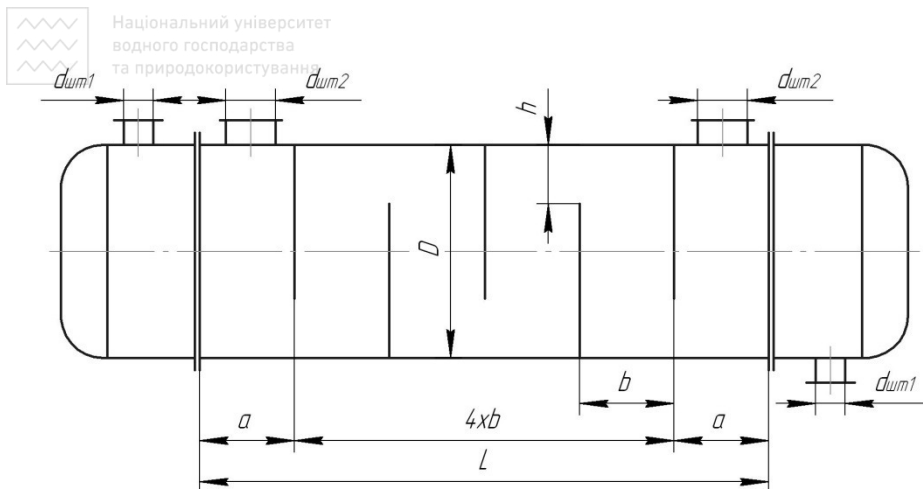


Рис. 5. Геометричні розміри міжтрубного простору

Площа прохідного перерізу для теплоносіїв визначається виходячи з рекомендованих значень швидкостей, які наведені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Рекомендовані значення швидкостей

Види теплоносіїв	Швидкість руху в середині труб ω , м/с	Швидкість руху в «екваторіальному» перерізі міжтрубного середовища ω , м/с
Малов'язка речовина (вода, бензин, керосин)	1...3	0,4...1
В'язка речовина (легкі і тяжкі мастила, розчини солей)	0,5...1	0,2...0,5
Газ	15...30	7...15

При розрахунку теплообмінника записується рівняння нерозривності потоку для руху теплоносія в трубах:

$$G = \rho \cdot \omega \cdot f, \quad (4)$$

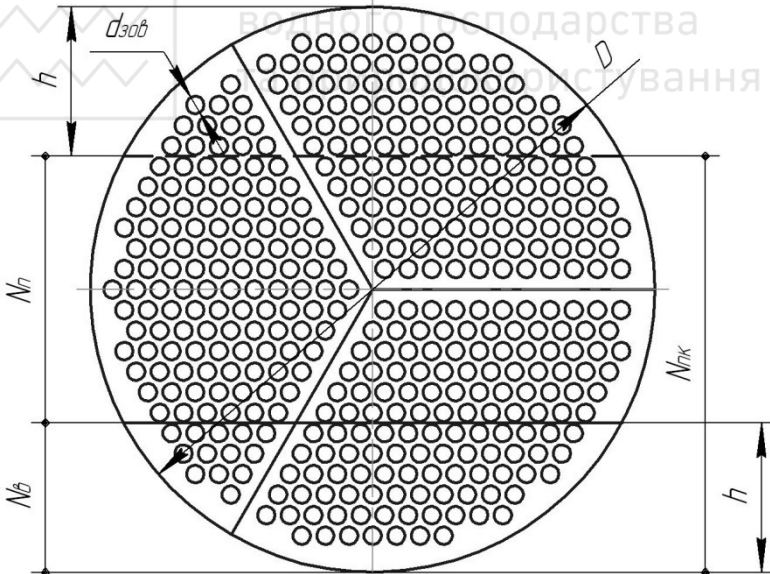
де f – площа поперечного перерізу труб одного ходу:



$$f = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n}{4 \cdot z} \quad (5)$$

З системи рівнянь (3), (4), (5) підбирається таке ціле число ходів z , щоб швидкість теплоносія в середині труби була в допустимих межах.

Якщо число ходів z вийшло більше одного, тоді необхідно визначити місце положення перегородок в бокових камерах теплообмінника. Число труб в кожному ході повинно бути приблизно однаковим. Тому площа поперечного перерізу теплообмінника необхідно розділити перегородками на z сегментів з однаковою площею. Відстані між перегородками визначаються або за геометричними формулами площі сегмента і кола або більш точно за рисунком розбивки труб в кожному ході, зробленого в масштабі (рис. 6).



Кількість ходів $z=3$.

Кількість труб в трубній решітці $n = 405$ штук.

Рис. 6. Трубний пучок теплообмінного апарату



Щоб вибрати оптимальну відстань між сегментними перегородками необхідно для теплоносія, який рухається в міжтрубному просторі, також записати рівняння нерозривності (4). Площа екваторіального перерізу розраховується за формулою:

$$f_e = (D - n_z \cdot d_{306}) \cdot b. \quad (6)$$

Вибирається значення b таким чином, щоб швидкість теплоносія була в допустимих межах, див. табл. 1.

2.3. Визначення середнього температурного напору

Зображуємо графік зміни температур в t - F координатах (рис. 7) виходячи з схеми руху теплоносіїв в теплообміннику. Так як ця схема відрізняється від прямотечійної або протитечійної, то необхідно розраховувати комплекси P і R .

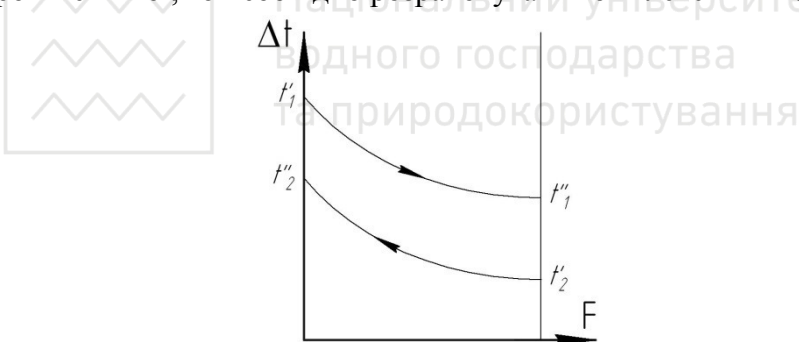


Рис. 7. Графік зміни температур в TA

Величина P показує відношення міри нагріву холодного середовища до максимального перепаду температур:

$$P = \frac{\Delta t_{хол}}{\Delta t_{max}} = \frac{(t_2'' - t_2')}{(t_1' - t_2')}. \quad (7)$$

Величина R показує відношення міри охолодження гарячого середовища до міри нагріву холодного середовища.

$$R = \frac{\Delta t_{гар}}{\Delta t_{хол}} = \frac{(t_1' - t_1'')}{(t_2'' - t_2')}. \quad (8)$$



Потім визначаємо поправку $\varepsilon_{\Delta t}$ з рис. 1.7 [1]. Середній температурний напір для складної системи руху розраховується як добуток поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ на середній температурний напір для протитечійної схеми руху теплоносія:

$$\overline{\Delta t} = \overline{\Delta t}_{\text{прот}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}. \quad (9)$$

2.4. Визначення коефіцієнта теплопередачі

Для труб теплообмінника, як правило виконується умова $d_{\text{зов}}/d_{\text{вн}} < 2$, і коефіцієнт теплопередачі розраховується за формулою для плоскої стінки. При цьому коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби вибирається з довідникових даних, а коефіцієнти тепловіддачі визначаються. Для їх визначення необхідно знати температуру стінки труби. Так як вона не задана, то розрахунок ведеться методом послідовних наближень. Задаються середні температури внутрішньої і зовнішньої стінок труби, визначаються коефіцієнти тепловіддачі, розраховується густина теплового потоку, і за рівнянням Ньютона–Ріхмана перевіряються задані температури стінок. При похибці, яка перевищує 5%, розрахунок повторюють. Коефіцієнт тепловіддачі в середині труби розраховується за формулами для вимушеного руху рідини в каналах, якщо $l/d_{\text{вн}} > 50$ то поправку на початкову ділянку можна не враховувати.

Коефіцієнт тепловіддачі в міжтрубному просторі при наявності перегородок визначається за формулами для поперечного обтікання трубних пучків з врахуванням впливу геометрії, розміщення перегородок і наявності байпасових потоків. Наближено коефіцієнт тепловіддачі в міжтрубному просторі може бути визначений із залежності:

$$Nu = 0,2 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0,14}. \quad (10)$$



Критерій Рейнольдса розраховується за швидкістю в «екваторіальному» перерізі теплообмінника між перегородками з врахуванням стиснення потоку трубами. Слід відмітити, що приведена вище залежність для розрахунку тепловіддачі справедлива при $Re \geq 2000$. Більш низькі значення критерію Рейнольдса при проектуванні теплообмінників не рекомендується, так як при цьому буде ламінарний режим течії і низькі коефіцієнти тепловіддачі. Тому якщо в розрахунку отримали $Re < 2000$, то необхідно збільшити швидкість теплоносія в міжтрубному просторі.

Після визначення коефіцієнта теплопередачі знаходимо значення питомого теплового потоку в теплообмінному апараті:

$$q = k \cdot \overline{\Delta t}. \quad (11)$$

2.5. Корегування геометричних характеристик

З рівняння теплового балансу (1) і за розрахованою в попередньому розділі густиною теплового потоку (11) знаходять площу поверхні теплообміну

$$F = \frac{Q}{q}. \quad (12)$$

Визначаємо довжину труб за формулою

$$l = \frac{F}{\pi \cdot d_{cp} \cdot n}, \quad (13)$$

де d_{cp} – розрахунковий діаметр труби; якщо α_1 і α_2 є величинами одного порядку, то $d_{cp} = (d_{зов} + d_{вн})/2$; якщо $\alpha_1 \ll \alpha_2$ або $\alpha_1 \gg \alpha_2$, то за d_{cp} приймається той діаметр труби, яким визначається поверхня, що омивається теплоносієм із меншим α .

Перевіряємо чи справедливе відношення $l/d_{вн} > 50$.

В допустимих межах змінюємо відстань між перегородками b і відстань між трубною дошкою і перегородкою a таким чином щоб їх кількість була цілою. Перевіряємо зміну швидкості в міжтрубному просторі. Якщо



швидкість змінилась більше ніж на 15% то розрахунок необхідно повторити.

Крім того необхідно розрахувати діаметри патрубків для входу і виходу теплоносіїв (рис. 5). Їх розрахунок проводиться з рівняння нерозривності (4), виходячи з рекомендованих значень швидкостей при русі рідини в трубах.

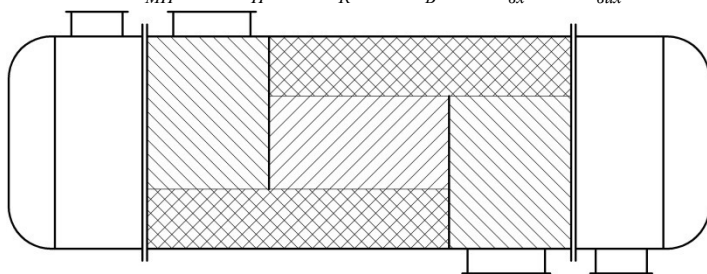
3. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Метою гідравлічного розрахунку є визначення втрат тиску теплоносіїв при проходженні через теплообмінник.

3.1. Розрахунок втрат тиску для теплоносія, який рухається в міжтрубному просторі

Втрати тиску в міжтрубному просторі $\Delta P_{МП}$ розраховуються як сума втрат в поперечному потоці між перегородками $\Delta P_{П}$, в кінцевих зонах $\Delta P_{К}$, в поздовжньо-поперечному потоці в вікнах перегородок $\Delta P_{В}$, а також на вході $\Delta P_{ВХ}$ і на виході $\Delta P_{ВИХ}$ в теплоносія в міжтрубний простір (рис.8):

$$\Delta P_{МП} = \Delta P_{П} + \Delta P_{К} + \Delta P_{В} + \Delta P_{вх} + \Delta P_{вих} . \quad (14)$$



поперечний потік між перегородками



поперечний потік в кінцевих зонах



поздовжньо-поперечний потік в окнах сегментних перегородок

Рис. 8. Схема зон теплообмінника для розрахунку втрат тиску



Втрати тиску потоку між перегородками визначаються з залежності

$$\Delta P_{II} = \Delta P_1 \cdot (n_a - 1) \cdot \varepsilon_6 \cdot \varepsilon_n, \quad (15)$$

де n_b – кількість перегородок; $\varepsilon_6=0,5\dots0,8$ - коефіцієнт, що враховує байпасний потік через зазор між пучком труб і стінкою корпуса; $\varepsilon_n=0,4\dots0,5$ - коефіцієнт, що враховує перетікання в перегородці через отвори для труб і зазор між корпусом і перегородкою.

Перепад тиску ΔP_1 в ідеальному пучку труб визначаємо за залежністю:

$$\Delta P_1 = 2 \cdot f_i \cdot N_n \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_c} \right)^{0,14}. \quad (16)$$

де ρ , μ - густина і динамічна в'язкість теплоносія, значення яких вибираються за середньою температурою; μ_c - динамічна в'язкість рідини при температурі стінки труби; ω – швидкість в «екваторіальному» перерізі теплообмінника;

N_n – кількість рядів труб, що поперечно омиваються потоком теплоносія (рис. 6), яка визначається за заданою висотою h перегородки вікна (рис. 4), діаметром корпуса D і відстанню між рядами труб S_p . Для шестикутної компоновки відстань між рядами труб пов'язана з відстанню між трубами в ряду співвідношенням $S_p = 0,707 \cdot S$ (рис. 2).

f_i - фактор тертя:

$$f_i = m_1 \cdot \left(\frac{1,33 \cdot d_{306}}{S} \right)^m \cdot Re^{m_2}; \quad (17)$$

$$m = \frac{m_3}{1 + 0,14 \cdot Re^{m_4}}. \quad (18)$$

де Re – критерій Рейнольдса, який визначається за швидкістю в «екваторіальному» перерізі теплообмінника і зовнішнім діаметром труб.

Коефіцієнти m_1 , m_2 , m_3 , m_4 вибираються з таблиці 2 для шестикутної компоновки трубного пучка.



Таблиця 2.

Коефіцієнти для шестикутної компоновки пучка

Re	m_1	m_2	m_3	m_4
$10^5 \div 10^4$	0,372	-0,123	7	0,5
$10^4 \div 10^3$	0,486	-0,152	7	0,5
$10^3 \div 10^2$	4,57	-0,476	7	0,5
$10^2 \div 10$	45,1	-0,973	7	0,5
10	48	-1	7	0,5

Втрати тиску потоку в двох кінцевих зонах (рис. 8):

$$P_K = 2 \cdot \Delta P_1 \cdot \left(1 + \frac{N_{нк}}{N_n} \right) \cdot \varepsilon_{\delta}, \quad (19)$$

де $N_{нк}$ – кількість рядів труб, що поперечно омиваються в кінцевих зонах (рис. 7), визначається з геометричних залежностей за відомими D , h , S_p , S'_p , $d_{зоб}$.

Для визначення втрат тиску при поздовжньо–поперечному протіканні потоку в вікнах перегородок, необхідно визначити площу вільного перерізу вікна перегородки $F_{вв}$ (рис. 9):

$$F_{вв} = F_{\delta} - F_{m\delta} \quad (20)$$

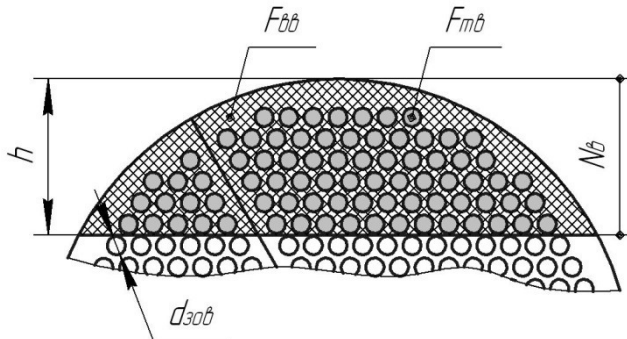


Рис. 10. Вікно перегородки

Площа вікна $F_{в}$ визначається за геометричними залежностям як площа сектора, зайнятого вікном (рис.4).

Частина площі вікна, занята трубками:



$$F_{мс} = \frac{\pi \cdot d_{зоб.}^2}{4} \cdot n_{сек}, \quad (21)$$

де $n_{сек}$ – кількість труб, розміщених в секторі перегородки, яка визначається за рисунком розбивки трубного пучка (рис. 4, 10).

Швидкість потоку визначається за рівнянням нерозривності, використовуючи середньгеометричне значення площ вільного перерізу у вікнах $F_{вв}$ і прохідного «екваторіального» перерізу поперечного потоку f_e :

$$w_{ек} = \frac{G}{\rho \cdot \sqrt{F_{вв}^2 + f_e^2}}. \quad (22)$$

Втрати тиску у вікнах перегородок:

$$\Delta P_g = n_g \cdot \varepsilon_n \cdot (2 + 0,6 \cdot N_g) \cdot \frac{\rho \cdot w_{ек}^2}{2}, \quad (23)$$

де N_g – кількість рядів труб в вікні перегородки (рис. 4, 9), виходячи з геометричної побудови за відомими значеннями h , S_p , S'_i , $d_{зоб.}$.

Втрати тиску на вході теплоносія в теплообмінник $\Delta P_{вх}$ і на виході $\Delta P_{вих}$ розраховуються як місцеві опори:

$$\Delta P_i = \xi_i \cdot \frac{\rho \cdot w_i^2}{2}, \quad (24)$$

де ξ_i - коефіцієнт місцевого опору, входу $\xi_{вх}=0,5$; виходу $\xi_{вих}=1$.

Значення швидкості підставляється для $\Delta P_{вх}$ у вхідному патрубку, для $\Delta P_{вих}$ – у вихідному.

3.2. Розрахунок втрат тиску для теплоносія, який рухається в середині труб

Втрати тиску теплоносія який рухається в середині труб в теплообміннику складаються з двох частин: втрати на тертя в середині труби $\Delta P_{тр}$ і втрат в місцевих опорах ΔP_M :

$$\Delta P_T = \Delta P_{мп} + \sum \Delta P_i \quad (25)$$



Втрати на тертя розраховуються:

$$\Delta P_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot z, \quad (26)$$

де l - довжина труб; z – кількість ходів.

λ - коефіцієнт гідравлічного тертя:

при $Re < 2300$:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (27)$$

при $Re > 2300$:

$$\lambda = 0,3164 \cdot \frac{1}{Re^{0,25}} \quad (28)$$

Місцевими опорами в теплообміннику є вхід і вихід теплоносія в апарат і в труби. Для кожного місцевого опору втрати тиску визначаються за формулою (24). Коефіцієнт місцевих опорів входу $\xi_{вх} = 0,5$, виходу $\xi_{вих} = 1$.

При сумуванні місцевих опорів необхідно врахувати кількість ходів. Втрати тиску на вході і виході в теплообмінник розраховуються за швидкостями у вхідному і вихідному патрубках, а втрати на вході і виході в теплообмінні труби – за швидкостями в цих трубах.

3.3. Вибір тиску теплоносія

Тиск теплоносія в загальному випадку визначається схемою мережі, в якій встановлений теплообмінник. В умовах даного завдання тиск теплоносія на виході з теплообмінника приймається $P_{вих} = 1,05 \cdot P_{атм}$ для того, щоб теплоносій самостійно міг виходити з теплообмінника в середовище з атмосферним тиском. Якщо в якості теплоносія використовується вода, може вийти так, що тиск насичення $P_{нас}$, який знайдений за максимальною температурою води в теплообміннику, перевищує атмосферний тиск. Тоді щоб запобігти википанню, тиск на вході для даного теплоносія приймається $P_{вих} = 1,1 \cdot P_{нас}$.



Тиск на вході в теплообмінник для кожного теплоносія розраховується з врахуванням втрат:

$$P_{BX} = P_{ВИХ} + \Delta P_i. \quad (29)$$

За величиною тиску на вході проводиться розрахунок на міцність.

4. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

При розрахунку на міцність визначається товщина корпусу теплообмінного апарата і найбільший діаметр окремого отвору в корпусі який не потребує додаткового укріплення. Корпус теплообмінника складається з обичайки корпусу 2, обичайки камери 1 і днища 3 (рис.10).

Товщина обичайки і днища s повинна відповідати залежності:

$$s > s_{роз} + c, \quad (30)$$

де c – поправка на компенсацію корозії (для нержавіючої сталі $c=0$, для вуглецевої $c=1$ мм).

Розрахункова товщина циліндричної частини обичайки корпусу і камери визначається за формулою:

$$s_{роз} = \frac{P_{роз} \cdot D}{2 \cdot I \cdot [\sigma] - P_{роз}}, \quad (31)$$

де I – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва (при виготовленні обичайок корпусу і камери, як правило використовуються прямі зварні шви, для яких $I=1$). Розрахунковий надлишковий тиск $P_{роз}$ вибирається з таблиці 3 в залежності від максимальної температури і тиску теплоносія, який знаходиться в середині корпусу, на вході в апарат.

Допустиме напруження $[\sigma]$ вибирається з таблиці 4 в залежності від матеріалу корпусу і температури теплоносія в ньому. В якості розрахункової температури вибирається максимальна температура даного теплоносія.

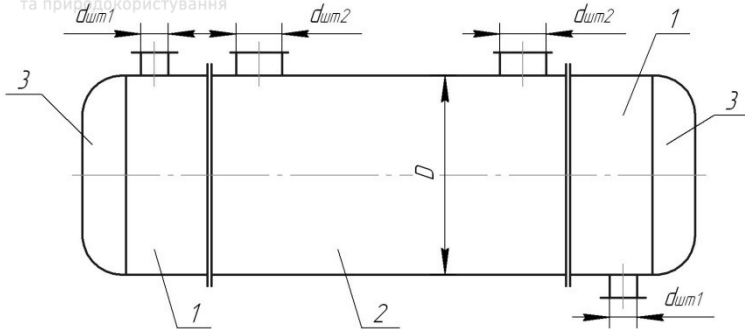


Рис. 10. Корпус теплообмінного апарату:
1 – обичайка камери; 2 – обичайка корпуса; 3 – днище

Таблиця 3.

Розрахунковий надлишковий тиск в ТА

Тиск, МПа	Значення розрахункового тиску $P_{роз}$ (МПа) при розрахунковій температурі				
	до 100°C	200°C	250°C	300°C	350°C і вище
0,6	0,6	0,56	0,54	0,48	0,4
1,0	1,0	0,93	0,9	0,75	0,66
1,6	1,6	1,49	1,4	1,2	1,1
2,5	2,5	2,32	2,25	1,9	1,7
4,0	4,0	3,72	3,5	3,0	2,6

Таблиця 4.

Допустимі напруження в ТА

Розрахункова температура стілки	Вуглецева сталь [σ], МПа	Нержавіюча сталь [σ], МПа
100 і менше	149	174
150	145	168
200	142	160
250	131	154
300	115	148
350 і більше	105	144



Розрахункова товщина стінки днища визначається:

$$s_{роз} = \frac{P_{роз} \cdot D}{2 \cdot [\sigma] - P_{роз} \cdot 0,3} \quad (32)$$

Найбільший допустимий діаметр окремого отвору, який не потребує додаткового кріплення визначається окремо для корпусу і камери за формулою:

$$d_{от} = 2 \cdot \left[\left(\frac{s-c}{s_{роз}} \right) - 0,8 \right] \cdot \sqrt{D \cdot (s-c)} \quad (33)$$

Отримані значення діаметрів порівнюються з діаметрами патрубків для входу і виходу теплоносіїв які розраховані в розділі 2.5. При необхідності необхідно передбачити додаткове укріплення отворів.

5. ПИТАННЯ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ, [2]

1. Рекуперативні теплообмінники періодичної дії, с.51-54.
2. Методи інтенсифікації теплообміну в теплообмінних апаратах, с.55-56.
3. Термосифони, с.78-81.
4. Особливості теплообміну в шарі матеріалу для регенеративних теплообмінників, с.87-90.
5. Теплообмінні апарати з киплячим шаром, с.94-97.
6. Вимоги до насадки в регенеративних апаратах з рухомою насадкою, с.95.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Кувшинський М.Н., Соболева А.П. Курсовое проектирование по предмету «Процессы и аппараты химической промышленности»: Учеб. пособие для учащихся техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1980. – 223 с., ил.
2. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. Учеб. пособие для студентов специальности «Промышленная теплоэнергетика» высших учебных заведений. М., «Энергия», 1970. – 568 с., ил.



ДОДАТОК

Таблиця Д1.

Завдання до контрольних робіт

№ з/п	Тип ТА	G_1 , кг/с	G_2 , кг/с	t'_1 , °C	t''_1 , °C	t'_2 , °C	t''_2 , °C	$d_{\text{зов}} \times \delta$, мм
1.	2	150	100	260	-	15	55	32×2,6
2.	1	300	285	150	105	5	-	32×2,6
3.	2	125	90	285	-	15	55	38×2,6
4.	1	250	265	145	100	10	-	38×2,6
5.	2	205	235	265	-	30	85	57×4,0
6.	1	455	470	140	95	15	-	57×4,0
7.	2	190	175	280	-	10	60	51×3,2
8.	1	380	350	135	90	5	-	51×3,2
9.	2	60	80	250	-	25	70	32×2,2
10.	1	180	160	130	85	10	-	32×2,2
11.	2	160	150	310	-	15	80	57×3,2
12.	1	320	300	125	80	15	-	57×3,2
13.	2	95	120	275	-	25	65	32×2,8
14.	1	215	240	120	75	5	-	32×2,8
15.	2	265	295	290	-	35	95	51×3,5
16.	1	530	565	125	75	10	-	51×3,5
17.	2	245	200	270	-	20	75	51×3,0
18.	1	485	500	130	80	15	-	38×3,0
19.	2	85	65	255	-	5	65	38×2,8
20.	1	390	405	135	85	5	-	51×3,0

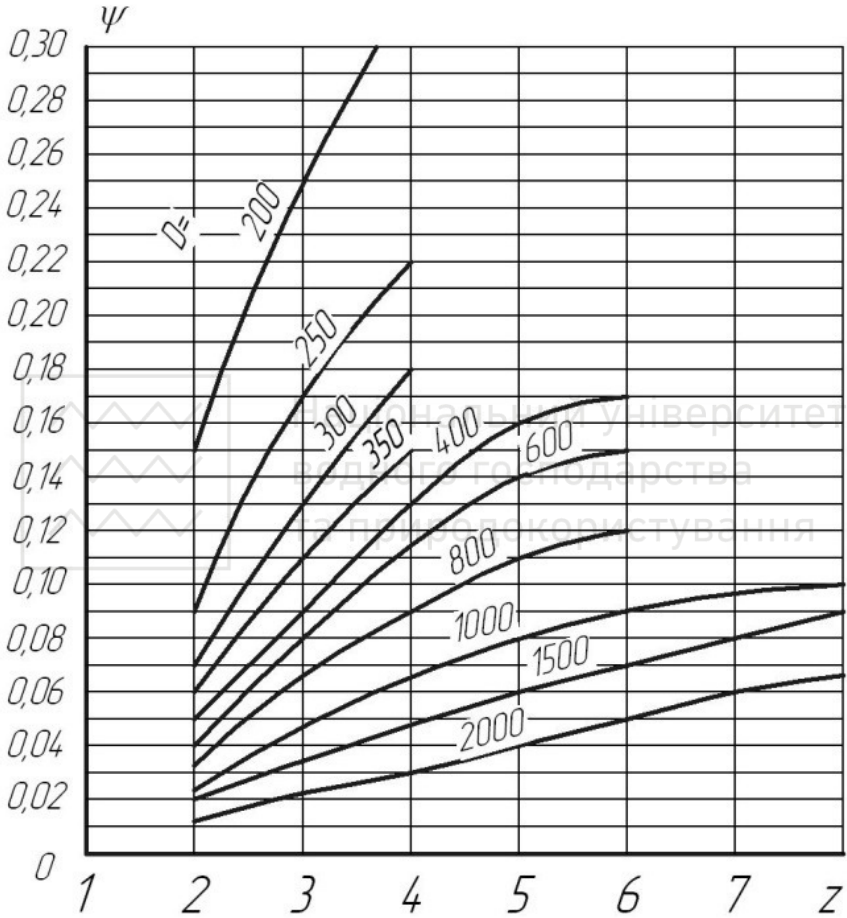


Рис.Д1. Номограма для визначення коефіцієнта ψ