

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний авіаційний університет

РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ  
Методичні рекомендації  
до виконання курсового проекту  
для студентів напряму підготовки  
6.051401 – «Біотехнологія»

Київ НАУ 2014

УДК 60 (075.8):663.1

ББК Ж 16я7

Б637

Укладач: *В.І.Глибін*

Рецензент *Л.А.Косоголова*

*Затверджено методично - редакційною  
радою Національного авіаційного університету  
(протокол № від 201 р.)*

**Розрахунок кожухотрубного теплообмінника:**  
Б637 методичні рекомендації до виконання курсового проекту /  
Уклад.: В.І.Глибін – К.: НАУ, 2014 – 92 с.

Методичні рекомендації містять матеріал з вибору нормалізованого теплообмінного апарата, послідовності вибору і розрахунку режимних характеристик апарата, алгоритми розрахунку теплового балансу, гідравлічного опору апарата, конструкційного розрахунку основних вузлів апарата, необхідний для розрахунків довідковий матеріал, приклади розрахунків, а також рекомендації щодо оформлення пояснювальної записки.

Для студентів напряму підготовки 6.051401 «Біотехнологія».

## ЗМІСТ

Вступ	4
1 Мета та завдання курсового проекту	4
2 Завдання на курсовий проект	5
3 Організація курсового проектування	8
4 Склад, обсяг і структура курсового проекту	8
5 Методичні рекомендації до виконання розрахунково- пояснювальної записки	10
5.1 Класифікація теплообмінників	10
5.2 Конструкції теплообмінників	11
5.3 Тепловий розрахунок теплообмінників	22
5.3.1 Основне рівняння теплопередачі	22
5.3.2 Рушійна сила теплопередачі	23
5.3.3 Коефіцієнт теплопередачі	25
5.3.4 Алгоритм теплового розрахунку теплообмінників	31
5.4 Гідравлічний розрахунок теплообмінників	35
5.5 Оптимізація процесу теплообміну	40
5.6 Конструкційний розрахунок теплообмінників	41
5.7 Приклади розрахунку теплообмінників	46
5.7.1 Розрахунок кожухотрубного теплообмінника	46
5.7.2 Розрахунок теплообмінника “труба в трубі”.	62
6 Методичні рекомендації до виконання графічної частини проекту	74
7 Порядок захисту проекту	76
8 Додатки	78
9 Список джерел	91

## **ВСТУП**

На сучасних підприємствах, де виробляють товарні продукти з використанням біотехнологій, відбуваються складні технологічні процеси із застосуванням різноманітної апаратури. Щоб керувати цими процесами й апаратами потрібні глибокі знання методів розрахунку технологічних процесів і обладнання. Визначальну роль у підготовці таких спеціалістів належить дисципліні “Процеси і апарати біотехнологічних виробництв“, яка ґрунтується на фундаментальних законах природничих наук , є теоретичною основою біохімічної технології і розглядає питання оптимального проектування устаткування для реалізації технологічних схем виробництва продукції біохімічної промисловості. В зазначеній дисципліні розглядається фізична суть основних технологічних процесів і апаратів біотехнологічних виробництв, будова й розрахунок апаратів та їх оптимальна експлуатація для зниження собівартості виробництва, поліпшення якості продуктів і створення безпечних умов праці.

### **1. Мета та завдання курсового проекту**

Згідно робочої навчальної програми навчальної дисципліни “Процеси і апарати біотехнологічних виробництв” курсовий проект (КП) з дисципліни виконується у п'ятому семестрі, відповідно до затверджених у встановленому порядку методичних рекомендацій, з метою закріплення та поглиблення теоретичних знань та вмінь, набутих студентом у процесі засвоєння навчального матеріалу з дисципліни.

Виконання КП є важливим етапом у підготовці до виконання дипломного проекту (роботи) майбутнього фахівця-біотехнолога.

При виконанні курсового проекту студент повинен показати вміння здійснювати оптимальний вибір конструктивної схеми апарата для конкретної технологічної лінії, ґрунтуючись на фундаментальних рівняннях статички і кінетики процесів, обирати

методику розрахунку та здійснювати параметричні, конструктивні, гідравлічні розрахунки, а також розрахунки на міцність та жорсткість найбільш відповідальних вузлів і деталей апарата; користуючись нормативно-технологічною документацією, виконувати складальні креслення основних вузлів і деталей за допомогою ЕОМ.

## 2. Завдання на курсовий проект

Нижче наведені типові завдання на курсовий проект.

(Викладач може змінити параметри завдання):

*Для технологічного процесу (назва процесу) розрахувати та спроектувати (теплообмінник), для охолодження (нагрівання) (робочої речовини). Початкова температура  $t_1$  °С, кінцева температура  $t_2$ , °С.*

*Витрати (робочої речовини)  $G_1$ , кг/год. Охолодження (нагрівання) провести (теплоносій). Прийняти середню абсолютну шорсткість труб  $\Delta = 0,2$  мм.*

Наприклад,

*Для технологічного процесу виробництва оцтової кислоти розрахувати та спроектувати елементний кожухотрубний горизонтальний теплообмінник ЕЛ-61г, (який має 61 трубу), для охолодження оцтової кислоти. Початкова температура 70 °С, кінцева температура 30 °С.*

*Витрати оцтової кислоти 26000 кг/год. Охолодження провести водою.*

*Прийняти середню абсолютну шорсткість труб  $\Delta = 0,2$  мм.*

Умовні позначення в таблиці 2.1

КТ-1г, КТ-1в - кожухотрубний теплообмінник одноходовий (по теплообмінним трубам),

г- горизонтальний, в- вертикальний;

КТ-2г, КТ-2в - кожухотрубний теплообмінник двоходовий (по теплообмінним трубам),

г- горизонтальний, в- вертикальний;

КТ-4г, КТ-4в - кожухотрубний теплообмінник чотириходовий (по теплообмінним трубам),

г- горизонтальний, в- вертикальний;

Таблиця 2.1

Варіанти завдання на курсове проектування.

№	ПШБ	Завдання				
		ТС	Модельна робоча речовина	Тип ТО	$t_1 \rightarrow t_2$ , °C	Витрати, кг/год
1		5	ацетон	ЕЛ-19	20→50	19000
2		2	бензол	КТ-1в	75→30	36000
3		3	анілін	ЕЛ-13	80→40	12000
4		6	Оцтова к-та	КТ-4в	70→30	100000
5		1	Етанол 100%	ТТ-25	70→35	5000
6		4	нітробензол	КТ-1г	20→70	34000
7		7	1-бутанол	КТ-2г	85→35	55000
8		8	ССІ4	КТ-4г	20→65	120000
9		9	Мурашина к-та	ЕЛ-13г	90→40	10000
10		10	хлороформ	ТТ-57	60→30	24000
11		11	хлорбензол	КТ-4в	70→35	95000
12		1	Етанол 60%	ЕЛ-19	20→50	18000
13		3	толуол	ЕЛ-61	25→65	35000
14		4	Ізопропанол	КТ-1в	90→35	38000
15		1	Етанол 40%	КТ-1г	75→40	35000
16		6	діхлоретан	КТ-2г	20→50	52000
17		7	етилацетат	КТ-4г	30→70	110000
18		8	метанол	ТТ-38	60→30	9000
19		9	ацетон	КТ-2в	55→30	54000
20		10	бензол	ЕЛ-13в	35→65	14000
21		13	анілін	КТ-2в	25→60	60000
22		6	Оцтова к-та	КТ-4в	30→65	115000
23		1	Етанол 100%	ЕЛ-61в	65→30	34000
24		12	нітробензол	ЕЛ-19в	25→70	18000
25		6	Оцтова к-та	ЕЛ-37г	65→25	26000

## Умовні позначення в таблиці 2.1

ЕЛ-13г, ЕЛ-13в - кожухотрубний теплообмінник одноходовий (по теплообмінним трубам) горизонтальний (або вертикальний), що має 13 труб, (т.з. елементний теплообмінник),

ЕЛ-19г, ЕЛ-19в, ЕЛ-37г, ЕЛ-37в, ЕЛ-61г, ЕЛ-61в – елементні теплообмінники, що мають відповідно 19, 37, 61 трубу,

ТТ-25 – теплообмінник типу "труба у трубі", зовнішній діаметр внутрішньої труби  $d = 25$  мм,

Відповідно для ТТ-38  $d = 38$  мм, для ТТ-48  $d = 48$  мм, для ТТ-57  $d = 57$  мм;

Технологічні схеми біотехнологічних процесів:

- 1- Виробництво етилового спирту з меляси.
- 2- Виробництво іммобілізованих ферментів.
- 3- Виробництво інтерферону.
- 4- Виробництво лимонної кислоти глибинним способом.
- 5- Виробництво молочної кислоти.
- 6- Виробництво оцтової кислоти.
- 7- Виробництво бутанолу.
- 8- Виробництво концентрату вітаміну  $B_{12}$ .
- 9- Виробництво кормових дріжджей з рідких очищених н-парафінів.
- 10- Виробництво кормового препарату біовіту.
- 11- Виробництво лізину з бурякової маси.
- 12- Виробництво кормового препарату ентобактерину.
- 13- Виробництво глютамінової кислоти.

### **3. Організація курсового проектування**

Згідно робочої навчальної програми навчальної дисципліни “Процеси і апарати біотехнологічних виробництв” курсовий проект з дисципліни виконується у п’ятому семестрі.

Виконання, оформлення та захист курсового проекту здійснюється студентом в індивідуальному порядку відповідно до методичних рекомендацій.

Згідно затвердженої робочої навчальної програми час, потрібний для виконання курсового проекту – 54 години самостійної роботи студента.

Завдання на курсовий проект студенти отримують на початку 5 семестру.

Після виконання кожного з етапів розрахунків (тепловий, конструкційний, гідравлічний, механічний, економічний) студент за власним бажанням може передати проміжні розрахунки на перевірку викладачу. Після виправлення зауважень викладача, студент виконує наступний етап роботи. Після того, як викладач затвердить результати теплових, конструкційних та гідравлічних розрахунків, студент може починати робити креслення та продовжувати виконувати інші розрахунки.

Студент може не здавати на перевірку проміжні етапи розрахунків, а представити на перевірку всю роботу разом.

До захисту не допускаються студенти, які не представили на перевірку пояснювальні записки та креслення, та не виправили суттєвих помилок, на які було вказано викладачем.

### **4. Склад, обсяг і структура курсового проекту**

Результати оформляються у вигляді розрахунково-пояснювальної записки обсягом 35-40 сторінок формату А4 і графічної частини обсягом не менше двох листів формату А1-А2.



Креслення виконуються в масштабах 1:5, 1:10, 1:20, 1:50, 1:100. Креслення циліндричних апаратів виконуються в двох проекціях з обов'язковими вузлами, креслення прямокутних апаратів у трьох проекціях.

Текстова частина курсового проекту оформляється на аркушах формату А4 з титульною сторінкою, на якій вказуються група, прізвище студента. Рекомендується на титульній сторінці навести повний текст завдання.

В першій частині пояснювальної записки описується заданий технологічний процес з обґрунтуванням вибору застосованих технологічних апаратів. Описується призначення теплообмінника в обраній технологічній схемі.

В другій частині наводяться результати розрахунку теплообмінника. Структура розрахунково-пояснювальної записки повинна відповідати послідовності етапів роботи над курсовим проектом: описання та обґрунтування вибору режимних параметрів теплообмінника, виконання теплового, конструктивного, гідравлічного та економічного розрахунків.

Наприкінці необхідно навести список використаних джерел інформації.

Послідовність розрахунків проілюстрована в наведених прикладах розрахунків теплообмінників.

## 5. Методичні рекомендації до виконання розрахунково-пояснювальної записки

### 5.1. Класифікація теплообмінників

За способом передавання теплоти усі теплообмінники поділяють на дві великі групи: поверхневі і змішувальні. В *поверхневих* теплообмінниках обидва теплоносії відокремлені один від одного твердою стінкою або по черзі контактують з однією і тією самою стінкою, яка бере участь у процесі теплообміну й утворює так звану поверхню теплообміну. Залежно від призначення теплообмінного апарата цю поверхню також часто називають поверхнею нагріву або охолодження. У *змішувальних* теплообмінниках, або апаратах змішування, теплообмін здійснюється внаслідок безпосереднього контакту і змішування гарячого й холодного теплоносіїв.

Поверхневі теплообмінники, у свою чергу, поділяють на рекуперативні і регенеративні. В рекуперативних апаратах один бік поверхні теплообміну весь час омиває гарячий теплоносій, а другий — холодний. Теплота від одного теплоносія до другого передається крізь стінку з теплопровідного матеріалу, що їх розділяє. Напрямок теплового потоку в стінці лишається незмінним. У регенеративних апаратах одна й та сама поверхня теплообміну поперемінно омивається то одним, то другим теплоносієм. У період нагрівання, тобто під час контакту з гарячим теплоносієм, у твердих тілах (насадці), що заповнюють апарат, акумулюється теплота, яка в період охолодження віддається рухомому холодному теплоносію. Напрямок потоку теплоти в стінках періодично змінюється.

У хімічній промисловості для нагрівання й охолодження використовують переважно рекуперативні теплообмінники. Тому далі під назвою «поверхневі теплообмінники» або просто «теплообмінники» ми розумітимемо рекуперативні теплообмінники.

Теплообмінники класифікують так:

1) за видом теплоносіїв залежно від агрегатного стану їх — паро-рідинні, рідинно-рідинні, газо-рідинні, газо-газові, паро-

газові;

2) за конфігурацією поверхні теплообміну — трубчасті апарати з прямими трубками, трубчасті апарати з U-подібним трубним пучком, спіральні, пластинчасті, зміювикові, ребристі;

3) за компонованням поверхні нагріву — кожухотрубні, типу «труба в трубі», зрошувальні, заглибні, оболонкові.

Крім зазначених основних класифікаційних ознак теплообмінних апаратів, останні можна також класифікувати за рядом додаткових ознак. Усі теплообмінні апарати поверхневого типу можна класифікувати залежно від напрямку потоків теплоносіїв:

1) прямиотечійні, коли обидва теплоносії рухаються паралельно в одному напрямку;

2) протитечійні, коли обидва теплоносії рухаються в протилежних напрямках назустріч один одному;

3) з перехресною течією — теплоносії рухаються взаємно перпендикулярно;

4) із складнішими схемами різного поєднання прямиотечії, протитечії і перехресної течії.

Теплообмінні апарати можна також класифікувати за призначенням (підігрівники, охолодники тощо), за кількістю ходів теплоносія і т.д.

## 5.2. Конструкції теплообмінників

*Кожухотрубні теплообмінники.* Вони найпоширеніші в хімічній промисловості, дають можливість створювати великі поверхні теплообміну в одному апараті, прості у виготовленні й надійні в експлуатації.

На рис. 5.1 зображено схему вертикального кожухотрубного одноходового теплообмінника, що складається з корпусу 1, приварених до нього нерухомих трубних решіток 2, пучка труб 3, кінці яких закріплені в трубних решітках розвальцюванням або зварюванням. До трубних решіток прикріплені кришки 4.

Один з теплоносіїв (I) рухається всередині труб, а другий (II) — у просторі між кожухом і трубами (в міжтрубному просторі).

Через малу швидкість руху теплоносіїв одноходові теплообмінники працюють з низьким коефіцієнтом теплопередачі. Щоб збільшити швидкість руху теплоносіїв, застосовують багатходові теплообмінники (рис. 5.2), в яких пучок труб за допомогою поперечних перегородок 1,

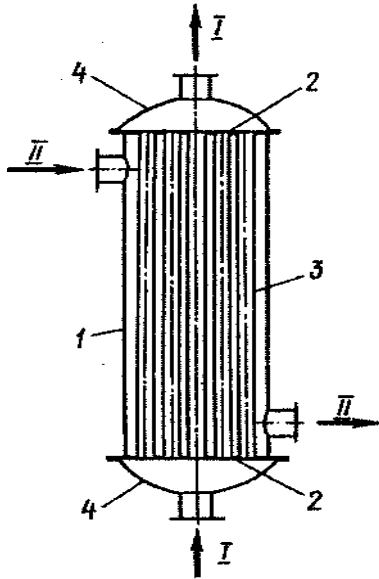


Рис. 5.1 Схема кожухотрубного одноходового теплообмінника.

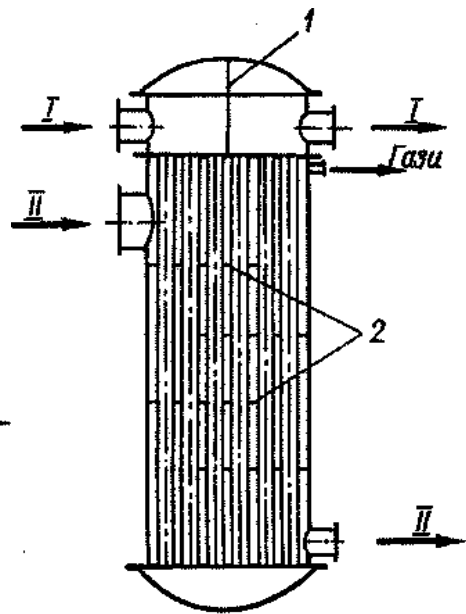


Рис. 5.2. Схема кожухотрубного багатходового теплообмінника.

встановлених у кришках, розділений на кілька секцій (ходів), по яких теплоносій I проходить послідовно. Швидкість руху теплоносія II в міжтрубному просторі підвищують, встановлюючи ряд сегментних перегородок 5. З двох теплоносіїв, що рухаються в трубах і в міжтрубному просторі, треба збільшувати швидкість руху насамперед того, в якого при теплообміні менший коефіцієнт тепловіддачі.

Труби в трубних решітках розміщують переважно по

периметрах правильних шестикутників (рис. 5.3, а). Для цієї схеми, обчислюючи загальну кількість  $n$  труб у теплообміннику, виходять з кількості труб  $a$ , розміщених на стороні найбільшого шестикутника:

$$n = 3a(a-1) + 1 \quad (5.1)$$

Кількість труб, розміщених по діагоналі найбільшого шестикутника, визначають за формулою

$$b = 2a - 1 \quad (5.2)$$

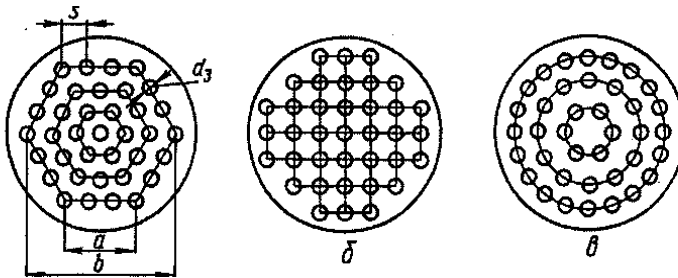


Рис. 5.3. Схеми розміщення труб у трубних решітках.

У разі закріплення труб у трубних решітках розвальцюванням крок  $s$  розміщення труб вибирають залежно від їхнього зовнішнього діаметра  $d_3$  в межах

$$s = (1,3 \dots 1,5) d_3 \quad (5.3)$$

У разі закріплення труб зварюванням крок розміщення труб вибирають меншим ( $s = 1,25d_3$ ).

Діаметр теплообмінника визначають із співвідношення

$$D = s(b-1) + 4d_3 \quad (5.4)$$

Іноді труби розміщують по периметрах квадратів (рис. 5.3, б) або по концентричних колах (рис. 5.3, в).

Проектуючи кожухотрубні теплообмінники, теплоносій, що найбільше забруднює поверхню теплообміну, спрямовують у труби (трубний простір), які легше очищати.

При різниці температур між кожухом і трубами понад  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  або при значній довжині труб застосовують кожухотрубні теплообмінники з різними компенсаторами температурних подовжень.

На рис. 5.4.а зображено теплообмінник з лінзовим компенсатором 3 на корпусі 1. Температурні деформації

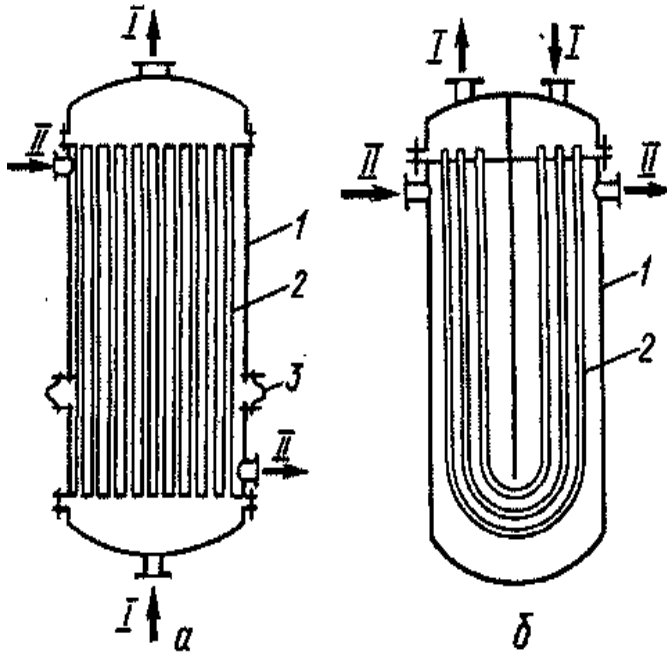


Рис.5.4. Схеми кожухотрубних теплообмінників з компенсаторами

компенсуються осьовим стисканням або розширенням цього компенсатора температурних подовжень

. Такі теплообмінники використовують при температурних деформаціях, що не перевищують  $15\text{ мм}$ , і при тисках у міжтрубному просторі до  $6 \cdot 10^5\text{ Па}$ .

Кожухотрубні теплообмінники з лінзовими компенсаторами стандартизовані [1-4].

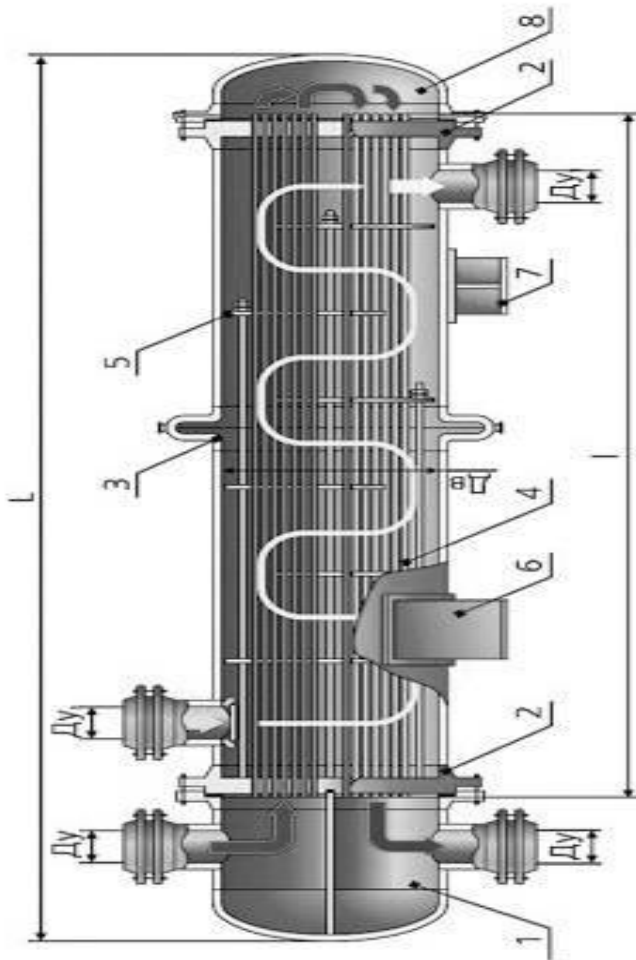


Рис.5.5 Розріз двоходового кожухотрубного теплообмінника:

1 – камера розподілу рідини трубного простору, 2 – фланці кожуха, 3 – лінзовий компенсатор температурних напружень, 4 – теплообмінна труба, 5 – перегородка міжтрубного простору, 6,7 – опори, 8 – кришка.

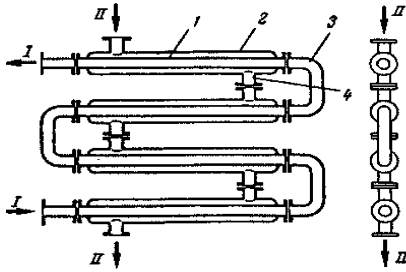


Рис.5.6.Схема теплообмінника типу «труба в трубі».

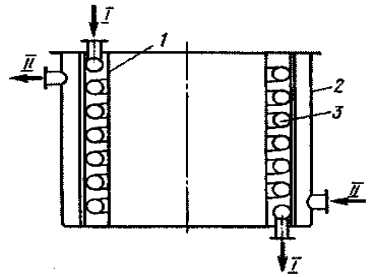


Рис.5.7.Схема заглибного змійовикового теплообмінника.

Якщо треба забезпечити значні переміщення труб і кожуха, використовують теплообмінники з U-подібними трубками 2 (рис. 5.4.б), обидва кінці яких закріплені в одній трубній решітці. Кожну трубу можна вільно подовжувати незалежно від інших. Недоліком такого теплообмінника є складність очищення внутрішньої поверхні труб.

*Двотрубні теплообмінники типу «труба в трубі».* Теплообмінники цього типу складаються з кількох послідовно з'єднаних елементів, утворених двома концентрично розміщеними трубами (рис. 5.6). Один теплоносіє рухається у внутрішніх трубах, а другий — у кільцевому зазорі між внутрішніми 1 і зовнішніми 2 трубами. Внутрішні труби окремих елементів з'єднані послідовно колінами (калачами) 3, а зовнішні — патрубками 4. Завдяки невеликому поперечному перерізу в теплообмінниках «труба в трубі» досягають високих швидкостей руху теплоносіїв (для рідин 1,0... 1,5 м/с) і високої інтенсивності теплообміну. Проте ці теплообмінники дуже громіздкі та металомісткі. Тому їх використовують лише при малих об'ємних витратах теплоносія і незначних поверхнях теплообміну. Ці теплообмінники також стандартизовані [6].

*Заглибні теплообмінники* звичайно виготовляють у вигляді змійовиків (рис. 5.7). Змійовик 3 занурений у рідину, яку нагрівають або охолоджують теплоносієм, що рухається всередині змійовика. Коефіцієнт теплопередачі в цих теплообмінниках порівняно низький, але через простоту виготовлення вони набули



значного поширення.

Щоб збільшити швидкість руху рідини і, отже, інтенсифікувати теплообмін, у корпусі 2 встановлюють витіснювальний стакан 1. Через порівняно великий гідравлічний опір змійовика швидкість руху рідини в ньому витримують у межах 0,3...0,8 м/с, а для газів при атмосферному тиску 3...10 м/с. Змійовики часто виготовляють з прямих труб, з'єднаних калачами.

*Зрошувальні теплообмінники* складають із змійовиків, зрошуваних ззовні рідким теплоносієм (звичайно водою), і застосовують переважно як холодильники. Змійовики виготовляють з прямих горизонтальних труб 1 (рис. 5.8.), розміщених одна над одною і послідовно з'єднаних між собою калачами 2. Зверху змійовики зрошують водою, яка рівномірно розподіляється коритечком 3 із зубчастими краями. Відпрацьовану воду відводять з піддона 4, встановленого під змійовиками. Зрошувальні теплообмінники прості за будовою, але досить громіздкі. Теплообмін від труб до зрошувальної води характеризується невисокими значеннями коефіцієнтів тепловіддачі.

*Спиральні теплообмінники.* У цих теплообмінниках поверхню теплообміну утворюють два зігнуті у вигляді спіралей металевих листи 1 і 2 (рис. 5.9.), внутрішні кінці яких приварені до перегородки 3. Зовнішні кінці листів зварені один з одним. Між листами утворюються канали прямокутного перерізу, в яких рухаються теплоносії I і II. З торців канали закриті плоскими кришками 4 на прокладках.

Переваги спіральних теплообмінників: компактність, можливість пропускання обох теплоносіїв з високими швидкостями, що забезпечує великий коефіцієнт теплопередачі. При однакових швидкостях робочих середовищ у спіральних теплообмінниках гідравлічний опір менший, ніж у кожухотрубних.

Недоліками спіральних теплообмінників слід вважати складність виготовлення та низький робочий тиск — до  $10^6$  Па.

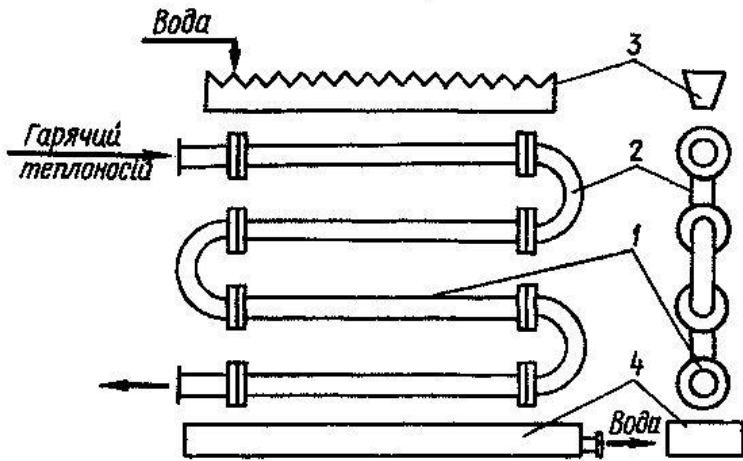


Рис.5.8. Схема зрошувального теплообмінника.

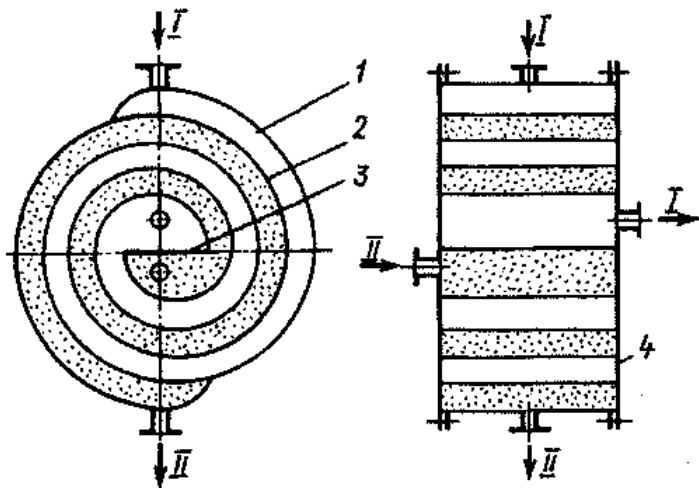


Рис.5.9. Схема спірального теплообмінника

*Пластинчасті теплообмінники* (рис. 5.10, а). Поверхню теплообміну в них створюють гофровані паралельні пластини 2. У складеному вигляді пластини стиснуті між нерухомою 1 та рухомою 3 плитами. Ущільнені пластини гумовими прокладками. Велика прокладка 4 (рис. 5.10, б) обмежує канал для проходження рідини I між пластинами крізь отвори 5 і 6. Малі кільцеві прокладки 7 ущільнюють отвори, крізь які протитечійно до рідини I надходить і виходить через отвори 8 і 9 рідина II. Теплоносій у пластинчастому теплообміннику рухається тонким шаром (3...6 мм), що сприяє інтенсифікації процесу. Завдяки рифленій поверхні пластин при порівняно малій швидкості руху рідини (0,3...0,8 м/с) внаслідок штучної турбулізації потоку досягають високих коефіцієнтів теплопередачі при незначному гідравлічному опорі. Конструктивні, експлуатаційні та теплотехнічні переваги пластинчастих теплообмінників сприяють дедалі ширшому застосуванню їх на підприємствах хімічної промисловості. Недолік їх — велика кількість довгих ущільнювальних прокладок.

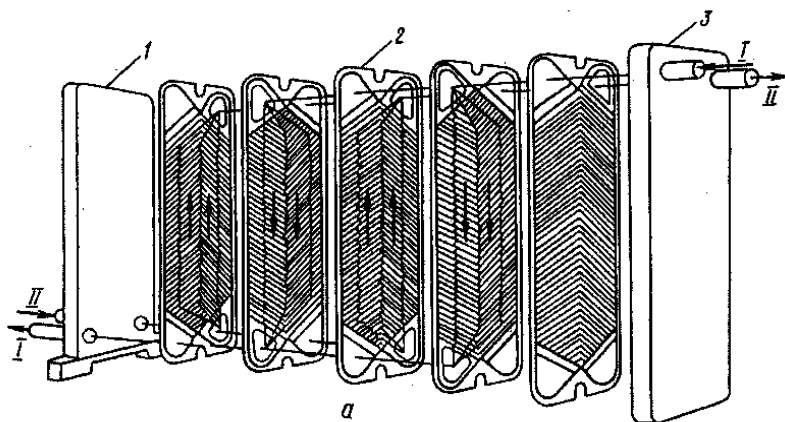
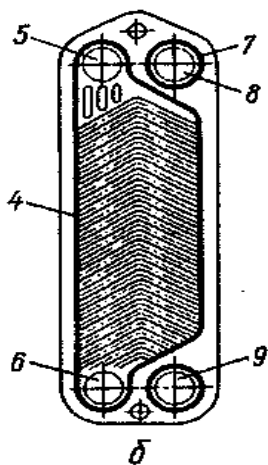
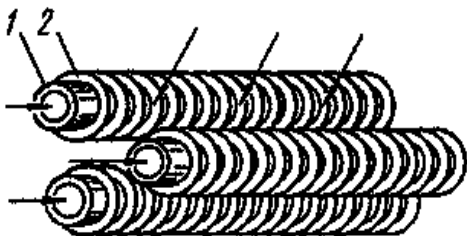


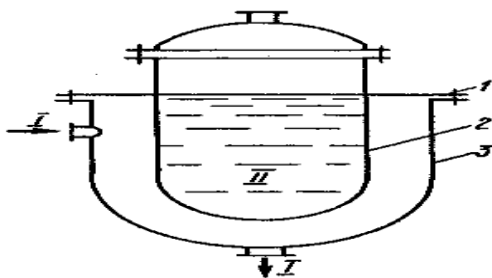
Рис. 5.10. Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообміннику (а) і форма пластин (б).



*Рибисті теплообмінники.* Для більшої компактності теплообмінників використовують вторинні поверхні (ребра) з боку теплоносія, що відрізняється низьким значенням коефіцієнта тепловіддачі. На рис. 5.11 зображена поверхня, що утворена за допомогою круглих ребер 2, закріплених на зовнішній поверхні круглих труб 1. Таку конструкцію часто використовують у теплообмінниках газ — рідина або газ — пара, в яких при оптимальній конструкції поверхня з боку газу має бути максимальна, наприклад в калориферах для нагрівання повітря парою в сушильних установках, а також в апаратах повітряного охолодження.



**Рис. 5.11** Поверхня з оребрених труб ребристого теплообмінника



**Рис. 5.12.** Схема оболонкового теплообмінника

*Оболонкові теплообмінники.* В них нагрівання й охолодження здійснюють поряд з іншими технологічними процесами. Поверхню теплообміну в них утворюють стінки самого апарата (рис. 2.12). До корпусу 2 кріплять оболонку 3 за допомогою фланцевого з'єднання 1. У просторі між оболонкою і зовнішньою поверхнею корпусу апарата циркулює теплоносій I, в апараті — теплоносій II. Застосування таких апаратів обмежене невеликими поверхнею теплообміну (до  $10 \text{ м}^2$ ) і тиском в оболонці (до 1 МПа).

#### Порівняльна характеристика і галузі застосування різних теплообмінників

Різноманітність конструкцій теплообмінників, а також вимог, що до них ставляться, утруднюють вибір апаратів для різних конкретних умов перебігу процесу. Звичайно жодна з конструкцій не відповідає цілком усім вимогам і доводиться обмежуватись вибором такої, що задовольняє лише основні вимоги.

В одноходових кожухотрубних теплообмінниках досить великої швидкості в трубах, а отже, і високого коефіцієнта тепловіддачі можна досягти тільки при значних витратах середовища, що в них рухається. Це пояснюється відносно великим сумарним поперечним перерізом труб. Тому такі апарати застосовують, коли швидкість процесу визначається коефіцієнтом тепловіддачі в міжтрубному просторі, а також як кип'ятильники.

Багатоходові кожухотрубні теплообмінники застосовують переважно як парорідинні підігрівники і конденсатори. Тоді взаємний напрямок руху теплоносіїв не впливає на значення середньої рушійної сили.

Теплообмінники «труба в трубі» застосовують при незначних витратах теплоносіїв для теплообміну між двома рідинами і між рідиною та паром, що конденсується. Ці апарати прості, їх легко виготовляти, вони дають можливість здійснити чисту протитечію і досягти високих швидкостей руху для теплоносіїв. Проте при значних теплових навантаженнях вони громіздкі і матеріалоємні.

Заглибні теплообмінники використовують як підігрівники і холодильники для рідин при малих теплових навантаженнях.

Зрошувальні теплообмінники використовують як холодильники, зокрема для теплоносіїв, що спричинюють корозію апаратури, і як конденсатори.

Спіральні та пластинчасті теплообмінники використовують у разі теплообміну між двома рідинами, а також між рідиною і паром, що конденсується. Вони компактні, інтенсивність теплообміну в них висока.

Ребристі теплообмінники призначені переважно для теплообміну між газом і рідиною або паром.

Оболонкові теплообмінники (переважно періодичної дії) застосовують при малих теплових навантаженнях для охолодження або нагрівання в'язких рідин і середовищ, які активно хімічно впливають на матеріал поверхні теплообміну.

Теплообмінні апарати усіх типів мають працювати в оптимальних теплових режимах, що відповідають поєднанню заданої продуктивності та інших показників технологічного процесу з мінімальною витратою теплоти.

### 5.3. Тепловий розрахунок теплообмінників

#### 5.3.1. Основне рівняння теплопередачі.

**Теплообміном** називають процес передачі теплоти від одного тіла до другого. Необхідною і достатньою умовою для теплообміну є різниця температур між цими тілами.

Речовини, які беруть участь у процесі теплообміну, називають теплоносіями. Речовину з вищою температурою називають *гарячим* теплоносієм, а речовину з нижчою температурою — *холодним*. Як гарячі теплоносії в промисловості найчастіше використовують водяну пару, гарячу воду, нагріте повітря, димові гази і гарячі мінеральні масла, а як холодні теплоносії — воду, повітря, ропу (розсіл), аміак і фреони.

В поверхневих теплообмінниках гарячий та холодний теплоносії розділені твердою стінкою, через яку і відбувається теплопередача.

Основним рівнянням теплопередачі є :

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \quad (5.5)$$

де  $Q$  — кількість переданої в одиницю часу теплоти, Вт;  $K$  — коефіцієнт теплопередачі, який характеризує швидкість перенесення теплоти, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  — площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{cp}$  — рушійна сила процесу, або середня різниця температур між теплоносіями, К.

Розглянемо складові рівняння (5.5):

### 5.3.2. Рушійна сила теплопередачі.

Такою силою є різниця температур між теплоносіями, яку називають температурним напором. Під час теплопередачі від одного теплоносія до другого температурний напір, як правило, не зберігає постійного значення вздовж поверхні теплообміну. Тому в теплових розрахунках користуються середнім температурним напором.

На рисунку 5.13 показано характер змінення температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну для різних видів теплопередачі. В процесі нагрівання або охолодження теплоносія без зміни агрегатного стану температура його вздовж поверхні теплообміну змінюється за деякими експоненціальними кривими (рис. 5.13а, б). При цьому температурний напір і витрата теплоносіїв залежать від взаємного напрямку руху їх.

Найповніше теплоносії використовуються у разі протитечії. При цьому кінцева температура холодного теплоносія може бути вищою від кінцевої температури гарячого теплоносія. Найменш ефективні прямотечійні теплообмінники. Кінцева температура холодного теплоносія в них не може перевищувати кінцевої температури гарячого теплоносія. Решта схем руху належить до середніх за ефективністю.

Середнє значення температурного напору у разі прямотечії менше, ніж у разі протитечії. Внаслідок цього протитечійний теплообмінник компактніший. Проте, якщо температура одного з теплоносіїв постійна (рис. в, г, е), то середнє значення температурного напору не залежить від схеми руху. Середню

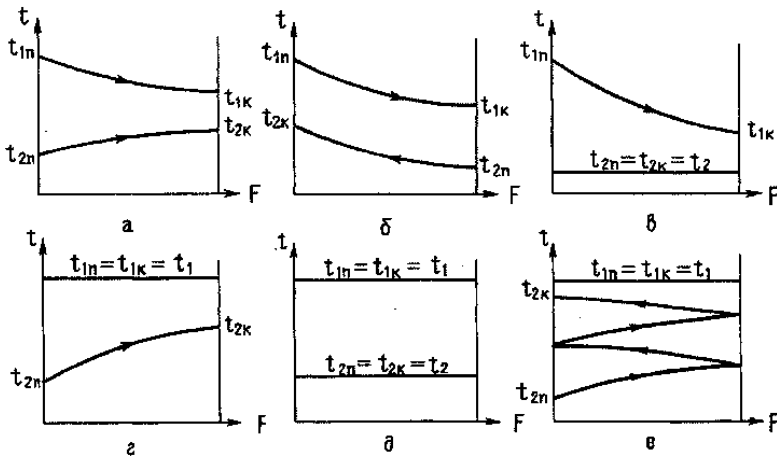


Рис. 5.13 Графіки змінення температури теплоносіїв:  
*a* — прототечія; *б* — протитечія; *в* — випарювання за допомогою гарячої рідини; *г* — нагрівання рідини насиченою паром; *д* — випарювання насиченою паром; *е* — нагрівання насиченою паром при багаторазовій зміні напрямку руху рідини.

різницю температур для схем руху *a*, *б*, *в*, *г* і *е* визначають як середньо-логіфімічну різницю

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} \quad (5.6)$$

де  $\Delta t_B, \Delta t_M$  — більша і менша різниці температур між теплоносіями на кінцях теплообмінника, К.

Якщо  $t_B/t_M < 2$  середньо-логіфімічну різницю без помітної похибки можна замінити середньоарифметичною різницею:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_B + \Delta t_M}{2} \quad (5.7)$$

У разі випарювання насиченою паром (рис. *д*) різниця температур вздовж поверхні теплообміну буде постійною:  $\Delta t = t_1 -$



$t_2$ .

Для апаратів з перехресною і змішаною течією теплоносіїв (у багатоходових теплообмінниках) середню різницю температур визначають за формулою (5.6) з поправковим коефіцієнтом  $\varepsilon$ :

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} \quad (5.8)$$

При використанні формули (5.8) основною проблемою є знаходження поправкового коефіцієнту  $\varepsilon$ . Використання допоміжних графіків, наведених у спеціальній літературі, є трудомісткою задачею, при цьому розбіжність визначених значень  $\varepsilon$  дуже велика.

Для багатоходових теплообмінників з простою змішаною течією (один хід в міжтрубному просторі та парне число ходів у трубному) більш зручним є використання формули [6, с.167]:

$$\Delta t_{cp} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m + A}{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m - A}} \quad (5.9)$$

де  $A = \sqrt{\delta T^2 + \delta t^2}$ ,  $\Delta t_{\delta}$  – більша з різниць температур на кінцях теплообмінника,  $\Delta t_m$  – менша різниця температур (на іншому кінці теплообмінника),  $\delta T$  – зміна температури гарячого теплоносія,  $\delta t$  – зміна температури холодного теплоносія.

### 5.3.3. Коефіцієнт теплопередачі.

Коефіцієнт теплопередачі  $K$  показує, яка кількість тепла передається від гарячого теплоносія до холодного через  $1 \text{ м}^2$  поверхні стінки, яка їх розділяє, протягом  $1 \text{ с}$  при різниці температур між теплоносіями  $1 \text{ К}$ .

При визначенні коефіцієнта теплопередачі при температурах, які не перевищують  $100^\circ\text{C}$ , звичайно враховують тільки теплопровідність та конвекцію. (Іноді внесок випромінювання враховують відповідним збільшенням коефіцієнтів тепловіддачі). Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі через багат шарову плоску стінку застосовують формулу :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}); \quad (5.10)$$

де  $\alpha_1, \alpha_2$  - коефіцієнти тепловіддачі від гарячого теплоносія до стінки та від стінки до холодного теплоносія.  $\delta_i$  - товщини шарів стінки,  $\lambda_i$  - коефіцієнти теплопровідності шарів.

Крім термічного опору безпосередньо твердої (звичайно металевої) стінки враховують термічні опори шарів забруднення, що утворюються з часом на поверхнях стінки.

Коефіцієнт тепловіддачі застосований у рівнянні Ньютона-Ріхмана для густини конвективного теплового потоку  $q$ :

$$q = \alpha (t_{CT} - t_C), \text{ Bm}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (5.11)$$

$t_{CT}$  - температура поверхні стінки;  $t_C$  - температура середовища, що рухається.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  показує, яка кількість тепла передається від  $1 \text{ m}^2$  поверхні стінки до теплоносія (чи від теплоносія до  $1 \text{ m}^2$  поверхні стінки) протягом 1 с при різниці температур між стінкою і теплоносієм 1 К.

У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  залежить від ряду факторів. Основні з них:

1. Швидкість течії рідини  $w$ , її густина  $\rho$  і динамічна в'язкість  $\mu$ , тобто фактори, які (разом з геометричними параметрами) визначають режим течії рідини.

2. Теплові властивості рідини – питома теплоємність  $c_p$ , теплопровідність  $\lambda$ , а також коефіцієнт об'ємного термічного розширення  $\beta$ .

3. Геометричні параметри – форма і визначальні розміри  $l$  поверхні теплопередачі, а також шорсткість поверхні.

З перерахованих вище факторів, від яких залежить інтенсивність конвективного теплообміну, а саме, величина  $\alpha$ , основним є режим руху теплоносія.

Внаслідок складної залежності  $\alpha$  від великої кількості

факторів неможливо одержати розрахункове рівняння для  $\alpha$ , придатне для усіх випадків тепловіддачі. Лише з багатьох дослідних даних за допомогою **теорії подібності** можна одержати узагальнені критеріальні рівняння для типових випадків тепловіддачі, які дозволяють розраховувати  $\alpha$  для умов кожної конкретної задачі. У критеріальні рівняння входять безрозмірні комплекси (критерії подібності), що характеризують фізичні особливості задачі, яку потрібно вирішити.

Визначальним критерієм, у який входить коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ , найчастіше є критерій Нуссельта:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (5.12)$$

де  $\lambda$  – теплопровідність теплоносія ( $Вт/(м \cdot К)$ ) при визначальній температурі;

$l$  – визначальний лінійний розмір поверхні теплообміну ( $м$ ).

Критерій  $Nu$  можна визначити, як міру співвідношення густини конвективного потоку тепла ( $\alpha$ ) до питомого теплового потоку, що виникає тільки внаслідок теплопровідності в шарі товщиною  $l$  ( $\lambda/l = 1/R_T$  – теплова провідність цього шару), чи як кратність збільшення інтенсивності теплообміну внаслідок конвекції в порівнянні з власне теплопровідністю.

Знаючи критерій Нуссельта, легко визначити  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (5.13)$$

При конвективному теплообміні критеріальне рівняння в загальному випадку має такий вигляд:

$$Nu = f(z_1, z_2, \dots, z_n),$$

де  $z_i$  – критерії подібності, що використовуються.

Найчастіше використовуються критерії Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа.

$$\text{Безрозмірний комплекс } Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu}, \quad (5.14)$$

названий критерієм Рейнольдса, призначений для визначення режиму течії рідини – ламінарний, перехідний чи турбулентний. Для вимушеної течії звичайно  $l = d_{ЕКВ}$ , де  $d_{ЕКВ}$  – еквівалентний (гідрравлічний) діаметр. Критерій  $Re$  є мірою співвідношення між

силами інерції і внутрішнього тертя в потоці рідини. Тут  $w$  – середня швидкість рідини, (м/с),  $\rho$  – густина рідини, ( $\text{кг/м}^3$ ),  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості ( $\text{Па}\cdot\text{с}$ ).

Безрозмірний комплекс:

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}, \quad (5.15)$$

названий критерієм Прандтля, цілком складений з теплофізичних властивостей середовища (рідини або газу). Це єдиний критерій, в який не входить визначальний геометричний розмір. Значення  $\mu$ ,  $c_p$ ,  $\lambda$  треба брати при визначальній температурі. Критерій  $\text{Pr}$  є мірою подібності полів температур і швидкостей.

Для ламінарного режиму течії використовується критерій Грасгофа  $\text{Gr}$ .

Критерій Грасгофа відображає співвідношення між Архімедовою підіймальною силою і силами внутрішнього тертя, а також враховує розширення (стиснення) теплоносія при зміні температури:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot (t_{CT} - t_c)}{\nu^2} \quad (5.16)$$

де  $\beta = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dT}$  – коефіцієнт об'ємного розширення середовища, 1/К;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння;  $l$  – визначальний геометричний розмір,  $\nu = \mu/\rho$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості,  $\text{м}^2/\text{с}$ . Значення  $\beta$  і  $\nu$  треба брати при визначальній температурі.

Для знайденого критеріального рівняння необхідно розрахувати чисельні значення критеріїв подібності. Дуже важливим є правильне знаходження визначального геометричного розміру  $l$ , та визначальної температури  $t_B$ , при якій необхідно знаходити релевантні властивості середовища ( $\lambda$ ,  $\mu$ ,  $\rho$ ,  $c_p$ ,  $\beta$ ).

Для виділеної типової ситуації тепловіддачі застосовують різні форми критеріальних рівнянь для режимів ламінарної та турбулентної течії, або при однаковій аналітичній формі відрізняються числові значення коефіцієнтів.

Наведемо критеріальні рівняння для деяких типових ситуацій, які характерні для трубчатих теплообмінників.

### **Течія рідини в прямих трубах круглого перерізу та каналах.**

1) ламінарна течія –  $Re < 2100$  та  $GrPr > 8 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (5.17)$$

де  $Pr$  – критерій Прандтля, який визначається при середній температурі рідини,  $Pr_{cm}$  – критерій Прандтля, який визначається при температурі стінки,  $\varepsilon_l$  – коефіцієнт, що враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі по довжині труби і залежить від відношення довжини труби до його діаметра ( $l/d$ ). Значення цього коефіцієнта представлені в таблиці 5.2.

2) перехідний режим –  $2100 < Re < 10^4$

$$Nu = K_0 \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{cm})^{0,25} \cdot \varepsilon_l. \quad (5.18)$$

Коефіцієнт  $K_0$  залежить від критерію Рейнольдса  $Re$  і представлений в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Значення  $K_0$

$Re \cdot 10^{-4}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	3	4	6	8	10
$K_0$	1,9	2,2	3,3	3,8	4,4	6,0	10,3	19,5	27,0	33,3

3) турбулентна течія –  $Re > 10^4$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (Pr/Pr_{cm})^{0,25} \cdot \varepsilon_l. \quad (5.19)$$

Значення коефіцієнта  $\varepsilon_l$  представлені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Значення  $\varepsilon_l$  при ламінарному та турбулентному режимі

$l/d$	$\varepsilon_l$		
	$Re = 2 \cdot 10^3$	$Re = 2 \cdot 10^4$	$Re = 2 \cdot 10^5$
1	1,9	1,51	1,28
2	1,70	1,40	1,22
5	1,44	1,27	1,15
10	1,28	1,18	1,10
15	1,18	1,13	1,08
20	1,13	1,11	1,06
30	1,05	1,05	1,03
40	1,02	1,02	1,02
50	1,00	1,00	1,00

В (5.17 – 5.19) визначальною температурою є середня температура рідини, визначальним лінійним розміром для труб – внутрішній діаметр труби, для каналів – еквівалентний діаметр, який розраховується за формулою:  $d_{EKВ} = \frac{4S}{\Pi}$ , де  $S$  – площа живого перерізу каналу,  $\Pi$  – змочений периметр каналу.

### Теплообмін при поперечному обтіканні пучка труб.

Пучки труб (рис.5.14) (кут атаки  $\alpha = 90^\circ$ ). Використовуються два види розташування труб в пучках: коридорне (рис.5.14. а) і шахове (рис.5.14. б).

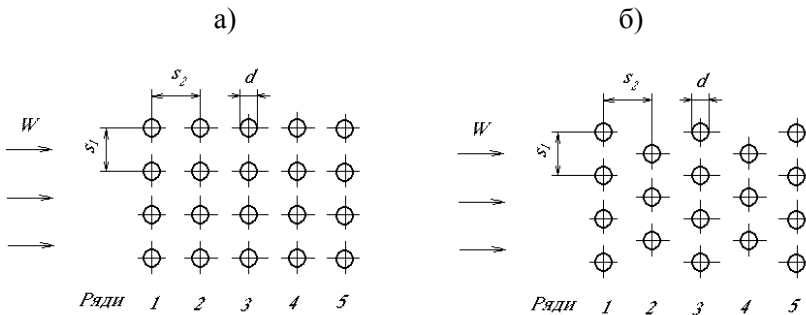


Рис.5.14. Схеми розташування труб в пучках.

Середній коефіцієнт тепловіддачі при  $Re = 10^3 \dots 10^6$  (турбулентна течія) може бути визначений з рівняння:

$$Nu = c Re^n Pr^{0,36} \left( \frac{Pr_c}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \varepsilon_i \varepsilon_s \quad (5.20)$$

Для шахового пучка  $c = 0,41$ ;  $n = 0,6$ ; для коридорного  $c = 0,26$ ;  $n = 0,65$ .

Коефіцієнт  $\varepsilon_s$ , який враховує вплив відносних поперечного  $\frac{s_1}{d}$  і поздовжнього  $\frac{s_2}{d}$  кроків для коридорного пучка  $\varepsilon_s = \left( \frac{s_2}{d} \right)^{-0,15}$ ; для шахового при  $\frac{s_1}{s_2} < 2$   $\varepsilon_s = \left( \frac{s_1}{s_2} \right)^{-0,15}$ ; при  $\frac{s_1}{s_2} \geq 2$   $\varepsilon_s = 1$ .

Коефіцієнт  $\varepsilon_i$ , який враховує номер ряду, для першого ряду  $\varepsilon_1 = 0,6$ ; для другого ряду шахового пучка  $\varepsilon_2 = 0,9$  коридорного  $\varepsilon_2 = 0,7$ ; для третього і наступних рядів  $\varepsilon_3 = 1$ .

За визначальну температуру приймається середня температура середовища, визначальний розмір – зовнішній діаметр труби, швидкість течії середовища – швидкість в самому вузькому перетині ряду труб.

У разі руху теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінників, які мають перегородки, у формулі (5.20) для шахового розташування труб приймають, що  $\varepsilon_i \varepsilon_c = 0,6$ . Формула (3.16) набуває вигляду:

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr_c}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (5.21)$$

Враховано, що теплоносій в міжтрубному просторі лише частину шляху рухається поперек труб при куті атаки, який менше  $90^\circ$ , крім того він може протікати крізь щілини між перегородками та кожухом або трубами.

### 3.4. Алгоритм теплового розрахунку теплообмінників

При проектуванні теплообмінних апаратів тепловий розрахунок зводиться до визначення потрібної поверхні теплообміну за основним рівнянням теплопередачі

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.22)$$

Отже, щоб виконати проектний тепловий розрахунок теплообмінника, треба послідовно визначити теплове навантаження  $Q$ , середню різницю температур  $\Delta t_{cp}$  та коефіцієнт теплопередачі  $K$ .

Існує кілька варіантів завдань необхідних режимних параметрів теплообмінника. Звичайно задають масові витрати  $G$  речовини, яку необхідно нагріти (або охолодити), відповідно задаються початкова і кінцева температури робочої речовини. В залежності від цих температур обирають нагріваючий (або охолоджуючий) теплоносій та його початкову температуру (іноді задають одночасно початкову та кінцеву температуру).

Теплове навантаження теплообмінника визначають з рівняння теплового балансу. Якщо знехтувати втратами теплоти в навколишнє середовище, які звичайно не перевищують 5 %, то рівняння теплового балансу матиме вигляд

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (5.23)$$

де  $Q_1$  — кількість теплоти, яку віддав гарячий теплоносій за одиницю часу, Вт;  $Q_2$  — кількість теплоти, яку передано холодному теплоносію, Вт.

Якщо під час теплообміну не змінюється агрегатний стан гарячого теплоносія, то:

$$Q_1 = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1п} - t_{1к}) \quad (5.24)$$

де  $G_1$  — витрата гарячого теплоносія, кг/с;  $c_1$  — середня питома теплоємність гарячого теплоносія, Дж/(кг·К);  $t_{1п}$ ,  $t_{1к}$  — температури теплоносія на вході в апарат і на виході з нього, °С. Аналогічно для холодного теплоносія:

$$Q_2 = G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2к} - t_{2п}) \quad (5.25)$$

Теплове навантаження  $Q$  визначають для робочої речовини. Якщо робоча речовина - це гарячий теплоносій, який треба охолоджувати, то за рівнянням (5.24) визначають теплове навантаження, а рівняння (5.24,5.25) використовують або для



розрахунку витрат  $G_2$  охолоджуючого теплоносія, якщо задані його  $t_{2П}$  та  $t_{2К}$ , або для розрахунку кінцевої його температури  $t_{2К}$ , якщо задані витрати  $G_2$  та початкова температура  $t_{2П}$ . Якщо робочу речовину треба нагрівати, то  $Q$  визначають за рівнянням (5.25), відповідні параметри гарячого теплоносія розраховують за рівняннями (5.23, 5.24).

Коефіцієнт теплопередачі визначають за формулою (5.10). Коефіцієнти тепловіддачі для теплоносія, який рухається по трубах обчислюють за формулами (5.17-5.19).

У разі руху теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубних теплообмінників, застосовують формулу (5.21).

Важливе значення має місце введення теплоносіїв у теплообмінник. При проектуванні кожухотрубного теплообмінника теплоносій з більш низькими витратами і меншим коефіцієнтом тепловіддачі для підвищення швидкості слід направляти в трубний простір. По трубах пропускають також теплоносії, які визивають корозію металу, а також суспензії. Для зменшення теплових втрат в нагрівальних теплообмінниках більш гарячий теплоносій направляють у труби, а в холодильниках в міжтрубний простір, що сприяє більш інтенсивному охолодженню за рахунок відведення частини тепла в оточуюче середовище. Взаємний напрямок руху теплоносіїв впливає на рушійну силу процесу. Більш високий середній температурний напір забезпечується при протитечії теплоносіїв. Для вертикальних апаратів рідину, що нагрівається, слід подавати знизу, а рідину, що охолоджується – зверху. Таким чином забезпечується однаковий напрямок природної та вимушеної конвекції, що, по-перше, підвищує інтенсивність теплообміну (при турбулентному русі теплоносіїв), по-друге, зменшує вірогідність утворення застійних зон в апараті.

Для теплообмінників ”труба у трубі” формули (5.17-5.19) застосовуються як для трубного, так і міжтрубного простору. В якості визначального геометричного розміру використовується еквівалентний гідравлічний діаметр. Внесок теплопровідності через стінку труби (на якій можливі шари забруднень та накипу з обох боків) у формулі (5.10) відповідає розв'язку задачі про теплопередачу через **плоску** багат шарову стінку. Таке спрощення застосовується для так званих тонких труб, коли відношення

зовнішнього діаметру труби (шару забруднення) до внутрішнього діаметру задовольняє нерівність:

$$\frac{d_3}{d_6} \leq 1,7 \quad (5.26)$$

Для теплообмінних труб всіх стандартних теплообмінників нерівність (5.26) виконується. Якщо для нестандартного теплообмінника нерівність (5.26) не виконується, то тоді для розрахунку внеску теплопровідності треба застосувати формули для багат шарової циліндричної стінки.

Вплив забруднень на поверхні теплообміну звичайно враховують на підставі експериментально визначених типових значень термічних опорів шарів забруднень, які наведені в табл. 9.4.

Щоб визначити коефіцієнти тепловіддачі, треба знати температуру стінки або питоме теплове навантаження. Оскільки на початку розрахунку ці величини невідомі, їх вибирають в першому наближенні, а після закінчення розрахунку перевіряють за відповідними формулами. Температуру стінки з боку гарячого теплоносія перевіряють за формулою

$$t_{cm1} = t_1 - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{cp} \quad (5.27)$$

де  $t_1$  — середня температура гарячого теплоносія, °С.

З боку холодного теплоносія

$$t_{cm2} = t_2 + \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{cp} \quad (5.28)$$

де  $t_2$  — середня температура холодного теплоносія, °С.

Для спрощення розрахунків іноді використовують наближені значення множника  $\left( \frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}$  у формулах (5.17-5.21).

Для холодного теплоносія, що нагрівається, приймається  $(Pr/Pr_{ct})^{0,25} = 1,0$  [6,с.150]. Для гарячого теплоносія, що охолоджується, приймається  $(Pr/Pr_{ct})^{0,25} = 0,93$  [6,с.150].

Таким чином можна уникнути необхідності ітераційного визначення температур поверхонь стінки. Розрахунковий коефіцієнт тепловіддачі холодного теплоносія при цьому дещо знижується, а для гарячого теплоносія береться типове середнє

значення множника  $(Pr/Pr_{cr})^{0,25}$ .

Середню різницю температур (температурний напір)  $\Delta t_{cp}$  для одноходових кожухотрубних теплообмінників визначають за формулами (5.4-5.7).

Для багатходових теплообмінників зі змішаною течією теплоносіїв за формулами (5.8-5.9).

#### 5.4. Гідралічний розрахунок теплообмінників

Цей розрахунок потрібний для визначення потужності (та напору) насосів та встановлення оптимального режиму роботи апарата. Потужність  $N$ , що потрібна для переміщення теплоносія через апарат, пропорційна добутку об'ємної витрати рідини  $V$  на перепад тисків в апараті  $\Delta p$ ,

$$N = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta} \quad (5.29)$$

де  $\eta$  — ККД насоса.

Отже, щоб визначити потужність, треба знати втрату тиску по тракту теплоносія від входу його в апарат і до виходу з апарата.

Втрати напору в трубопроводі в загальному випадку обумовлюються опором тертя і місцевими опорами.

Опір тертя, якій також називається **опором по довжині**, існує при русі реальної рідини по всій довжині трубопроводу. На нього впливає режим течії рідини (ламінарний, турбулентний, ступінь розвитку турбулентності). Місцеві опори виникають **при будь-яких змінах значення швидкості потоку чи його напрямку**. До їхнього числа відносяться вхід потоку в трубу і вихід з неї рідини, раптові звуження і розширення труб, відводи, коліна, трійники, запірні й регулюючі пристрої (крани, вентиля, засувки) і інші.

Таким чином, загублений напір  $h_{вт}$  є сумою двох доданків:

$$h_{вт} = h_{TP} + h_{M.O.} \quad (5.30)$$

Напір, загублений на тертя, виражається через швидкісний напір  $h_{шв} = w^2/2g$ . Величину, що показує, у скільки разів напір, загублений на тертя, відрізняється від швидкісного напору, називають **коефіцієнтом втрат енергії по довжині**, чи **коефіцієнтом опору по довжині**, чи **коефіцієнтом опору**

**тертя**, і позначають символом  $\zeta_{TP}$ , а залежну від критерію  $Re$  та шорсткості поверхні величину  $\lambda$ , що входить, у цю величину, – **коефіцієнтом гідравлічного тертя**, чи просто **коефіцієнтом тертя**.

Для прямих круглих труб:

$$\zeta_{TP} = \frac{h_{TP}}{w^2/2g} = \lambda \frac{l}{d}, \quad (5.31)$$

де  $l$  – довжина труби,  $d$  – її внутрішній діаметр.

Втрати напору на тертя можуть бути представлене у виді

$$h_{TP} = \zeta_{TP} \frac{w^2}{2g} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \quad (5.32)$$

чи для втрати тиску  $\Delta p_{TP}$  (з урахуванням того, що  $\Delta p_{TP} = \rho \cdot g \cdot h_{TP}$ )

$$\Delta p_{TP} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \quad (5.33)$$

При турбулентному русі коефіцієнт тертя  $\lambda$  в загальному випадку залежить не тільки від характеру руху рідини (значення  $Re$ ), але і від шорсткості стінок труб.

Шорсткість труб може бути кількісно оцінена деякою усередненою величиною абсолютної шорсткості  $e$ , що представляє собою середню висоту виступів шорсткості на внутрішній поверхні труб. За дослідними даними, для нових сталевих труб  $e \sim 0,06\text{--}0,1$  мм; для труб, які вже були в експлуатації, але не сильно підданих дії корозії сталевих труб  $e \sim 0,1\text{--}0,2$  мм; для старих забруднених сталевих і чавунних труб  $e \sim 0,5\text{--}2$  мм.

Відносна шорсткість  $\varepsilon$  виражається відношенням абсолютної шорсткості  $e$  до еквівалентного гідравлічного діаметра  $d$  труби:

$$\varepsilon = \frac{e}{d} \quad (5.34)$$

Для визначення  $\lambda$  при турбулентному русі в шорстких трубах рекомендується рівняння:

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[ \frac{\varepsilon}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} \quad (5.35)$$

Втрати напору в місцевих опорах, як і втрати на тертя,

виражають через швидкісний напір. **Відношення втрати напору в даному місцевому опорі  $h_{M.O}$  до швидкісного напору  $h_{шB} = \frac{w^2}{2g}$  називають коефіцієнтом втрат енергії в місцевому опорі**, чи просто **коефіцієнтом місцевого опору**, і позначають через  $\zeta_{M.O}$ . Отже, для всіх місцевих опорів трубопроводу

$$h_{M.O} = \sum \zeta_{M.O} \frac{w^2}{2g} \quad (5.36)$$

Коефіцієнти різних місцевих опорів у більшості випадків знаходять дослідним шляхом; їхні середні значення приводяться в довідковій літературі.

Таким чином, загальна втрата напору знаходиться за рівнянням

$$h_B = \left( \lambda \frac{l}{d_E} + \sum \zeta_{M.O} \right) \frac{w^2}{2g} \quad (5.37)$$

де  $\sum \zeta_{M.O}$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Відповідно втрата тиску (з урахуванням того, що  $\Delta p = \rho g h_B$ )

$$\Delta p_B = \left( \lambda \frac{l}{d_E} + \sum \zeta_{M.O} \right) \frac{\rho w^2}{2} \quad (5.38)$$

Величина  $h_B$  у рівнянні (5.37) виражається в  $m$  стовпа рідини і не залежить від роду рідини, а втрати тиску  $\Delta p_B$  залежать від її густини.

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для трубного простору кожухотрубних теплообмінників:

Вхідна та вихідна камери	$\xi_1 = 1,5$
поворот на $180^\circ$ між ходами	$\xi_2 = 2,5$
вхід у труби та вихід з них	$\xi_3 = 1,0$
поворот на $180^\circ$ через калач	$\xi_4 = 1,0$
Для розрахунку втрати тиску в трубному просторі	

багатоходового кожухотрубного теплообмінника рекомендована формула:

$$\begin{aligned} \Delta P_T &= \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \omega_T^2}{2} + \frac{\rho \omega_T^2}{2} \cdot \left[ 2(z-1) + 2\xi_3 z + \frac{\rho \omega_{um}^2}{2} \cdot 2\xi_1 \right] = \\ &= \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \omega_T^2}{2} + \frac{\rho \omega_T^2}{2} \cdot \left[ 2,5(z-1) + 2z + 3 \frac{\rho \omega_{um}^2}{2} \right], \end{aligned} \quad (5.39)$$

де  $\omega_{шт}$  - швидкість теплоносія у штуцерах трубного простору,  
 $\omega_T$  - швидкість теплоносія у трубах трубного простору,  
 $z$  - кількість ходів трубного простору,  $L$  - загальна довжина труб.

В (5.39) враховано, що потік у трубному просторі  $z-1$  разів робить поворот на  $180^\circ$ ,  $z$  разів входить та виходить у трубний простір та входить і виходить через штуцери вхідної та вихідної камер.

Для розрахунку середньої швидкості теплоносія в трубному просторі застосовують формулу:

$$w_T = \frac{G_T}{\rho_T \cdot S_T} \quad (5.40)$$

де  $S_T$  - площа перерізу трубного простору. Для кожухотрубних теплообмінників площі перерізів наведені в табл. 9.1, для теплообмінників типу "труба в трубі" розраховуються за формулою:

$$S_T = 0,785 d^2 \quad (5.41)$$

Для розрахунку швидкості теплоносія в міжтрубному просторі застосовують формулу:

$$w_{MT} = \frac{G_{MT}}{\rho_{MT} \cdot S_{MT}} \quad (5.42)$$

де  $S_{MT}$  - площа перерізу міжтрубного простору. Для кожухотрубних теплообмінників в табл. 9.1 наведені дві площі перерізів - у вирізі перегородки і між перегородками. **Рекомендується у (5.42) підставляти площу перерізу у вирізі перегородки.**

Для теплообмінників типу "труба в трубі"  $S_{MT}$  розраховують як площу кільцевого перерізу за формулою:

$$S_{MT} = 0,785 \cdot (D_b^2 - d^2) \quad (5.43)$$

де  $D_b$  – внутрішній діаметр зовнішньої труби,  $d$  – зовнішній діаметр внутрішньої труби.

Для розрахунку втрати тиску в міжтрубному просторі багатоходового кожухотрубного теплообмінника рекомендована формула:

$$\begin{aligned} \Delta P_{MT} &= \zeta_{MT3} \cdot (x+1) \frac{\rho_{MT} \omega_{MT}^2}{2} + \zeta_{MT2} x \frac{\rho_{MT} \omega_{MT}^2}{2} + 2\zeta_{MT1} \frac{\rho_{MT} \omega_{MTHT}^2}{2} = \\ &= \frac{3m(x+1)}{Re_{MT}^{0,2}} \cdot \frac{\rho_{MT} \omega_{MT}^2}{2} + 1,5x \frac{\rho_{MT} \omega_{MT}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{MT} \omega_{MTHT}^2}{2} \end{aligned} \quad (5.44)$$

в якій враховано, що потік в міжтрубному просторі  $x$  разів робить повороти на  $180^\circ$ ,  $x+1$  разів рухається поперек пучка труб та входить та виходить через штуцери міжтрубного простору ( $x$  – число сегментних перегородок міжтрубного простору),  $m$  – число рядів труб в напрямку руху потоку. Приблизно це число визначається в залежності від загального числа труб  $n$  [2, с.34]:

$$m = (n / 3)^{0,5}. \quad (5.45)$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для міжтрубного простору кожухотрубних теплообмінників:

вхід та вихід рідини	$\zeta_{MT1} = 1,5;$
поворот на $180^\circ$ через сегментну перегородку в міжтрубному просторі	$\zeta_{MT2} = 1,5$
опір пучка труб потоку, який рухається перпендикулярно трубам,	$\zeta_{MT3} = 3 \cdot m / Re_{MT}^{0,2}$
де $m$ – число рядів пучка в напрямку руху.	

Значення коефіцієнтів місцевих опорів для окремих елементів теплообмінників типу “труба в трубі”:

на вході в трубний простір	$\zeta_{1ТВХ} = 0,5$
на виході з трубного простору	$\zeta_{1ТВВХ} = 1,0$
поворот на $180^\circ$ через “калач”	$\zeta_{T2} = 1,5$
на вході в міжтрубний простір під кутом $90^\circ$ до напрямку руху потоку	$\zeta_{1МТВХ} = 1,5$
на виході з міжтрубного простору під кутом $90^\circ$ до напрямку руху потоку	$\zeta_{1МТВВХ} = 1,0$

Сума місцевих опорів трубного простору для  $n$  елементів:

$$\sum \xi_{\text{МОТ}} = (n-1) \cdot \xi_{\text{T2}} + \xi_{\text{1ТВХ}} + \xi_{\text{1ТВХ}} \quad (5.46)$$

Сума місцевих опорів міжтрубного простору для  $n$  елементів:

$$\sum \xi_{\text{МОМТ}} = n \cdot (\xi_{\text{1МТВХ}} + \xi_{\text{1МТВХ}}) \quad (5.47)$$

### 5.5. Оптимізація процесу теплообміну

У разі вимушеного руху теплоносіїв тепловіддача змінюється в прямій залежності від швидкості. Здавалося б, збільшуючи швидкість, можна безмежно інтенсифікувати процес теплопередачі і тим самим зменшити розміри поверхні нагріву. Проте із збільшенням швидкості зростають також гідравлічний опір і потужність насоса, потрібна для його подолання. Тому питання про штучну інтенсифікацію теплопередачі має розв'язуватися з урахуванням зв'язку між інтенсивністю теплообміну і потрібною потужністю на перекачування теплоносія з потрібною швидкістю. Розрахунок якраз і передбачає встановлення найвигіднішої швидкості руху теплоносіїв. Оптимальна швидкість руху теплоносія відповідає мінімуму функції

$$S = \frac{K}{P} + E \quad (5.48)$$

де  $S$  — сумарні витрати на виготовлення та експлуатацію апарата, віднесені до одного року роботи, грн/рік;  $K$  — капітальні витрати на виготовлення і монтаж апарата, грн;  $P$  — передбачувана кількість років роботи апарата;  $E$  — річні експлуатаційні витрати, грн/рік.

Аналітично відшукати мінімум функції (5.48) досить складно. Тому вдаються до графічних методів. Вибравши ряд значень для швидкості теплоносія, обчислюють за критеріальними рівняннями коефіцієнти тепловіддачі, а потім коефіцієнт теплопередачі і поверхню теплообміну. Далі визначають капітальні



витрати

$$K = C_F F, \quad (5.49)$$

де  $C_F$  — вартість  $1\text{ м}^2$  поверхні теплообміну, грн.

Для тих самих заданих значень швидкості руху теплоносія розраховують гідравлічний опір апарата і потужність, потрібну для його подолання. Далі при заданих вартості  $1\text{ кВт}\cdot\text{год}$  енергії і річній тривалості роботи апарата

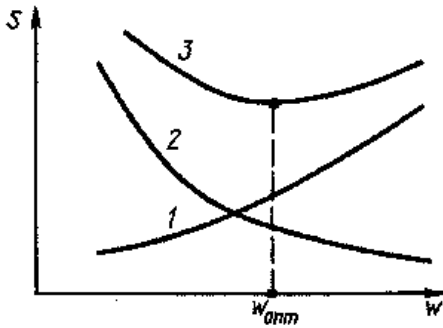


Рис. 5.15 Криві витрат.

обчислюють річні експлуатаційні витрати  $E$ . На підставі зроблених розрахунків будують криві (рис. 5.1) експлуатаційних 1, амортизаційних 2 і сумарних 3 витрат залежно від швидкості руху теплоносія. Оптимальне значення швидкості відповідає мінімуму на кривій сумарних витрат.

Вибираючи швидкість руху теплоносіїв, можна керуватися такими рекомендаціями: для рідин  $w = 0,5 \dots 1,5\text{ м/с}$ ; для пари —  $20 \dots 40$ ; для газів —  $5 \dots 15\text{ м/с}$ .

## 5.6 Конструкційний розрахунок теплообмінників

**Після теплового розрахунку** теплообмінника виконують конструкційний. Метою конструкційних розрахунків є визначення тих геометричних розмірів апарата, які не наведені у відповідних стандартах, а також визначення матеріалу і розмірів допоміжних елементів, таких як прокладки фланцевих з'єднань, а також опор апаратів.

Товщина кожуха залежить від його діаметру та максимального тиску, який може виникнути в процесі експлуатації апарату.

Корпус розраховується на внутрішній тиск, тобто

перевіряється, чи витримає стінка обраної товщини максимально можливий внутрішній тиск.

Допустима товщина стінки  $\delta$  розраховується за формулою:

$$\delta = 0,5 \cdot p \cdot D_v / (\sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi) + C \quad (6.1),$$

де  $p$  – робочий тиск,  $D_v$  - внутрішній діаметр кожуха,  $\sigma_{\text{доп}}$  – допустиме напруження матеріалу кожуха,  $\varphi$  - коефіцієнт міцності зварного шва,  $C$  - збільшення на корозію,  $C = 2 \div 8$  мм.

Допустиме напруження для сталі марки Ст. 3  $\sigma_{\text{доп}} = 135$  МПа для температурного інтервалу 20-100 °С [1, с.76],  $\varphi$  - коефіцієнт міцності зварного шва,  $\varphi = 0,65$  для однобокого зварювання,  $\varphi = 0,85$  для зварювання з двох боків.

Товщина трубної решітки  $\delta_p$  за умов кріплення труб методом розвальцьовки розраховується за формулою:

$$\delta_p = \frac{4,8d_n}{t - d_n} \quad (6.2),$$

де  $d_n$  - зовнішній діаметр труб,  $t$  – відстань між осями труб.

Значення  $d_n$  і відповідного  $t$  визначаються згідно ГОСТ 15118 [9]. Рекомендовані межі значень  $\delta_p$  - 15-35 мм.

Тип фланців для кожухотрубних теплообмінників визначений у ГОСТ 15122-79 [8]. Це повинні бути фланці з виступом або впадиною сталеві приварені встик.

Умовні прохідні діаметри фланців визначені у ГОСТ 15122-79.

Відповідно до вказаного умовного прохідного діаметру у ГОСТ 12831 – 67 «Фланцы с выступом или впадиной стальные приварные встык» [11] для визначеного робочого тиску наведені всі геометричні розміри фланців, а також кількість та різьба болтів для з'єднання фланців.

Для теплообмінників типу "труба у трубі" прохідні діаметри фланців не нормалізовані. Для трубного простору прохідний діаметр фланця обирається однаковим з внутрішнім діаметром труби. Для міжтрубного простору діаметр умовного

проходу (внутрішній діаметр) фланців та штуцерів для підведення і відведення теплоносіїв розраховується на основі рівняння масової витрати:

$$G = \rho \cdot \omega_{шт} \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн.шт}^2}{4} \quad (6.3)$$

звідки

$$d_{вн.шт} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \cdot \rho \cdot \omega_{шт}}} \quad (6.4)$$

де  $\omega_{шт}$  - швидкість руху теплоносія в штуцері, м/с.

Звичайно витрата робочої рідини відома і, отже, для розрахунку діаметра штуцера (та фланця) вимагається визначити єдиний параметр —  $\omega_{шт}$ . Чим більше швидкість, тим менше необхідний діаметр штуцера, тобто менше вартість, його монтажу і ремонту. Проте із збільшенням швидкості **ростуть** втрати тиску в трубопроводі, що **приводить** до збільшення перепаду тиску, необхідного для переміщення рідини, і, отже, до **зростання витрат** енергії на її переміщення.

Оптимальний діаметр, при якому сумарні **витрати** на переміщення рідини мінімальні, слід **знаходити** шляхом техніко-економічних розрахунків. На практиці можна виходити з **наступних** значень швидкостей, що забезпечують близький до оптимального діаметр трубопроводу:

- для в'язких рідин  $\omega = 0,1 \dots 0,5$  м/с,
- для малов'язких рідин  $\omega = 0,5 \dots 1,0$  м/с.

Слід зауважити, що саме вибором оптимальної швидкості теплоносія зумовлено визначення розміру зовнішньої труби теплообмінника типу "труба у трубі" і відповідно площі перерізу міжтрубного простору  $S_{MT}$ . Площа перерізу штуцера та фланця доцільно обрати рівною  $S_{MT}$ . Тоді прохідний діаметр фланця  $d_{пр}$ :

$$d_{пр} = \sqrt{\frac{4S_{MT}}{\pi}} \quad (6.5)$$

При розрахункові прокладок для фланцевих з'єднань необхідно визначити матеріал та розміри прокладок, які забезпечать герметичність роз'ємних з'єднань. Розраховуються

прокладки для фланців корпусу, фланців трубного простору та фланців міжтрубного простору.

Максимальний діаметр прокладки не повинен перевищувати діаметр впадини фланця, а діаметр отвору прокладки не повинен бути меншим за реальний прохідний діаметр фланця.

При визначених ( з ГОСТ 12831 – 67) кількості та діаметрах болтів необхідну площу прокладки  $S_{пр}$  можна визначити, прирівнявши загальне допустиме навантаження на болти та необхідне навантаження на прокладку для її герметизації.

Допустиме навантаження на 1 болт:

$$f_B = 0,785 \cdot \sigma_{доп} \cdot (d_{рв} - C_1)^2 \quad (6.6),$$

де  $d_{рв}$  - внутрішній діаметр різьби,  $\sigma_{доп}$  - допустиме напруження матеріалу болтів,  $C_1$  - конструктивна добавка, (для болтів з вуглецевої сталі  $C_1 = 2$  мм).

Необхідне для герметизації прокладки навантаження  $f_{пр}$  :

$$f_{пр} = S_{пр} \cdot \sigma_{пр} = \pi \cdot D_{прср} \cdot b \cdot q_{пр} \quad (6.7)$$

де  $D_{прср}$  - середній діаметр прокладки,  $b$  - ширина прокладки,  $q_{пр}$  - тиск на поверхню прокладки, необхідний для герметизації роз'ємного з'єднання фланець – прокладка – фланець, визначається для матеріалу прокладки.

З рівняння

$$n \cdot f_B = F_B = f_{пр} \quad (6.8),$$

де  $n$  – кількість болтів, можна визначити ширину прокладки  $b$ .

Визначимо середній діаметр прокладки через її внутрішній діаметр  $D_{п1}$  та ширину прокладки  $b$ :  $D_{прср} = D_{п1} + b$ ,

тоді з рівняння (6.8) отримаємо квадратне відносно невідомого  $b$  рівняння:

$$b^2 + D_{п1} \cdot b - F_B / (\pi \cdot q_{пр}) = 0 \quad (6.9).$$

Розв'язком рівняння є:

$$b = -\frac{D_{n1}}{2} + \sqrt{\left(\frac{D_{n1}}{2}\right)^2 + \frac{F_B}{\pi \cdot q_{np}}} \quad (6.10).$$

Внутрішній діаметр прокладки  $D_{n1}$  звичайно приймають рівним прохідному діаметру фланця.

Вибір опор апарату залежить від того, який апарат – вертикальний чи горизонтальний. Деякі геометричні розміри опор наведені в ГОСТ 15122, інші необхідно розрахувати.

Встановлення хімічних апаратів на фундаменти або спеціальні конструкції здійснюється за допомогою опор. Безпосередньо на фундамент встановлюють тільки апарати з плоским днищем. Розрізняють опори двох типів: опори вертикальних апаратів та опори горизонтальних апаратів. Опори можуть розміщуватись знизу апарату, вони жорстко з'єднані з днищем апарату та призначені для встановлення апаратів на фундаменти (зовні приміщень) або на підлозі. Існують опори, які розміщуються з боків апарату, вони також жорстко з'єднані з обечайкою, вони застосовуються для циліндричних апаратів, які підвішуються на несучій конструкції. Конструктивні розміри сталевих підвісних лап для вертикальних апаратів наведені в табл. 9.6. Відношення вильоту опори  $l_{op}$  до її висоти  $H_{op}$  рекомендовано приймати рівним 0,5. Висота опор визначається в залежності від геометричних розмірів апарату – головним чином від його зовнішнього діаметру.

Опори вертикальних підвісних апаратів встановлюються на 3 або більше лап.

Опори горизонтальних апаратів розміщуються знизу апарату і можуть бути роз'ємними або жорстко закріпленими. Кількість опор на апараті може дорівнювати 2,3 та більшій кількості в залежності від довжини апарату. Одна з опор жорстко з'єднується з фундаментом, інші опори повинні мати вільне переміщення відносно фундаменту, якщо можливе подовження обечайки апарату під час роботи. Якщо температурні подовження апарату відсутні, то можна ставити нерухомі опори.

## 7. Приклади розрахунку теплообмінників

### 7.1. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника

#### *Завдання:*

*Розрахувати та спроектувати чотириходовий кожухотрубчатий горизонтальний теплообмінник для охолодження оцтової кислоти.*

*Початкова температура 70 °С, кінцева температура 35 °С.*

*Витрати оцтової кислоти 105000 кг/год. Охолодження провести водою.*

*Прийняти середню абсолютну шорсткість труб  $\Delta = 0,2$  мм.*

#### *1. Матеріальний та тепловий розрахунки.*

##### *1.1. Рушійна сила теплообміну .*

Приймаємо наступні значення температур води (холодного теплоносія)

$$t_{2п} = 10 \text{ }^\circ\text{C}, \quad t_{2к} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

Для протитечії маємо наступний розподіл температур на кінцях теплообмінника:

35 ← 70	оцтова кислота
10 → 30	вода

Знаходимо температурні напори на вході та виході теплообміннику

$$\Delta t_{п} = t_{1п} - t_{2к} = 70 - 30 = 40 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{к} = t_{1к} - t_{2п} = 35 - 10 = 25 \text{ }^\circ\text{C},$$

$t_{1п}, t_{1к}$ -початкова і кінцева температури першого (гарячого) теплоносія – оцтової кислоти;

$t_{2п}, t_{2к}$ -початкова і кінцева температури другого (холодного) теплоносія - води.

Для чотириходового теплообмінника з простим змішаним током (один хід у міжтрубному просторі та чотири ходи у трубному) середню різницю температур між гарячим та холодним теплоносіями можна визначити за формулою (5.9):

$$\Delta t_{cp} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mu} + A}{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mu} - A}} = \frac{40,3}{\ln \frac{40+25+40,3}{40+25-40,3}} = 27,8^{\circ}C$$

де  $A = \sqrt{\delta T^2 + \delta t^2} = \sqrt{35^2 + 20^2} = 40,3^{\circ}C$ ,

$\Delta t_{\delta}$  – більша з різниць температур на кінцях теплообмінника,  $\Delta t_{\mu}$  – менша різниця температур (на іншому кінці теплообмінника,  $\delta T$  – зміна температури гарячого теплоносія,  $\delta t$  – зміна температури холодного теплоносія.

Оскільки температура води змінюється менше, ніж у оцтової кислоти, середня температура води:

$$t_{2сер} = 0,5 (t_{2п} + t_{2к}) = 0,5 (10 + 30) = 20^{\circ}C.$$

Середня температура оцтової кислоти:

$$t_{1сер} = t_{2сер} + \Delta t_{сер} = 20 + 27,8 = 47,8^{\circ}C.$$

### 1.2. Необхідні фізичні параметри теплоносіїв:

	Вода при 20°C (табл.9.12)	Оцтова кислота при 47,8°C (табл.9.8-9.11)
Густина	$\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3$	$\rho_1 = 1019 \text{ кг/м}^3$
Теплоємність	$C_{p2} = 4190 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$C_{p1} = 2160 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$
В'язкість	$\mu_2 = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\mu_1 = 0,81 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$
Теплопровідність	$\lambda_2 = 0,597 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\lambda_1 = 0,167 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$
Критерій Прандтля	$Pr_2 = 7,02$	$Pr_1 = 10,5$

### 1.3. Тепловий баланс теплообмінного апарату.

Тепловий розрахунок починається з визначення теплового навантаження апарату та витрат охолоджуючого теплоносія. Тепловим навантаженням називається кількість тепла, яке передається від гарячого теплоносія до холодного. Теплове навантаження  $Q_1$  визначається з урахуванням 3% витрат тепла (формула (5.24)).

$$Q_1 = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_{1п} - t_{1к}) \cdot \eta = (105000/3600) \cdot 2,160 \cdot (70 - 35) \cdot 1,03 = 2271 \text{ кВт},$$

де  $G_1 = \frac{105000}{3600} = 29,2 \text{ кг/с}$  - масові витрати оцтової кислоти..

$\eta$  - поправка на теплові втрати, прийнято  $\eta = 1,03$ .

Витрата води при обраних температурах входу та виходу охолоджуючого теплоносія визначається з рівняння теплового балансу (5.23-5.24):

$$Q_2 = Q_1 = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_{2к} - t_{2п}),$$

звідки:

$$G_2 = Q_2 / (C_{p2} \cdot (t_{2к} - t_{2п})) = 2271 / (4,190 \cdot (30 - 10)) = 27,1 \text{ кг/с}.$$

#### *1.4. Визначення основних геометричних розмірів теплообмінного апарату (1 наближення).*

Визначимо в першому наближенні необхідну поверхню теплообміну. Прийемо для першого наближення припустиме значення коефіцієнта теплопередачі

$$K = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тоді з основного рівняння теплопередачі (5.4):

$$F(1) = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{сеп}} = \frac{2271000}{800 \cdot 28} = 101,4 \text{ м}^2.$$

Згідно ГОСТ 15122-79 (табл.9.1-9.3) з чотирьоходових теплообмінників обираємо найближчий за поверхнею теплообміну, який має параметри:

Поверхня теплообміну	<b>F = 126 м<sup>2</sup>,</b>
Внутрішній діаметр кожуха	D <sub>в</sub> = 600 мм,
Зовнішній діаметр труб	d <sub>тз</sub> = 20 мм,
Число ходів по трубах	z = 4,
Товщина труб	δ = 2 мм,
Площа прохідного перерізу по трубах	S <sub>т</sub> = 0,016 м <sup>2</sup> ,
Площа прохідного перерізу у вирізі перегородки	S <sub>мт</sub> = 0,041 м <sup>2</sup> ,
Довжина теплообмінних труб	L = 6000 мм,
Число перегородок у міжтрубному просторі	x = 18,
Умовний прох. діаметр штуцерів трубного простору	D <sub>тш</sub> = 150 мм,
Умовний прох. діаметр штуцерів міжтрубного простору	D <sub>мтш</sub> = 200 мм.
Додаткова інформація згідно ГОСТ 15118-79 (табл. 9.1)	
Загальне число труб	n <sub>тр</sub> = 334,



### 1.5. Швидкість руху теплоносіїв.

У трубний простір пускаємо воду, щоб мати можливість очищення трубного простору від "водяного каменю". Згідно (5.40):

$$\omega_T = (G_T / \rho_T) / S_T = (27,1 / 998) / 0,016 = 1,70 \text{ м/с.}$$

Швидкість оцтової кислоти у міжтрубному просторі (5.42):

$$\omega_{MT} = (G_{MT} / \rho_{MT}) / S_{MT} = (29,2 / 1019) / 0,041 = 0,70 \text{ м/с.}$$

### 1.6. Коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі

#### 1.6.1. Трубний простір (вода).

Режим течії визначається за значенням критерію Рейнольдса, визначальним лінійним розміром є внутрішній діаметр теплообмінних труб  $d_T$ .

$$Re_T = \frac{\omega_T \cdot d_T \cdot \rho_T}{\mu_T} = \frac{1,70 \cdot 0,016 \cdot 998}{0,001} = 27146.$$

Тобто рух – турбулентний. Для визначення критерію Нуссельта застосовуємо критеріальне рівняння (5.19):

$$\begin{aligned} Nu_T &= 0,023 \cdot Re_T^{0,8} \cdot Pr_T^{0,4} \cdot (Pr_T / Pr_{TCT})^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot 27146^{0,8} \cdot 7,02^{0,4} \cdot 1,0 = 176,7. \end{aligned}$$

Для води, як теплоносія, що нагрівається, прийнято  $(Pr / Pr_{TCT})^{0,25} = 1,0$ .

Коефіцієнт тепловіддачі води  $\alpha_T$  (5.13):

$$\alpha_T = \frac{Nu_T \cdot \lambda_T}{d_T} = \frac{176,7 \cdot 0,597}{0,016} = 6593 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

#### 1.6.2. Міжтрубний простір (оцтова кислота).

Режим течії визначається за значенням критерію Рейнольдса, визначальним лінійним розміром є зовнішній діаметр теплообмінних труб.

$$Re_{MT} = \frac{\omega_{MT} \cdot d_{MT} \cdot \rho_{MT}}{\mu_{MT}} = \frac{0,70 \cdot 0,020 \cdot 1019}{0,00081} = 17612,$$

Тобто рух – турбулентний. Для визначення критерію

Нуссельта обираємо критеріальне рівняння, яке застосовується для рідини, яка омиває міжтрубний простір кожухотрубного теплообміннику при наявності сегментних перегородок (5.21):

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{MT}} &= 0,24 \cdot \text{Re}_{\text{MT}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{MT}}^{0,36} \cdot (\text{Pr}_{\text{MT}}/\text{Pr}_{\text{MTCT}})^{0,25} = \\ &= 0,24 \cdot 17612^{0,6} \cdot 10,5^{0,36} \cdot 0,93 = 183,6. \end{aligned}$$

Для оцтової кислоти, як теплоносія, що охолоджується, прийнято  $(\text{Pr}_{\text{MT}}/\text{Pr}_{\text{MTCT}})^{0,25} = 0,93$ .

Коефіцієнт тепловіддачі оцтової кислоти:

$$\alpha_{\text{MT}} = \frac{\text{Nu}_{\text{MT}} \cdot \lambda_{\text{MT}}}{d_{\text{MT}}} = \frac{183,6 \cdot 0,167}{0,020} = 1533 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі (5.10):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{1}{\alpha_{\text{MT}}} + \frac{\delta_{\text{cm}}}{\lambda_{\text{cm}}} + r_3} = \frac{1}{\frac{1}{6593} + \frac{1}{1533} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2900}} = 839 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де  $\delta_{\text{ст}} = 0,002$  м- товщина стінки теплообмінної труби,  $\lambda_{\text{ст}} = 46,5$  Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності сталі [6, с. 529 ],  $r_3 = 1/2900$  м<sup>2</sup>·К/Вт – термічний опір забруднення для водопровідної води середньої якості (табл. 9.4), термічним опором забруднень з боку оцтової кислоти нехтуємо.

### 1.7. Поверхня теплопередачі.

Визначимо поверхню теплопередачі з основного рівняння теплопередачі за розрахованим коефіцієнтом теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{сеп}}} = \frac{2271000}{839 \cdot 28} = 96,7 \text{ м}^2.$$

Попередньо обраний згідно ГОСТ 15122-79 (табл.9.1) теплообмінник має площу теплопередачі 126 м<sup>2</sup>.

Запас поверхні теплообміну

$$\delta F = \frac{126 - 96,7}{96,7} \cdot 100 = 30\%.$$

## 2. Гідравлічний розрахунок.

Метою розрахунку є визначення величини опору, який вноситься теплообмінником у систему трубопроводів та визначення потужності насосів для переміщення теплоносіїв. Для проходження через теплообмінний апарат теплоносії повинні подаватись під деяким надлишковим тиском для того, щоб подолати гідравлічний опір апарату.

### 2.1. Визначення швидкостей рідин у штуцерах.

Згідно ГОСТ 15122-79 (табл. 9.3) умовні прохідні діаметри штуцерів трубного  $D_{\text{тш}}$  та міжтрубного  $D_{\text{мтш}}$  простору:  $D_{\text{тш}} = 150$  мм,  $D_{\text{мтш}} = 200$  мм.

Для штуцерів трубного простору обираємо стандартну трубу 159х4,5 мм.

Швидкість води у штуцерах трубного простору:

$$\omega_{\text{тш}} = \frac{G_{\text{Т}}}{\rho_{\text{Т}} \cdot S_{\text{ТШ}}} = \frac{G_{\text{Т}}}{\rho_{\text{Т}} \cdot 0,785 \cdot d_{\text{ТШ}}^2} = \frac{27,1}{998 \cdot 0,785 \cdot 0,15^2} = 1,54 \text{ м/с.}$$

Швидкість оцтової кислоти у штуцерах міжтрубного простору:

$$\omega_{\text{мтш}} = \frac{G_{\text{МТ}}}{\rho_{\text{МТ}} \cdot S_{\text{МТШ}}} = \frac{G_{\text{МТ}}}{\rho_{\text{МТ}} \cdot 0,785 \cdot d_{\text{МТШ}}^2} = \frac{29,2}{1019 \cdot 0,785 \cdot 0,20^2} = 0,91 \text{ м/с.}$$

### 2.2. Визначення гідравлічного опору трубного простору.

Гідравлічний опір трубного простору складається з опору тертя, який пропорційний довжині труб, та місцевих опорів.

Для трубного простору маємо такі місцеві опори (розділ 5.4):

- $\xi_{\text{т1}} = 1,5$  - вхідна та вихідна камери,
- $\xi_{\text{т2}} = 2,5$  - поворот на  $180^\circ$  між ходами,
- $\xi_{\text{т3}} = 1,0$  - вхід у труби та вихід з них.

Для визначення гідравлічного опору трубного простору необхідно обчислити коефіцієнт тертя  $\lambda_{\text{т}}$ . Задана середня абсолютна шорсткість сталевих труб  $e=0,2$  мм. Відносна шорсткість (5.34):

$$\varepsilon = \varepsilon/d_T = 0,2/16 = 0,0125.$$

Коефіцієнт тертя  $\lambda_T$  визначимо за формулою (5.35):

$$\lambda_T = 0,25 \left\{ \lg \left[ \frac{0,0125}{3,7} + \left( \frac{6,81}{27146} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,0433$$

Для визначення гідравлічного опору на тертя трубного простору скористаємося формулою (5.39):

$$\begin{aligned} \Delta P_T &= \lambda_T \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \omega_T^2}{2} + \frac{\rho \omega_T^2}{2} \cdot \left[ 1,5(z-1) + 2z \right] + \frac{\rho \omega_{TIII}^2}{2} \cdot \sum \xi_{m1} = \\ &= 0,0433 \cdot \frac{6,0 \cdot 998 \cdot 1,70^2}{2 \cdot 0,016} + 0,5 \cdot 998 \cdot 1,70^2 [2,5 \cdot 3 + 2 \cdot 4] + \\ &+ 0,5 \cdot 998 \cdot 1,54^2 (1,5+1,5) = 23416 + 22353 + 3550 = 49319 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Для горизонтального апарату втратами напору на підйом води знехтуємо.

### 2.3. Визначення гідравлічного опору міжтрубного простору.

Для розрахунку гідравлічного опору міжтрубного простору застосуємо формулу (5.44).

Коефіцієнти місцевих опорів потоку, який рухається у міжтрубному просторі:

$$\xi_{MT1} = 1,5 - \text{вхід та вихід рідини,}$$

$\xi_{MT2} = 1,5$  - поворот на  $180^\circ$  через сегментну перегородку,

$\xi_{MT3} = 3 \cdot m / \text{Re}_{mT}^{0,2}$  - опір пучка труб потоку, який рухається перпендикулярно трубам, де  $m$  – число рядів труб в напрямку руху.

Приблизно це число визначається в залежності від загального числа труб  $n$  (5.45):

$$m = (n / 3)^{0,5} = (334/3)^{0,5} = 10,6.$$

Приймаємо  $m = 11$ . Тоді:

$$\xi_{MT3} = \frac{3m}{\text{Re}_{mT}^{0,2}} = \frac{3 \cdot 11}{17612^{0,2}} = 4,67.$$

Враховуючи, що потік перетинає пучок труб  $x+1$  раз, та

x разів робить поворот на 180° через сегментну перегородку (де x - число перегородок):

$$\begin{aligned} \Delta P_{MT} &= (x \cdot \xi_{MT2} + (x+1) \cdot \xi_{MT3}) \cdot 0,5 \cdot \rho_{MT} \cdot \omega_{MT}^2 + 2 \cdot \xi_{MT1} \cdot 0,5 \cdot \rho_{MT} \cdot \omega_{MT}^2 = \\ &= (18 \cdot 1,5 + 19 \cdot 3,52) \cdot (0,5 \cdot 1019 \cdot 0,70^2) + 2 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 1019 \cdot 0,91^2 = \\ &= 24703 \text{ Па.} \end{aligned}$$

#### 2.4. Визначення потужності насосів.

Теоретична потужність насосу  $N_{\text{теор}}$  пропорційна об'ємній витраті рідини  $V$  та гідравлічному опору апарату  $\Delta P$ . Реальна потужність визначається з використанням коефіцієнта корисної дії  $\eta$  (5.29):

$$N = \frac{\Delta p \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \quad V = \frac{G}{\rho}$$

Для трубного простору визначаємо необхідну потужність насосу (прийнято  $\eta=0,7$ ):

$$N_T = \frac{G_T \cdot \Delta p_T}{1000 \cdot \rho_T \cdot \eta} = \frac{27,1 \cdot 49319}{1000 \cdot 998 \cdot 0,7} = 1,91 \text{ кВт.}$$

Для міжтрубного простору визначаємо необхідну потужність насосу (прийнято  $\eta = 0,7$ ):

$$N_{MT} = \frac{G_{MT} \cdot \Delta p_{MT}}{1000 \cdot \rho_{MT} \cdot \eta} = \frac{29,2 \cdot 23438}{1000 \cdot 1019 \cdot 0,7} = 0,96 \text{ кВт.}$$

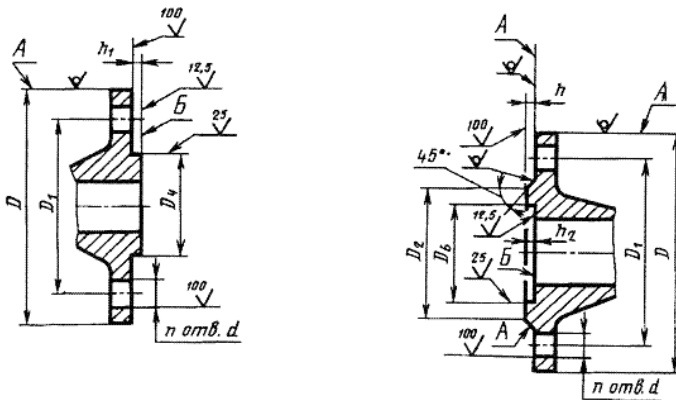
### 3. Конструктивна розробка теплообмінника.

#### 3.1. Визначення параметрів фланців.

Необхідні розміри та маси фланців трубного та міжтрубного простору, а також кожуху вибрані з табл. 9.7.

Умовні прохідні діаметри фланців визначені у ГОСТ 15122-79. Параметри фланців для трубного та міжтрубного простору а також кожуху та розподільчих камер визначаємо для тиску 1,6 МПа згідно ГОСТ 12830-67 "Фланцы с соединительным выступом стальные приварные встык" ( $P_y$  от 1 до 200 кгс/см<sup>2</sup>) [11].

$P_y = 1,6$ МПа	Фланці трубно ого. прост ору	Фланці міжтр убног о.прос тору	Фланці корпу су	$P_y = 1,6$ МПа	Фланці трубно огопр остору	Фланці міжтр убног о.прос тору	Фланці корпу су
$D_v$	150	200	600	$h_3$	4	3	5
$d_n$	159	219	630	$D_m$	180	240	660
$D$	280	335	840	$D_n$	161	222	636
$D_1$	240	295	770	$r$	6	6	10
$d_1$	146	202	602	$d$	23	23	40
$b$	19	21	41	$n$	8	12	20
$h$	57	58	90	$d$ різьби	20	20	36
$D_4$	212	259	677	$M_{вист}$ , кг	8,28	11,72	97,81
$h_2$	4	4	6	$M_{впад}$ , кг	7,88	11,28	96,73.
$D_2$	212	268	720				
$h_1$	3	3	5				
$D_6$	212	260	678				



**Рис.7.1.** Фланці згідно ГОСТ 12831 – 67  
«Фланцы с выступом или впадиной стальные приварные встык».

### 3.2. Визначення розмірів розподільчої камери та кришки.

Згідно ГОСТ 15122-79 розподільча камера має такі розміри:

Внутрішній діаметр фланців на виході (вході) -	150 мм,
Довжина приварного фланцю з боку труб $h_{\text{фл1}} = (h+h_1) =$	79 мм,
Довжина приварного фланцю на виході (вході) $h_{\text{фл2}} = (h+h_2) =$	61 мм,
Внутрішній діаметр з боку трубного простору -	600 мм.
Товщина камери -	5,0 мм.
Зовнішній діаметр $D_3$ -	610 мм.

(Останні 2 розміри у ГОСТ 15122-79 не визначені, їх обрано на підставі розрахунку міцності кожуха (розділ 3.3)).

Висоту штуцера  $h_{\text{шт}}$  розрахуємо згідно ГОСТ 15122-79:

$$h_{\text{шт}} = H/2 - D_3/2 - (h + h_2) = 530 - 305 - 61 = 164 \text{ мм.}$$

Штуцери виготовляємо з труби 159x4,5 мм.

Визначимо розміри еліптичної частини камери та кришки.

Згідно [3, с.50] рекомендоване наступне співвідношення висоти еліптичної частини та внутрішнього діаметра циліндричної частини  $D_y$ :

$$h_e = (0,2 \div 0,25) \cdot D_y = (0,2 \div 0,25) \cdot 600 = 120 \div 150 \text{ мм.}$$

Прийmemo  $h_e = 150$  мм.

Висота циліндричної відбортовки кришки повинна відповідати співвідношенню:  $h_0 > s$ , де  $s$  – товщина стінки днища.

Прийmemo  $h_0 = 35$  мм, тоді загальна висота кришки:

$$h_k = h_e + h_0 + h_{\text{ф}} = 150 + 35 + 80 = 265 \text{ мм.}$$

Довжина розподільчої камери

$$L_k = L^* - l - h_k = 6910 - 6000 - 265 = 645 \text{ мм.}$$

Еліптична частина розподільчої камери також має відбортовку  $h_0 = 35$  мм

Довжина циліндричної частини розподільчої камери  $l_{\text{ц}}$ :

$$l_{\text{ц}} = L_k - h_{\text{фл1}} - h_e - h_0 = 645 - 80 - 150 - 35 = 380 \text{ мм.}$$

### 3.3. Розрахунок міцності корпусу.

Корпус розраховується на внутрішній тиск, тобто перевіряється, чи витримає стінка обраної товщини максимально можливий внутрішній тиск.

Допустима товщина стінки розраховується за формулою (6.1):

$$\delta = 0,5 \cdot p \cdot D_v / (\sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi) + C,$$

де  $p$  – робочий тиск,  $D_v$  - внутрішній діаметр кожуха,  $\sigma_{\text{доп}}$  – допустиме напруження матеріалу кожуха,  $\varphi$  - коефіцієнт міцності зварного шва,  $C$ - збільшення на корозію,  $C = 2 \div 8$  мм.

Допустиме напруження для сталі марки Ст. 3  $\sigma_{\text{доп}} = 135$  МПа для температурного інтервалу 20-100 °С [1, с.76],  $\varphi$  - коефіцієнт міцності зварного шва,  $\varphi = 0,65$  для однобокого зварювання,  $\varphi = 0,85$  для зварювання з двох боків.

Розрахунок проведемо для  $p=1,6$  МПа, при  $\varphi=0,65$ ,  $C=2,5$  мм:

$$\delta = 0,5 \cdot 1,6 \cdot 257 / (135 \cdot 0,65) + 2,5 = 2,34 + 2,5 = 4,84 \text{ мм.}$$

Оскільки прийнята товщина кожуха 5,0 мм > 4,84 мм, робимо висновок, що кожух витримає тиск 1,6 МПа.

#### 3.4. Визначення товщини трубної решітки.

Товщину трубної решітки за умов кріплення труб методом розвальцьовки визначимо за формулою (6.2):

$$\delta_p = \frac{4,8 d_n}{t - d_n} = \frac{4,8 \cdot 20}{26 - 20} = 16 \text{ мм,}$$

де  $d_n$  - зовнішній діаметр труб,  $t$  – відстань між осями труб.

Для  $d_n = 20$  мм згідно ГОСТ 15118 (табл. 7)  $t = 26$  мм.

Визначене  $\delta_p$  знаходиться в рекомендованих межах [3, с.42] (15-35 мм).

#### 3.5. Розрахунок прокладок для фланцевих з'єднань.

Необхідно визначити матеріал та розміри прокладок, які забезпечать герметичність роз'ємних з'єднань.

При визначених середньому діаметрі прокладки  $D_{\text{пр}}$ , кількості та діаметрах болтів максимальну ширину прокладки можна визначити, порівнявши загальне допустиме навантаження на болти та необхідне навантаження на прокладку для її герметизації.

Допустиме навантаження на 1 болт (6.6):

$$f_B = 0,785 \cdot \sigma_{\text{доп}} \cdot (d_{\text{рв}} - C_1)^2,$$

де  $d_{\text{рв}}$  - внутрішній діаметр різьби,  $C_1$  - конструктивна добавка, для болтів з вуглецевої сталі  $C_1 = 2$  мм.

Необхідне для герметизації прокладки навантаження  $f_{\text{пр}}$  (6.7):

$$f_{\text{пр}} = \pi \cdot D_{\text{прср}} \cdot b \cdot q_{\text{пр}},$$



де  $D_{\text{прр}}$  - середній діаметр прокладки,  $b$  - ширина прокладки,  $q_{\text{пр}}$  - тиск на поверхню прокладки, необхідний для герметизації роз'ємного з'єднання фланець – прокладка – фланець.

### 3.5.1. Прокладки для кришок.

Обрані фланці мають плоскі поверхні, тому тип ущільнення буде відповідно з прокладкою між плоскими поверхнями.

З наведених у табл. 9.7 даних про фланці визначаємо для кришок:

- число отворів, яке дорівнює числу болтів - 20,
- різьба болтів - М36,
- максимально можливий зовнішній діаметр прокладки  $D_6 = 678$  мм,
- мінімально можливий внутрішній діаметр прокладки  $d_1 = 602$  мм.

Визначаємо загальне навантаження на 20 болтів  $F_B$  :

- для болтів М36 внутрішній діаметр різьби згідно ГОСТ 9150:  $d_{\text{рв}} = 30,5$  мм,
- для сталі Ст. 3 , з якої пропонуємо зробити болти,  $\sigma_{\text{доп}} = 135$  МПа.

$$F_B = 20 \cdot f_B = 20 \cdot 0,785 \cdot 135 \cdot (0,0305 - 0,002)^2 = 1,72 \text{ МН.}$$

Матеріалом для прокладки обираємо пароніт ПОН-1 (ГОСТ 481-71), для якого  $q_{\text{пр}} = 20$  МПа [1].

Внутрішній діаметр прокладки приймаємо  $D_{\text{п1}} = 602$  мм.

Тоді згідно (6.10):

$$b = -\frac{D_{\text{п1}}}{2} + \sqrt{\left(\frac{D_{\text{п1}}}{2}\right)^2 + \frac{F_B}{\pi \cdot q_{\text{пр}}}} = -\frac{0,602}{2} + \sqrt{\left(\frac{0,602}{2}\right)^2 + \frac{1,72}{3,14 \cdot 20}} = 0,042 \text{ м} = 42,0 \text{ мм.}$$

Зовнішній діаметр прокладки

$$D_{\text{п2}} = D_{\text{п1}} + 2b = 602 + 2 \cdot 42 = 686 \text{ мм,}$$

що більше максимально можливого діаметру прокладки  $D_{\text{пmax}} = 678$  мм. Тому зовнішній діаметр прокладки приймаємо  $678 - 2 = 676$  мм, відповідна ширина прокладки  $b = 0,037 \text{ м} = 37 \text{ мм.}$

Товщина прокладки - 3,0 мм [3, с.64].

### 3.5.2. Прокладки для фланців трубного та міжтрубного простору.

З наведених у п.3.1 даних визначаємо для фланців трубного простору:

- число отворів, яке дорівнює числу болтів - 8,
- різьба болтів - М20,
- максимально можливий зовнішній діаметр прокладки  $D_6 = 204$  мм,
- мінімально можливий внутрішній діаметр прокладки  $d_1 = 146$  мм.

Визначаємо загальне навантаження на 8 болтів  $F_B$ :

- для болтів М20 внутрішній діаметр різьби згідно ГОСТ 9150  $d_{рв} = 17,0$  мм,

для сталі Ст. 3, з якої пропонуємо зробити болти,  $\sigma_{доп} = 135$  МПа.

$$F_B = 8 \cdot f_B = 8 \cdot 0,785 \cdot 135 \cdot (0,017 - 0,002)^2 = 0,191 \text{ МН.}$$

Матеріалом для прокладки обираємо пароніт ПОН-1 (ГОСТ 481-71), для якого  $q_{пр} = 20$  МПа [1].

Внутрішній діаметр прокладки приймаємо  $D_{п1} = 150$  мм, тоді ширина прокладки фланців трубного простору (6.10):

$$b = \boxed{\text{✗}} = 0,018 \text{ м} = 18,0 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр прокладки

$$D_{п2} = D_{п1} + 2b = 150 + 2 \cdot 18 = 186 \text{ мм,}$$

що менше максимально можливого діаметру прокладки  $D_{пmax} = 204$  мм.

Товщина прокладки - 2,5 мм [2, с.64].

З наведених у п.3.1 даних про фланці визначаємо для фланців міжтрубного простору:

- число отворів, яке дорівнює числу болтів - 12,
- різьба болтів - М20,
- максимально можливий зовнішній діаметр прокладки  $D_6 = 260$  мм,
- мінімально можливий внутрішній діаметр прокладки  $d_1 = 202$  мм.

Визначаємо загальне навантаження на 12 болтів  $F_B$ :

- для болтів М20 внутрішній діаметр різьби згідно ГОСТ 9150  $d_{рв} = 17,0$  мм,  
для сталі Ст. 3, з якої пропонуємо зробити болти,  $\sigma_{доп} = 135$  МПа.

$$F_B = 12 \cdot f_B = 12 \cdot 0,785 \cdot 135 \cdot (0,017 - 0,002)^2 = 0,287 \text{ МН.}$$

Матеріалом для прокладки обираємо пароніт ПОН-1 (ГОСТ 481-71), для якого  $q_{пр} = 20$  МПа.

Внутрішній діаметр прокладки приймаємо  $D_{п1} = 202$  мм, тоді ширина прокладки фланців штуцерів:

$$b = \frac{0,202}{2} + \sqrt{\left(\frac{0,202}{2}\right)^2 + \frac{0,287}{3,14 \cdot 20}} = 0,2025 \text{ м} = 20,5 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр прокладки:

$$D_{п2} = D_{п1} + 2b = 202 + 2 \cdot 20,5 = 243 \text{ мм,}$$

що менше максимально можливого діаметру прокладки  $D_{пmax} = 260$  мм.

Товщина прокладки - 2,5 мм.

### 3.6. Вибір опор апарату.

Для заданого типу горизонтального циліндричного теплообмінного апарату обираємо дві седлові опори, які не жорстко з'єднані з апаратом.

Матеріал опор - сталь марки Ст. 3.

Висота опор визначається в залежності від геометричних розмірів апарату – головним чином від його зовнішнього діаметру.

Відстань між нижньою точкою опори та нижньою точкою кожуха  $h_1$  згідно ГОСТ 15122 становить

$$h_1 = h - D_n / 2 = 525 - 610 / 2 = 220 \text{ мм.}$$

Максимальна висота опор, які можна від'єднувати, визначається за формулою

$$H_{оп} = h_1 + D_n / 4 = 220 + 610 / 4 = 372 \text{ мм}$$

Для приварних опор приймаємо таку ж висоту.

Відношення вильоту опори  $l_{оп}$  до її висоти  $H_{оп}$  рекомендовано приймати рівним 0,5, звідки:

$$l_{оп} = H_{оп} / 2 = 372 / 2 = 186 \text{ мм.}$$

Опорну площу однієї опори та товщину ребра (листової сталі, з якої будуть зроблені опори) визначаємо за даними табл. 9.6 [3, с.66].

Згідно ГОСТ 15122 максимальна маса теплообмінника  $D_n = 600$  мм з довжиною труб 6 м (при трубах 20x2 мм) становить 2950 кг.

Приблизний максимальний об'єм рідини, яка заповнює апарат визначимо за формулою:

$$V = 0,785 \cdot D_{\text{вн}}^2 \cdot l = 0,785 \cdot 0,6^2 \cdot 6 = 1,70 \text{ м}^3$$

При цьому орієнтовному розрахунку вважали, що об'єми труб, трубних перегородок та трубних решіток приблизно компенсуються об'ємами розподільних камер.

Приблизно масу рідини визначаємо за густиною води  $M_p \approx 1700$  кг.

Тоді маса апарату з теплоносіями

$$M_3 = M_a + M_p = 2950 + 1700 \approx 4700 \text{ кг.}$$

Навантаження на 1 опору:

$$F_{\text{оп}} = M \cdot g / n = 4700 \cdot 9,8 / 2 \approx 23000 \text{ Н.}$$

Тобто необхідні параметри опор визначаємо за 2 строкою табл. 9.6:

Опорна площа	- 0,0057 м <sup>2</sup> ,
товщина ребра (листової сталі)	- 6 мм.

#### *4. Економічний розрахунок.*

Економічна оцінка проєктованих апаратів залежить як від об'єктивних так і від суб'єктивних (кон'юнктурних) чинників. Кон'юнктурні чинники (ціна апарата, затрати на ремонт) розглядатися не будуть. Об'єктивні показники - габарити апарату, його маса, розглядаються в цьому розділі.

#### *4.1. Розрахунок маси апарату.*

##### *4.1.1. Маса кожуху.*

Маса кожуха складається з маси 2 фланців  $D_f = 600$ , та циліндричної частини (труби) довжиною  $l_{\text{ц}} = l - 2h = 6000 - 2 \cdot 90 = 5780$  мм.

$$M = 2 \cdot M_{\text{ф}} + M_{\text{ц}} = 2 \cdot M_{\text{ф}} + 0,785 \cdot (D_n^2 - D_b^2) \cdot l \cdot \rho_{\text{ст}} = \\ = 2 \cdot 97,81 + 0,785 \cdot (0,610^2 - 0,600^2) \cdot 5,78 \cdot 7850 = 626,58 \text{ кг,}$$

де  $D_n$ ,  $D_b$  - зовнішній та внутрішній діаметри кожуха,  $\rho_{\text{ст}} = 7850$  кг/м<sup>3</sup> - густина сталі,  $M_{\text{ф}}$  - маса 1 фланця за ГОСТ12830-67.

До маси кожуха необхідно додати масу штуцерів та фланців міжтрубного простору.

Довжина штуцерів  $l_{шт}$  згідно ГОСТ 15122-79:

$$l_{шт} = H/2 - D_n/2 - h_{фл} - h_{2фл} = 530 - 610/2 - 65 - 4 = 156,0 \text{ мм} = 0,156 \text{ м.}$$

Маса 1 штуцера з труби 209x4,5 мм:

$$M_{шт} = 0,785 \cdot (D_3^2 - D_B^2) \cdot l_{шт} \cdot \rho_{ст} = 0,785 \cdot (0,209^2 - 0,020^2) \cdot 156 \cdot 850 = 3,5 \text{ кг.}$$

Сумарна маса 2 штуцерів та 2 фланців  $D_y = 150$  мм складає:

$$M_{штф} = 2 \cdot 3,5 + 2 \cdot 11,72 \approx 30,0 \text{ кг}$$

$$\text{Загальна маса кожуха: } M_k = 626,6 + 30,0 = 656,6 \text{ кг.}$$

#### 4.1.2. Маса розподільчої камери та кришки.

Маса вхідної розподільчої камери складається з маси фланця  $D_y = 600$  мм, маси циліндричної частини, маси еліптичної частини, маси перегородки, маси 2 штуцерів та маси 2 фланців  $D_y = 150$  мм:

$$M = M_{ф1} + M_{ф2} + M_{ц} + M_{пер} + M_{шт} + M_e.$$

Об'єм еліптичної частини наближено визначимо як добуток площі шарового сегменту на його товщину, де радіусом шару прийемо внутрішній діаметр кожуха:

$$V = 2\pi R \cdot h \cdot s = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,6 \cdot 0,1 \cdot 0,005 = 0,001884 \text{ м}^3.$$

$$\text{Маса еліптичної частини: } M_e = V \cdot \rho_{ст} = 0,001884 \cdot 7850 = 14,8 \text{ кг.}$$

Масу перегородки наближено визначимо як масу паралелепіпеда товщиною 5 мм, шириною 600 мм та висотою  $h_{пер}$ :

$$h_{пер} = L_k - s - 0,5 \cdot h_e = 555 - 5 - 100/2 = 500 \text{ мм:}$$

$$M_{пер} = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 0,005 \cdot 7850 = 11,8 \text{ кг.}$$

Маса розподільчої камери:

$$\begin{aligned} M &= M_{ф1} + M_{ф2} + M_e + 0,785 \cdot ((D_{нс}^2 - D_{вс}^2) \cdot l_{ц} + \pi \cdot (D_{штз}^2 - D_{штв}^2) \cdot l_{шт}) \cdot \rho_{ст} = \\ &= 97,81 + 28,28 + 14,8 + 0,785 \cdot ((0,61^2 - 0,6^2) \cdot 0,380 + \\ &+ 2 \cdot (0,159^2 - 0,15^2) \cdot 0,059) \cdot 7850 = 159,5 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Маса кришки складається з маси фланцю  $D_y = 600$  мм, маси еліптичного днища та циліндричної відбортовки ( $h_0 = 35$  мм):

$$M_{кр} = M_{ф1} + M_{ц} + M_e = 97,81 + 9,9 + 14,8 = 122,5 \text{ кг.}$$

$$\text{Маса розподільчої камери та кришки } M_{рк} = 159,5 + 122,5 = 282,0 \text{ кг}$$

#### 4.1.3. Маса труб.

$$\begin{aligned} M_{тр} &= n_{тр} \cdot l_{тр} \cdot 0,785 \cdot (d_3^2 - d_B^2) \cdot \rho_{ст} = 334 \cdot 6,0 \cdot 0,785 \cdot (0,020^2 - 0,016^2) \cdot 7850 = \\ &= 1778 \text{ кг} \end{aligned}$$

#### 4.1.4. Маса трубних решіток.

$$M_{\text{реш}}(1) = 0,785 \cdot (D_{\text{в}}^2 - n_{\text{тр}} \cdot d_{\text{в}}^2) \cdot b_{\text{реш}} \cdot \sigma_{\text{т}} = \\ = 0,785 \cdot (0,60^2 - 334 \cdot 0,02^2) \cdot 0,016 \cdot 7850 = 22,3 \text{ кг}$$

Маса 2-х трубних решіток:  $M_{\text{реш}} = 2 \cdot M_{\text{реш}}(1) = 2 \cdot 22,3 = 44,6 \text{ кг}$

#### 4.1.5. Маса сегментних перегородок.

Приблизно можна прийняти, що маса 1 перегородки дорівнює 2/3 маси 1 трубної решітки при їх однаковій товщині.

$$M_{\text{пер}} = 18 \cdot 0,66 \cdot 22,3 = 264,9 \text{ кг.}$$

#### 4.1.6. Маса опор.

Масу опор визначаємо за даними табл. 2.24 [3,с.66].

$$M_{\text{оп}} = 2 \cdot 10,0 = 20,0 \text{ кг.}$$

#### 4.1.7. Загальна маса теплообмінника.

Складається з маси кожуха  $M_{\text{кож}}$ , маси 2-х розподільчих камер  $M_{\text{рк}}$ , маси теплообмінних труб  $M_{\text{т}}$ , маси сегментних перегородок  $M_{\text{пер}}$ , маси трубних решіток  $M_{\text{тр}}$ , маси опор  $M_{\text{о}}$  та маси болтів, гайок та шайб.

Масу болтів, гайок та шайб – орієнтовно оцінимо у 3% від загальної маси апарату.

$$M = 1,03 (M_{\text{кож}} + M_{\text{рк}} + M_{\text{т}} + M_{\text{пер}} + M_{\text{тр}} + M_{\text{о}}) = \\ = 1,03 (656,6 + 282,0 + 1778 + 264,9 + 44,6 + 20,0) = 3137 \text{ кг.}$$

Визначена маса теплообмінника трохи менша максимально можливої для апаратів, розрахованих на тиски до 1,6 МПа, яка наведена у [ 8 ] (3380 кг).

## 7.2. Розрахунок теплообмінника “труба в трубі”.

### Завдання:

*Розрахувати та спроектувати теплообмінник типу “труба у трубі” (діаметр внутрішньої труби 38 мм) для охолодження 1-бутанолу.*

*Початкова температура 65 °С, кінцева температура 30 °С.*

*Витрати 1-бутанолу 4000 кг/год. Охолодження провести водою.*

*Прийняти середню абсолютну шорсткість труб  $\Delta = 0,2 \text{ мм}$ .*

*1. Матеріальний та тепловий розрахунки.  
1.1. Рушійна сила теплообміну .*

Приймаємо наступні значення температур води (холодного теплоносія)  $t_{2п} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{2к} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

65  $\rightarrow$  30            1-бутанол  
30  $\leftarrow$  10            вода.

Знаходимо температурні напори на вході та виході теплообміннику:

$$\Delta t_{п} = t_{1п} - t_{2к} = 65 - 30 = 35 \text{ }^\circ\text{C} ,$$

$$\Delta t_{к} = t_{1к} - t_{2п} = 30 - 10 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$t_{1п}$ ,  $t_{1к}$  - початкова і кінцева температури першого (гарячого) теплоносія – 1-бутанолу;  $t_{2п}$ ,  $t_{2к}$  - відповідні температури другого (холодного) теплоносія - води.

Знаходимо середню різницю температур між гарячим та холодним теплоносіями:

$$\Delta t_{сеп} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{35 - 20}{\ln \frac{35}{20}} = 26,8^\circ\text{C} \approx 27^\circ\text{C}.$$

Оскільки температура води змінюється менше, ніж у 1-бутанола, то середню температуру води визначаємо:

$$t_{2сеп} = 0,5 ( t_{2п} + t_{2к} ) = 0,5 ( 30 + 10 ) = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня температура 1-бутанола:

$$t_{1сеп} = t_{2сеп} + \Delta t_{сеп} = 20 + 27 = 47 \text{ }^\circ\text{C}.$$

*1.2. Необхідні фізичні параметри теплоносіїв:*

	Вода при 20°C (табл.9.12)	1-бутанол при 47°C (табл.9.8-9.11)
Густина	$\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3$	$\rho_1 = 793 \text{ кг/м}^3$
Теплоємність	$C_{p2} = 4190 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	$C_{p1} = 2620 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$
В'язкість	$\mu_2 = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{c}$	$\mu_1 = 1,52 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{c}$
Теплопровідність	$\lambda_2 = 0,597 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$\lambda_1 = 0,148 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$
Критерій Pr	$Pr_2 = 7,02$	$Pr_1 = 26,9$

### 1.3. Тепловий баланс теплообмінного апарату

Теплове навантаження  $Q_1$  визначається за (5.24) з урахуванням 3% втрат тепла.

$$Q_1 = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_{1п} - t_{1к}) \cdot \eta = (4000/3600) \cdot 2,62 \cdot (65 - 30) \cdot 1,03 = 104,9 \text{ кВт},$$

де  $G_1 = \frac{4000}{3600} = 1,111 \text{ кг/с}$  - масові витрати 1-бутанолу, кг/с.

$\eta$  - поправка на теплові втрати, прийнято  $\eta = 1,03$ .

Витрата води при обраних температурах входу та виходу охолоджуючого теплоносія визначається з рівняння теплового балансу (5.23-5.25), звідки:

$$G_2 = Q_2 / (C_{p2} \cdot (t_{2к} - t_{2п})) = 104900 / (4190 \cdot (30 - 10)) = 1,252 \text{ кг/с}.$$

### 1.4. Визначення основних геометричних розмірів теплообмінного апарату (1 наближення).

Переріз теплообмінної труби 38x3,5 мм за (5.17) (товщина труб взята згідно табл. 9.5):

$$S_T = 0,785 \cdot d_B^2 = 0,785 \cdot 0,031^2 = 0,0007544 \text{ м}^2,$$

де  $d_B$  - внутрішній діаметр теплообмінної труби  $d_B = 38 - 2 \cdot 3,5 = 31 \text{ мм}$ .

Згідно ГОСТ 9930-78 (табл. 9.5) зовнішню теплообмінну трубу обираємо діаметром **57x4** мм.

Переріз міжтрубного простору за (5.19):

$$S_{MT} = 0,785 \cdot (D_B^2 - d^2) = 0,785 \cdot (0,049^2 - 0,038^2) = 0,0007512 \text{ м}^2.$$

де  $D_B$  - внутрішній діаметр зовнішньої труби,  $d$  - зовнішній діаметр внутрішньої труби.

### 1.5. Швидкість руху теплоносіїв.

У трубний простір пускаємо 1-бутанол, щоб зменшити теплові втрати. Швидкість 1-бутанолу визначимо за (5.16):

$$\omega_T = (G_T / \rho_T) / S_T = (1,111 / 794) / 0,0007544 = 1,855 \text{ м/с}.$$



Швидкість води у міжтрубному просторі за ( 5.18 ):

$$\omega_{MT} = (G_{MT} / \rho_{MT}) / S_{MT} = ( 1,252 / 998 ) / 0,0007512 = 1,67 \text{ м/с}$$

*1.6. Коефіцієнти тепловіддачі та теплопередачі.*

*1.6.1. Трубний простір ( 1-бутанол).*

Режим течії визначається за значенням критерію Рейнольдса (5.14), визначальним лінійним розміром є внутрішній діаметр теплообмінних труб

$$Re_T = \frac{\omega_T \cdot d_T \cdot \rho_T}{\mu_T} = \frac{1,855 \cdot 0,031 \cdot 793}{0,00152} = 30000,$$

Тобто рух – турбулентний. Для визначення критерію Нуссельта застосовуємо відповідне критеріальне рівняння (5.19):

$$\begin{aligned} Nu_T &= 0,023 \cdot Re_T^{0,8} \cdot Pr_T^{0,4} \cdot (Pr_T/Pr_{TCT})^{0,25} = \\ &= 0,023 \cdot 30000^{0,8} \cdot 26,9^{0,4} \cdot 0,93 = 304,7 \end{aligned}$$

Для 1-бутанолу, як теплоносія, що охолоджується, прийнято  $(Pr/Pr_{CT})^{0,25} = 0,93$ . Коефіцієнт тепловіддачі 1-бутанолу  $\alpha_T$  за (3.9):

$$\alpha_T = \frac{Nu_T \cdot \lambda_T}{d_T} = \frac{304,7 \cdot 0,148}{0,031} = 1455 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

*1.6.2. Міжтрубний простір ( вода):*

Режим течії визначається за значенням критерію Рейнольдса, визначальним лінійним розміром є різниця між внутрішнім діаметром зовнішньої труби і зовнішнім діаметром внутрішньої труби  $d_{MT} = D_B - d_3 = 0,049 - 0,038 = 0,011 \text{ м}$ .

$$Re_{MT} = \frac{\omega_{MT} \cdot d_{MT} \cdot \rho_{MT}}{\mu_{MT}} = \frac{1,67 \cdot 0,011 \cdot 998}{0,001} = 18333,$$

Тобто рух – турбулентний. Для визначення критерію Нуссельта обираємо те саме критеріальне рівняння (5.19), що й для трубного простору:

$$\text{Nu}_{\text{MT}} = 0,023 \cdot \text{Re}_{\text{MT}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{MT}}^{0,4} \cdot (\text{Pr}_{\text{MT}}/\text{Pr}_{\text{MTCT}})^{0,25} = \\ = 0,023 \cdot 18333^{0,8} \cdot 7,02^{0,4} \cdot 1,0 = 129,1.$$

Для води, як теплоносія, що нагрівається, прийнято  $(\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{CT}})^{0,25} = 1,0$ .  
Коефіцієнт тепловіддачі води:

$$\alpha_{\text{MT}} = \frac{\text{Nu}_{\text{MT}} \cdot \lambda_{\text{MT}}}{d_{\text{MT}}} = \frac{129,1 \cdot 0,597}{0,011} = 7007 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі (5.53):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{1}{\alpha_{\text{MT}}} + \frac{\delta_{\text{cm}}}{\lambda_{\text{cm}}} + r_3} = \frac{1}{\frac{1}{1455} + \frac{1}{7007} + \frac{0,0035}{46,5} + \frac{1}{5800}} = 928 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де  $\delta_{\text{CT}} = 0,0035$  м- товщина стінки теплообмінної труби,  
 $\lambda_{\text{CT}} = 46,5$  Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності сталі [6, с.529 ],  $r_3 = 1/5800$  м<sup>2</sup>·К/Вт – термічний опір забруднення для очищеної водопровідної води (табл. 9.4), термічним опором забруднень з боку 1-бутанолу нехтуємо.

### 1.6.3. Поверхня теплопередачі

Визначення поверхні теплопередачі з основного рівняння теплопередачі за розрахованим коефіцієнтом теплопередачі за (5.22):

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{сеп}}} = \frac{104900}{928 \cdot 27} = 4,19 \text{ м}^2$$

Згідно ГОСТ 9930-78 [10] поверхню теплообміну слід розраховувати по зовнішньому діаметру теплообмінних труб. Поверхня 1 погонного метру труби f:

$$f = \pi \cdot l_0 \cdot d = 3,14 \cdot 1 \cdot 0,038 = 0,1193 \text{ м}^2$$

Загальна довжина теплообмінних труб L:

$$L = F/f = 4,19 / 0,1193 = 35,1 \text{ м.}$$

Обираємо згідно ГОСТ 9930-78 [10] (табл. 9.5) довжину стандартної секції–4,5 м. Тоді необхідно  $35,1 / 4,5 = 7,8$  секцій.

Враховуючи те, що необхідно мати запас поверхні теплообміну, та з міркувань зручності експлуатації, за якими число секцій бажано мати парне (тоді вхідні та вихідні магістралі будуть з одного боку теплообмінника) приймаємо число секцій **n = 10**.

Відповідна площа теплообміну  $F = 10 \cdot 4,5 \cdot 0,1193 = 5,37 \text{ м}^2$ .

Запас поверхні теплообміну

$$\delta F = \frac{5,37 - 4,19}{4,19} \cdot 100 = 28\%$$

## 2. Конструктивна розробка теплообмінника.

### 2.1. Загальна компоновка апарату.

Секції довжиною 4,5 м розташовуємо горизонтально. Всього секцій – 10. Розташовуємо їх одна над одною. Для міжтрубного простору обираємо зварні з'єднання за допомогою патрубків. Для трубного простору обираємо з'єднання секцій калачами з застосуванням фланців.

Необхідно обрати фланці трубного простору, визначити розміри калачів трубного простору і визначити відстані між секціями теплообмінника.

### 2.2. Вибір фланців.

Для трубного простору обираємо фланці зі з'єднуючим виступом сталеві плоскі зварні (ГОСТ 1255-67). Для фланцю візьмемо умовний прохідний діаметр  $D_y = 32 \text{ мм}$ . Для цього типу фланців труба входить у фланець, відповідно немає потреби в штуцері, а швидкість руху теплоносія у фланці така ж сама, як у трубі.

Основні геометричні розміри (у мм) і маса фланців  $D_y = 32 \text{ мм}$  згідно ГОСТ 1255-67 “Фланцы с соединительным выступом стальные плоские приварные“ (для  $P_y = 6 \text{ кгс/см}^2$ ):

$D_y$	$d_n$	$d_b$	D	$D_1$	b	$D_2$	h	d	n	d рі- зьби	M, кг
32	38	39	120	90	13	70	2	14	4	12	1,0

Для підключення зовнішніх магістралей до входу та виходу з міжтрубного простору обираємо також фланці  $D_y = 32 \text{ мм}$ , оскільки площа перерізу міжтрубного простору ( $S_{\text{мт}} = 0,000751 \text{ м}^2$ )

практично дорівнює площі перерізу трубного простору ( $S_T=0,000754 \text{ м}^2$ ).

Для з'єднання секцій апарату по міжтрубному простору обрано зварні з'єднання за допомогою патрубків.

Визначимо умовний прохідний діаметр патрубка міжтрубного простору з умови того, що площа перерізу міжтрубного простору дорівнює площі прохідного перерізу патрубка:

$$S_{MT} = 0,785 \cdot D_y^2, \text{ звідки } D_y = \sqrt{\frac{S_{MT}}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,000751}{0,785}} = 0,031 \text{ м.}$$

Обираємо для патрубків міжтрубного простору трубу 38x3,5 мм.

### 2.3. Визначення розмірів апарату.

Обираємо довжину патрубка  $L_n \approx D_3 \approx 0,06 \text{ м.}$

Тоді відстань між осями двох секцій по вертикалі:

$$h_1 = 2 D_3 = 2 \cdot 0,057 \approx 0,12 \text{ м.}$$

Довжина калача, який з'єднує секції трубного простору

$$L_k = 0,5\pi h_1 = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,12 = 0,19 \text{ м.}$$

Калачі робимо з труби 38x3,5 мм.

Мінімальна загальна висота теплообмінника:

$$H_{то} = 10 D_3 + 10 D_3 = 20 \cdot 0,057 = 1,14 \text{ м.}$$

Для більшої зручності монтажу та обслуговування апарату

прийемо його висоту  $H_{то} = 1,3 \text{ м.}$

### 2.4. Прокладки для фланців трубного простору.

Необхідно визначити матеріал та розміри прокладок, які забезпечать герметичність роз'ємних з'єднань. При визначених середньому діаметру прокладки  $D_{пер}$ , кількості та діаметрах болтів максимальну ширину прокладки можна визначити, прирівнявши загальне допустиме навантаження на болти та необхідне навантаження на прокладку для її герметизації.

Обрані фланці мають плоскі поверхні, тому тип ущільнення буде відповідно з прокладкою між плоскими поверхнями [3, с.62].

З наведених даних про фланці визначаємо:

- число отворів, яке дорівнює числу болтів - 4,
- різьбу болтів - M12 ,
- максимально можливий зовнішній діаметр прокладки  $D_2 = 70$  мм,
- мінімально можливий внутрішній діаметр прокладки  $d_B = 39$  мм

Визначаємо загальне навантаження на 4 болти  $F_B$ :

для болтів M12 внутрішній діаметр різьби згідно ГОСТ 9150  $d_{рв} = 10,2$  мм,

для сталі Ст. 3 , з якої пропонуємо зробити болти,  $\sigma_{доп} = 135$  МПа.

$$F_B = 4 \cdot f_B = 4 \cdot 0,785 \cdot 135 \cdot (0,010 - 0,002)^2 = 0,027 \text{ МН.}$$

Матеріалом для прокладок обираємо пароніт ПОН-1 ГОСТ 481-71, для якого  $q_{пр} = 20$  МПа [1]. Внутрішній діаметр прокладки приймаємо  $D_{н1} = 39$  мм.

тоді ширина прокладки фланців трубного простору за (6.10):

$$b = -\frac{D_{н1}}{2} + \sqrt{\left(\frac{D_{н1}}{2}\right)^2 + \frac{F_B}{\pi \cdot q_{пр}}} = -\frac{0,039}{2} + \sqrt{\left(\frac{0,039}{2}\right)^2 + \frac{0,027}{3,14 \cdot 20}} = 0,009 \text{ м} = 9,0 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр прокладки  $D_{н2} = D_{н1} + 2b = 39 + 2 \cdot 9 = 57$  мм, що менше максимально можливого діаметру прокладки  $D_{пmax} = 70$  мм.

Товщина прокладки - 2,0 мм [3, с.64].

## 2.5. Розрахунок міцності труб.

Труби розраховуються на внутрішній тиск, тобто перевіряється, чи витримає стінка обраної товщини

максимально можливий внутрішній тиск.

Допустима товщина стінки розраховується за формулою (6.1):

$$\delta = 0,5 \cdot p \cdot D_v / (\sigma_{\text{доп}} \cdot \varphi) + C,$$

де  $p$  – робочий тиск,  $D_v$  - внутрішній діаметр кожуха,  $\sigma_{\text{доп}}$  – допустиме напруження матеріалу труби,  $\varphi$  - коефіцієнт міцності зварного шва,  $C$  - збільшення на корозію,  $C = 1 \div 3$  мм.

Допустиме напруження для сталі  $\sigma_{\text{доп}} = 135$  МПа для температурного інтервалу 20-100 °С [1, с.76],  $\varphi = 0,65$  для однобокого зварювання,  $\varphi = 0,85$  для зварювання з двох боків.

Розрахунок проведемо для  $p = 1,6$  МПа, при  $\varphi = 0,65$ ,  $C = 1$  мм

$$\delta = 0,5 \cdot 1,6 \cdot 68 / (135 \cdot 0,65) + 1,0 = 0,6 + 1,0 = 1,6 \text{ мм}$$

Оскільки прийнята **товщина стінки 3,5 мм** > 1,6 мм, робимо висновок, що труба витримає тиск 1,6 МПа.

## 2.6. Вибір опор апарату.

Для заданого типу горизонтального теплообмінного апарату обираємо вертикальні опори, до яких роз'ємно можуть бути при'єднані секції (елементи) апарату. Кількість опорних стійок – 8 (чотири пари). Опорні стійки з'єднані горизонтальними швелерами, до яких безпосередньо кріпляться елементи теплообмінника.

В нижній частині стійок знаходяться опорні лапи. Матеріал опор – сталь марки Ст. 3.

Висота опор визначається в залежності від геометричних розмірів апарату.

Опорну площу однієї лапи (опори) та товщину ребра (листової сталі, з якої будуть зроблені опори) визначаємо за даними табл. 9.6.

Для цього необхідно аналогічно розрахунку маси кожухотрубного теплообмінника, наведеного в розділі 7.1 визначити загальну масу апарату, заповненого рідинами.

### 3. Гідравлічний розрахунок.

#### 3.1. Визначення гідравлічного опору трубного простору.

Гідравлічний опір трубного простору складається з опору тертя, який пропорційний довжині труб, та місцевих опорів.

Для трубного простору маємо такі місцеві опори:

$$\begin{aligned}\xi_{\text{тр}1} &= 0,5 && - \text{вхід в апарат}; \\ \xi_{\text{тр}2} &= 1,0 && - \text{вихід з апарату}; \\ \xi_{\text{тр}3} &= 1,5 && - \text{поворот через калач на } 180^\circ.\end{aligned}$$

Для визначення гідравлічного опору трубного простору необхідно обчислити коефіцієнт тертя  $\lambda_T$ . Задана середня абсолютна шорсткість труб  $\Delta = 0,2$  мм. Відносна шорсткість:

$$\varepsilon = \Delta/d_{\text{тр}} = 0,2/31 = 0,0065.$$

Коефіцієнт тертя  $\lambda_T$  визначимо за формулою (5.35):

$$\lambda_T = 0,25 \left\{ \lg \left[ \frac{0,0065}{3,7} + \left( \frac{6,81}{30000} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,036.$$

Визначимо загальну довжину шляху 1-бутанолу у апараті, де  $n$  – число секцій:

$$L = n \cdot L_c + (n-1) L_k = 10 \cdot 4,5 + 9 \cdot 0,19 = 46,7 \text{ м.}$$

Для визначення гідравлічного опору на тертя трубного простору скористаємося формулою (5.38):

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{тр}} &= \lambda_T \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \omega_T^2}{2} + \frac{\rho \omega_T^2}{2} \cdot \sum \xi_{Ti} = \\ &= 0,036 \cdot \frac{46,7 \cdot 793 \cdot 1,855^2}{2 \cdot 0,031} + 0,5 \cdot 793 \cdot 1,855^2 (0,5 + 1,0 + 9 \cdot 1,5) =\end{aligned}$$

$$= 73993 + 20465 = 94459 \text{ Па.}$$

Втрати тиску на підйом рідини:

$$\Delta P_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot H_{\text{то}} = 793 \cdot 9,8 \cdot 1,3 = 10103 \text{ Па}$$

Загальний гідравлічний опір трубного простору:

$$\Delta P_{\text{T}} = \Delta P_{\Pi} + \Delta P_{\text{тр}} = 94459 + 10103 = 104562 \text{ Па.}$$

#### 4.2. Визначення гідравлічного опору міжтрубного простору.

Для визначення гідравлічного опору міжтрубного простору необхідно обчислити коефіцієнт тертя  $\lambda_{\text{MT}}$ . Задана середня абсолютна шорсткість труб  $\Delta = 0,1 \text{ мм}$ .

Відносна шорсткість

$$\varepsilon = \Delta / d_{\text{MT}} = 0,2 / 11 = 0,018.$$

Коефіцієнт тертя  $\lambda_{\text{MT}}$  визначимо за формулою (5.35):

$$\lambda_{\text{MT}} = 0,25 \left\{ 1 + \left[ \frac{0,018}{3,7} + \left( \frac{6,81}{18333} \right)^{0,9} \right]^2 \right\}^{-2} = 0,050.$$

Загальна довжина шляху води в апараті:

$$L_{\text{MT}} = n L + n L_{\Pi} = 10 \cdot 4,5 + 10 \cdot 0,12 = 46,2 \text{ м.}$$

Коефіцієнти місцевих опорів потоку, який рухається у міжтрубному просторі:

$$\xi_{\text{MT1}} = 1,5 \text{ - вхід рідини,}$$

$$\xi_{\text{MT2}} = 1,0 \text{ - вихід рідини,}$$

$$\xi_{\text{MT3}} = 1,5 \text{ - вхід в міжтрубний простір з поворотом на } 90^{\circ},$$

$$\xi_{\text{MT4}} = 1,0 \text{ - вихід з міжтрубного простору з поворотом на } 90^{\circ}.$$



Втрати тиску на тертя в міжтрубному просторі за (5.38):

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{тр}} &= \lambda_{MT} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \omega_{MT}^2}{2} + \frac{\rho \omega_{MT}^2}{2} \cdot \sum \xi_{MTi} = \\ &= 0,050 \frac{46,2 \cdot 998 \cdot 1,67^2}{2 \cdot 0,011} + 0,5 \cdot 998 \cdot 1,67^2 (1,5 + 1,0 + 9 \cdot 1,5 + 9 \cdot 1,0) = \\ &= 292249 + 34792 = 327041 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Втрати тиску на підйом води:

$$\Delta P_{\Pi} = \rho \cdot g \cdot H_{\text{то}} = 998 \cdot 9,8 \cdot 1,3 = 12715 \text{ Па}$$

Загальний гідравлічний опір міжтрубного простору:

$$\Delta P_{MT} = \Delta P_{\Pi} + \Delta P_{\text{тр}} = 327041 + 12715 = \mathbf{339755 \text{ Па.}}$$

#### 4.3 Визначення потужності насосів (кВт) :

Теоретична потужність насосу  $N_T$  пропорційна об'ємній витраті рідини  $V$  та гідравлічному опору апарату  $\Delta P$ . Реальна потужність визначається з використанням коефіцієнта корисної дії  $\eta$

$$N = \frac{\Delta p \cdot V}{1000 \cdot \eta}, \quad V = \frac{G}{\rho}$$

Для трубного простору визначаємо необхідну потужність насосу (прийнято  $\eta=0,7$ ):

$$N_{\text{тр}} = \frac{G_T \cdot \Delta p_T}{1000 \cdot \rho_T \cdot \eta} = \frac{1,111 \cdot 104562}{1000 \cdot 793 \cdot 0,7} = 0,21 \text{ кВт}$$

Для міжтрубного простору визначаємо необхідну потужність насосу (прийнято  $\eta=0,7$ ):

$$\backslash \quad N_{MT} = \frac{G_{MT} \cdot \Delta p_{MT}}{1000 \cdot \rho_{MT} \cdot \eta} = \frac{1,252 \cdot 339755}{1000 \cdot 998 \cdot 0,7} = 0,61 \text{ кВт.}$$

## **6. Методичні рекомендації до виконання графічної частини проекту**

Обсяг графічної частини не менше двох листів формату А1-А2. Креслення виконуються в масштабах 1:5, 1:10, 1:20, 1:50, 1:100. Креслення циліндричних апаратів виконуються в двох проекціях з обов'язковими вузлами, креслення прямокутних апаратів у трьох проекціях.

Креслення загального виду повинні бути зроблені у відповідності до основних вимог ЕСКД на виконання технічних проектів. Креслення загального вигляду повинні вмещувати наступні відомості:

а) зображення виробу (апарату), необхідні проекції, розрізи та перерізи, які дають повну уяву про

будову апарату;

б) основні розміри – конструктивні, для зеднання та габаритні, а в разі необхідності – установчі

монтажні та граничні відхилення рухомих частин;

в) позначення посадок у відповідних спряженнях;

г) вид, або схему з дійсним розташуванням штуцерів, лап опор та ін.;

д) таблицю призначення штуцерів, патрубків та ін.;

е) технічну характеристику;

ж) технічні вимоги;

з) перелік складових частин апарата.

На кресленні можливо показати умовно зміщені штуцери, лапи і т.і. без зміни їх розташування по висоті та довжині апарата.

В технічній характеристиці вказують: призначення апарату; об'єм апарата – номінальний та робочий; продуктивність (витрати теплоносіїв), площу поверхні теплообміну; максимальний тиск; максимальну та середню температуру кожного середовища (теплоносія); токсичність, агресивність, пожежо- і вибухонебезпечність теплоносіїв.

В технічних вимогах на кресленні вказують: позначення ДСТУ або ТУ, згідно яким треба виготовити та перевірити якість даного виробу; позначення ДСТУ або ТУ на

основні матеріали, які застосовані при виготовленні виробу; вимоги до перевірки на міцність та щільність зварних швів та інших видів з'єднань, відомості про необхідність теплової ізоляції, гумування або застосування інших антикорозійних покриттів.

Перелік складових частин апарата потрібно розташовувати на полі креслення загального виду над основним написом за формою:

Поз	Позначення	Найменування	Кіл.	Маса 1 шт.	Найменування та марка матеріалу	Примітка	8 16
							8
8	40	60	10	14	32	21	
185 мм							

Остання строка переліку складових частин не повинна доходити до основного напису на відстань меншу за 10 мм.

З метою спрощення переліку дозволяється залишати незаповненими кілька строк (дві, три) з відповідним пропуском номеру позиції після кожної групи переліку складових частин (деталі, стандартні вироби).

В кожній строчці переліку не дозволяються “двоповерхові” записи. Всі дані, які заносять до переліку складових частин апарата, треба записувати зверху до низу, в тому числі деталі кріплення (болти, гайки, шайби).

Графу “Позначення” в більшості випадків не заповнюють, оскільки вона призначена для позначення складових одиниць нижчого порядку та деталей, які в курсовому проекті не розглядаються.

Графу “Маса 1 шт.” в переліку складових частин не заповнюють.

При курсовому проектуванні виконуються креслення найбільш поширених теплообмінних апаратів типу “труба в трубі” та кожухотрубних. На кресленні загального типу виконують наступні зображення: головний вид апарата, вид зверху ( для вертикального теплообмінного апарата), або збоку (для горизонтального), вид одного з фланцевих з'єднань, розташування труб в трубній решітці, а також інші необхідні зображення, які пояснюють конструкцію апарата. Якщо немає необхідності показувати вид зверху, або

збоку, тоді розташування штуцерів та лап може бути показано схематично.

## 7. Порядок захисту проекту

Виконання, оформлення та захист КП здійснюється студентом в індивідуальному порядку відповідно до методичних рекомендацій.

Відповідно до робочої навчальної програми з навчальної дисципліни “Процеси і апарати біотехнологічних виробництв” встановлений наступний порядок захисту проекту:

Оцінювання результатів виконання та захисту курсового проекту (модуль №3) здійснюється комісією, яку очолює завідувач кафедри, відповідно до рейтингової системи, наведеної в табл.7.1, 7.2.

Таблиця 7.1

Система оцінювання результатів виконання та захисту курсового проекту

№ пор.	Критерій	Мах кількість балів
1	Відповідність змісту виконаної роботи поставленому завданню та повнота його розкриття	4
2	Правильність та повнота обґрунтування прийнятих рішень	4
3	Відповідність оформлення пояснювальної записки вимогам ДСТУ та інших нормативних документів	4
4	Захист курсового проекту: повнота та глибина доповіді, повнота та логічність відповідей на запитання під час захисту	8
Максимальна підсумкова оцінка		20

**Якщо студент має нульову оцінку за хоча б одним з критеріїв 1-3 або оцінку менше 5 балів за критерієм 4 (захист курсового проекту), наведених у табл. 7.1, то курсовий проект йому не зараховується.**

Якщо студент виконав та захистив курсовий проект поза встановлений термін з неповажних причин, то максимальна величина рейтингової оцінки в балах, яку він може отримати за результатами захисту, дорівнює 17 (оцінці “Добре” за національною шкалою), тобто зменшується на три бали у порівнянні з наведеною у табл. 7.1 максимальною оцінкою.

Відповідно до робочої навчальної програми з навчальної дисципліни “Процеси і апарати біотехнологічних виробництв” максимальна кількість балів, які може отримати студент за виконання і захист курсового проекту (Модуль №3) складає 20 балів.

Підсумкова модульна рейтингова оцінка, отримана студентом за результатами виконання та захисту курсового проекту (модуль №3) окрім відомості модульного контролю заноситься також до навчальної картки та залікової книжки студента, наприклад, так: **18/Відм., 16/Добре, 12/Задов.**

Таблиця 7.2.

Відповідність рейтингових оцінок за результатами виконання та захист курсового проекту в балах оцінкам за національною шкалою

Оцінка в балах		Оцінка за національною шкалою
Захист курсового	Виконання та захист курсового проекту	
8	18-20	Відмінно
6-7	15-17	Добре
5	12-14	Задовільно
Менше 5	Менше 12	Незадовільно

## 9. Додатки.

Таблиця 9.1.

Параметри кожухотрубних теплообмінників і холодильників (ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15122-79, ГОСТ 15120-79).

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходів *	Загальне число труб, шт	Площа перерізу, $10^{-2} \text{ м}^2$		Площа переріз у 1 ходу по трубах , $10^{-2} \text{ м}^2$
				У вирізі пе- регородки	Між пере- городкам и	
159	20x2	1	19	0,3	0,5	0,4
	25x2	1	13	0,4	0,8	0,5
273	20x2	1	61	0,7	1,0	1,2
	25x2	1	37	0,9	1,1	1,3
325	20x2	1	100	1,1	2,0	2,0
		2	90	1,1	1,6	0,9
	25x2	1	62	1,3	2,9	2,1
		2	56	1,3	1,5	1,0
400	20x2	1	181	1,7	2,5	3,6
		2	166	1,7	3,0	1,7
	25x2	1	111	2,0	3,1	3,8
		2	100	2,0	2,5	1,7
600	20x2	1	389	4,1	6,6	7,8
		2	370	4,1	4,8	3,7
		4	334	4,1	4,8	1,6
	25x2	6	316	3,7	4,8	0,9
		1	257	4,0	5,3	8,9
		2	240	4,0	4,5	4,2
800	20x2	4	206	4,0	4,5	1,8
		6	196	3,7	4,5	1,1
		1	717	6,9	9,1	14,4
	25x2	2	690	6,9	7,0	6,9
		4	638	6,9	7,0	3,0
		6	618	6,5	7,0	2,0
	25x2	1	465	7,0	7,9	16,1
		2	442	7,0	7,0	7,7
		4	404	7,0	7,0	3,0
		6	384	6,5	7,0	2,2
		6	1044	9,6	14,6	3,4

Продовження таблиці 9.1.

D кожуха, мм	Загальне число труб, шт	Поверхня теплообміну (в м <sup>2</sup> ) ** при довжині труб, м						
		1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	19	1,0	2,0	2,5	3,5	-	-	-
	13	1,0	1,5	2,0	3,0			
273	61	4,0	6,0	7,5	11,5			
	37	3,0	4,5	6,0	9,0			
325	100		9,5	12,5	19,0	25,0		
	90		8,5	11,0	17,0	22,5		
	62		7,5	10,0	14,5	19,5		
	56		6,5	9,0	13,0	17,5		
400	181			23,0	34,0	46,0	68,0	
	166			21,0	31,0	42,0	63,0	
	111			17,0	26,0	35,0	52,0	
	100			16,0	24,0	31,0	47,0	
600	389			49	73	98	147	
	370			47	70	93	139	
	334			42	63	84	126	
	316			40	60	79	119	
	257			40	61	81	121	
	240			38	57	75	113	
	206			32	49	65	97	
	196			31	46	61	91	
800	717			90	135	180	270	405
	690			87	130	173	260	390
	638			80	120	160	240	361
	618			78	116	155	233	349
	465			73	109	146	219	329
	442			69	104	139	208	312
	404			63	95	127	190	285
	384			60	90	121	181	271

\* -холодильники діаметром  $d \geq 325$  мм можуть бути тільки з числом ходів 2,4 або 6.

\*\* - розраховано по зовнішньому діаметру теплообмінних труб.

Таблиця 9.2.

Число сегментних перегородок у нормалізованих кожухотрубчатих теплообмінниках (ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15122-79, ГОСТ 15120-79).

ДІАМЕТР КОЖУХА, D, ММ	ЧИСЛО СЕГМЕНТНИХ ПЕРЕГОРОДОК ПРИ ДОВЖИНІ ТРУБ L, М						
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
159	6	10	14	26	-	-	-
273	4	8	12	20	-	-	-
325	-	6	8	14	18		-
400	-	-	6	10	14	22	-
600	-	-	4	8	10	18	
800	-	-	4	6	8	14	22
1000	-	-	-	4	6	10	16

Таблиця 9.3.

Діаметри умовного проходу штуцерів кожухотрубчатих теплообмінників (ГОСТ 15118-79, ГОСТ 15122-79, ГОСТ 15120-79).

D КОЖУХА, ММ	ДІАМЕТР (В ММ) УМОВНОГО ПРОХОДУ ШТУЦЕРІВ ДЛЯ ТРУБНОГО ПРОСТОРУ ПРИ ЧИСЛІ ХОДІВ ПО ТРУБАМ			ДІАМЕТРИ УМОВНОГО ПРОХОДУ ШТУЦЕРІВ ДЛЯ МІЖТРУБНОГО ПРОСТОРУ, ММ
	1	2	4	
159	80	-	-	80
273	100	-	-	100
325	150	100	-	100
400	150	150	-	150
600	200	200	150	200
800	250	250	200	250
1000	300	300	200	300



Таблиця 9.4.

Середнє значення теплової провідності забруднень стінок

Теплоносії	Теплова провідність забруднень стінок, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Вода забруднена	1400 - 1860*
Вода середньої якості	1860 - 2900*
Вода доброї якості	2900 - 5800*
Вода очищена	2900 - 5800*
Вода дистильована	11600
Нафтопродукти чисті , олії , пара холодогентів (ХА)	2900
Нафтопродукти сирі	1160
Органічні рідини , рапи , рідкі ХА	5800
Водяна пара ( з вмістом олії )	5800
Органічна пара	11600
Повітря	2800

Таблиця 9.5.

Поверхня теплообміну та основні параметри нерозбірних і розбірних теплообмінників типу “труба в трубі”

Діаметр теп-лообмінн	Число потоків	Число ТО труб в одно-му	Поверхня теплообміну (в м <sup>2</sup> ) по зовнішньому діаметру при довжині труб, м						Діаметр** труб кожуха, мм
			1,5	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	
25x3	1	1 *	0,12	0,24	0,36	0,48	-	-	57x4
	1	2	0,24	0,48	0,72	0,96	-	-	
	2	4	0,48	0,96	1,44	1,92	-	-	
38x3,5	1	1 *	0,18	0,36	0,54	0,72			57x4;76x4,
	1	2	0,36	0,72	1,08	1,44			89x5
	2	4	0,72	1,44	2,16	2,88			
48x4	1	1 *	0,23	0,45	0,68	0,90			76x4;89x5
	1	2	0,46	0,90	1,36	1,80			108x4
	2	4	0,92	1,80	2,72	3,60			
57x4	1	1 *	0,27	0,54	0,81	1,08			89x5,108x4
	1	2	0,54	1,08	1,62	2,16			
	2	4	1,08	2,16	3,24	4,32			
76x4	1	1 *				1,43	2,14	2,86	108x4,133
		2			2,14	2,86	4,28	-	
89x5	1	1 *				1,68	2,52	3,36	133x4, 159
		2			2,52	3,36	5,04		
108x4	1	1 *				2,03	3,05	4,06	159; 219x6
		2			3,05	4,06	6,10	-	
133x4	1	1 *				2,50	3,75	5,0	219x6
		2			3,76	5,0	7,50	-	
159x4,5	1	1 *				3,0	4,5	6,0	219x6
		2			4,5	6,0	9,0	-	

\* - відноситься до одного ходу нерозбірного теплообмінника;

\*\* - товщина труб вказана для умовних тисків не вище 1,6 МПа.

Таблиця 9.6.

Конструктивні розміри сталевих підвісних лап для вертикальних апаратів

Навантаження на 1 лапу, $6 \cdot 10^4 \text{H}$	Опорна площа, $10^4 \text{ м}^2$	Питоме навантаження на опорну площу, $\text{MN/м}^2$	L, мм	B, мм	B <sub>1</sub> , мм	H, мм
0,1	42,5	0,24	80	55	70	125
0,25	57,0	0,44	90	65	75	140
0,5	72,5	0,69	100	75	85	155
1,0	89,5	1,12	110	85	90	170
2,5	173	1,45	150	120	130	215
4,0	297	1,34	190	160	170	280
6,0	451	1,23	230	200	205	350
Навантаження на 1 лапу, $6 \cdot 10^4 \text{H}$	S, мм	l, мм	a, мм	d, мм	Маса лапи, кг	
0,1	4	30	15	14	0,653	
0,25	6	35	15	14	1,0	
0,5	6	40	15	18	1,23	
1,0	8	45	15	23	2,0	
2,5	8	60	20	30	3,48	
4,0	10	80	25	30	7,35	
6,0	12	100	25	34	13,2	

Таблица 9.7.

Витяг з ГОСТ 12831-67 “Фланцы с выступом или впадиной стальные приварные встык на  $P_y$  от 1 до 200 кгс/см<sup>2</sup> Конструкция, размеры и технические требования”.

(Розміри в мм наведено для  $P_y=16$  кгс/см<sup>2</sup> ).

<b>D<sub>y</sub></b>	<b>20</b>	<b>25</b>	<b>32</b>	<b>40</b>	<b>50</b>	<b>65</b>	<b>80</b>
d <sub>н</sub>	25	32	38	45	57	76	89
D	105	115	135	145	160	180	195
D <sub>1</sub>	75	85	100	110	125	145	160
d <sub>1</sub>	18	25	31	38	49	66	78
b	12	12	13	13	13	15	17
h	36	38	40	42	45	47	50
D <sub>4</sub>	50	57	65	75	87	109	120
h <sub>2</sub>	4	4	4	4	4	4	4
D <sub>2</sub>	58	68	78	88	102	122	138
h <sub>1</sub>	2	2	2	3	3	3	3
D <sub>6</sub>	51	58	66	76	88	110	121
h <sub>3</sub>	3	3	3	3	3	3	3
D <sub>m</sub>	38	45	55	64	76	94	110
D <sub>n</sub>	26	33	39	46	58	77	90
r	4	4	4	4	5	5	5
d	14	14	16	18	18	18	18
n	4	4	4	4	4	4	4
d різьби	12	12	16	16	16	16	16
M <sub>вист</sub> кГ	0,87	1,05	1,54	1,81	2,24	3,17	4,15
M <sub>впад</sub> кГ	0,82	0,99	1,48	1,77	2,16	3,05	4,04

Продовження таблиці 9.7

$D_y$	100	150	200	250	300	400	600
$d_n$	108	159	219	273	325	426	630
$D$	215	280	335	405	460	580	840
$D_1$	180	240	295	355	410	525	770
$d_1$	96	146	202	254	303	398	602
$b$	17	19	21	23	24	32	41
$h$	50	57	58	65	66	75	90
$D_4$	149	212	259	312	363	490	677
$h_2$	4	4	4	4	5	5	6
$D_2$	158	212	268	320	378	490	720
$h_1$	3	3	3	3	4	4	5
$D_6$	150	212	260	313	364	490	678
$h_3$	3	4	3	3	4	5	5
$D_m$	130	180	240	292	346	450	660
$D_n$	110	161	222	278	330	432	636
$r$	5	6	6	8	8	10	10
$d$	18	23	23	27	27	30	40
$n$	8	8	12	12	12	16	20
$d$ різьби	16	20	20	24	24	27	36
$M_{вист} кг$	4,80	8,28	11,72	15,00	22,65	42,64	97,81
$M_{впад} кг$	4,65	7,88	11,28	14,3	20,83	41,10	96,73

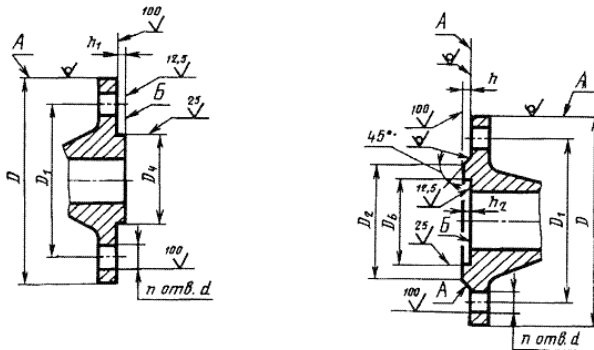


Рис. 9.1. Конструкція фланців і відповідні позначення до табл. 9.7.

Таблиця 9.8.

## Густина рідких речовин та водних розчинів.

Речовини	Густина, кг/м <sup>3</sup>					
	0 °С	20°С	40 °С	60°С	80 °С	100
Азотна к-та 100%	1547	1513	1478	1443	1408	1373
Азотна к-та 50%	1334	1310	1287	1263	1238	1212
Анілін	1039	1022	1004	987	969	952
Ацетон	813	791	768	746	719	693
Бензол	900	879	858	836	815	793
Бутанол-1	824	810	795	781	766	751
Вода	1000	998	992	983	972	958
Гексан	677	660	641	622	602	581
Гліцерин 50%	1136	1126	1116	1106	1006	996
Діхлоретан	1282	1254	1224	1194	1163	1133
Етанол 100%	806	789	772	754	735	716
Етанол 80%	857	843	828	813	797	783
Етанол 60%	904	891	878	864	849	835
Етанол 40%	947	935	923	910	897	885
Етанол 20%	977	969	957	946	934	922
Етилацетат	924	901	876	851	825	797
Етиловий ефір	736	714	689	666	640	611
Ізопропанол	801	785	768	752	735	718
Метанол 100%	810	792	774	756	736	714
Метанол 40%	946	935	924	913	902	891
Мурашина к-та	1244	1220	1195	1171	1147	1121
Нітробензол	1223	1203	1183	1163	1143	1123
Октан	718	702	686	669	653	634
Оцтова к-та 100%	1072	1048	1027	1004	981	958
Оцтова к-та 50%	1074	1058	1042	1026	1010	994
Сірковуглець	1293	1263	1233	1200	1165	1125
Сірчана к-та 98%	1857	1837	1817	1798	1779	1761
Сірчана к-та 75%	1689	1669	1650	1632	1614	1597
Сірчана к-та 60%	1515	1498	1482	1466	1450	1434
ССl4	1633	1594	1556	1517	1471	1434
Толуол	884	866	847	828	808	788
Хлорбензол	1128	1107	1085	1065	1041	1021
Хлороформ	1526	1489	1450	1411	1380	1326

Таблиця 9.9.

В'язкість рідких речовин та водних розчинів (1 мПа·с = 0,001 Па·с).

Речовини	Коефіцієнти динамічної в'язкості, мПа·с (сП)					
	20 <sup>0</sup> С	30 <sup>0</sup> С	40 <sup>0</sup> С	50 <sup>0</sup> С	60 <sup>0</sup> С	80 <sup>0</sup> С
Азотна к-та 100%	0,8	0,72	0,64	0,57	0,50	0,39
Азотна к-та 50%	1,88	1,55	1,28	1,07	0,90	0,68
Анілін	4,4	3,12	2,3	1,8	1,5	1,1
Ацетон	0,322	0,293	0,268	0,246	0,23	0,2
Бензол	0,65	0,56	0,492	0,436	0,39	0,316
Бутанол-1	2,95	2,28	1,78	1,41	1,14	0,76
Вода	1	0,801	0,656	0,549	0,469	0,357
Гексан	0,32	0,29	0,264	0,241	0,221	0,19
Гліцерин 50%	6,05	4,25	3,5	2,6	2	1,2
Діхлоретан	0,84	0,74	0,65	0,565	0,51	0,42
Етанол 100%	1,19	1	0,825	0,701	0,591	0,435
Етанол 80%	2,01	1,53	1,2	0,97	0,79	0,57
Етанол 60%	2,67	1,93	1,45	1,13	0,9	0,6
Етанол 40%	2,91	2,02	1,48	1,13	0,89	0,6
Етанол 20%	2,18	1,55	1,16	0,91	0,74	0,51
Етилацетат	0,449	0,4	0,36	0,326	0,297	0,248
Етиловий ефір	0,243	0,220	0,199	0,182	0,166	0,140
Ізопропанол	2,39	1,76	1,33	1,03	0,8	0,52
Метанол 100%	0,584	0,51	0,45	0,396	0,351	0,29
Метанол 40%	1,84	1,37	-	-	-	-
Мурашина к-та	1,78	1,46	1,22	1,03	0,89	0,68
Нітробензол	2,01	1,69	1,44	1,24	1,09	0,87
Октан	0,54	0,479	0,428	0,386	0,35	0,291
Оцтова к-та 100%	1,22	1,04	0,9	0,79	0,7	0,56
Оцтова к-та 50%	2,21	1,7	1,35	1,11	0,92	0,65
Сірковуглець	0,366	0,319	0,29	0,27	0,25	0,21
Сірчана к-та 98%	25,8	17,1	12,9	9,46	7,50	4,10
Сірчана к-та 75%	13,9	10,6	8,10	5,90	4,60	2,80
Сірчана к-та 60%	5,52	4,08	3,42	2,80	2,40	1,50
СС14	0,97	0,84	0,74	0,65	0,59	0,472
Толуол	0,586	0,522	0,466	0,42	0,381	0,319
Хлорбензол	0,8	0,71	0,64	0,57	0,52	0,435
Хлороформ	0,57	0,51	0,466	0,426	0,39	0,33

Таблиця 9.10.

Питома теплоємність рідких речовин та водних розчинів.  
Для перерахунку в систему СІ: 1 ккал/кг·град = 4,19 кдж/кг·г

Речовини	Питома теплоємність, ккал/кг·град					
	0 <sup>0</sup> С	20 <sup>0</sup> С	40 <sup>0</sup> С	60 <sup>0</sup> С	80 <sup>0</sup> С	100
Азотна к-та 100%	0,418	0,420	0,425	0,430	0,435	0,440
Азотна к-та 50%	0,667	0,680	0,693	0,710	0,730	0,740
Анілін	0,477	0,487	0,498	0,508	0,519	0,529
Ацетон	0,505	0,520	0,535	0,550	0,566	0,581
Бензол	0,390	0,413	0,436	0,460	0,483	0,506
Буганол-1	0,503	0,555	0,607	0,660	0,712	0,765
Вода	1,010	0,999	0,998	1,000	1,000	1,010
Гексан	0,536	0,536	0,536	0,536	0,536	0,536
Гліцерин 50%	0,850	0,850	0,840	0,840		
Діхлоретан	0,253	0,274	0,296	0,317	0,339	0,361
Етанол 100%	0,547	0,593	0,648	0,708	0,769	0,839
Етанол 80%	0,640	0,680	0,720	0,770	0,820	0,870
Етанол 60%	0,730	0,750	0,790	0,830	0,860	0,900
Етанол 40%	0,820	0,840	0,870	0,880	0,910	0,940
Етанол 20%	0,910	0,920	0,930	0,940	0,950	0,970
Етилацетат	0,441	0,458	0,475	0,493	0,510	0,527
Етиловий ефір	0,528	0,541	0,575	0,633	0,690	0,747
Ізопропанол	0,564	0,635	0,706	0,777	0,847	0,917
Метанол 100%	0,589	0,613	0,637	0,660	0,684	0,708
Метанол 40%	0,840	0,850	0,860	0,860	0,870	0,880
Мурашина к-та	0,469	0,490	0,511	0,531	0,552	0,573
Нітробензол	0,334	0,347	0,360	0,374	0,387	0,400
Октан	0,526	0,526	0,526	0,526	0,526	0,526
Оцтова к-та 100%	0,450	0,476	0,502	0,527	0,553	0,579
Оцтова к-та 50%	0,730	0,740	0,750	0,760	0,780	0,790
Сірковуглець	0,235	0,238	0,242	0,245	0,248	0,252
Сірчана к-та 98%	0,335	0,348	0,361	0,375	0,388	0,402
Сірчана к-та 75%	0,447	0,463	0,479	0,495	0,510	0,527
Сірчана к-та 60%	0,525	0,545	0,565	0,585	0,605	0,625
СС14	0,200	0,206	0,213	0,220	0,226	0,233
Толуол	0,385	0,407	0,429	0,451	0,473	0,494
Хлорбензол	0,300	0,315	0,330	0,345	0,360	0,376
Хлороформ	0,287	0,244	0,251	0,258	0,265	0,272



Таблиця 9.11.

Теплопровідність рідких речовин та водних розчинів.

Для перерахунку в систему СІ: 1 ккал/м·год·град = 1,16 вт/м·град.

Речовини	Теплопровідність, ккал/м·год·град					
	0 °С	20°С	40 °С	60°С	80 °С	100
Азотна к-та 100%	0,221	0,216	0,212	0,208	0,205	0,201
Азотна к-та 50%	0,381	0,394	0,403	0,412	0,416	0,418
Анілін	0,160	0,157	0,154	0,150	0,147	0,144
Ацетон	0,150	0,146	0,142	0,138	0,134	0,130
Бензол	0,130	0,126	0,121	0,117	0,112	0,108
Бутанол-1	0,134	0,132	0,129	0,126	0,123	0,120
Вода	0,474	0,515	0,545	0,567	0,580	0,587
Гексан	0,118	0,118	0,118	0,118	0,118	0,118
Гліцерин 50%	0,335	0,362	0,391	0,420	0,450	0,480
Діхлоретан	0,120	0,116	0,112	0,107	0,103	0,098
Етанол 100%	0,147	0,145	0,144	0,142	0,141	0,139
Етанол 80%	0,163	0,191	0,219	0,247	0,275	0,300
Етанол 60%	0,215	0,243	0,270	0,298	0,326	0,350
Етанол 40%	0,300	0,329	0,357	0,385	0,413	0,440
Етанол 20%	0,384	0,412	0,440	0,467	0,495	0,520
Етилацетат	0,135	0,118	0,101	0,084		
Етиловий ефір	0,119	0,118	0,117	0,116	0,115	0,114
Ізопропанол	0,132	0,130	0,127	0,124	0,121	0,118
Метанол 100%	0,184	0,182	0,179	0,177	0,174	0,172
Метанол 40%	0,278	0,287	0,295	0,304	0,312	0,32
Мурашина к-та	0,224	0,221	0,218	0,214	0,211	0,207
Нітробензол	0,132	0,130	0,127	0,125	0,122	0,120
Октан	0,132	0,131	0,129	0,127	0,126	0,125
Оцтова к-та 100%	0,152	0,149	0,145	0,141	0,138	0,134
Оцтова к-та 50%	0,270	0,298	0,326	0,355	0,383	0,410
Сірковуглець	0,146	0,142	0,139	0,133	0,129	0,125
Сірчана к-та 98%	0,264	0,284	0,294	0,306	0,324	0,334
Сірчана к-та 75%	0,315	0,330	0,345	0,365	0,385	0,405
Сірчана к-та 60%	0,350	0,370	0,380	0,400	0,430	0,450
СС14	0,107	0,101	0,095	0,089	0,083	0,077
Толуол	0,121	0,117	0,113	0,110	0,106	0,102
Хлорбензол	0,114	0,111	0,108	0,104	0,100	0,097
Хлороформ	0,122	0,114	0,105	0,097	0,088	0,079

Таблиця 9.12.

Фізичні властивості води ( на лінії насичення )

Коефіцієнт перерахунку в систему СІ:  $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$ 

$p$ , кгс/см <sup>2</sup>	$t$ , °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$C$ , кДж/ кг	$\lambda \cdot 10^2$ , Вт/м · К	$\mu \cdot 10^6$ , Па · с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\beta \cdot 10^4$ , К <sup>-1</sup>	Pr
1	0	1000	4,23	55,1	1790	1,79	0,63	13,7
1	10	1000	4,19	57,5	1310	1,31	0,7	9,52
1	20	998	4,19	59,9	1000	1,01	1,82	7,02
1	30	996	4,18	61,8	804	0,81	3,21	5,42
1	40	992	4,18	63,4	657	0,66	3,87	4,31
1	50	988	4,18	64,8	549	0,556	4,49	3,54
1	60	983	4,18	65,9	470	0,478	5,11	2,98
1	70	978	4,19	66,8	406	0,415	5,7	2,55
1	80	972	4,19	67,5	355	0,365	6,32	2,21
1	90	965	4,19	68	315	0,326	6,95	1,95
1,03	100	958	4,23	68,3	282	0,295	7,5	1,75
1,46	110	951	4,23	68,5	256	0,268	8	1,58
2,02	120	943	4,23	68,6	231	0,244	8,6	1,43
2,75	130	935	4,27	68,6	212	0,226	9,2	1,32
3,68	140	926	4,27	68,5	196	0,212	9,7	1,23
4,85	150	917	4,32	68,4	185	0,202	10,3	1,17
6,3	160	907	4,36	68,3	174	0,191	10,8	1,1
8,08	170	897	4,4	67,9	163	0,181	11,5	1,05
10,23	180	887	4,44	67,5	153	0,173	12,2	1,01

## 8. СПИСОК ДЖЕРЕЛ.

1. Борисов Г.С. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г.С.Борисов, В.П.Брыков, Ю.И.Дытнерский и др.; Под ред.Ю.И.Дытнерского. — М.: Химия, 1991. — 496 с.
2. Борисов Г.С. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г.С.Борисов, В.П.Брыков, Ю.И.Дытнерский и др.; Под ред.Ю.И.Дытнерского. — М.: Химия, 1983. — 272 с.
3. Кувшинский М.Н. Курсовое проектирование по предмету “Процессы и аппараты химической технологии” / М.Н.Кувшинский, А.Н.Соболева. — М.: Высшая школа, 1968. — 264 с.
4. Малежик І.Ф. Процеси і апарати харчових виробництв: Підручник / І.Ф.Малежик, П.С.Циганков, П.М.Немирович та ін.; За ред. І.Ф.Малежика. — К.: НУХТ, 2003. — 400 с.
5. Малежик І.Ф. Процеси і апарати харчових виробництв. Курсове проектування. Навч. посіб. / І.Ф.Малежик, О.С.Марценюк, Л.Н.Мельник та ін.; За ред. І.Ф.Малежика.-К.:НУХТ,2012.-543 с.
6. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии 10-е изд. / Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. — М.: Химия. -1987. — 576 с.
7. Плановский А.Н. Процессы и аппараты химической технологии 5-е изд. / А.Н. Плановский., В.М. Рамм, С.З. Каган.— М., Химия, 1968. — 848 с.
8. ГОСТ 15122-79 Теплообменники кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Основные параметры и размеры. — М.: Изд.стандартов. 1979. — 34 с.
9. ГОСТ 15118-79 Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе. Размещение отверстий под трубы в трубных решетках и перегородках. Основные размеры. — М.: Изд.стандартов. 1979. — 14 с.
10. ГОСТ 9930-78 Теплообменники ”Труба в трубе“ типы и основные параметры. — М.: Изд.стандартов. 1980. — 2 с.
11. ГОСТ 12830-67 Фланцы с соединительным выступом стальные приварные встык. Конструкция, размеры и технические требования. — М.: Издательство стандартов. 1979.

Навчальне видання

**РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ**  
Методичні рекомендації  
до виконання курсового проекту  
для студентів напряму підготовки  
6.051401 – «Біотехнологія»

Укладач:

ГЛИБІН Віталій Ілларіонович