

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**  
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського як навчальний посібник для студентів, які навчаються за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», освітньо-професійної програми «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»,*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2020

Розрахунок теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика», освітньо-професійної програми «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження», освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр». / Укладачі: І.О. Назарова, Н.О. Притула; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 1,6 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 51 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ імені Ігоря Сікорського  
(10 грудня 2020 р.) за поданням Вченої ради факультету  
(протокол № 5 від 30.11.2020 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

**НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК**

**РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ**

*виконання розрахунково-графічної роботи*

Укладачі: *Назарова Ірина Олександрівна, к. т. н.  
Притула Наталя Олександрівна, к. т. н.*

Відповідальний

редактор: *Варламов Г.Б., д. т. н., проф.*

Рецензент: *Шовкалюк М.М., к. т. н., доцент*

Посібник призначений для студентів, які навчаються за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», освітньо-професійної програми «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження», освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр», які вивчають дисципліну «Теплотехнологічні процеси і установки».

Метою посібника є закріплення знань, отриманих у процесі вивчення курсу, отримання практичного досвіду в результаті виконання розрахунково-графічної роботи, в якій за відповідними індивідуальними завданнями студентам пропонується провести розрахунки теплообмінних апаратів різних конструкцій.

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Пластинчастий теплообмінний апарат.....	5
1.1. Загальні відомості.....	5
1.2 Методика розрахунку пластинчастого теплообмінника.....	15
1.3. Приклад розрахунку пластинчастого холодильника.....	19
1.4 Завдання для розрахунку.....	26
2 Спиральний теплообмінний апарат.....	28
2.1 Загальні відомості.....	28
2.2 Методика розрахунку спірального теплообмінника.....	29
2.3 Приклад розрахунку спірального теплообмінного апарату.....	38
2.4 Завдання для розрахунку.....	48
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ .....	50
Додаток А Зразок титульного аркушу .....	51

## ВСТУП

Студенти спеціальності 144 «Теплоенергетика» освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» вивчають кредитний модуль «Теплотехнологічні процеси і установки – 1 Теплоносії, сушильні, холодильні агенти та холодоносії. Теплообмінники. Випарні установки» у VI семестрі.

Згідно з навчальним планом з дисципліни передбачено виконання розрахункової роботи, в якій за відповідними індивідуальними завданнями студентам пропонується провести розрахунки теплообмінних апаратів різних конструкцій, а саме – пластинчастого та спірального теплообмінника. Вибрати тип, розрахувати і підібрати нормалізований варіант конструкції пластинчастого холодильника. Провести тепловий, конструктивний і гідравлічний розрахунок спірального теплообмінника, призначеного для охолодження бензолу водою, розрахувати ізоляцію.

У методичних вказівках наведені завдання на розрахункову роботу, основні вимоги до оформлення пояснювальної записки, методики теплового, гідравлічного та конструктивного розрахунків, приклади виконання розрахунково-графічної роботи, деякі довідкові дані.

# 1 ПЛАСТИНЧАСТИЙ ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ

## 1.1. Загальні відомості

Пластинчасті розбірні теплообмінники останнім часом широко поширені, оскільки відрізняються інтенсивним теплообміном, простотою виготовлення, компактністю, малими гідравлічними опорами, зручністю монтажу і очищення від забруднень.

Ці теплообмінники складаються з окремих пластин, які розділенні гумовими прокладками, двох кінцевих камер, рами і стяжних болтів (рисунок 1.1). Пластини штампуються з тонколистової сталі товщиною 0,7...1,0 мм. Для збільшення поверхні теплообміну і турбулізації потоку теплоносія проточна частина пластин виконується гофрованою або ребристою, причому гофри можуть бути горизонтальними або розташованими в «ялинку».

До пластин приклеюються гумові прокладки для герметизації конструкції; теплоносії направляються або уздовж пластини, або через отвори в наступний канал. Рух теплоносіїв в пластинчастих теплообмінниках здійснюється прямотечією, противотечією і за змішаною схемою. Поверхня теплообмінного апарату змінюється від 1 до 160 м<sup>2</sup>, число пластин - від 7 до 303. Температура теплоносія обмежується 150 °С (з урахуванням гумової прокладки), тиск – до 1,0 МПа.

Теплообмінники можна застосовувати для охолодження і підігріву, в якості рекуператорів тепла, конденсаторів, дефлегматорів, а також для теплообміну між двома, трьома і великою кількістю робочих середовищ в компактних апаратах з мінімальною теплопередаючою поверхнею. Такі апарати придатні для теплообміну з дво- і трифазними робочими середовищами.

У пластинчастих теплообмінниках можна здійснювати теплообмін між робочими середовищами рідина - рідина, пара - рідина, пара + газ - рідина, газ - газ. Розбірні теплообмінники можуть працювати з робочими середовищами, в яких розмір твердих часток не перевищує 4 мм. При відкладенні забруднень на

теплопередаючих поверхнях можна періодично перемикає канали на такі робочі середовища, які очищають поверхні від забруднень без розбирання апарату.

Пластинчасті теплообмінники найбільш ефективні при роботі із середовищами малої в'язкості, а також з розчинами в'язкістю до  $60 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup>/с. Пластини встановлюються на раму теплообмінника, яка складається з несучих штанг, рухомих і нерухомих плит із затискним пристроєм. Нерухома плита зазвичай прикріплена до підлоги, рухлива на скобі підвішена до верхньої штанги і може переміщатися по ній. На плитах є штуцери для приєднання технологічних трубопроводів.

На нерухомій плиті штуцера знімні; їх можна встановлювати в верхньому або нижньому положенні.

При однопакетному компоюванні пластин допускається установка всіх чотирьох штуцерів на нерухомій плиті.

На теплообміннику може бути встановлено більше чотирьох штуцерів, наприклад, при необхідності відведення газів, що не сконденсувались, зливу продуктів і ін.

У каталозі наведений опис теплообмінників консольного типу (виконання I), на двохопорній рамі (виконання II), на трьохпорній рамі з нерухомою опорою в середині рами (виконання III) і на двохопорній рамі з проміжною плитою (виконання IV).

Конденсатори мають однопакетну компоювку пластин по стороні ходу пара. Теплообмінники з проміжними плитами можуть бути багатопотоковими, тобто можуть працювати з двома робочими середовищами і більше.

У каналах, складених з пластин, є точки опори, що дозволяють витримувати різницю тиску по обидва боки пластини, а також підвищений внутрішній тиск в каналах.

Група пластин, що утворює систему каналів, в яких робоче середовище рухається тільки в одному напрямку, складає пакет.

Один або декілька пакетів, стислих між нерухомою і рухомою плитами, називають секцією. Пластини розташовуються в пакеті одна щодо іншої під кутом

180°, причому всі гумові прокладки повернені в сторону рухомої плити. У кожній пластині по кутах є чотири отвори для проходу робочих середовищ. Проміжні та кінцеві пластини можуть мати одне, два або три отвори, кількість яких визначається відповідно до схеми компонування пластин в теплообміннику.

Кожна пластина омивається двома робочими середовищами: з одного боку - охолоджувальною, а з іншого - що нагрівається, в результаті чого між середовищами відбувається теплообмін. Середовища, що протікають поперек гофрів, турбулізуються, що сприяє посиленню теплообміну.

Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообміннику приведена на рисунку 1.

Розрахунок показує, що при формах і розмірах гофрів, прийнятих для промислових пластинчастих теплообмінників, вже при  $Re \geq 50 \dots 200$  стабілізація потоку порушується. Порушення стабілізації пограничного підшару сприяє підвищенню інтенсивності тепловіддачі.

При певному компонуванні пластинчастих розбірних теплообмінників можна отримати оптимальну кількість каналів в пакеті та пакетів в секції для кожного робочого середовища.

Компонування готового теплообмінника можна змінити відповідно до конкретної кількості кожного робочого середовища, наявного напору і заданого теплового режиму. В такому випадку гідромеханічну характеристику теплообмінника можна наблизити до оптимальної.

Компонування пластин в апараті і напрямок руху робочих середовищ зображують на схемах, що складаються відповідно з тепловим і гідромеханічним розрахунками. Схему найпростішого пластинчастого теплообмінника (див. рисунок 1.1), що складається з п'яти пластин, які формують по два паралельних канали для кожного робочого середовища, умовно позначають дробом  $Cx \frac{2}{2}$ .

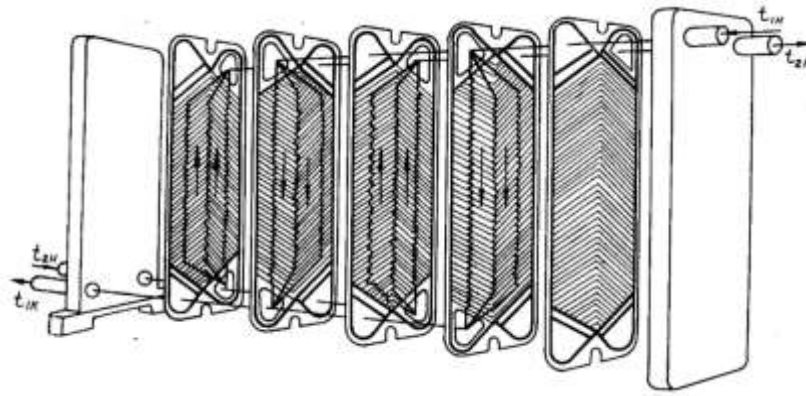


Рисунок 1.1 – Просторова схема руху робочих середовищ в однопакетному пластинчастому теплообміннику

Теплообмінні апарати промислового призначення мають більш складні схеми компонування каналів і теплопередаючих поверхонь, наприклад:

$$C_x \frac{\downarrow 20 + 20 + 20 + 20 + 20}{\uparrow 21 + 20 + 20 + 20 + 20}$$

Кількість чисел, наведених в чисельнику, відповідає кількості послідовно з'єднаних пакетів (ходів) для охолоджувального середовища; знак + означає послідовне з'єднання; значення кожного числа 20 - кількість паралельних міжпластинних каналів в кожному пакеті. У знаменнику наведені умовні аналогічні позначення для робочого середовища, що нагрівається. Вертикальні стрілки показують напрямок руху кожного робочого середовища в пакетах, горизонтальні стрілки - у всьому апараті.

У загальному випадку схема компонування пластин позначається:

$$\frac{\downarrow m_1' + m_1'' + m_1''' \dots m_1^k}{\uparrow m_2' + m_2'' + m_2''' \dots m_2^p}$$

де  $m_1$  - кількість каналів в пакеті для охолоджувального середовища;

$k$  - кількість послідовно включених пакетів (ходів) в апараті для охолоджувального середовища;

$m_2$  - кількість каналів в пакеті для середовища, що нагрівається;

$p$  - кількість послідовно включених пакетів в апараті для середовища, що нагрівається.

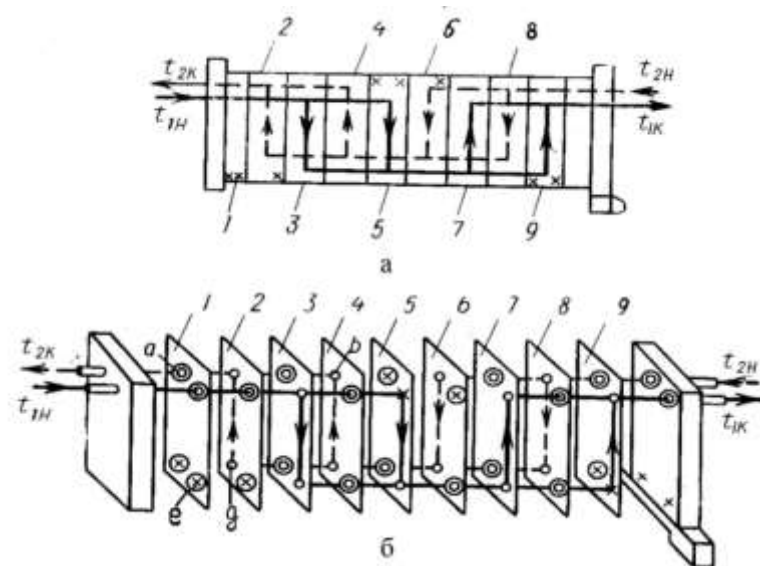
Додатковий канал по стороні ходу робочого середовища, що нагрівається в пакеті, розташованому на початку або в кінці апарату (в знаменнику дробу (див. приклад вище) замість числа 20 зазначено число 21), призначений для охолодження каналів, що примикають до плит рами. Це дозволяє за рахунок охолоджуваних каналів, розташованих на початку та в кінці апарату, забезпечити тепловий захист рами і навколишнього середовища і експлуатувати пластинчасті теплообмінники без спеціальної теплової ізоляції апарату.

На рисунку 1.2 наведена схема компоновки пластин в два симетричних пакета для робочого середовища, що охолоджується і нагрівається, тобто при однаковій кількості каналів в кожному пакеті для кожного робочого середовища можна компоновати пластини і в інших варіантах. Робоче середовище через вхідний штуцер надходить в поздовжній колектор, утворений кутовими отворами і прокладками стиснутих в пакет пластин, і рухається по ньому до пластини з непросічним (непрохідним) кутовим отвором. З колектора робоче середовище проходить в міжпластинні канали через ділянки, на яких відсутні прокладки ущільнювачів. Ці ділянки в кожному колекторі розташовані через одну пластину, завдяки чому утворюється система гарячих і холодних каналів. Пройшовши міжпластинні канали, робоче середовище (рідина) накопичується в протилежному колекторі.

При заданій витраті рідини, що проходить через апарат, можна встановити необхідну швидкість руху її по міжпластинним каналам. Оптимальна швидкість досягається за рахунок зменшення (або збільшення) числа каналів в пакеті.

Пакет завжди обмежений пластиною, що має неповну кількість кутових отворів (пластини 4, 5 і 6 на рисунку 1.2). Такі пластини називають граничними. Існує конструктивний варіант компоновки пластин, в якому пластини 4 і 6 мають повну кількість кутових отворів, проте гранична пластина 5 завжди має непросічний (непрохідний) отвір.

З першого пакету рідина направляється по протилежному колектору вздовж теплообмінника до чергової граничної пластини, після чого розподіляється по каналах другого пакету в напрямку, протилежному її руху в першому пакеті.



*a* - 1 - 9 - нумерація каналів; *б* - 1 - 9 - нумерація пластин;

*в* - отвір з ущільнювальним гумовим кільцем; *г* - непросічне місце для отвору без ущільнювального кільця; *д* - отвір без ущільнювального кільця; *е* - непросічне місце для отвору з кільцем ущільнювача

Рисунок 1.2 - Компонування пластин в два симетричних пакета по схемі  $Sx \frac{2+2}{2+2}$

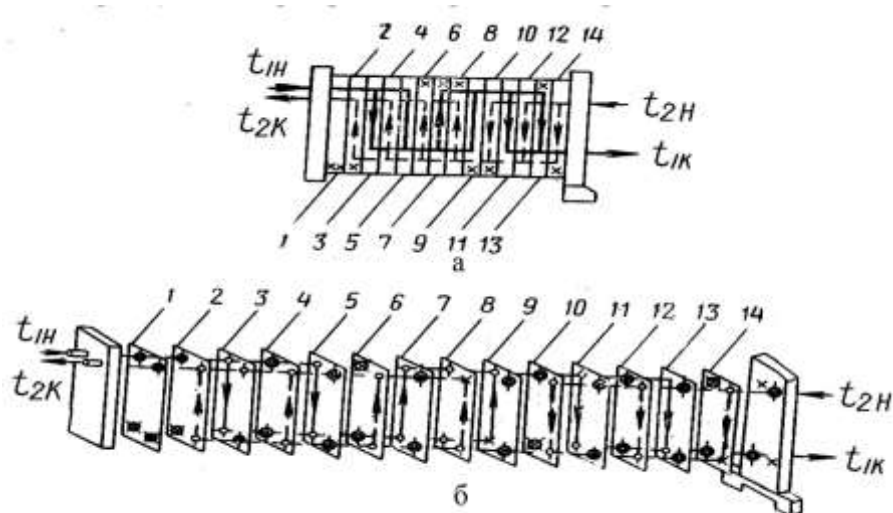
Робочі середовища рухаються в апараті, як правило, протитечією.

Якщо витрата одного робочого середовища значно відрізняється від витрати іншого середовища, то для збереження однакових гідравлічних опорів по стороні ходу кожного середовища та забезпечення оптимальних коефіцієнтів тепловіддачі застосовуються несиметричні схеми компоновок пластин (рисунок 1.3). У цих схемах кількість каналів в пакетах для першого і другого робочих середовищ неоднаково.

При відповідному компонуванні пластин і використанні різних просічних кутових отворів на них можна отримати багатосекційний апарат (рисунок 1.4). У ньому теплообмін між одним робочим середовищем і двома іншими робочими середовищами відбувається по зонам.

Для першої і третьої робочих середовищ є чотири канали (по два для кожного середовища); для другого робочого середовища - чотири канали.

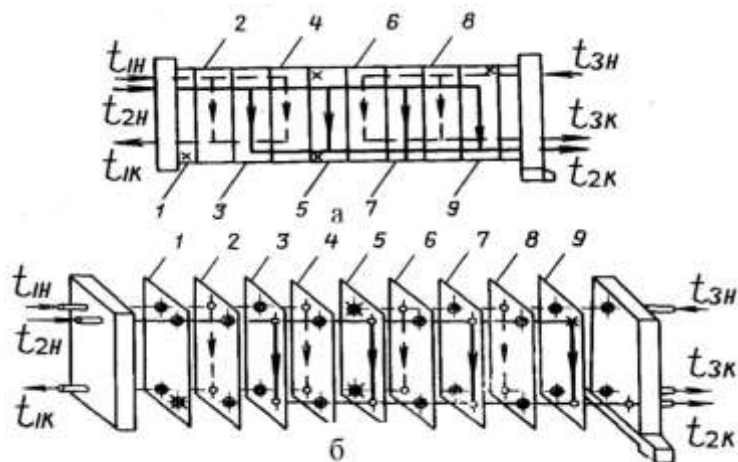
Для конденсації пари з суміші при наявності в парі газів, що не сконденсувалися, застосовують схему компоновки  $Sx \frac{2+2+2}{4+3}$  (рисунок 1.5).



*a* - 1 - 14 - нумерація каналів; *б* - 1 - 14 - нумерація пластин

Рисунок 1.3 - Компонування пластин в три пакети для гарячого

середовища і в два пакети для холодного середовища за схемою  $Cx \frac{2+2+2}{4+3}$



*a* - 1 - 9 - нумерація каналів; *б* - 1 - 9 - нумерація пластин

Рисунок 1.4 - Компонування пластин для трьох робочих середовищ за схемою  $Cx \frac{2+2}{4}$

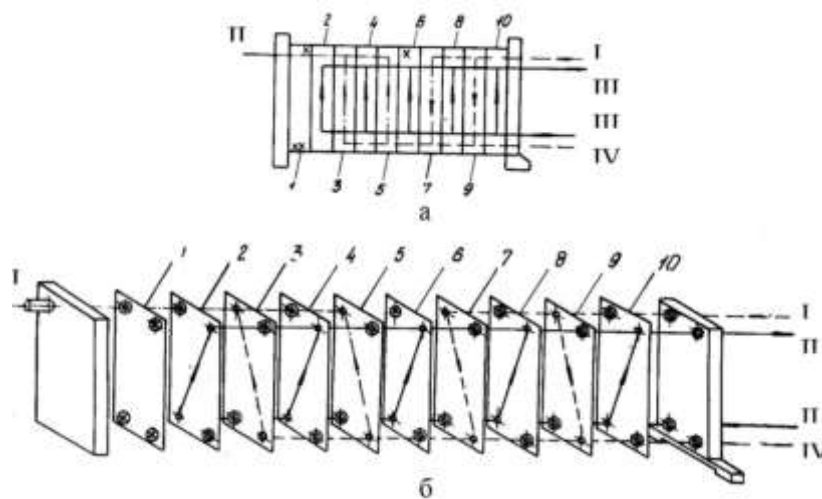
Парогазова суміш в пакеті  $m'1$  (канали 8, 6) охолоджується, і з неї виділяється конденсат у вигляді рідини. Гази, які не сконденсувалися, з нижнього колектора потрапляють в пакет  $m''1$  (канали 4, 2), охолоджуються в ньому і відводяться через верхній штуцер на рухомій плиті. Охолоджуюча вода рухається по каналах 1, 3, 5, 7, 9, які скомпоновані у вигляді одного пакета  $m_2$ . Чотири штуцери розташовані на нерухомій плиті. Такі конденсатори парогазових сумішей

працюють з більш високим коефіцієнтом теплопередачі, ніж стандартні кожухотрубні конденсатори.

По розташуванню прохідних отворів для кожного робочого середовища розрізняють пластини з діагональним розташуванням отворів (пластини 0,5 с гофрами в «ялинку» наведені на рисунку 1.5) і з одностороннім розташуванням отворів (всі інші типи див. на рисунках 1.2, 1.3 і 1.4).

На рисунку 1.6 наведено паралельне однопакетне з'єднання пластин з діагональним розташуванням прохідних отворів.

Для кожного робочого середовища є чотири канали. Після складання пластини утворюються дві системи каналів, ізольованих одна від одної. Кожна система з'єднана з двома кутовими отворами. Канали обох систем в пакеті чергуються. Для цього пакети необхідно набирати з лівих і правих пластин, що

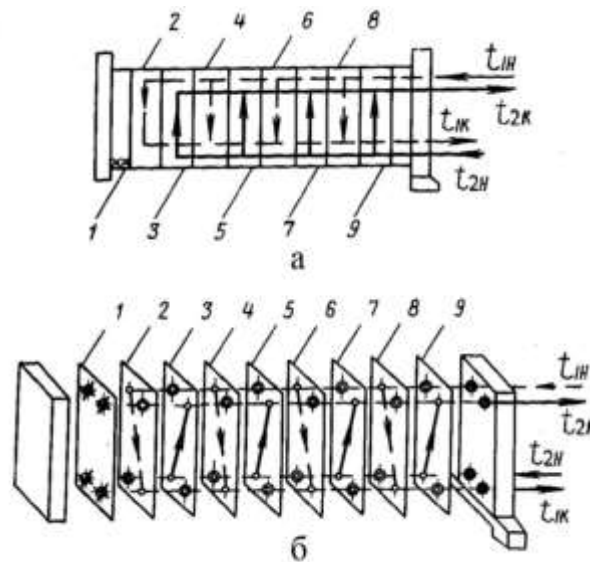


*a* - 1 - 10 - нумерація каналів; *б* - 1 - 10 - нумерація пластин;

I - парогазова суміш; II – гази, що не сконденсувалися; III - вода; IV - конденсат

Рисунок 1.5 - Компонування пластин в конденсаторі з пакетом для охолодження газів, що не

сконденсувалися, за схемою  $Cx \frac{m_1' + m_1''}{m_2}$  з діагональним розташуванням прохідних отворів



*a* - 1 - 9 - нумерація каналів; *б* - 1 - 9 - нумерація пластин

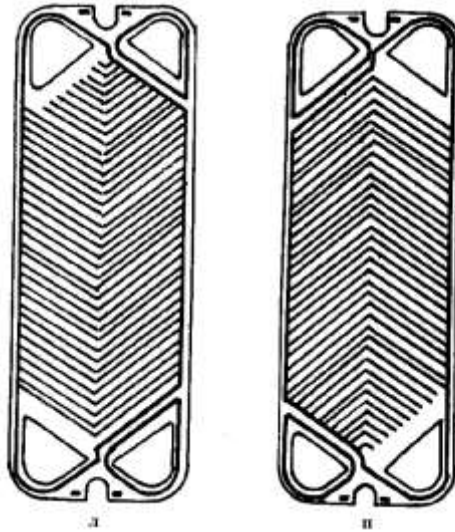
Рисунок 1.6 - Компонування пластин типу за схемою  $\frac{4}{4}$  з діагональним розташуванням отворів і з виводом всіх штуцерів на нерухому плиту

відрізняються одна від одної розташуванням ущільнюючих прокладок. Загальний вигляд лівої і правої пластин з одностороннім напрямком потоку наведено на рисунку 1.7.

У лівій пластині потік першого робочого середовища входить в міжпластинний простір через верхній або нижній лівий кутовий отвір, а виходить через інший отвір. Праві отвори ізольовані від потоку першого робочого середовища прокладкою ущільнювача.

Праві і ліві пластини чергуються в пакеті, а розташування великої і малої прокладок забезпечує чергування каналів для потоку гарячого та холодного робочого середовища. При формуванні пакетів всі праві пластини розташовують відносно лівих під кутом  $180^0$  в площині пластини.

Якщо велика прокладка ущільнювача охоплює два кутових отвори, розташованих по діагоналі пластини, то загальний напрямок потоку при русі рідини в міжпластинному каналі буде діагональним (рисунок 1.6).



л - ліва; п - права;

Рисунок 1.7 - Схема пластин з одностороннім розташуванням прохідних отворів

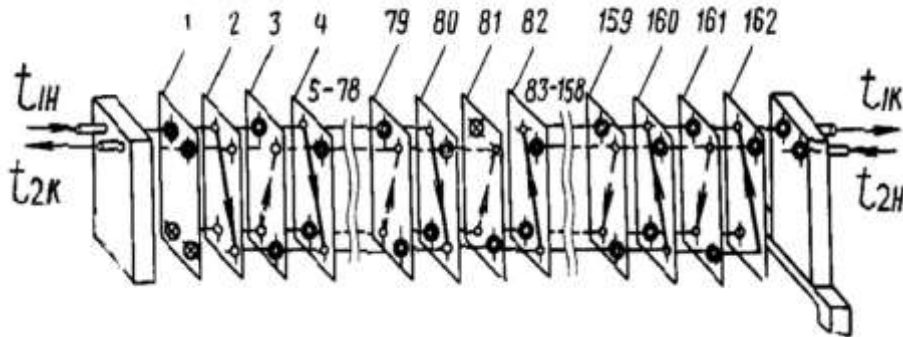
Рівномірно розподілений, значний гідравлічний опір гофрованої частини міжпластинного каналу сприяє вирівнюванню швидкості потоку, тому обидва варіанти пластин (з одностороннім і діагональним напрямками потоку) практично рівноцінні.

При використанні пластин з одностороннім напрямком потоку штуцери входу і виходу для першого робочого середовища розташовані по одну сторону апарату, а для другого робочого середовища - по іншу сторону. При парному компонуванні пакетів в секції обидва штуцери розташовані вгорі або внизу, при непарному компонуванні - один вгорі, а другий внизу.

При використанні пластин з діагональним напрямком потоку робоче середовище направляється з одного боку апарату до іншого (див. рисунок 1.6). Якщо кількість пакетів в секції по лінії руху потоку робочого середовища парне, то штуцери входу середовища в апарат і виходу з нього розміщені з одного боку вздовж апарату (рисунок 1.8) (компоновка пластин типу 0,5 з гофрами в «ялинку»). При непарній кількості пакетів в секції штуцера входу і виходу розташовані з різних сторін апарату (див. рисунок 1.6).

При заданій витраті робочих середовищ, що проходять через теплообмінник, в залежності від схеми компонування пластин змінюються швидкості руху

середовищ в міжпластинних каналах. Отже, є можливість регулювати гідравлічний опір і коефіцієнт теплопередачі в апараті. У кожному разі при складанні схем компоновань пластин необхідно розрахувати оптимальну схему.



1 - 162 - нумерація пластин

Рисунок 1.8 - Схема компоновання пластин при великій їхній кількості в апараті, наприклад, за

$$\text{схемою } Cx \frac{40 + 40}{41 + 40}$$

## 1.2. Методика розрахунку пластинчастого теплообмінника

Розрахунок теплообмінного апарату включає визначення необхідної поверхні теплопередачі, вибір типу апарату і нормалізованого варіанта конструкції, які відповідають заданим технологічним умовам оптимальним чином.

Необхідна *поверхня теплопередачі*  $F, \text{м}^2$  визначається з основного рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} \quad (1.1)$$

*Теплове навантаження*  $Q$ , кВт відповідно з заданими технологічними умовами знаходиться з рівняння теплового балансу для одного з теплоносіїв:

- якщо агрегатний стан теплоносія не змінюється:

$$Q = G_i c_i (t_{iH} - t_{iK}), \quad i = 1, 2; \quad (1.2)$$

- при конденсації насичених парів без охолодження конденсату або при кипінні:

$$Q = G_i r_i, \quad (1.3)$$

$$i = 1, 2;$$

- при конденсації перегрітих парів з охолодженням конденсату:

$$Q = G_1(J_{\text{IH}} - c_1 t_{\text{IK}}), \quad (1.4)$$

де  $J_{\text{IH}}$  - ентальпія перегрітої пари.

Теплові втрати при наявності теплової ізоляції незначні, тому в рівняннях (1.1) - (1.4) вони не враховуються.

Один будь-який технологічний параметр, не зазначений у вихідному завданні (витрата одного з теплоносіїв або одна з температур), визначається з рівнянь теплового балансу для всього апарату в цілому, прирівнюються праві частини рівнянь (1.2) - (1.4) для гарячого і холодного теплоносія.

*Середня температура теплоносіїв  $t_i$ , °C:*

- якщо агрегатний стан теплоносія не змінюється:

$$t_i = 0,5(t_{\text{IH}} + t_{\text{IK}}), \quad (1.5)$$

- більш точне значення середньої температури одного з теплоносіїв визначається при використанні середньої різниці температур  $\Delta t_{\text{cp}}$ , °C:

$$t_i = t_i \pm \Delta t_{\text{cp}}, \quad (1.6)$$

де  $t_i$  - середньоарифметична температура теплоносія з меншим перепадом температури уздовж поверхні теплообміну [1, гл. 4 пункт 22];

- при зміні агрегатного стану теплоносія його температура постійна уздовж всієї поверхні теплопередачі і дорівнює температурі кипіння (або конденсації), що залежить від тиску і складу теплоносія.

*Середня різниця температур  $\Delta t_{\text{cp}}$ , °C:*

- в апаратах з прямо- або протитечійним рухом теплоносіїв  $\Delta t_{\text{cp}}$  визначається як середня логарифмічна між більшою  $\Delta t_{\text{Г}}$  і меншою  $\Delta t_{\text{М}}$  різницями температур теплоносіїв на кінцях апарату:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{Г}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln(\Delta t_{\text{Г}} / \Delta t_{\text{М}})}; \quad (1.7)$$

- якщо різниці температур однакові  $\Delta t_{\text{Г}} = \Delta t_{\text{М}}$  або відрізняються не більше ніж

в два рази, то  $\Delta t_{cp}$  визначається наближено як середньоарифметична різниця температур:

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_6 + \Delta t_m). \quad (1.8)$$

*Коефіцієнт теплопередачі*  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К), визначається з рівняння адитивності термічних опорів теплопередачі через стінку:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_{31} + r_{32} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (1.9)$$

На цій стадії розрахунку точне визначення коефіцієнта теплопередачі неможливо, так як коефіцієнти теплопередачі  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  залежать від параметрів конструкції апарату, що розраховується. Тому спочатку на підставі орієнтовної оцінки коефіцієнта теплопередачі [1, таблиця 4.8] наближено визначається поверхня, обирається конкретний варіант конструкції, а потім проводиться уточнений розрахунок коефіцієнтів  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $K$  і необхідної поверхні.

Зіставлення її з поверхнею обраного нормалізованого теплообмінника дає відповідь на питання про придатність обраного варіанту для даної технологічної задачі. При значному відхиленні розрахункової поверхні від обраної слід перейти до іншого варіанту конструкції і знову виконати уточнений розрахунок. Число повторних розрахунків залежить, головним чином, від ступеня відхилення орієнтовної оцінки коефіцієнта теплопередачі, від його уточненого значення.

Вибір рівнянь для *уточненого розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі* залежить від характеру теплообміну (без зміни агрегатного стану, при кипінні або при конденсації), від виду обраної поверхні теплообміну (тип пластин), від режиму руху теплоносія.

### ***Конвективний теплообмін***

*Коефіцієнт тепловіддачі при русі теплоносія в каналах, утворених гофрованими пластинами, розраховується за рівнянням:*

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} = a Re^n Pr^m (Pr/Pr_{ст})^{0,25}, \quad (1.10)$$

Коефіцієнт  $a$ :

Поверхня пластини $f$ , м <sup>2</sup>	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Турбулентний режим	0,065	0,1	0,135	0,135	0,135
Ламінарний режим	0,46	0,6	0,6	0,6	0,6

Показники степені  $n$  і  $m$  вибираються в залежності від режиму течії і поверхні пластини:

- при турбулентній течії (в межах  $Re = 50 \dots 30000$  і  $Pr = 0,7 \dots 80$ )  $n = 0,73$ ;  $m = 0,43$ ;
- при ламінарній течії ( $Re \leq 50$ ,  $Pr \geq 80$ )  $n = m = 0,33$ .

### Конденсація пари

Для всіх типів пластин при конденсації пари при  $\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{ст1}} = \Delta t \leq 10K$  коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha = 1,15 \sqrt{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t L_n}},$$

де  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $\mu$  - відповідно коефіцієнти теплопровідності, густини маси, динамічної в'язкості для плівки конденсату при середній визначальній температурі її  $t_{\text{пл}} = 0,5(t_{\text{конд}} + t_{\text{ст1}})$ , що дорівнює півсумі температури конденсату  $t_{\text{конд}}$  і температури стінки з боку пари  $t_{\text{ст1}}$ ;

$r$  - теплота фазового перетворення при  $t_{\text{конд}}$ ;

$L_n$  - приведена довжина каналу, м.

При  $\Delta t \geq 10K$  критерій Нуссельта [2]:

$$Nu = c_1 Re^{0,7} Pr^{0,4}, \quad (1.11)$$

де

$$Re = \frac{qL_n}{\mu r} = \frac{GL_n}{\mu F},$$

де  $q$  - питоме теплове навантаження, Вт/м<sup>2</sup>;

$G$  - витрата пари, кг/с.

Коефіцієнт  $c_1$

Поверхня пластини $f, \text{ м}^2$	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
Коефіцієнт $c_1$	800	322	240	240	201

**Гідравлічний опір пластинчатих теплообмінників**

Гідравлічний опір для кожного теплоносія  $\Delta P$ , Па:

$$\Delta P = x\xi \frac{L_n}{d_E} \frac{\rho w^2}{2} + 3 \frac{\rho w_{шт}^2}{2}, \quad (1.12)$$

де  $x$  - число пакетів для даного теплоносія, включених послідовно, шт.;

$d_{екв}$  - еквівалентний діаметр каналів, м;

$w$  і  $w_{шт}$  - відповідно швидкість в каналах і в штуцерах на вході і виході (при швидкості рідини в штуцерах менше 2,5 м/с їх гідравлічний опір можна не враховувати);

$\xi$  - коефіцієнт гідравлічного опору:

- для ламінарного руху

$$\xi = \frac{a_1}{\text{Re}} \quad (1.13),$$

- для турбулентного руху

$$\xi = \frac{a_2}{\text{Re}^{0,25}} \quad (1.14).$$

Коефіцієнти  $a_1$  і  $a_2$ :

Поверхня пластини $f, \text{ м}^2$	0,2	0,3	0,5	0,6	1,3
$a_1$	425	425	324	320	400
$a_2$	19,6	19,3	15,0	15,0	17,0

**1.3. Приклад розрахунку пластинчастого холодильника**

Вибрати тип, розрахувати і підібрати нормалізований варіант конструкції пластинчастого холодильника.

Вихідні дані:

- параметри гарячого теплоносія (бутиловий спирт):

витрата  $G_1 = 2,47$  кг/с;

температура на вході  $t_{1н} = 117,7$  °C , на виході  $t_{1к} = 30$  °C

- параметри хладоагента (вода):

температура, на вході  $t_{2н} = 17$  °C , на виході  $t_{2к} = 45$  °C .

### Розв'язання

Рух теплоносіїв в пластинчастому теплообміннику протитечійний (приймається). На рис. 1.9 показано зміну температур теплоносіїв, а на рис. 1.10 - схема теплопередачі в холодильнику.

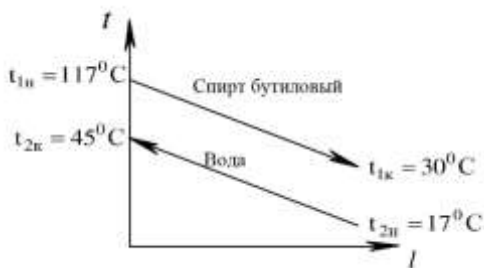


Рисунок 1.9 - Зміна температур теплоносіїв

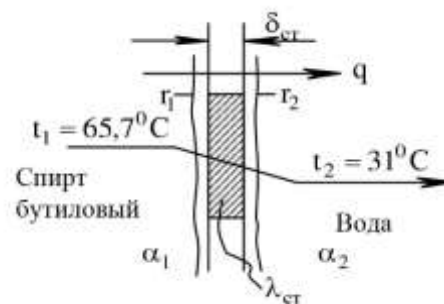


Рисунок 1.10 - Схема теплопередачі в холодильнику

1.3.1. Середня температура води  $t_2$  , °C :

$$t_2 = 0,5(t_{2н} + t_{2к}) = 0,5(17 + 45) = 31 \text{ °C} .$$

1.3.2. Середня різниця температур  $\Delta t_{cp}$  , °C :

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_6 / \Delta t_m)} = \frac{(117,7 - 45) - (30 - 17)}{\ln\left(\frac{117,7 - 45}{30 - 17}\right)} = 34,7 \text{ °C} .$$

1.3.3. Середня температура бутилового спирту:

$$t_1 = t_2 + \Delta t_{cp} = 31 + 34,7 = 65,7 \text{ °C} .$$

1.3.4 Теплофізичні властивості бутилового спирту при  $t_1 = 65,7$  °C :

- густина  $\rho_1 = 776$  кг/м<sup>3</sup> [3, табл. 5; 1, табл. IV;

- теплопровідність  $\lambda_1 = 0,127$  Вт/(м·К) [1, рис. X; 3, рис. 4];
- теплоємність  $c_1 = 2849$  Дж/(кг·К) [1, рис. XI; 3, рис. 3];
- динамічна в'язкість  $\mu_1 = 1,1 \cdot 10^{-3}$  Па·с [1, рис. V; 3, рис. 2].

*1.3.5. Теплофізичні властивості охолоджуючої води при  $t_2 = 31$  °С :*

- густина  $\rho_2 = 995$  кг/м<sup>3</sup>;
- теплопровідність  $\lambda_2 = 0,62$  Вт/(м·К);
- теплоємність  $c_2 = 4180$  Дж/(кг·К);
- динамічна в'язкість  $\mu_2 = 0,789 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

Всі константи  $\rho_2$ ,  $\lambda_2$ ,  $c_2$  і  $\mu_2$  взяті з довідників [1, табл. XXXIX; 3, табл. 36].

*1.3.6. Теплове навантаження  $Q$ , Вт:*

$$Q = G_1 c_1 (t_{1Н} - t_{1К}) = 2,43 \cdot 2849 (117,7 - 30) = 607153,2 \text{ Вт.}$$

*1.3.7. Витрата охолоджуючої води  $G_2$ , кг/с:*

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2К} - t_{2Н})} = \frac{607153,2}{4180 (45 - 17)} = 5,19.$$

Орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі приймається за даними табл. 4.8 [1]. При вимушеному русі при теплопередачі від рідини до рідини (воді) рекомендується приймати  $K_{op} = 800 \dots 1700$  Вт/(м<sup>2</sup>·К). Оскільки в даному прикладі теплофізичні властивості бутилового спирту відрізняються від властивостей води, прийmemo  $K_{op} = 700$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

*1.3.8. Орієнтовна поверхня теплопередачі  $F_{op}$ , м<sup>2</sup>:*

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = 607153,2 / (700 \cdot 34,7) = 25 \text{ м}^2.$$

Розглянемо пластинчастий теплообмінник типу ТПР (виконання I) поверхнею  $F = 25$  м<sup>2</sup>; поверхню пластини  $f = 0,6$  м<sup>2</sup>, кількість пластин  $N = 42$  шт. [4, таблиця 24].

Технічна характеристика пластин  $f = 0,6$  м<sup>2</sup> [4, таблиця 22]:

- еквівалентний діаметр каналу  $d_{екв} = 7,4 \cdot 10^{-3}$  м;
- поперечний переріз каналу  $S = 26,2 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>;

- приведена довжина каналу  $L_{\text{П}} = 0,89 \text{ м}$ ;
- габаритні розміри: довжина 1375 мм; ширина 600 мм; товщина 1,0 мм;
- маса пластини 6,5 кг.

З метою збільшення коефіцієнтів тепловіддачі, а отже, і коефіцієнта теплопередачі збільшуємо число пакетів (ходів) в теплообміннику.

Вибираємо компоновку пластин по три симетричних пакета за схемою:

$$C_x = \frac{7+7+7}{7+7+7},$$

де 7 - кількість міжпластинних каналів в кожному пакеті, в чисельнику показано число пакетів (ходів) - три для охолоджувального середовища (бутилового спирту), в знаменнику - аналогічні умовні позначення для середовища, що нагрівається (води).

### 1.3.9. Швидкість гарячої рідини (бутилового спирту) в семи каналах

( $m_1 = 7$ )  $w_1$  м/с:

$$w_1 = \frac{G_1}{m_1 \rho_1 S} = \frac{2,43}{7 \cdot 776 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,17 \text{ м/с.}$$

### 1.3.10. Критерій Прандтля $Pr$ :

$$Pr = \frac{\mu_1 c_1}{\lambda_1} = \frac{1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 2849}{0,127} = 24,7.$$

### 1.3.11. Критерій Рейнольдса $Re_1$ :

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{екв}} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,17 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 776}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 887 > 50,$$

тобто режим турбулентний. 1.2.12. Коефіцієнт тепловіддачі від бутилового спирту до стінки при  $Re > 50$  за формулою (10)  $\alpha_1$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 d_{\text{екв}}}{\lambda_1} = 0,135 Re_1^{0,73} Pr_1^{0,43} (Pr_1 / Pr_{\text{ст1}})^{0,25},$$

де множник  $Pr / Pr_{\text{ст}}$ , що враховує напрямок теплового потоку, приймаємо рівним одиниці, так як температури рідини і стінки не сильно відрізняються, звідки

$$\frac{\alpha_1 7,4 \cdot 10^{-3}}{0,127} = 0,135 \cdot 887^{0,73} \cdot 24,7^{0,43};$$

$$\alpha_1 = 1305 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

1.3.13. Швидкість води в семи каналах ( $m_2 = 7$ )  $w_2$ , м/с:

$$w_2 = \frac{G_2}{m_2 \rho_2 S} = \frac{5,19}{7 \cdot 995 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,284 \text{ м/с.}$$

1.3.14. Критерій Рейнольдса  $Re_2$ :

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{\text{екв}} \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,284 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 995}{0,789 \cdot 10^{-3}} = 2650 > 50,$$

тобто режим турбулентний.

1.3.15. Критерій Прандтля  $Pr_2$ :

$$Pr_2 = \frac{\mu_2 c_2}{\lambda_2} = \frac{0,789 \cdot 10^{-3} \cdot 4180}{0,62} = 5,3.$$

1.3.16. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води  $\alpha_2$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 d_{\text{екв}}}{\lambda_2} = 0,135 Re_2^{0,73} Pr_2^{0,43}$$

$$\frac{\alpha_2 7,4 \cdot 10^{-3}}{0,62} = 0,135 \cdot 2650^{0,73} \cdot 5,3^{0,43};$$

$$\alpha_2 = 7310 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

1.3.17. Загальний термічний опір  $R_{\text{ПТ}}$ , (м<sup>2</sup>·К)/Вт:

приймаємо:

- $r_1 = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [1, таблиця XXXI; 3, таблиця 39] - теплова провідність забруднень з боку бутилового спирту;
- $r_2 = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [1, таблиця XXXI; 3, таблиця 39] - теплова провідність забруднень з боку води середньої якості;
- $\lambda_{\text{ст}} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  [1, таблиця XXXVIII; 3, таблиця 17] - теплопровідність нержавіючої сталі;
- $\delta_{\text{ст}} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  - товщина гофрованої пластини.

$$R_{\text{ПТ}} = \frac{1}{r_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{r_2} = \frac{1}{5800} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{17,5} + \frac{1}{2900} = 0,00057 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт.}$$

1.3.18. Коефіцієнт теплопередачі  $K$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{пл}} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{1305} + 0,00057 + \frac{1}{7310} = 679 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

1.3.19. Розрахункова поверхня теплопередачі  $F_p$ , м<sup>2</sup>:

$$F_p = Q / (K \cdot \Delta t_{\text{cp}}) = 607153,2 / (679 \cdot 34,7) = 25,8 \text{ м}^2.$$

Розрахункова поверхня вийшла більше прийнятої, тому необхідно застосувати більш складну компоновку пластин. З метою збільшення коефіцієнта теплопередачі необхідно збільшувати  $\alpha_1 = 1305 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , оскільки коефіцієнт теплопередачі  $K$  в розрахунку завжди виходить менше меншого  $\alpha$ . Очевидно, доцільно збільшити швидкість руху теплоносія (бутилового спирту), тобто збільшити число ходів.

Вибираємо компоновку пластин з чотирьох несиметричних пакетів по схемі:

$$C_x = \frac{4+4+4+5}{6+6+6+7},$$

де 4 - кількість каналів в пакеті для бутилового спирту,  $m_1 = 4$ ;

6 - кількість каналів в пакеті для води,  $m_2 = 6$ ;

4 - кількість послідовно включених пакетів (ходів) для одного й іншого середовища.

1.3.20. Повторний розрахунок

$$w_1 = \frac{G_1}{m_1 \rho_1 S} = \frac{2,43}{4 \cdot 776 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,299 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,299 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 776}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 1561 > 50$$

$$\text{Pr} = 24,7; \frac{\alpha_1 7,4 \cdot 10^{-3}}{0,127} = 0,135 \cdot 1561^{0,73} \cdot 24,7^{0,43};$$

$$\alpha_1 = 1972 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$w_2 = \frac{G_2}{m_2 \rho_2 S} = \frac{5,19}{6 \cdot 995 \cdot 26,2 \cdot 10^{-4}} = 0,332 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,332 \cdot 7,4 \cdot 10^{-3} \cdot 995}{0,789 \cdot 10^{-3}} = 3098 > 50,$$

$$\text{Pr}_2 = 5,3; \frac{\alpha_2 7,4 \cdot 10^{-3}}{0,62} = 0,135 \cdot 3098^{0,73} \cdot 5,3^{0,43};$$

$$\alpha_2 = 8193 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{1972} + 0,00057 + \frac{1}{8193}; \quad K = 834 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$F_p = 607153,2 / (834 \cdot 34,7) = 21 \text{ м}^2.$$

Приймаємо до установки розбірний пластинчастий теплообмінник типу ТПР (виконання I):

- поверхня теплопередачі  $F = 25 \text{ м}^2$ ;
- поверхня пластини  $f = 0,6 \text{ м}^2$ ;
- кількість пластин 42 шт.;
- маса апарату 1350 кг.

### 1.3.22. Гідравлічний опір холодильника.

Вихідні дані:

Теплоносій - бутиловий спирт.

$$w_1 = 0,299 \text{ м/с}; \quad \text{Re}_1 = 1561 > 50; \quad x_1 = 4; \quad L_{\text{П}} = 0,89 \text{ м}; \quad d_{\text{екв}} = 7,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \rho_1 = 776 \text{ кг/м}^3;$$

$$d_{\text{шт.1}} = 0,2 \text{ м} [4, \text{таблиця 22}].$$

Коефіцієнт гідравлічного опору при турбулентному режимі за формулою (1.14)  $\xi_1$ :

$$\xi_1 = \frac{15}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{15}{1561^{0,25}} = 2,39.$$

Швидкість руху спирту в штуцерах  $w_{\text{шт.1}}$ , м/с:

$$w_{\text{шт.1}} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot 0,785 \cdot d_{\text{шт.1}}^2} = \frac{2,43}{776 \cdot 0,785 \cdot 0,2^2} = 0,1 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с},$$

тому гідравлічний опір в штуцерах не враховуємо.

Гідравлічний опір холодильника для бутилового спирту  $\Delta P_1$ , Па:

$$\Delta P_1 = x_1 \xi_1 \frac{L_{\text{П}}}{d_{\text{екв}}} \cdot \frac{\rho_1 w_1^2}{2} = \frac{4 \cdot 2,39 \cdot 0,89}{0,0074} \cdot \frac{776 \cdot 0,299^2}{2} = 39883 \text{ Па}.$$

Вхідні дані:

Теплоносій – охолоджуюча вода

$$w_2 = 0,332 \text{ м/с}; \quad \text{Re}_2 = 3098 > 50; \quad x_2 = 4; \quad L_{\text{П}} = 0,89 \text{ м}; \quad d_{\text{екв}} = 7,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \rho_2 = 995 \text{ кг/м}^3;$$

$d_{шт.2} = 0,2 \text{ м}$  [4, таблиця22].

Коефіцієнт гідравлічного опору при турбулентному режимі за формулою (1.14)  $\xi_2$ :

$$\xi_2 = \frac{15}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{15}{3098^{0,25}} = 2,01.$$

Швидкість руху води в штуцерах  $w_{шт.2}$ , м/с:

$$w_{шт.2} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot 0,785 \cdot d_{шт.2}^2} = \frac{5,19}{995 \cdot 0,785 \cdot 0,2^2} = 0,166 \text{ м/с} < 2,5 \text{ м/с},$$

тому гідравлічний опір в штуцерах не враховуємо.

Гідравлічний опір холодильника для охолоджуючої води  $\Delta P_2$ , Па:

$$\Delta P_2 = x_2 \xi_2 \frac{L_{п.}}{d_{екв}} \cdot \frac{\rho_2 w_2^2}{2} = \frac{4 \cdot 2,01 \cdot 0,89}{0,0074} \cdot \frac{995 \cdot 0,332^2}{2} = 53025 \text{ Па}.$$

#### 1.4. Завдання для розрахунку

Вибрати тип, розрахувати і підібрати нормалізований варіант конструкції пластинчастого холодильника. Вихідні дані вибрати відповідно до варіанту з таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Вихідні дані

№ вар.	Тепло-носій	G, кг/с	t <sub>нач</sub> , °С	t <sub>кон</sub> , °С	ΔP, кПа	Тепло-носій	t <sub>нач</sub> , °С	t <sub>кон</sub> , °С	ΔP, кПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Серна кислота	50	80	35	130	вода	15	35	120
2		70	85	40	120		20	40	120
3		100	90	30	135		17	30	135
4		120	75	25	130		12	25	130
5		80	80	35	125		15	35	120
6		75	90	40	120		18	40	135
7		90	85	35	135		12	35	130
8		130	75	30	130		15	30	135
9	Водяна пара	1,5	150	140		Масло машинне	20	85	120
10		1,75	140	130			25	90	125
11		1,25	145	135			18	80	130
12		2	130	120			22	87	100
13		1,5	150	140			20	85	120
14		1,75	140	130			25	90	125
15		1,25	145	135			18	80	130
16		2	130	120			22	87	100

## 2 СПІРАЛЬНИЙ ТЕПЛООБМІННИЙ АПАРАТ

### 2.1. Загальні відомості

У промисловості найбільшого поширення набули поверхневі теплообмінники, які, в свою чергу, поділяються на трубчасті, пластинчасті, спіральні, з поверхнею, утвореної стінками апарату, з оребреною поверхнею теплообміну.

До конструкції теплообмінних апаратів пред'являється ряд вимог: вони повинні відрізнятися простотою, зручністю монтажу і ремонту. У ряді випадків конструкція теплообмінника повинна забезпечувати якомога менше забруднення поверхні теплообміну та забезпечити вільний доступ для огляду й очищення.

Цим вимогам багато в чому відповідають спіральні теплообмінники, поверхня теплообміну в якому утворюється двома металевими листами згорнутими в спіралі, що утворюють два спіральних прямокутних каналу, за якими рухаються теплоносії. Внутрішньо кінці спіралей з'єднані розділовою перегородкою - керном. Для додання спіралям жорсткості і фіксування відстані між ними служать металеві прокладки. Система каналів закрита з торців кришками.

Спіральні теплообмінники можуть використовуватися як для теплообміну між двома рідкими теплоносіями, так і для теплообміну між парою, що конденсується і рідиною.

При охолодженні в кожухотрубних теплообмінниках в якості хладагента може використовуватися річкова або артезіанська вода, а в разі, коли потрібно отримати температуру нижче 5 °С застосовують холодильні розсоли (водяні розчини  $\text{CaCl}_2$ ,  $\text{NaCl}$ , а ін.).

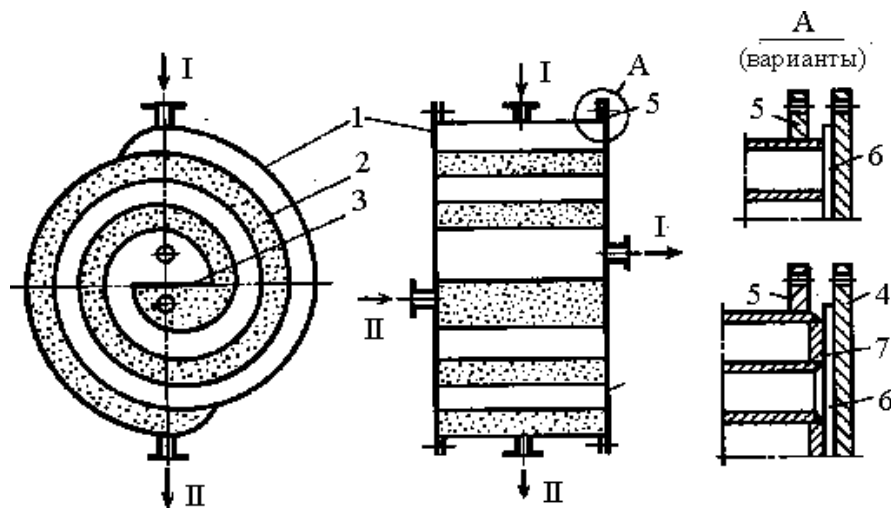
## 2.2. Методика розрахунку спірального теплообмінника

Розрахунок спірального теплообмінника (рисунок 2.1) починається з визначення теплофізичних властивостей заданої робочої середовища і теплоносія (холодоагенту) при їх середніх температурах.

Середня температура потоків визначається як середньоарифметичне температури на вході і на виході з теплообмінного пристрою, °С:

$$- \text{ для робочого середовища } \bar{t}_1 = \frac{t_1 + t_2}{2};$$

$$- \text{ для теплоносія } \bar{t}_2 = \frac{t_3 + t_4}{2}.$$



1,2 - металеві листи; 3 – пластина - перегородка; 4 - кришки; 5 - фланці; 6 - прокладка; 7 - дистанційна смуга; I і II – теплоносії

Рисунок 2.1 - Спіральний теплообмінник

Теплофізичні властивості матеріальних потоків: густина  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>; питома теплоємність  $c$ , Дж/(кг·К); коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$ , Вт/(м·К); динамічний коефіцієнт в'язкості  $\mu$ , Па·с – визначаються по їх середнім температурам (таблиця 2.1; рисунок 2.2, 2.3, 2.4).

Теплове навантаження апарату, кВт:

$$Q = G_1 c_1 (t_1 - t_2), \quad (2.1)$$

де  $c_1$  – теплоємність робочого середовища, Дж/(кг·К).

Таблиця 2.1 - Густина рідких речовин і водних розчинів в залежності від температури

Речовина	Густина, кг/м <sup>3</sup>							
	-20 °C	0 °C	20 °C	40 °C	60 °C	80 °C	100 °C	120 °C
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693	665
Бензол	–	900	879	858	836	815	793	769
Бутіловий спирт	838	824	810	795	781	766	751	735
Вода	–	1000	998	992	983	972	958	943
Гліцерин, 50 %	–	1136	1126	1116	1106	1006	996	986
Діетиловий ефір	758	736	714	689	666	640	611	576
Ізопропіловий спирт	817	801	785	768	752	735	718	700
Кальцій хлористий, 25 % розчин	1248	1239	1230	1220	1210	1200	1190	1180
М – Ксилол	–	882	865	847	831	796	796	777
Метіловий спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714	□
Метіловий спирт, 40 %	–	946	935	924	913	902	891	880
Натрій хлористий, 20 %	–	1157	1148	1189	1130	1120	1110	1100
Октан	734	718	702	686	669	653	635	617
Серна кислота	–	1857	1837	1817	1789	1779	1761	1742
Сероуглерод	1323	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляна кислота, 30 %	1173	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Толуол	902	884	866	847	828	808	788	766
Уксусна кислота <sup>4</sup>	–	1072	1048	1027	1004	981	958	922
Чотирихлористий углерод	1670	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390
Етиловий спирт, 100 %	823	806	789	772	754	735	716	693
Етиловий спирт, 80 %	–	857	843	828	813	797	783	768
Етиловий спирт, 60 %	–	904	891	878	864	849	835	820
Етиловий спирт, 40 %	–	947	935	923	910	897	885	872
Етиловий спирт, 20 %	–	977	969	957	946	934	922	910

Витрата теплоносія на нагрів (охолодження) робочого середовища, кг/с:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_4 - t_3)}, \quad (2.2)$$

де  $c_2$  - теплоємність теплоносія (хладоагента), Дж/(кг·К).

Для розрахунку поверхні нагрівання (охолодження) теплообмінника необхідно обчислити середню різницю температур між холодним і гарячим теплоносієм.

Середню різницю температур можна підрахувати, як середньологарифмічну, °С:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_m)}. \quad (2.3)$$

Еквівалентний діаметр каналу в спіральному теплообміннику, м:

$$d = \frac{4b\delta}{2b}, \quad (2.4)$$

де  $\delta = 0,008$  м - ширина спірального каналу в теплообміннику.

Для розрахунку площі поперечного перерізу каналу теплообмінного апарату і ширини стрічки задаємося швидкістю руху середовища  $w_1$ , м / с і знаходимо площу перетину каналу теплообмінника, м<sup>2</sup>:

$$f' = \frac{G_1}{\rho_1 w_1}. \quad (2.5)$$

Ефективна висота теплообмінника (ефективна ширина стрічки), м:

$$b'_c = \frac{f'}{\delta}. \quad (2.6)$$

Дійсну ширину стрічки  $b'_c$  (м) приймають на 8 – 15% більше розрахункового значення. Тоді площа поперечного перерізу каналу, м<sup>2</sup>:

$$f = (1,08 \div 1,15)\delta \cdot b'_c \quad (2.7)$$

Дійсна швидкість руху середовища по каналу теплообмінника, м/с:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f}. \quad (2.8)$$

Швидкість руху теплоносія в каналі теплообмінника, м/с:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f} \quad (2.9)$$

Процес теплопередачі складається з процесу тепловіддачі від першого теплоносія до стінки, теплопровідності через стінку теплообмінника і процесу тепловіддачі від стінки до другого теплоносія.

Коефіцієнт тепловіддачі від розчину до стінки теплообмінника, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_1 = \frac{Nu}{\lambda_1 \cdot d_{екв}} \quad (2.10)$$

де  $\lambda_1$  – коефіцієнт теплопровідності робочого середовища, Вт/(м·К);

$Nu$  – критерій Нуссельта, для турбулентного режиму течії рідини:

$$Nu = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (2.11)$$

де  $Re$  – критерій Рейнольдса для середовища,

$$Re = \frac{w_1 \cdot d_{екв}}{\nu_1} \quad (2.12)$$

де  $\nu_1$  - кінематична в'язкість розчину, м<sup>2</sup>/с

Значення критерію Рейнольдса для теплоносія (хладоагента):

$$Re = \frac{w_2 \cdot d_{екв}}{\nu_2} \quad (2.13)$$

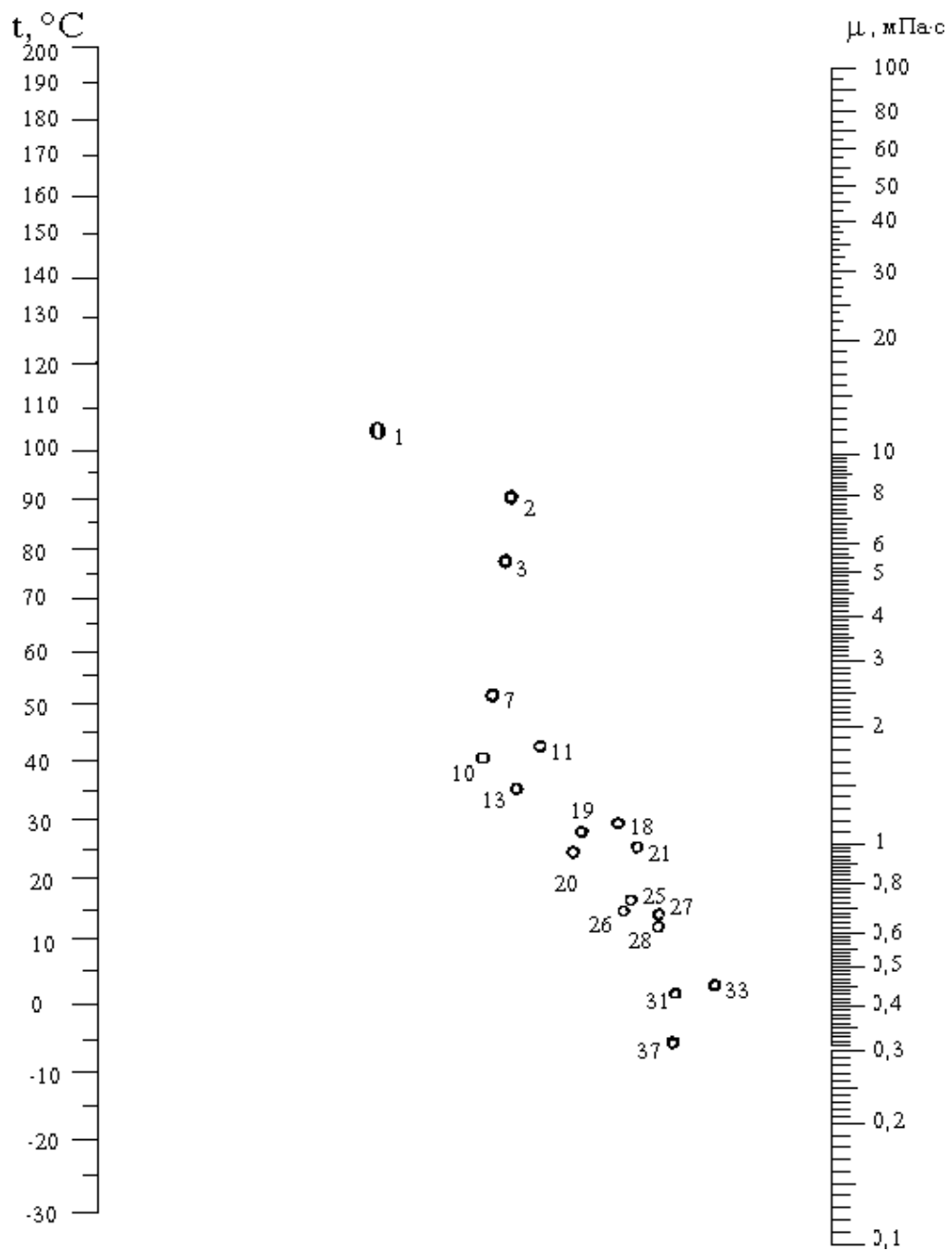


Рисунок 2.2 - Номограма для визначення динамічного коефіцієнта в'язкості рідин при різних температурах.

Таблиця 2.2 - Розшифровка номограми на рис. 2.2

Речовина	№ тчк	Речовина	№ тчк	Речовина	№ тчк
Ацетон	34	Метиловий спирт, 40%	13	Сероуглерод	33
Бензол	25	Метиловий спирт, 100%	26	Соляна кислота, 30%	4
Бутиловий спирт	11	м-Ксилол	24	Толуол	27
Вода	20	Кальцій хлористий	12	Уксусна кислота	18
Гліцерин, 50 %	7	Натрій хлористий, 20%	14	4-хлористий углерод	21
Диетиловий ефір	37	Октан	28	Етиловий спирт, 100%	19
Ізопропиловий спирт	19	Серна кислота	3	Етиловий спирт, 40%	10

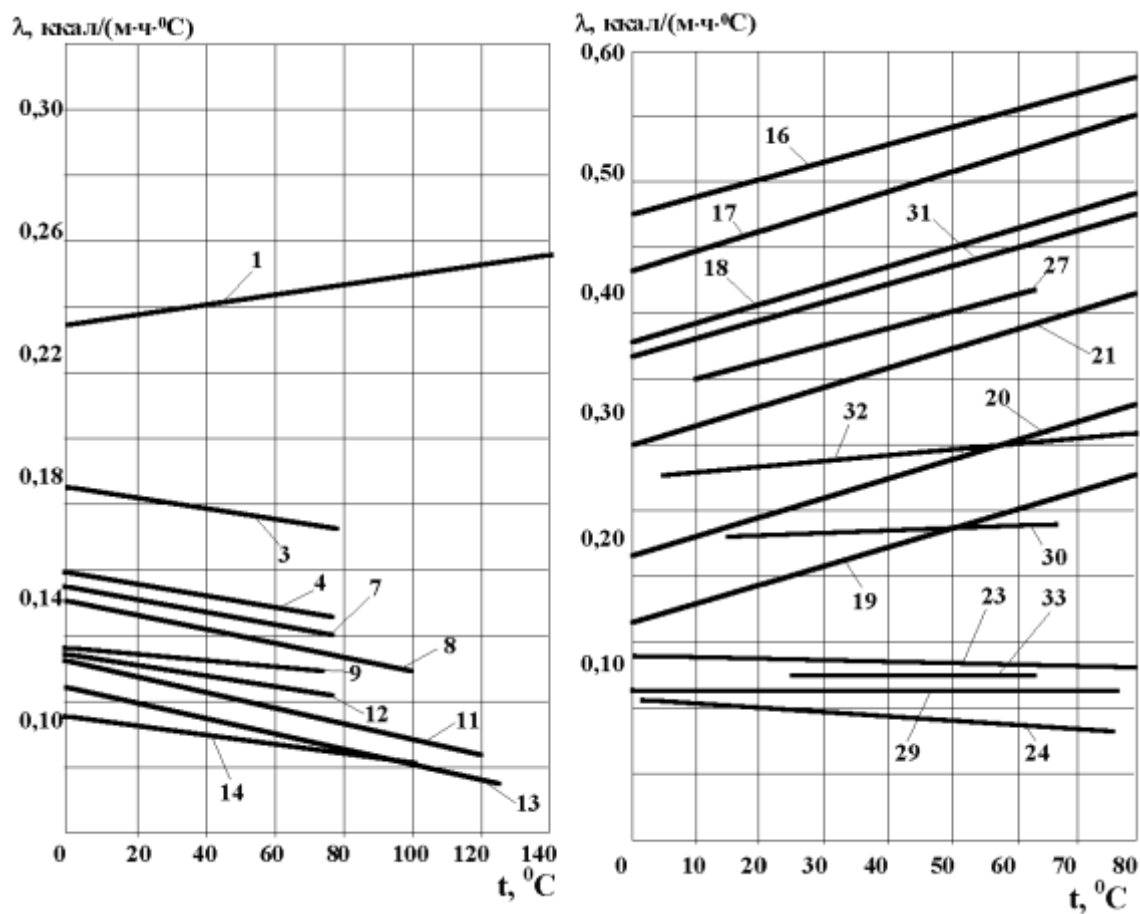


Рисунок. 2.3 - Коефіцієнти теплопровідності рідин

Таблиця 2.3 - Розшифровка рисунку 2.3.

Речовина	№ лінії	Речовина	№ лінії	Речовина	№ лінії
Ацетон	8	Метиловий спирт, 100%	3	Толуол	13
Бензол	11	м – Ксилол	14	Уксусна кислота	7
Бутиловий спирт	9	Кальций хлористий	17	4-хлористий углерод	24
Вода	16	Натрій хлористий	18	Етил. Спирт, 100%	4
Гліцерин	25	Октан	33	Етил. Спирт, 80 %	19
Діетиловий ефір	29	Серна кислота	30	Етил.спирт, 60 %	20
Ізопропил.спирт	12	Сероуглерод	23	Етил.спирт, 40 %	21
Метил.спирт, 40 %	32	Соляна кислота	27	Етил.спирт, 20 %	22
Перерахунок у СІ: $1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}) = 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$					

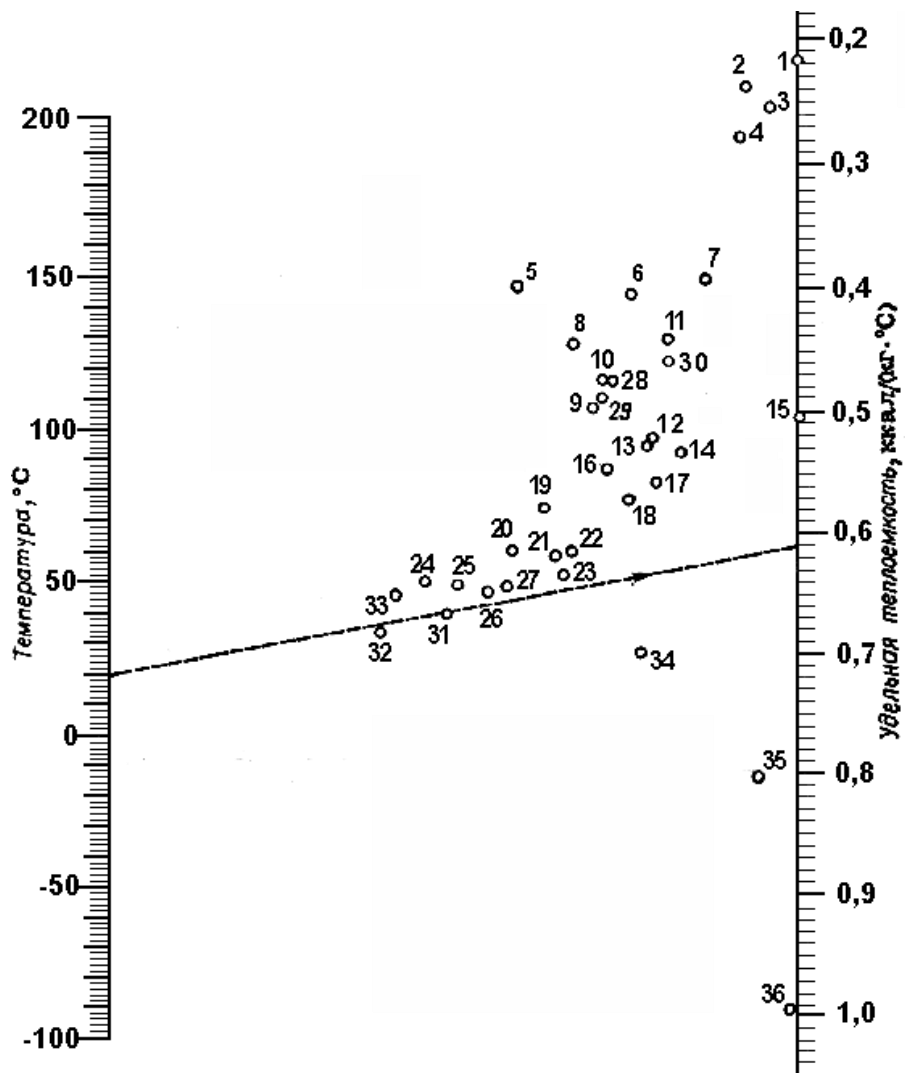


Рисунок 2.4 - Номограма для визначення теплоємності рідин при різних температурах

Таблиця 2.3 - Розшифровка номограми на рисунку 2.4.

Речовина	№ тчк	Речовина	№ тчк	Речовина	№ тчк
Ацетон	18	Метилловий спирт	23	Соляна кислота,	26
Бензол	29	Натрій хлористий	35	Толуол	30
Бутиловий спирт	24	Кальцій хлористий	34	4-хлористий углерод	2
Вода	36	Октан	15	Уксусна кислота	16
Гліцерин	21	Серна кислота	7	Етиловий спирт	31
Діетилловий ефір	17	Сероуглерод	4	Перерахунок у СИ: $1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч}^0\text{С}) =$ $= 1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	
Ізопропіловий спирт	32	м - Ксилол	9		

За розрахунковим значенням критерію Нуссельта, обчислюється коефіцієнт тепловіддачі від стінки теплообмінного апарату до води:

$$\alpha_2 = \frac{Nu}{\lambda_2 \cdot d_{екв}} \quad (2.14)$$

Приймаючи, в залежності від умов роботи, товщину стінки спірального теплообмінника  $\delta_{ст} = 0,002 \dots 0,006$  м та матеріал стінки – сталь Х18Н10Т з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_{ст} = 16$  Вт/(м·°С), знаходимо значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2.15)$$

Визначення поверхні теплообміну і конструктивних параметрів спірального теплообмінника.

Необхідна поверхня теплообміну, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} \quad (2.16)$$

Довжина листів спіралі, м:

$$L = \frac{F}{2 \cdot b_c} \quad (2.17)$$

Кількість витків кожної спіралі, необхідне для отримання ефективної довжини, визначаємо за рівнянням:

$$N = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot L}{\pi \cdot t} + x^2\right)} - x,$$

де  $x = \frac{1}{2} \left( \frac{d}{t} - 1 \right)$ , крок спіралі  $t = \delta + \delta_{cm}$ , м.

Початковий діаметр спіралі, м

$$d = 2 \cdot r + t, \quad (2.18)$$

де  $r = 0,015$  м – конструктивно обумовлений розмір.

Зовнішній діаметр спіралі теплообмінника  $D$  з урахуванням товщини листа, м:

$$D = d + 2 \cdot N \cdot t + \delta_{cm} \quad (2.19)$$

Після визначення габаритних розмірів теплообмінника, необхідно провести перевірку режимів руху середовищ його в каналах. Критичне значення числа Рейнольдса

$$Re_{кр} = 20000 \cdot \left( \frac{d_{екв}}{D} \right)^{0,32} \quad (2.20)$$

Якщо  $Re_1, Re_2 > Re_{кр}$ , то виконується прийняте допущення про турбулентний характер руху рідини в спіральних каналах теплообмінника.

Втрата тиску рідиною, при проходженні по каналах спірального теплообмінника, Па:

- для робочого середовища

$$\Delta P_1 = 0,1109 \cdot \frac{L \cdot \rho_1 \cdot w_1^2}{Re_1^{0,25} \cdot \delta}; \quad (2.21)$$

- для теплоносія

$$\Delta P_2 = 0,1109 \cdot \frac{L \cdot \rho_2 \cdot w_2^2}{Re_2^{0,25} \cdot \delta}. \quad (2.22)$$

### 2.3. Приклад розрахунку спірального теплообмінного апарату

Провести тепловий конструктивний і гідравлічний розрахунок спірального теплообмінника, призначеного для охолодження 8 т/год бензолу від температури кипіння до 25 °С водою з початковою температурою 15 і кінцевої 60 °С. Розрахувати ізоляцію.

Бензол, за допомогою відцентрового насоса, подається в спіральний теплообмінник, де охолоджується за рахунок нагрівання охолоджуючої води і потім самопливом надходить в приймальну ємність. Вода, вийшовши з

теплообмінника, скидається в каналізацію або використовується в якості оборотної.

Провести вибір конструкційного матеріалу.

### **Розв'язання.**

#### *2.3.1. Вибір конструкційного матеріалу.*

Так як бензол є корозійно-активною речовиною, то в якості конструкційного матеріалу для основних деталей вибираємо нержавіючу сталь Х18Н10Т ГОСТ 5632-72, стійку в агресивних середовищах до температур порядку 600 °С.

#### *2.3.2. Середня різниця температур*

Температура кипіння бензолу  $t_{1н} = 80$  °С [1, с.541]

Приймаємо протитечійний режим руху теплоносіїв, тоді:

– більша різниця температур

$$\Delta t_{\delta} = t_{1н} - t_{2к} = 80 - 60 = 20 \text{ °С};$$

– менша різниця температур:

$$\Delta t_{м} = t_{1к} - t_{2н} = 25 - 15 = 10 \text{ °С}.$$

Відношення  $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{м} = 20 / 10 = 2$ , отже, середня рушійна сила процесу:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{м})} = \frac{20 - 10}{\ln(20 / 10)} = 14,4 \text{ °С}.$$

Середня температура води:

$$\bar{t}_2 = \frac{t_{2н} + t_{2к}}{2} = \frac{15 + 60}{2} = 37,5 \text{ °С}.$$

Середня температура бензолу

$$t_{1cp} = t_1 + \Delta t_{cp} = 37,5 + 14,4 = 51,9 \text{ °С}.$$

#### *2.3.3. Теплове навантаження теплообмінного апарату, кВт*

$$Q = G_1 c_1 (t_1 - t_2),$$

$$Q = 2,22 \cdot 1,88 \cdot (80 - 25) = 230 \text{ кВт},$$

де  $c_1 = 1,88 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – теплоємність бензолу при  $51,9^\circ\text{C}$  [1, с. 564],  
масова витрата бензолу,

$$G_1 = 8000/3600 = 2,22 \text{ кг/с}.$$

#### 2.3.4. Витрата води, кг/с

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2к} - t_{2н})} = \frac{230}{4,19 \cdot (60 - 15)} = 1,22 \text{ кг/с},$$

де  $c_2 = 4,19 \text{ кДж}/\text{кг}$  – теплоємність води.

#### 2.3.5. Розмір каналів.

Задаємося швидкістю руху бензолу  $w_1 = 1 \text{ м/с}$ , тоді площа поперечного перерізу каналу складе:

$$S_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot w_1} = \frac{2,22}{842 \cdot 1} = 0,0026 \text{ м}^2,$$

де  $\rho_1 = 842 \text{ кг/м}^3$  – густина бензолу [1, с. 512].

При ширині каналу  $b_1 = 12 \text{ мм}$  висота ленти повинна складати:

$$h = \frac{S_1}{b_1} = \frac{0,0026}{0,012} = 0,22 \text{ м}.$$

Приймаємо по ГОСТ 12067-80 [2с. 65]  $h = 0,4 \text{ м}$ ; ширину другого каналу приймаємо  $b_2 = b_1 = 0,012 \text{ м}$ ; товщина листа  $\delta = 3,5 \text{ мм}$ .

#### 2.3.6. Коефіцієнт тепловіддачі від бензолу до стінки.

Еквівалентний діаметр каналу:

$$d_{\text{екв}} = \frac{4bh}{(b+h)} = \frac{2 \cdot 0,012 \cdot 0,4}{(0,012+0,4)} = 0,0233 \text{ м}.$$

Швидкість руху бензолу:

$$w_1 = \frac{G_1}{b \cdot h \cdot \rho_1} = \frac{2,22}{0,012 \cdot 0,4 \cdot 842} = 0,55 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_1 \cdot d_{екв}}{v_1} = \frac{w_1 \cdot d_{екв} \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,55 \cdot 0,0233 \cdot 842}{0,43 \cdot 10^{-3}} = 25061 ,$$

де  $\mu_1 = 0,43 \cdot 10^{-3}$  Па·с – в'язкість бензолу [1, с. 516].

Критерій Нуссельта:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{cm1}} \right)^{0,25} ,$$

критерій Прандтля:  $Pr_1 = c\mu/\lambda = 1,88 \cdot 0,43 / 0,138 = 5,86$ , (теплопровідність бензолу  $\lambda_1 = 0,138$  Вт/(м·К) [1с. 561]).

Приймаємо у першому наближенні  $(Pr_1/Pr_{cm1})^{0,25} = 1$ , тоді

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 25061^{0,8} \cdot 5,86^{0,43} = 148,4.$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_{екв}} = \frac{148,4 \cdot 0,138}{0,0233} = 879 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

### 2.3.7. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води.

Швидкість руху води:

$$w_2 = \frac{G_2}{b \cdot h \cdot \rho_2} = \frac{1,22}{0,012 \cdot 0,4 \cdot 993} = 0,26 \text{ м/с},$$

де  $\rho_2 = 993$  кг/м<sup>3</sup> – густина води [1с. 537].

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_2 \cdot d_{екв}}{v_2} = \frac{w_2 \cdot d_{екв} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,26 \cdot 0,0233 \cdot 993}{0,69 \cdot 10^{-3}} = 8582,$$

де  $\mu_1 = 0,69 \cdot 10^{-3}$  Па·с – в'язкість води [1с. 537].

Критерій Нуссельта:

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{cm2}} \right)^{0,25} .$$

Критерій Прандтля:  $Pr_2 = 4,58$  [1с.537].

Приймаємо у першому наближенні:  $(Pr_2/Pr_{cm2})^{0,25} = 1$ , тоді

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 8582^{0,8} \cdot 4,58^{0,43} = 56,7.$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{екв}} = \frac{56,7 \cdot 0,630}{0,0233} = 1532 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

де  $\lambda_2 = 0,630 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – теплопровідність води [1, с. 537].

### 2.3.8. Тепловий опір стінки

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + r_1 + r_2,$$

де  $\lambda_{ст} = 17,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – теплопровідність нержавіючої сталі [1, с. 529],

$r_1 = r_2 = 1/5800 \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}$  – тепловий опір забруднень [1, с. 531]

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \left( \frac{0,0035}{17,5} \right) + \left( \frac{1}{5800} \right) + \left( \frac{1}{5800} \right) = 5,4 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

### 2.3.9. Коефіцієнт теплопередачі $K$ , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{879} + 5,4 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1532}} = 429 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Розраховуємо температуру стінки:

$$t_{ст1} = \bar{t}_1 - \frac{K \Delta \bar{t}}{\alpha_1} = 51,9 - \frac{429 \cdot 14,4}{879} = 44,9^\circ \text{ C},$$

$$t_{ст2} = \bar{t}_2 - \frac{K \Delta \bar{t}}{\alpha_2} = 37,5 + \frac{429 \cdot 14,4}{1532} = 41,5^\circ \text{ C}.$$

Уточнюємо коефіцієнти тепловіддачі при температурі стінки:

$$Pr_{1ст} = 6,21$$

$$\alpha_{1ст} = 879 \cdot (5,86/6,21)^{0,25} = 866 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$Pr_{2ст} = 4,19$$

$$\alpha_{2ст} = 1532 \cdot (4,58/4,19)^{0,25} = 1566 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточнений коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1ст}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{2ст}}} = \frac{1}{\frac{1}{866} + 5,4 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1566}} = 428 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Перевіряємо температуру стінки:

$$t_{\text{сr1}} = \bar{t}_1 - \frac{K\Delta\bar{t}}{\alpha_{1\text{yr}}} = 51,9 - \frac{428 \cdot 14,4}{866} = 44,8^\circ \text{C}$$

$$t_{\text{сr2}} = \bar{t}_2 - \frac{K\Delta\bar{t}}{\alpha_{2\text{yr}}} = 37,5 + \frac{428 \cdot 14,4}{1566} = 41,4^\circ \text{C}$$

Отримані значення близькі до раніше прийнятих.

### 2.3.10. Поверхня теплообміну

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta\bar{t}} = \frac{230 \cdot 10^3}{428 \cdot 14,4} = 37,3 \text{ м}^2$$

$$F = Q / (K\Delta t_{\text{cp}}) = 230 \cdot 10^3 / (428 \cdot 14,4) = 37,3 \text{ м}^2$$

Так як теплообмінник з найближчою більшою поверхнею  $F=40 \text{ м}^2$  виготовляється з шириною листа 0,7 м або 1,0 м, то приймаємо до установки два послідовно з'єднаних теплообмінника з поверхнею теплообміну  $20,0 \text{ м}^2$  кожен.

### 2.3.11. Конструктивний розрахунок

*Довжина спіралі:*

$$L = \frac{F}{2 \cdot h} = \frac{20}{2 \cdot 0,4} = 25 \text{ м}$$

*Розрахунок штуцерів.*

Приймаємо швидкість рідини в штуцері  $w_{\text{шт}} = 1 \text{ м/с}$ .

Штуцер для входу і виходу бутанола:

$$d_1 = \sqrt{\frac{G_1}{0,785 \cdot w_{\text{шт}} \cdot \rho_1}} = \sqrt{\frac{2,22}{0,785 \cdot 1 \cdot 842}} = 0,058 \text{ м}$$

приймаємо  $d_1 = 65 \text{ мм}$ .

Штуцер для входу і виходу води:

$$d_2 = \sqrt{\frac{G_2}{0,785 \cdot w_{\text{шт}} \cdot \rho_2}} = \sqrt{\frac{1,22}{0,785 \cdot 1 \cdot 993}} = 0,039 \text{ м}$$

приймаємо  $d_2 = 40 \text{ мм}$ .

Всі штуцера забезпечуються плоскими приварними фланцями по ГОСТ 12820-80, конструкція і розміри яких наводяться нижче:

$d_{ум}$	$D$	$D_2$	$D_1$	$h$	$n$	$d$
40	130	100	80	13	4	14
65	160	130	110	14	4	14

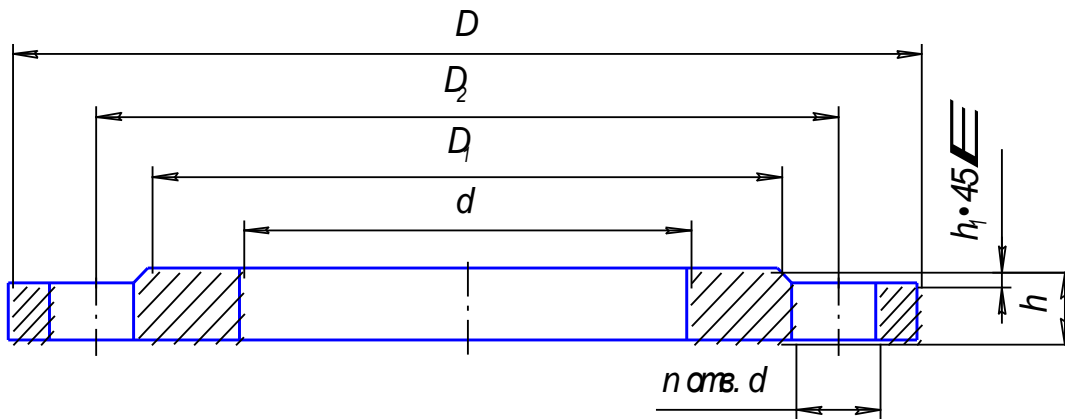


Рисунок 2.5. Штуцер з фланцем.

*Кількість витків спіралі.*

Крок спіралей  $t$ , м

$$t_1 = t_2 = b + \delta = 0,012 + 0,035 = 0,0155 \text{ м.}$$

Приймаємо радіус полувітка з урахуванням розташування штуцера  $r = 0,2$  м.

Число полувітків першої спіралі:

$$n_1 = \left(0,5 - \frac{r_1}{t_2}\right) + \sqrt{\left(\frac{r_1}{t_2}\right)^2 + \frac{2l}{\pi \cdot t_2}} = \left(0,5 - \frac{0,2}{0,0155}\right) + \sqrt{\left(\frac{0,2}{0,0155}\right)^2 + \frac{2 \cdot 25}{\pi \cdot 0,0155}} = 22,1.$$

Число полувітків другої спіралі:

$$n_2 = \left(\frac{t_1 - 0,5t_2 - r_1}{t_2}\right) + \sqrt{\left(\frac{r_1 + 0,5t_2 - t_1}{t_2}\right)^2 + \frac{2l}{\pi \cdot t_2}} = \left(\frac{0,0155 - 0,5 \cdot 0,0155 - 0,2}{0,0155}\right) + \sqrt{\left(\frac{0,2 + 0,5 \cdot 0,0155 - 0,0155}{0,0155}\right)^2 + \frac{2 \cdot 25}{\pi \cdot 0,0155}} = 22,1$$

*Діаметр апарата  $D$ , м:*

$$D = 2[r_1 + (n_2 + 1)t_2 - t_1] + 2\delta =$$

$$2 \cdot [0,2 + (22,1 + 1) \cdot 0,0155 - 0,0155] + 0,0035 = 1,09 \text{ м,}$$

приймаємо  $D = 1100 \text{ мм}$ .

*Вибір опор апарату.*

Маса теплообмінника:

$$m = m_1 + m_b + m_2,$$

де  $m_1$  – маса спіралей;

$m_b$  – маса води, яка заповнює апарат при гідро випробуваннях;

$m_2$  – маса допоміжних елементів (фланців, штуцерів).

$$m_1 = 2hL\delta\rho_{ст} = 2 \cdot 0,4 \cdot 25,0 \cdot 0,0035 \cdot 7900 = 553 \text{ кг,}$$

де  $\rho_{ст} = 7900 \text{ кг/м}^3$  – густина сталі.

$$m_b = (0,785D^2h - 2hL\delta)\rho_b =$$

$$= (0,785 \cdot 1,1^2 \cdot 0,4 - 2 \cdot 0,4 \cdot 25,0 \cdot 0,0035) \cdot 1000 = 310 \text{ кг.}$$

$m_2$  приймаємо 5% від основної ваги апарату. Тоді

$$m_p = 1,05(m_1 + m_b) = 1,05(553 + 310) = 906 \text{ кг} = 9 \text{ кН.}$$

Приймаємо для апарату дві опори у вигляді лап. Навантаження на одну опору:

$$G = m/2 = 9/2 = 4,5 \text{ кН.}$$

Вибираємо опору з допустимим навантаженням 6,3 кН, конструкція якої наводиться на рисунку 2.6.

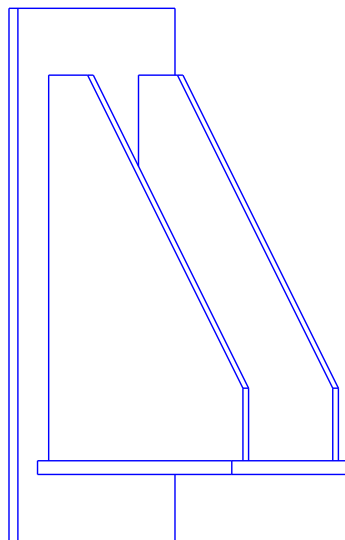


Рисунок 2.6. Опора.

### Ущільнення каналів.

Кожен канал з одного боку заварюють, а з іншого ущільнюють плоскою прокладкою (рисунок 2.7). Такий спосіб запобігає змішанню теплоносіїв в разі нещільності у прокладці. Крім того, цей тип ущільнення дозволяє легко очистити канали при їх забрудненні.

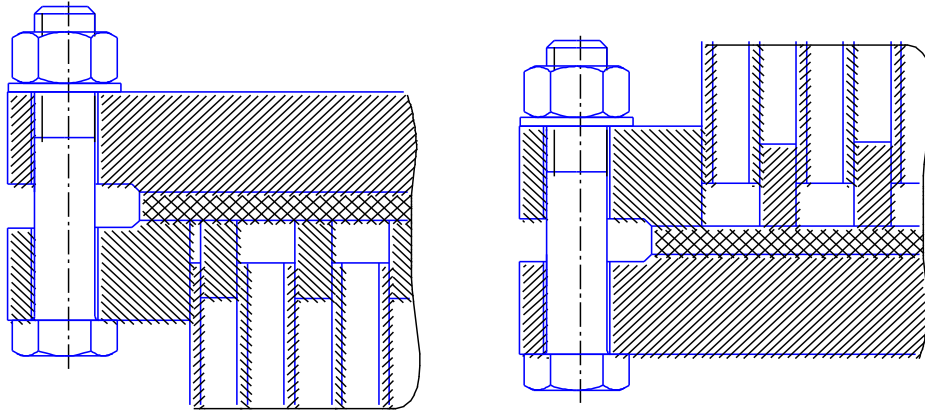


Рисунок 2.7. Ущільнення каналів.

### 2.3.12. Гідравлічний розрахунок

Завданням гідравлічного розрахунку є визначення гідравлічного опору апарату і вибір насоса для подачі рідкого теплоносія.

*Гідравлічний опір апарату для бензолу, Па*

$$\Delta P = \lambda \frac{lw^2 \rho}{2d_{\text{екв}}} + 1,5w_{\text{шт}}^2 \rho.$$

Швидкість бензолу у штуцері  $w_{\text{шт}}$ , м/с

$$w_{\text{шт}} = \frac{G_1}{0,785 \cdot d_{\text{шт1}}^2 \cdot \rho_1} = \frac{2,22}{0,785 \cdot 0,065^2 \cdot 842} = 0,79 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт тертя

$$\lambda_1 = \frac{0,856}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{0,856}{25061^{0,25}} = 0,068.$$

Тоді гідравлічний опір апарату

$$\Delta P_1 = 0,068 \cdot \frac{25 \cdot 0,55^2 \cdot 842}{2 \cdot 0,0233} + 1,5 \cdot 0,79^2 \cdot 842 = 10080 \text{ Па.}$$

*Необхідний напір насосу*

$$H_1 = \frac{\Delta P_1}{\rho_1 g} + h,$$

де  $h$  – геометрична висота підйому рідини і втрати напору у трубопроводі підводу. Приймаємо  $h = 3$  м.

$$H_1 = \frac{10080}{842 \cdot 9,8} + 3 = 4,2 \text{ м.}$$

*Об'ємна секундна витрата розчину*

$$Q_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{2,22}{842} = 0,0026 \text{ м}^3/\text{с.}$$

За цими двома величинами вибираємо відцентровий насос X20/18, для якого продуктивність  $Q=0,0055 \text{ м}^3/\text{с}$ , напір  $H=10,5$  м [5, с. 38]

*Гідравлічний опір для води*

Швидкість води у штуцері:

$$w_{2\text{шт}} = \frac{G_2}{0,785 \cdot d_{\text{шт}2}^2 \cdot \rho_2} = \frac{1,22}{0,785 \cdot 0,040^2 \cdot 993} = 0,97 \text{ м/с.}$$

Коефіцієнт тертя

$$\lambda_2 = \frac{0,856}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{0,856}{8582^{0,25}} = 0,089,$$

$$\Delta P_2 = 0,089 \cdot \frac{25 \cdot 0,26^2 \cdot 993}{2 \cdot 0,0233} + 1,5 \cdot 0,97^2 \cdot 993 = 4606 \text{ Па.}$$

*Необхідний напір насосу*

$$H_2 = \frac{4606}{993 \cdot 9,8} + 3 = 3,5 \text{ м.}$$

*Об'ємна секундна витрата води*

$$Q_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{1,22}{993} = 0,00123 \text{ м}^3/\text{с.}$$

За цими двома величинами вибираємо відцентровий насос X8/30, для якого продуктивність  $Q=0,0024 \text{ м}^3/\text{с}$ , напір  $H=17$  м [5, с. 38].

*2.3.13. Розрахунок теплової ізоляції*

Приймаємо температуру зовнішньої поверхні стінки  $t_{ст.3}=40^{\circ}\text{C}$ , температуру навколишнього повітря  $t_{п}=18^{\circ}\text{C}$ , тоді товщина скловолокністої ізоляції:

$$\delta_{із} = \frac{\lambda_{із}(t_{п} - t_{ст.3})}{\alpha_{е}(t_{ст.3} - t_{п})},$$

де  $\lambda_{із} = 0,09 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційного матеріалу;

$\alpha_{в}$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки корпусу в навколишнє середовище

$$\alpha_{в} = 8,4 + 0,06\Delta t_{в} = 8,4 + 0,06 \cdot 22 = 9,72 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де  $\Delta t_{п} = t_{ст.3} - t_{п} = 40 - 18 = 22^{\circ}\text{C}$ .

$$\delta_{із} = \frac{0,09(40 - 18)}{9,72(40 - 18)} = 0,017 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплової ізоляції 20 мм.

#### 2.4. Завдання для розрахунку

Провести тепловий, конструктивний і гідравлічний розрахунок спірального теплообмінника, призначеного для охолодження  $G$ , т/год бензолу від температури кипіння до  $30^{\circ}\text{C}$  водою з початковою температурою  $15^{\circ}\text{C}$  і кінцевою  $55^{\circ}\text{C}$ . Розрахувати ізоляцію.

Бензол, за допомогою відцентрового насоса, подається в спіральний теплообмінник, де охолоджується за рахунок нагрівання охолоджуючої води і потім самопливом надходить в приймальну ємність. Вода, вийшовши з теплообмінника, скидається в каналізацію або використовується в якості оборотної.

Провести вибір конструкційного матеріалу. Масову витрату бензолу взяти з таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Вихідні дані по варіантам.

№ п/п	G, т/год	№ п/п	G, т/год	№ п/п	G, т/год
1	7	8	8,4	15	7,7
2	7,2	9	8,6	16	7,9
3	7,4	10	8,8	17	8,1
4	7,5	11	9	18	8,3
5	7,6	12	7,1	19	8,5
6	7,8	13	7,3	20	8,7
7	8,2	14	7,5	21	8,9

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст] / К.Ф. Павлов, П.Г. Романов, А.А. Носков. Л.: Химия, 1987. 575 с.
2. Пластинчатые теплообменные аппараты. Каталог. М.: ЦИНТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1983. 56 с.
3. Процессы и аппараты химической технологии: справочные материалы: учеб. издание / сост. к.т.н. В.П. Орлов – Екатеринбург: УГЛТУ, 2002. 121 с.
4. Стандартное оборудование для переработки растительного сырья. Ч.IV. Теплообменные аппараты: справочные материалы: учеб. издание / сост. к.т.н. М.И. Ведерникова, В.Б. Терентьев, В.С. Таланкин, Ю.Л. Юрьев
5. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию/ Под ред. Ю.И.Дытнерского. М.:Химия, 1983. 272 с.

Додаток А  
Зразок титульного аркушу

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**  
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ**  
**СІКОРСЬКОГО»**

**Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки**

**РОЗРАХУНКОВО – ГРАФІЧНА РОБОТА**

**«Теплотехнологічні процеси і установки – 1»**

на тему:

**«РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ »**

Студента (ки) \_\_\_ курсу групи ТП – \_\_\_

---

\_\_\_\_\_

Спеціальності 144 «Теплоенергетика»  
ОПП «Промислова та муніципальна  
теплоенергетика і енергозбереження»

Керівник

---

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та  
ініціали)

Київ – 20\_\_