

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
“УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ”

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ НА ТЕМУ:
“РЕКТИФІКАЦІЙНА УСТАНОВКА БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ: РОЗРАХУНОК
КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА-ХОЛОДИЛЬНИКА”
З КУРСУ “ОСНОВНІ ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ”
ДЛЯ СТУДЕНТІВ
IV–V КУРСІВ УСІХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ І ФОРМ НАВЧАННЯ

Затверджено на засіданні
кафедри ПАХТ.
Протокол № 11 від 04.06.2010.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту на тему “Ректифікаційна установка безперервної дії: розрахунок кожухотрубного конденсатора-холодильника” з курсу “Основні процеси та апарати хімічної технології” для студентів IV–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання / Укл.: О.С. Смірнова, С.О. Опарін, Т.В. Гриднєва. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2010. – 62 с.

Укладачі: О.С. Смірнова, канд. техн. наук
С.О. Опарін, канд. техн. наук
Т.В. Гриднєва

Відповідальний за випуск П.Г. Сорока, д-р техн. наук

Навчальне видання
Методичні вказівки
до виконання курсового проекту на тему
“Ректифікаційна установка безперервної дії: розрахунок кожухотрубного конденсатора-холодильника” з курсу “Основні процеси та апарати хімічної технології” для студентів IV–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання

Укладачі: СМІРНОВА Олена Степанівна
ОПАРІН Сергій Олександрович
ГРИДНЄВА Тетяна Василівна

Редактор Л.М. Тонкошкур
Коректор Л.Я. Гоцуцова

Підписано до друку 06.10.10. Формат 60×84¹/₁₆. Папір ксерокс. Друк різнограф. Ум.-друк. арк. 2,55. Обл.-вид. арк. 2,61. Тираж 80 прим. Зам. № 47. Свідоцтво ДК №303 від 27.12.2000.

ДВНЗ УДХТУ, 49005, м. Дніпропетровськ-5, просп. Гагаріна, 8.

Видавничо-поліграфічний комплекс ІнКомЦентру

Методичні вказівки призначені для студентів усіх спеціальностей і форм навчання, що вивчають курс “Процеси та апарати хімічної технології”.

В роботі наведені рекомендації до виконання курсового проекту за розділами “Ректифікація” та “Теплові процеси”.

Методичні вказівки розроблені з метою допомоги студентові в роботі над спеціальною літературою, стандартами, нормативами, оволодінням методиками технологічних, конструктивних та інших розрахунків ректифікаційної установки та допоміжного обладнання, їх графічного зображення, які передбачені при виконанні курсового проекту за розділами “Ректифікація” та “Теплові процеси”.

Для виконання курсового проекту студенту видається завдання на проектування, варіант якого студент вибирає в методичних вказівках [1,2]. В завданні, як правило, вказані: назва установки, її продуктивність, вміст низькокиплячого компонента у вихідній суміші та цільових продуктах, тиск або температура теплоносія, недостаючи дані для розрахунку студент обґрунтовано приймає самостійно.

Курсовий проект – комплект конструкторських документів, до яких належать текстова частина та графічні документи.

Об’єм курсового проекту – пояснювальна записка та два листи (формату А1) креслень: технологічна схема установки та загальний вигляд апарата, які виконуються згідно з вимогами оформлення конструкторської документації. Вимоги до оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу наведені в методичних вказівках [3].

Пояснювальна записка повинна містити такі розділи:

1. Вступ.
2. Загальна частина.
3. Технологічний розрахунок установки.
4. Конструктивний розрахунок апарата, який проектується.
5. Гідравлічний розрахунок апарата, який проектується.
6. Механічний розрахунок апарата, який проектується.

В кінці розрахунково-пояснювальної записки наводиться список використаної літератури.

Зміст розділів пояснювальної записки.

В розділі “Вступ” наводиться повна характеристика речовин, складових бінарної суміші, яка розділяється в установці, а саме:

1.1. Фізико-хімічні властивості: хімічна формула, молекулярна маса, температури плавлення, кипіння, розкладу, розчинність, густина, теплопровідність, теплоємність, а також корозійні властивості та реакційну здатність [4].

1.2. Народногосподарське значення складових бінарної суміші, основні методи їх виробництва та застосування в народному господарстві.

В “Загальній частині” розглядаються такі питання:

2.1. Обґрунтування та вибір способу перегонки на основі загальних відомостей про процес ректифікації та характеристика існуючих способів розділення рідких однорідних сумішей [5].

2.2. Фізико-хімічні основи процесу ректифікації.

2.3. Вибір та обґрунтування прийнятої до проектування технологічної схеми установки на основі аналізу існуючих.

2.4. Технологічна схема процесу та опис роботи установки.

2.5. Вибір недостатніх технологічних параметрів процесу, якщо вони не задані, а саме робочих умов процесу ректифікації.

2.6. Вибір конструкції апарата, який проектується, та його будова.

2.7. Вибір матеріалу корпусу та вузлів апарата.

В розділі “Технологічний розрахунок установки” виконуються основні технологічні розрахунки згідно з існуючими рекомендаціями [6, 7], а саме:

3.1. Матеріальний баланс процесу та визначення кількості отриманих цільових продуктів: дистиляту та кубового залишку;

3.2. Температурний режим роботи установки – визначення характеристичних температур кипіння кубового залишку, вихідної суміші та конденсації пари дистиляту;

3.3. Тепловий баланс установки та визначення витрати гріючого агента та охолоджуючої води на конденсацію пари, дистиляту та охолодження цільових продуктів.

В розділі “Конструктивний розрахунок” визначаються:

4.1. Теплове навантаження апарата, що проектується.

4.2. Коефіцієнт теплопередачі.

4.3. Поверхня теплопередачі.

4.4. Основні розміри апарата, який проектується, що забезпечують необхідне теплове навантаження, на основі чого підбирається стандартний апарат за таблицями Держстандарту [7, 8, 9] або додатків 1, 2, 3, 4.

В розділі “Гідравлічний розрахунок” визначається гідравлічний опір апарата, який проектується, що необхідно для визначення енергетичних витрат на транспортування технологічних потоків по апарату [7]. Це дозволяє вибрати відповідне допоміжне устаткування: насос, компресор.

В розділі “Механічний розрахунок” виконуються розрахунки на міцність основних вузлів і деталей апарата, який проектується; розрахунки товщини стінки оболонки корпусу апарата, товщини кришки або днища, трубної решітки, фланцевих з'єднань, підбір опор [7, 8].

Технологічна схема установки наводиться принципова, з зображенням усіх машин і апаратів, необхідних для проведення процесу без дотримання масштабу, але без порушення співвідношення їх габаритних розмірів. Апарати з'єднуються технологічними (матеріальними та енергетичними) потоками. Апарати та технологічні потоки зображують основними контурними лініями.

Загальні вимоги до оформлення технологічної схеми наведені в методичних вказівках за оформлення курсових проектів [3].

Трубопроводи та пристрої, які забезпечують функціональний зв'язок між апаратами на схемі не повинні перехрещуватись, тому при перетині технологічних ліній на вертикальній лінії необхідно зображати обвід.

Магістральні трубопроводи доцільно розміщувати нижче або вище основного обладнання, до якого підходить розводка трубопроводів.

На основних технологічних трубопроводах необхідно навести технічні характеристики середовища в трубопроводі: витрата, концентрація, тиск, температура. Ці дані вносять у накреслені тонкою лінією прямокутні рамки, які з'єднують з лінією потоку.

Графічні умови зображення апаратів, арматури та пристроїв, які відповідають стандартам, наведені в методичних вказівках [3] і повинні бути використані при розробці технологічних схем.

Креслення загального вигляду апарата, який проектується, визначає конструкцію виробу, показує взаємодію його основних складових і пояснює принцип його роботи. Вимоги до креслення загального вигляду апарата наведені в методичних вказівках до оформлення курсових проектів [3].

Приклад розрахунку ректифікаційної установки безперервної дії з проектуванням конденсатора-холодильника

Завдання. Розрахувати ректифікаційну установку безперервної дії для розділення бінарної суміші бензол – толуол. Продуктивність по вихідній суміші $12,7 \text{ т/годину}$; вміст низькокиплячого компонента (бензолу) в вихідній суміші $\overline{X}_F = 45 \text{ мас.}\%$; у верхньому продукті (дистиляті) – $\overline{X}_p = 90 \text{ мас.}\%$, а в нижньому продукті (кубового залишку) – $\overline{X}_w = 5 \text{ мас.}\%$.

Спроекувати конденсатор-холодильник дистиляту. Обігрів кип'ятильника та підігрівача вихідної суміші здійснити насиченою водяною парою; тиск, якої вибрати обґрунтовано. Охолоджуюче середовище в дефлегматорі, конденсаторі-холодильнику та холодильнику кубового залишку – вода. Початкову та кінцеву температуру води, яка необхідна для розрахунків, вибрати обґрунтовано. Конденсація пари в дефлегматорі – часткова. Тиск у ректифікаційній колоні – атмосферний.

1. ВСТУП

1.1. Бензол – найпростіший представник ароматичних вуглеводнів. Бензол – безкольорова прозора рідина з характерним запахом. Бензол стійкий до дії окисників (хромової кислоти KMnO_4); змішується у всіх співвідношеннях з неполярними розчинниками – вуглеводнями (бензин, керосин, масла, скипидар), ефірами; гірше розчинний в етилгліколі, гліцерині; розчиняє каучук, жири, смоли (гудрони), сірку, фосфор, йод та інші неполярні органічні речовини. Вибухонебезпечна концентрація з повітрям 1,5–8,0 об.%.
Бензол – один з найважливіших продуктів хімічної промисловості. Він широко використовується у виробництві фарби, фармацевтичних препаратів, як сировина для виробництва синтетичних каучуків, пластмас, вибухових речовин та як розчинник [4].

Бензол – кумулятивний яд, фізіологічно цілком активний у великих концентраціях пари він діє на центральну нервову систему. Малі концентрації пари при багаторазовій дії викликають зміну складу крові і порушують нормальну функцію кровотворних органів. Хронічне отруєння парами бензолу може викликати смерть. Рідкий бензол дуже подразнює шкіру.

Фізичні властивості бензолу [4].

Хімічна формула – C_6H_6 .

Молекулярна маса – 78 кг/кмоль.

Густина при 20°C – 878 кг/м³.

Температура кипіння при тиску 760 мм рт.ст. – $80,1^\circ\text{C}$.

Питома теплота випаровування при 20°C – 435,8 кДж/кг.

Динамічна в'язкість при 20°C – $0,691 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Питома теплоємність при 20°C – 1,76 кДж/(кг·К).

Тиск насиченої пари при 20°C – 65,5 мм рт.ст.

1.2. Толуол – безкольорова легкозгорюча рідина, нагадує по запаху бензол, змішується у всіх відношеннях з вуглеводнями, галогеналкінами, ефірами, ацетоном, етанолом. Толуол термічно нестійкий, при піролізі в жорстких умовах з нього утворюється складна суміш вуглеводнів (бензолу, дитолілу, нафталіну). Толуол розчиняє жири, каучук, сірку, фосфор, йод. Толуол зустрічається в деяких нафтах, а також міститься в продуктах піролізу деяких органічних рідин, наприклад, кам'яновугільній смолі, коксовому газі та продуктах переробки нафти.

Використовується толуол для виробництва вибухових речовин, а також як розчинник у лакофарбній промисловості.

Толуол має слабку наркотичну дію та в меншому ступені, ніж бензол діє на нервову систему та кровотворні органи. Гранично допустима концентрація пари толуолу у повітрі 0,05 мг/л; найвище витримування протягом 8 годин концентрації 0,75 мг/л; при цій концентрації з'являється подразнення слизової оболонки ока та дихальних шляхів [4].

Фізичні властивості толуолу [4].

Хімічна формула – $C_6H_5CH_3$.

Молекулярна маса – 92,13 кг/кмоль.

Густина при 20^0C – 870 кг/м^3 .

Температура кипіння при тиску 760 мм рт.ст. – $110,8^0C$.

Питома теплота випаровування при 20^0C – $407,7 \text{ кДж/кг}$.

Динамічна в'язкість при 20^0C – $0,586 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Питома теплоємність при 20^0C – $1,71 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Тиск насиченої пари при 20^0C – 22,3 мм рт.ст.

2. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1. Обґрунтування та вибір способу розділення рідких однорідних сумішей

Одним з найбільш розповсюджених методів розділення рідких однорідних сумішей, які мають у своєму складі два, або більше компонентів, є перегонка. Перегонка включає часткове випарювання бінарної суміші з наступною конденсацією утвореної пари.

За допомогою перегонки розділяють суміші, всі складові компоненти яких мають різну леткість при одній і тій же температурі. Якщо суміш у своєму складі має два компоненти (бінарна), то при перегонці пара буде мати більше низькокиплячого компонента (Н.К.), у порівнянні з вихідною сумішшю. Таким чином, у процесі перегонки рідинна фаза збіднюється, а парова збагачується Н.К. Рідина, яка не випарувалась, має склад більш багатий висококиплячим компонентом (В.К.). Ця рідина називається кубовим залишком, а рідина, що отримана в результаті конденсації пари – дистилятом, або ректифікатом. Степінь збагачення парової фази Н.К. при рівних умовах залежить від виду перегонки. Існують два принципово відмінних види перегонки: проста перегонка (дистиляція) та ректифікація.

Проста перегонка – це процес одноразового часткового випаровування рідкої однорідної суміші та конденсації утвореної пари.

Перегонка буває декілька видів: фракційна перегонка, перегонка з дефлегмацією, перегонка з водяною парою.

Просту перегонку застосовують тільки для розділення однорідних сумішей, леткості яких дуже різняться, тобто для попереднього грубого розділення.

Значно більш повне розділення рідких сумішей на компоненти досягається шляхом ректифікації.

2.2. Фізико-хімічні основи процесу ректифікації

Ректифікація – це процес розділення рідких однорідних сумішей на складові компоненти шляхом багаторазового часткового випаровування рідини

з наступною конденсацією утвореної пари, які не знаходяться в термодинамічній рівновазі і рухаються протитечією. Контактуючі потоки рідини і пари мають різну температуру.

При ректифікації досягається достатньо високий степінь розділення. Суть процесів, з яких складається ректифікація і результати, отримані при цьому можна прослідкувати з допомогою $t - x, y$ – діаграми (рис. 2.1). Де x – мольна частка низькокиплячого компонента в рідинній фазі, а y – мольна частка низькокиплячого компонента в паровій фазі, рівноважній з рідинною при відповідній температурі t .

Нагріваючи вихідну суміш складу x_1 до температури кипіння, отримуємо пару, що знаходиться в рівновазі з рідиною (точка b). Відбір і конденсація цієї пари дають рідину складу x_2 , збагачену Н.К. ($x_2 > x_1$). Нагріваючи цю рідину до температури кипіння t_2 , отримуємо пару (точка d), конденсація якої дає рідину з ще більшим складом Н.К. (x_3) і т.д. Проводячи таким чином послідовно ряд процесів випарювання рідини і конденсації пари, можна отримати в кінцевому результаті рідину (дистилят), яка представляє собою практично чистий Н.К.

Зображення процесу розділення бінарної суміші шляхом ректифікації на діаграмі $t - x, y$

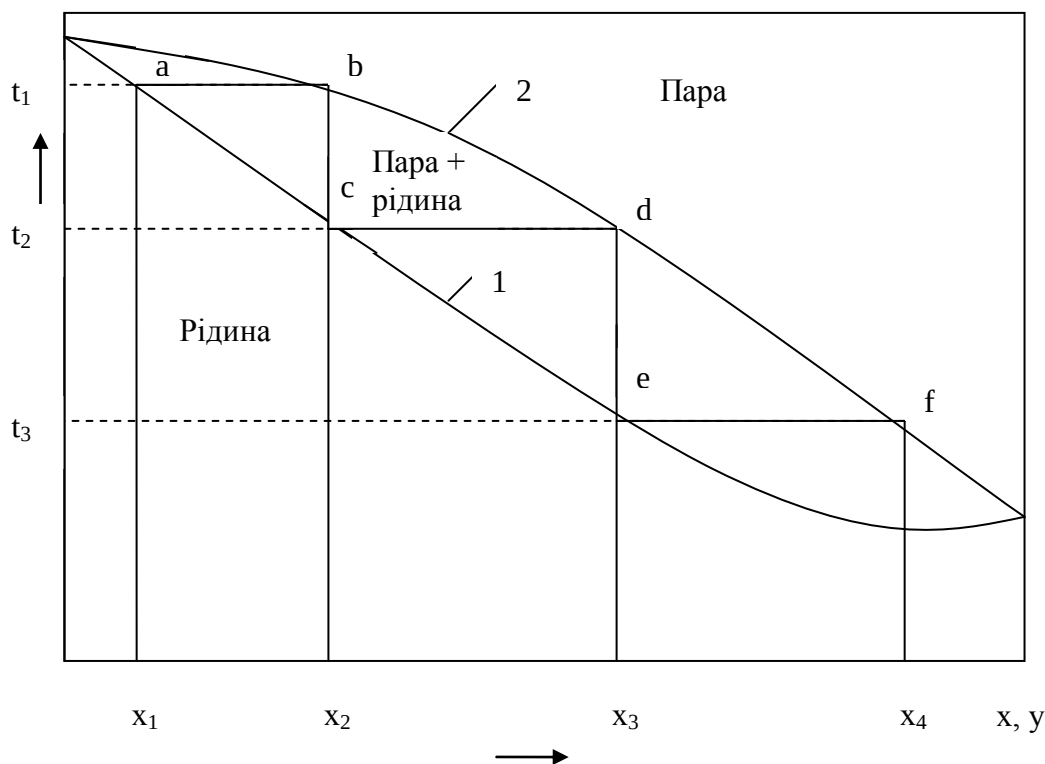


Рис. 2.1: 1 – ізобара кипіння (випаровування); 2 – ізобара конденсації

Аналогічно, з огляду на парову фазу, яка відповідає складу рідини x_4 , шляхом проведення ряду послідовних процесів конденсації та випаровування можна отримати рідину (кубовий залишок), що складається майже цілком із висококиплячого компонента.

При взаємодії фаз між ними протікає масо- і теплообмін. У результаті кожного контакту компоненти перерозподіляються між фазами: пара збагачується Н.К., а рідина – В.К.

Шляхом ректифікації можна розділяти однорідні ідеальні рідинні суміші з необмеженою розчинністю. Ці суміші підлягають законам Рауля і Дальтона.

Закон Рауля – якщо суміші складаються з компонентів А і В, то парціальний тиск кожного компонента, наприклад А, буде прямопропорційний його мольній долі у рідинній фазі.

Закон Рауля для компонента А:

$$P_A = P_A^* \cdot X_A, \quad (2.1)$$

де P_A – парціальний тиск компонента А у паровій фазі;

P_A^* – тиск насиченої пари над чистим компонентом А;

X_A – мольна доля компонента А у суміші.

Закон Рауля для компонента В:

$$P_B = P_B^* \cdot X_B = P_B^* (1 - X_A), \quad (2.2)$$

де P_B – парціальний тиск компонента В у паровій фазі над сумішшю;

P_B^* – тиск насиченої пари над чистим компонентом В – леткістю;

X_B – мольна доля компоненту В у вихідній суміші.

Закон Дальтона – згідно закону загальний тиск пари над сумішшю дорівнює сумі парціальних тисків його компонентів:

$$P = P_A + P_B = P_A^* X_A + P_B^* (1 - X_A). \quad (2.3)$$

На підставі законів Рауля та Дальтона можна визначити рівноважний вміст рідинної та парової фаз.

Вміст компонента А в рідинній фазі:

$$x_A = \frac{P - P_B}{P_A - P_B}. \quad (2.4)$$

Вміст компонента А в паровій фазі:

$$y_A^* = \frac{P_A}{P} \cdot x_A, \quad (2.5)$$

y_A^* – вміст компонента А в паровій фазі рівноважного з вихідною сумішшю.

Неідеальні суміші (реальні) мають позитивне або негативне відхилення від закону Рауля. Для цілого ряду таких сумішей кількісні відхилення від закону Рауля настільки великі, що приводять до якісно нових властивостей сумішей. При деякому складі такі суміші мають постійну температуру кипіння, яка може бути мінімальною, або максимальною, а ці суміші мають назву азеотропних, або нероздільно киплячих. Для них склад рівноважної пари над сумішшю дорівнює складу рідини при постійній температурі кипіння ($y = x$). Фазові діаграми азеотропних сумішей надані на рис. 2.2.

Розділення азеотропних сумішей можливе лише за допомогою спеціальних видів перегонки, які реалізуються шляхом введення в систему допоміжного компонента.

Фазові діаграми азеотропних сумішей

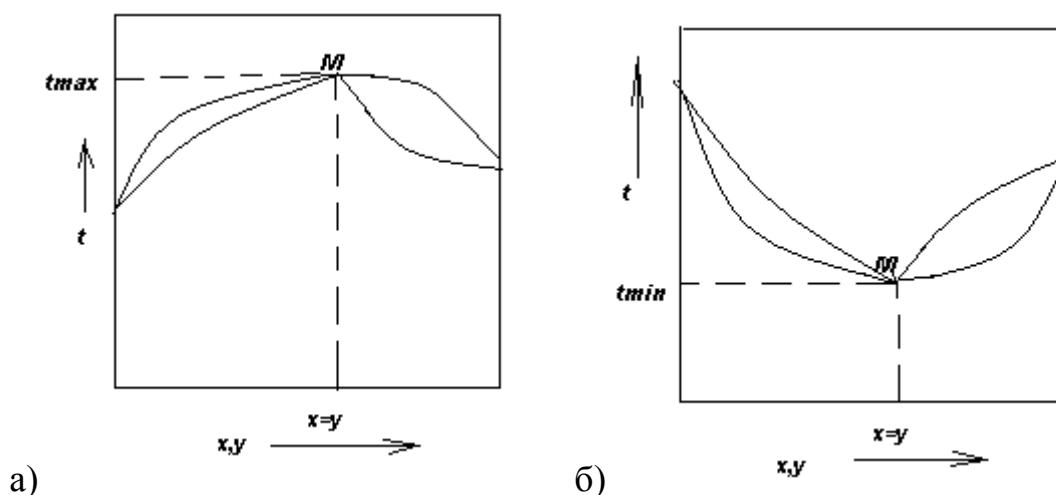


Рис. 2.2: а) – фазова діаграма азеотропної суміші з максимумом температури кипіння;
б) – фазова діаграма азеотропної суміші з мінімумом температури кипіння

2.3. Вибір та обґрунтування схеми установки

Обґрунтування прийнятої до проектування технологічної схеми ректифікаційної установки безперервної дії виконується на основі заданих показників для роботи ректифікаційної колони за продуктивністю вихідної суміші, що розділяється, її складу, вмісту низькокиплячого та висококиплячого компонента, їх фізичних властивостей, тиску в апараті та ступені розділення.

В хімічній, нафтохімічній та інших галузях використовують процеси ректифікації періодичні або безперервні.

При безперервній ректифікації умови роботи установки, тобто витрата, склад початкової суміші, температурний режим, вихід цільових компонентів (дистилляту та кубового залишку), гріючої пари та охолоджуючої води не змінюються протягом всього процесу. Це дає можливість встановити точний режим роботи установки, спростити обслуговування, проводити процес з допомогою програмного управління в оптимальних умовах, полегшує

автоматизацію процесу. Відсутність простоїв між операціями підвищує продуктивність установки та зменшує витрату теплоносія (гріючої пари) на процес ректифікації.

2.4. Принципова схема ректифікаційної установки безперервної дії

Принципова схема ректифікаційної установки безперервної дії наведена на рис. 2.3. Вихідна суміш, яка містить низькокиплячий та висококиплячий компоненти із проміжної ємкості 11 насосом 10 подається в теплообмінник-підігрівач 5, в якому нагрівається до температури кипіння, а потім надходить у ректифікаційну колону 1 на так звану тарілку живлення, яка поділяє колону на верхню частину (укріплюючу) та нижню (вичерпну). На тарілці живлення рідина змішується з флегмою, яка знаходиться в укріплюючій частині колони і, стікаючи по тарілках або насадці, взаємодіє з парою, що підіймається назустріч. При цьому з рідини видаляється низькокиплячий (легколеткий) компонент. Таким чином у вичерпній частині колони відбувається процес ректифікації.

У куб колони 2 стікає рідина, яка складається майже повністю з висококиплячого компонента. Її частина, так званий кубовий залишок, безперервно відводиться та охолоджується в теплообміннику-холодильнику 7 і подається в ємкість 8. Решта рідини випаровується завдяки глухій парі, що підводиться до куба колони. Куб може бути виносним або вбудованим у колону.

Парова фаза підіймається по всій колоні знизу до верху, взаємодіє з флегмою в укріплюючій частині колони, насичується низькокиплячим компонентом і надходить до дефлегматора 3. Тут частина пари конденсується та, проходячи скрізь дільник 4, повертається до колони, в якій стікає у вигляді флегми зверху до низу. Друга частина пари надходить до холодильника-конденсатора 6, де відбувається її конденсація та охолодження отриманого дистиляту. Охолоджений дистилят збирається в ємкості 9.

Ректифікаційна установка безперервної дії може працювати з повною або частковою конденсацією пари в дефлегматорі.

2.5. Вибір конструкції та принцип дії кожухотрубного конденсатора-холодильника

Призначення конденсатора-холодильника в технологічній схемі безперервної ректифікації – конденсування пари дистиляту та охолодження його до заданої кінцевої температури. Охолодження проводять водою.

Принципова схема ректифікаційної установки безперервної дії

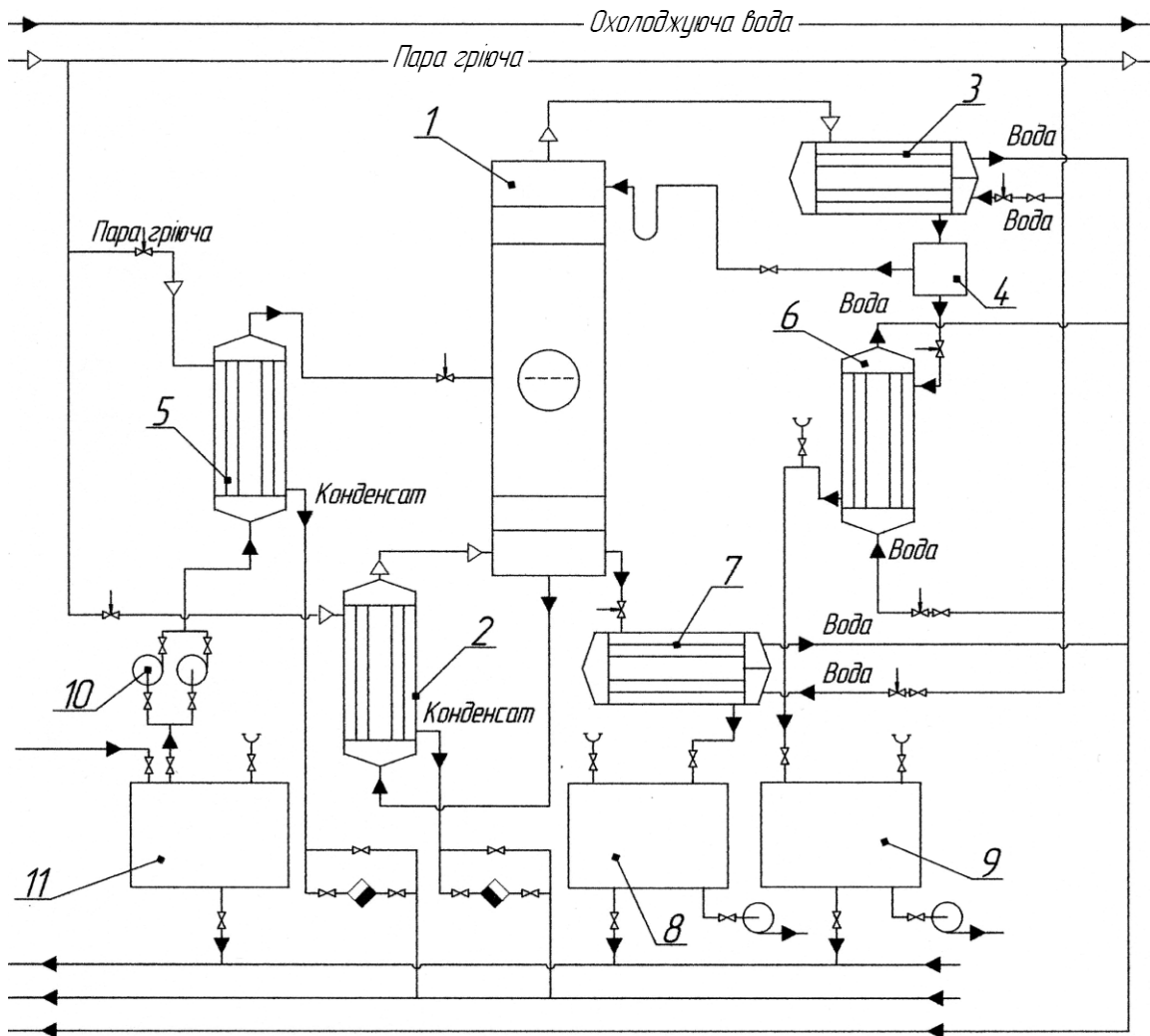


Рис. 2.3: 1 – ректифікаційна колона; 2 – кип’ятильник; 3 – дефлегматор;
4 – дільник флегми; 5 – підігрівач вихідної суміші; 6 – холодильник
дистилляту (конденсатор-холодильник); 7 – холодильник кубового залишку;
8 – ємкість-збирач кубового залишку; 9 – ємкість-збирач дистилляту;
10 – насос; 11 – ємкість вихідної суміші

В якості конденсатора-холодильника використовують теплообмінники різних типів.

Теплообмінники класифікуються за способом передачі тепла на:

- поверхневі, в яких обидва теплоносії поділені стінкою, а тепло передається через поверхню цієї стінки;
- регенеративні, в яких передача тепла від гарячого до холодного теплоносія поділяється з часом на два періоди і відбувається при перемінному нагріванні та охолодженні насадки теплообмінника;
- змішувальні, в яких теплообмін виникає при безпосередньому контакті теплоносіїв.

У більшій мірі розповсюджені поверхневі теплообмінники, їх конструкції різноманітні.

До поверхневих теплообмінників належать кожухотрубні, двотрубні (труба в трубі), змійовикові, спіральні, апарати з оболонками, апарати з ребристими трубами, пластинчаті.

До числа теплообмінних апаратів, які більш часто застосовуються, належать кожухотрубні теплообмінники, в яких один із теплоносіїв рухається в середині труб (трубний простір), а другий – зовні труб (міжтрубний простір).

Ці теплообмінники призначені для теплообміну між рідинами, пароподібними та газоподібними теплоносійми та мають велику поверхню теплопередачі при порівняно невеликих габаритних розмірах апарата.

Теплоносії в кожухотрубних теплообмінниках рухаються, як правило, в режимі протитечії, відповідно по трубному та міжтрубному просторах.

Кожухотрубні теплообмінники за кількістю ходів теплоносія в трубному просторі бувають: одно-, дво-, чотири-, шестиходовими. Кількість ходів визначається поперечними перетинками, які монтуються в кришці та дні теплообмінника (рис. 2.4).

Кожухотрубні теплообмінники

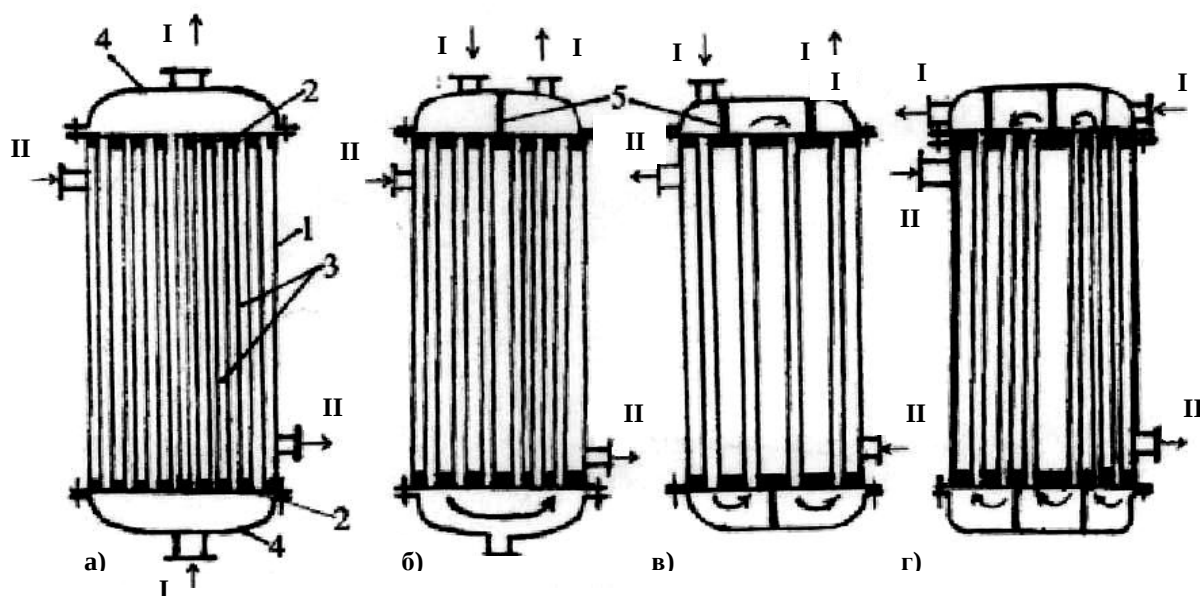


Рис. 2.4: а) одноходовий; б) двохходовий; в) чотириходовий; г) шестиходовий.

1 – корпус; 2 – трубна решітка; 3 – труби; 4 – кришки; 5 – перетинки.

I – гарячий теплоносій; II – холодний теплоносій

Кожухотрубний теплообмінник із нерухомо закріпленою трубною решіткою в своїй конструкції має: кожух – 1 з привареними до нього трубними решітками – 2. В трубних решітках закріплюється пучок труб – 3. До трубних решіток закріплюються на гвинтах кришки – 4. Труби в трубних решітках розміщують рівномірно по периметрах правильних шестикутників, по концентричних колах або по периметрах прямокутників (рис. 2.5).

Способи розміщення труб у кожухотрубних теплообмінниках

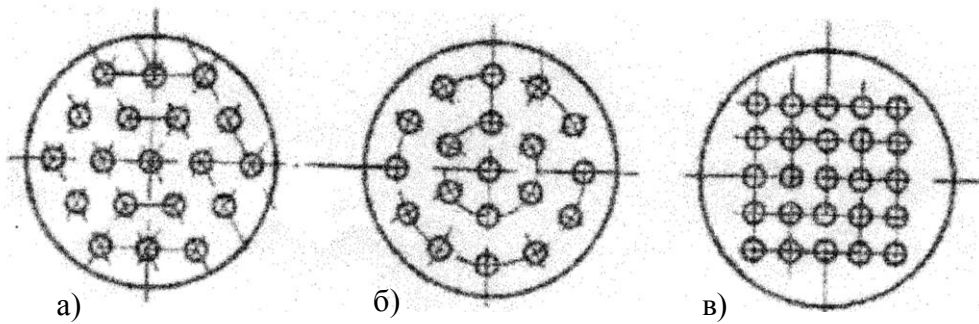


Рис. 2.5: а) – по периметрах правильних шестикутників; б) – по концентричних колах; в) – по периметрах прямокутників

Кожухотрубні теплообмінники можуть бути як вертикальні, так і горизонтальні.

Вертикальні теплообмінники більш прості в експлуатації, займають меншу виробничу площу. Горизонтальні теплообмінники використовуються при великій різниці температур та густини теплоносіїв з метою зменшення розшарування рідини.

Для зменшення температурних деформацій, які виникають через велику різницю температур кожуха і труб, використовують теплообмінники з лінзовими компенсаторами (рис. 2.6,а).

При необхідності забезпечення великих переміщень труб і кожуха використовують теплообмінник з плаваючою голівкою (рис. 2.6,б). В цьому випадку нижня трубна решітка є рухомою, що дозволяє всьому пучку труб вільно переміщуватись незалежно від корпусу апарата. Таким чином зменшується температурна деформація.

В кожухотрубному теплообміннику з U-подібними трубами (рис.2.6,в) самі труби виконують функцію компенсуючих пристроїв. Це спрощує та облегшує конструкцію апарата, а також значно інтенсифікує теплообмін. Недоліками U-подібного кожухотрубного теплообмінника є: складність очищення внутрішньої поверхні труб та їх розміщення у великій кількості в трубних решітках.

В одноходових кожухотрубних теплообмінниках через порівняно невеликі витрати рідини швидкість її руху в трубах низька, це призводить до погіршення теплообміну і зменшення коефіцієнта теплопередачі. Для покращення цих характеристик при даній поверхні теплопередачі можна зменшити діаметр труб, відповідно збільшити їх висоту (довжину). Однак, теплообмінники малого діаметра та значної висоти незручні для монтажу, вимагають високих приміщень та підвищують втрати металу на виготовлення деталей, що не беруть участь безпосередньо в теплообміні (кожух апарата).

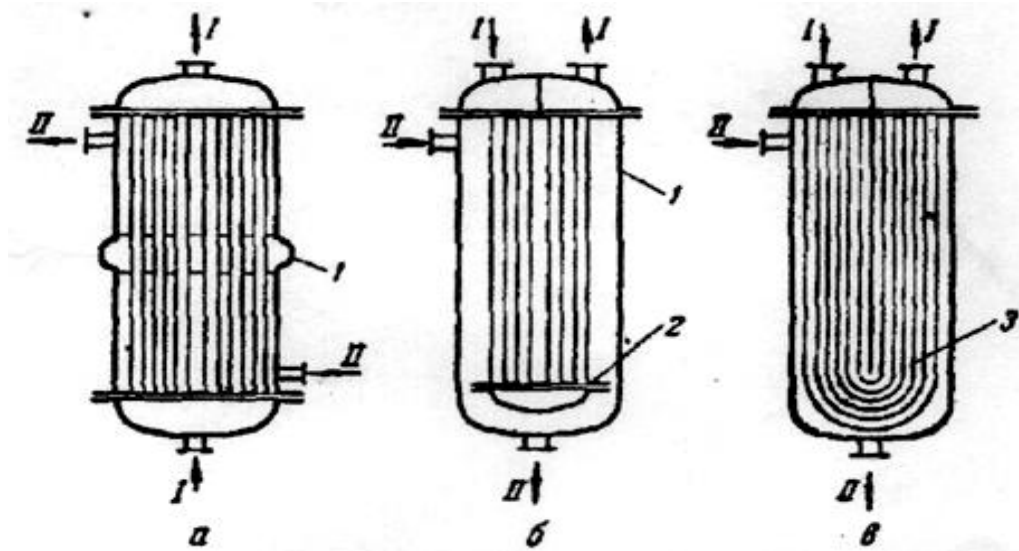


Рис. 2.6: а) – з лінзовим компенсатором; б) – з плаваючою голівкою;
в) – з U-подібними трубами.
1 – лінзовий компенсатор; 2 – рухома трубна решітка;
3 – U-подібні труби

Тому більш раціонально збільшити швидкість теплообміну шляхом застосування багатоходових теплообмінників. У таких теплообмінниках за допомогою перетинок, що встановлені в вхідній та вихідній камерах апарата, труби поділені на секції, або ходи, по яких послідовно рухається рідина. Зазвичай, розбиття на ходи проводять так, щоб в усіх секціях знаходилася приблизно однакова кількість труб.

Внаслідок меншої площі сумарного поперечного перетину труб, розміщених в одній секції, в порівнянні з поперечним перетином всього пучка труб, швидкість рідини у трубному просторі багатоходового теплообмінника зростає в порівнянні з одноходовим у число разів, рівне числу ходів. Для збільшення швидкості і подовження шляху руху теплоносія в міжтрубному просторі використовують сегментні перегородки. У горизонтальних теплообмінниках ці перегородки є одночасно проміжними опорами для пучка труб. Підвищення інтенсивності теплообміну в багатоходових теплообмінниках супроводжується зростанням гідравлічного опору та ускладненням конструкції апарата. Це диктує вибір економічно доцільної швидкості, яка визначається числом ходів теплообмінника [5].

Кожухотрубні теплообмінники, які застосовуються в хімічній, нафтовій та інших галузях промисловості мають індекси та класифікуються:

– за призначенням (перша буква індексу):

Т – теплообмінники; Х – холодильники; К – конденсатори;
В – випарники;

– за конструкцією (друга буква індексу):

Н – з нерухомими трубними решітками; К – з температурним (лінзовим) компенсатором на кожусі;

– за розташуванням (третя буква індексу):

Г – горизонтальні; В – вертикальні.

Основні відомості про кожухотрубні теплообмінні апарати наведені в ГОСТ 1519-79; 15120-79; 15121-79.

Розміщення отворів для труб у трубних решітках та основні розміри – ГОСТ 15118-79.

Таким чином, кожухотрубні теплообмінники можуть використовуватись в якості холодильників, підігрівачів, конденсаторів та кип'ятильників.

У випадку використання кожухотрубного теплообмінника в якості конденсатора-холодильника, гарячий теплоносій – пару направляють у міжтрубний простір, а в трубний простір – холодний теплоносій (воду) (рис. 2.7).

Ескіз кожухотрубного конденсатора-холодильника

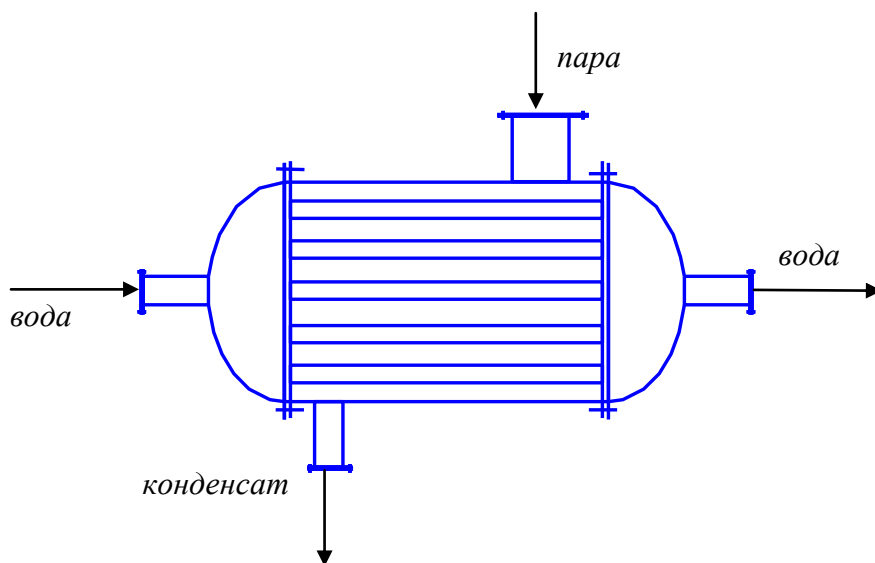


Рис. 2.7

Відповідно до ГОСТ 15121-79 кожухотрубні конденсатори можуть бути дво-, чотири-, шестиходовими. Від холодильників вони відрізняються більшим діаметром штуцера для підведення пари в міжтрубний простір. Для відведення конденсату та попередження проскоку пари в лінію конденсату теплообмінник-конденсатор повинен бути обладнаний конденсатовідвідником.

2.6. Вибір конструкційного матеріалу

При виборі конструкційних матеріалів необхідно враховувати його термостійкість, корозійну стійкість, характеристику на міцність та вартість. Рекомендації до вибору конструкційних матеріалів детально надані в довідковій літературі [8].

Конструкційні матеріали повинні мати високу корозійну стійкість не тільки для забезпечення довговічності апаратів, але й для запобігання

забруднення середовища в апараті продуктами корозії, що призводить до порушення технологічного режиму та погіршення якості продуктів.

Основними конструкційними матеріалами для теплообмінників і допоміжного обладнання є сталь.

Сталі мають такі характеристики: вуглецеві сталі Ст.20, Ст201С застосовуються в апаратах, які працюють при температурі до 450⁰С і тиску до 6,4 МПа. Стійкими в пароводяному середовищі є низьколеговані молібденові сталі 15М та 20М, хромомолібденові сталі 12МХ та 15МХ. Велику стійкість у середовищах азотної кислоти, нітратів, нітритів, оцтової та фосфорної кислот, лугів має аустенітна сталь 1Х18Н11Т, 1Х18Н12М2Т та сталь 1Х18Н10Т.

3. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗРАХУНОК РЕКТИФІКАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Метою розрахунку є знаходження витрати дистиляту, кубового залишку, визначення температурного режиму установки, витрати гріючої пари в підігрівачі і в кип'ятильнику та охолоджуючої води в теплообмінниках.

3.1. Продуктивність колони за дистилятом та кубовим залишком визначається з матеріального балансу ректифікаційної установки за низькокипячим компонентом (бензолу) [5]:

$$\begin{cases} G_F = G_P + G_W \\ G_F \cdot \bar{x}_F = G_P \cdot \bar{x}_P + G_W \cdot \bar{x}_W \end{cases}, \quad (3.1)$$

де G_F , G_P , G_W – витрата вихідної суміші, дистиляту та кубового залишку відповідно, кг/с;

$\bar{x}_F$, $\bar{x}_P$, $\bar{x}_W$ – масові частки низькокипячого компонента відповідно у вихідній суміші, дистиляті та в кубовому залишку.

Витрата вихідної суміші:

$$G_F = 12,7 \text{ т/год} = 12700 \text{ кг/год} = 3,53 \text{ кг/с}$$

Витрата дистиляту:

$$G_P = G_F \cdot \frac{\bar{x}_F - \bar{x}_W}{\bar{x}_P - \bar{x}_W}, \quad (3.2)$$

$$G_p = 3,53 \cdot \frac{0,45 - 0,05}{0,9 - 0,05} = 1,67 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата кубового залишку:

$$G_w = G_F - G_p; \quad (3.3)$$

$$G_w = 3,53 - 1,67 = 1,86 \text{ кг/с.}$$

Перерахунок масових концентрацій у молярні частки [6]:

$$X_i = \frac{\frac{\overline{x_{HK}}}{M_{HK}}}{\frac{\overline{x_{HK}}}{M_{HK}} + \frac{100 - \overline{x_{HK}}}{M_{BK}}}, \quad (3.4)$$

де M_{HK} – молярна маса низькокиплячого компонента бензолу, 78 кг/кмоль;

M_{BK} – молярна маса висококиплячого компонента толуолу, 92 кг/кмоль;

$\overline{x_{HK}}$ – масовий вміст легколеткого компонента бензолу в бінарній суміші, згідно завданню;

X_i – мольна частка легколеткого компонента бензолу в бінарній суміші.

Вихідна суміш:

$$X_F = \frac{\frac{45}{78}}{\frac{45}{78} + \frac{55}{92}} = 0,491.$$

Дистилят:

$$X_p = \frac{\frac{90}{78}}{\frac{90}{78} + \frac{10}{92}} = 0,941.$$

Кубовий залишок:

$$X_w = \frac{\frac{5}{78}}{\frac{5}{78} + \frac{95}{92}} = 0,058.$$

3.2. Визначення температурного режиму роботи ректифікаційної колони

Тиск та температура в колоні є основними параметрами, які впливають на роботу установки. Тиск у колоні – атмосферний. При цьому тиску може бути сконденсована пара за допомогою найбільш дешевого та доступного холодоагенту – води. При роботі ректифікаційної установки безперервної дії необхідно підтримувати постійне значення температур кипіння вихідної суміші t_F , кубового залишку t_w та температури конденсації пари низькокиплячого компонента t_p . Ці температури складають температурний режим роботи ректифікаційної установки.

Для визначення температурного режиму роботи колони використовуємо фазову діаграму, яка побудована за даними табл. 3.1 [3].

Таблиця 3.1

Рівноважні склади рідини та пари системи бензол-толуол при 760 мм рт.ст.

X	0	0,058	0,155	0,256	0,376	0,508	0,659	0,823	1,00
Y	0	0,128	0,304	0,453	0,596	0,720	0,830	0,922	1,00
t	110,4	108	104	100	96	92	88	84	80,2

За діаграмою (рис. 3.1) знаходимо:

- температура кипіння вихідної суміші $t_F = 92^{\circ}\text{C}$;
- температура кипіння рідини в кубі $t_w = 108^{\circ}\text{C}$;
- температура пари, що виходить з колони $t_p = 84^{\circ}\text{C}$.

3.3. Визначення флегмового числа

Флегмове число є основним параметром, що визначає заданий ступінь розділення в процесі ректифікації, і залежить від багатьох величин, які по різному впливають на розміри апарата та експлуатаційні витрати.

Розрахунок флегмового числа з урахуванням всіх факторів, які впливають на нього, досить складний, тому в інженерних розрахунках користуються наближеними методами.

Температурний режим роботи ректифікаційної установки

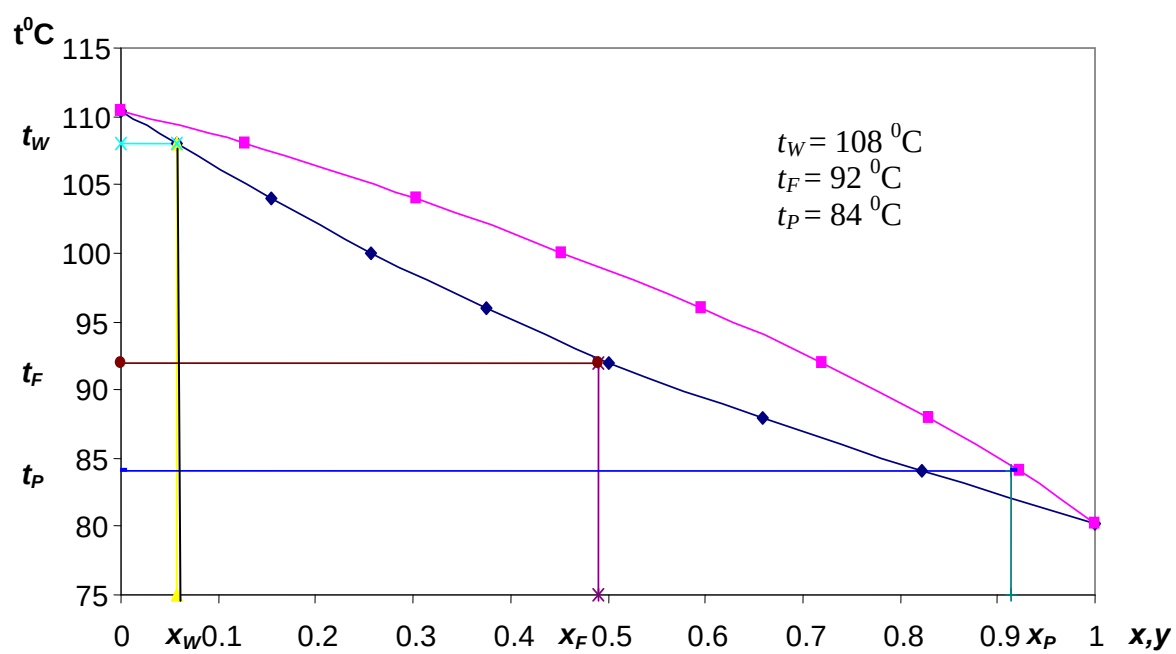


Рис. 3.1

Діаграма фазової рівноваги бінарної суміші бензол-толуол

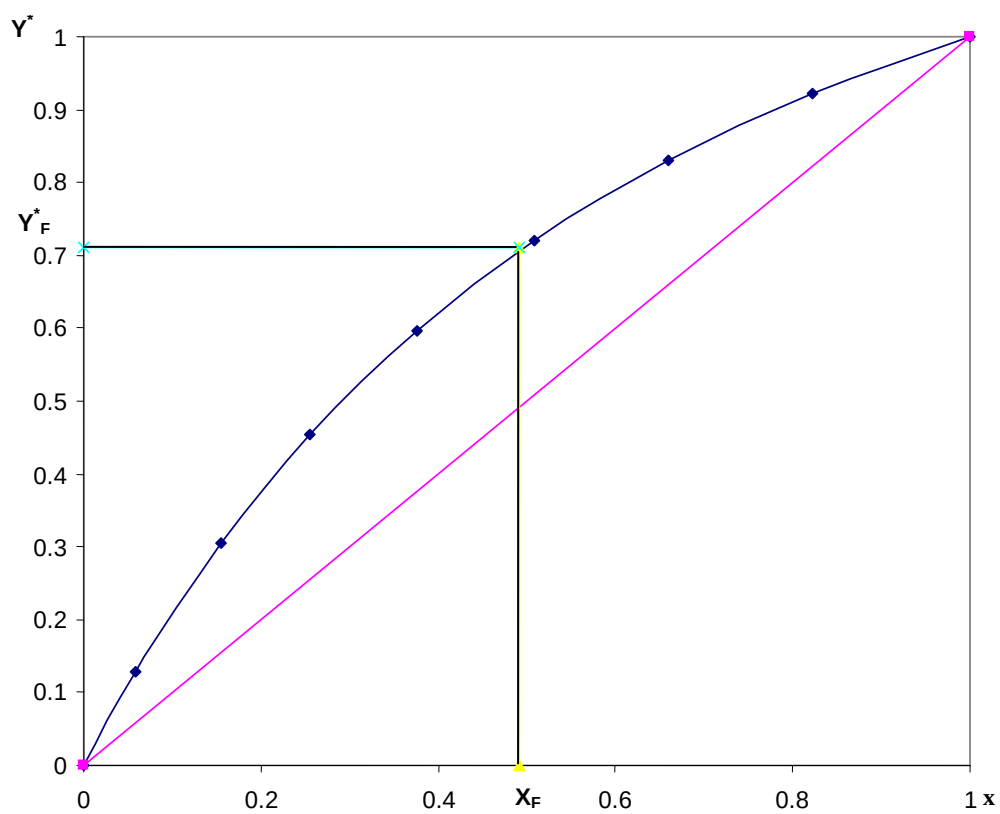


Рис. 3.2

Мінімальне флегмове число визначається за рівнянням [5]:

$$R_{\min} = \frac{X_P - Y_F^*}{Y_F^* - X_F}, \quad (3.5)$$

де X_F , X_P – мольні частки низькокиплячого компонента бензолу відповідно в вихідній суміші і дистиляті;

Y_F^* – мольна частка низькокиплячого компонента в парі, рівноважній з рідиною живлення, визначаємо за діаграмою $Y^* - X$ (рис.3.2).

$$R_{\min} = \frac{0,914 - 0,71}{0,71 - 0,491} = 0,932.$$

Робоче флегмове число визначаємо за рівнянням Джілліленда:

$$R = 1,3 \cdot R_{\min} + 0,3; \quad (3.6)$$

$$R = 1,3 \cdot 0,932 + 0,3 = 1,51.$$

3.4. Тепловий розрахунок ректифікаційної установки безперервної дії

Тепловий розрахунок складається з метою визначення витрати гріючої водяної пари в кубі-кип'ятильнику та підігрівачі вихідної суміші, а також охолоджуючої води в дефлегматорі, холодильниках дистиляту та кубового залишку.

3.4.1 Прихід теплоти з початковою сумішшю:

$$Q_F = G_F \cdot C_F \cdot t_F, \quad (3.7)$$

де $C_F = C_B \bar{X}_F + C_T \cdot (1 - \bar{X}_F)$ – питома теплоємність вихідної суміші, Дж/кг град;

де C_B – теплоємність бензолу;

C_T – теплоємність толуолу.

При температурі $t_F = 92^\circ\text{C}$ $C_B = 1,97 \cdot 10^3$ Дж/кг·К, $C_T = 1,84 \cdot 10^3$ Дж/кг·К (рис. XI [6]).

$$C_F = 1,97 \cdot 10^3 \cdot 0,45 + 1,84 \cdot 10^3 \cdot 0,55 = 1,9 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$Q_F = 3,53 \cdot 1,9 \cdot 10^3 \cdot 92 = 617,04 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

3.4.2. Прихід теплоти з флегмою:

$$Q_{P.R} = G_p \cdot R \cdot C_p \cdot t_p, \quad (3.8)$$

де C_p – теплоємність флегми (дистиляту), Дж/кг град;

$$C_p = C_B \cdot \bar{x}_p + C_T \cdot (1 - \bar{x}_p), \quad (3.9)$$

де C_B – теплоємність бензолу;

C_T – теплоємність толуолу.

При температурі конденсації пари $t_p = 84^\circ\text{C}$ $C_B = 1,94 \cdot 10^3$ Дж/кг·К, $C_T = 1,8 \cdot 10^3$ Дж/кг·К (рис. XI [6]).

$$C_p = 1,94 \cdot 10^3 \cdot 0,9 + 1,8 \cdot 10^3 \cdot 0,1 = 1,93 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$Q_{P.R} = 1,67 \cdot 1,51 \cdot 1,93 \cdot 10^3 \cdot 84 = 407,84 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

3.4.3. Витрати тепла з парою, що виходить із колони та направляється в дефлегматор:

$$Q_{P(R+1)} = G_p (R + 1) (r_{cp} + C_p \cdot t_p), \quad (3.10)$$

де r_{cp} – питома середня теплота конденсації пари, Дж/кг:

$$r_{cp} = r_B \cdot \bar{x}_p + r_T (1 - \bar{x}_p), \quad (3.11)$$

де r_B – питома теплота конденсації бензолу;

r_T – питома теплота конденсації толуолу.

При температурі конденсації пари $t_p=84^\circ\text{C}$ $r_B=388,7\cdot 10^3$ Дж/кг, $r_T=377\cdot 10^3$ Дж/кг (табл. XLV [6]).

$$r_{cp} = 388,7 \cdot 10^3 \cdot 0,9 + 377 \cdot 10^3 (1 - 0,9) = 387,54 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

$$Q_{P(R+1)} = 1,67(1,51 + 1) \cdot (387,54 \cdot 10^3 + 1,93 \cdot 10^3 \cdot 84) = 2304,01 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

3.4.4. Витрати тепла з кубовим залишком:

$$Q_w = G_w \cdot C_w \cdot t_w, \quad (3.12)$$

де

$$C_w = C_B \cdot \bar{x}_w + C_T (1 - \bar{x}_w), \quad (3.13)$$

де C_B – теплоємність бензолу;
 C_T – теплоємність толуолу.

При температурі кипіння кубової рідини $t_w = 108^\circ\text{C}$ $C_B=1,94\cdot 10^3$ Дж/кг·К, $C_T=1,8\cdot 10^3$ Дж/кг·К (рис. XI [6]).

$$C_w = 2,05 \cdot 10^3 \cdot 0,05 + 1,89 \cdot 10^3 (1 - 0,05) = 1,899 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$Q_w = 1,86 \cdot 1,899 \cdot 10^3 \cdot 108 = 381,47 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

3.4.5. Визначення кількості теплоти, що підводиться до куба-кип'ятильника з гріючою водяною парою (приймаємо втрати 3–5% від корисно витраченої теплоти).

$$Q_K = (1,03 \div 1,05) \cdot (Q_{P(R+1)} + Q_w - Q_{P.R} - Q_F); \quad (3.14)$$

$$Q_K = 1,05 \cdot (2304,01 \cdot 10^3 + 381,47 \cdot 10^3 - 407,84 \cdot 10^3 - 617,04 \cdot 10^3) = 1743,98 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

3.4.6 Витрата гріючої пари в кубі-кип'ятильнику

Приймаємо температурний напір (різницю температур гріючої пари та кипіння кубового залишку) $\Delta t = 27^\circ\text{C}$ [7].

Тоді температура гріючої пари має значення:

$$t_{\text{гп.н.}} = t_w + \Delta t ; \quad (3.15)$$

$$t_{\text{гп.н.}} = 108 + 27 = 135^\circ\text{C}.$$

За цією температурою визначаємо тиск пари $P = 3,2 \text{ кгс/см}^2$ та питому теплоту пароутворення $r_{\text{гп.н.}} = 2165 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$ (табл. XLV [6]).

Приймаємо вологість водяної пари 5% [7], тоді сухість пари $x_{\text{гп.н.}} = 95\%$ або 0,95.

Витрата гріючої пари в кубі-кип'ятильнику:

$$G_{\text{г.н.}} = \frac{Q_k}{r_{\text{гп.н.}} \cdot x_{\text{гп.н.}}} , \quad (3.16)$$

$$G_{\text{г.н.}} = \frac{1743,98 \cdot 10^3}{2165 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 0,85 \frac{\text{кг}}{\text{с}} .$$

3.4.7 Витрата гріючої пари в підігрівачі вихідної суміші.

Приймаючи втрати тепла в розмірі 5% від корисної теплоти та початкову температуру суміші $t_0 = 18^\circ\text{C}$, витрата гріючої пари в підігрівачі вихідної суміші:

$$G'_{\text{г.н.}} = \frac{1,05 G'_F \cdot C'_F \cdot (t_F - t_0)}{r_{\text{гп.н.}} \cdot x_{\text{гп.н.}}} , \quad (3.17)$$

C'_F – середня теплоємність початкової суміші при середній температурі

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_F + t_0}{2} = \frac{92 + 18}{2} = 55^\circ\text{C} ;$$

$$C'_F = C'_B \bar{x}_F + C'_T (1 - \bar{x}_F), \quad (3.18)$$

де C'_B – теплоємність бензолу;

C'_T – теплоємність толуолу.

При середній температурі $t_{cp}=55^\circ\text{C}$ $C'_B=1,80 \cdot 10^3$ Дж/кг·К,
 $C'_T=1,78 \cdot 10^3$ Дж/кг·К (рис. XI [6]).

$$C'_F = 1,80 \cdot 10^3 \cdot 0,45 + 1,78 \cdot 10^3 (1 - 0,45) = 1,79 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$G'_{z.n.} = \frac{1,05 \cdot 3,53 \cdot 1,79 \cdot 10^3 \cdot (92 - 18)}{2165 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 0,24 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Загальна витрата гріючої водяної пари на процес ректифікації:

$$G_{zag} = G_{z.n.} + G'_{z.n.} \quad (3.19)$$

$$G_{zag} = 0,85 + 0,24 = 1,09 \text{ кг/с}$$

3.4.8 Витрата охолоджуючої води

Приймаємо початкову температуру охолоджуючої води $t_{2п} = 20^\circ\text{C}$, кінцеву температуру води $t_{2к} = 45^\circ\text{C}$ та кінцеву температуру охолодження дистиляту та кубового залишку $t_{1к} = 35^\circ\text{C}$ [5].

Витрата охолоджуючої води в дефлегматорі при повній конденсації пари визначається за рівнянням:

$$G_B = \frac{Q'_D}{C_B (t_{2к} - t_{2п})}, \quad (3.20)$$

де C_B – питома теплоємність води при середній температурі $t_{cp.в.} = 0,5(t_{2п} + t_{2к}) = 0,5(20 + 45) = 32,5^\circ\text{C}$; $C_B = 4,18 \cdot 10^3$ Дж/кг К, табл. XXXIX [3].

Q'_D – кількість теплоти, що віддається охолоджуючій воді при повній конденсації пари (див. розділ 3.43):

$$Q'_D = G_P \cdot (R_{cp} + 1) \cdot (r_{cp} + c_p \cdot t_p), \quad (3.21)$$

$$Q'_{Д} = 1,67 \cdot (1,51 + 1) \cdot (387,54 \cdot 10^3 + 1,93 \cdot 10^3 \cdot 84) = 2304,01 \cdot 10^3.$$

Тоді

$$G_B = \frac{2304,01 \cdot 10^3}{4,18 \cdot 10^3 (45 - 20)} = 22,05 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата охолоджуючої води в дефлегматорі при частковій конденсації пари визначається за рівнянням :

$$G_B = \frac{Q''_{Д}}{C_B (t_{2К} - t_{2П})}, \quad (3.22)$$

де Q'' – кількість теплоти, що віддається охолоджуючій воді при частковій конденсації пари:

$$Q''_{Д} = G_P \cdot R_{cp} \cdot r_{cp}; \quad (3.23)$$

$$Q''_{Д} = 1,67 \cdot 1,51 \cdot 387,54 \cdot 10^3 = 977,26 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Тоді

$$G_B = \frac{977,26 \cdot 10^3}{4,18 \cdot 10^3 (45 - 20)} = 9,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата охолоджуючої води в конденсаторі-холодильнику дистилляту (при повній конденсації пари в дефлегматорі), яка йде на охолодження сконденсованого дистилляту, визначаємо з рівняння [7]:

$$G'_B = \frac{Q_{охл}}{C_B \cdot (t_{2К} - t_{2П})}, \quad (3.24)$$

де $Q_{охл}$ – теплота охолодження конденсату:

$$Q_{охл} = G_P \cdot C'_p \cdot (t_p - t_{1К}), \quad (3.25)$$

де C'_p – питома теплоємність дистилляту при середній температурі $t_{cp.d}$

$$t_{cp.d} = 0,5(t_p + t_k);$$

$$t_{cp.d} = 0,5(84 + 35) = 59,5^\circ\text{C};$$

$$C'_P = C'_B \bar{x}_p + C'_T (1 - \bar{x}_p), \quad (3.26)$$

де C'_B – теплоємність бензолу;

C'_T – теплоємність толуолу.

При $t_{cp.d} = 59,5^\circ\text{C}$ $C'_B = 1,84 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K}$, $C'_T = 1,74 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K}$ (рис. XI [6]).

$$C'_p = 1,84 \cdot 10^3 \cdot 0,9 + 1,74 \cdot 10^3 (1 - 0,9) = 1,83 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}};$$

$$Q_{охл} = 1,67 \cdot 1,83 \cdot 10^3 \cdot (84 - 35) = 149,45 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

$$G'_B = \frac{149,45 \cdot 10^3}{4,18 \cdot 10^3 \cdot (45 - 20)} = 1,43 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата охолоджуючої води в конденсаторі – холодильнику дистилляту (при частковій конденсації пари в дефлегматорі), яка йде на конденсацію та охолодження дистилляту, визначаємо з рівняння [7]:

$$G_B = \frac{Q_K}{C_B (t_{2k} - t_{2n})}, \quad (3.27)$$

де Q_K – загальна теплота конденсації та охолодження дистилляту:

$$Q_K = Q_{конд} + Q_{охл}, \quad (3.28)$$

де $Q_{конд}$ – теплота конденсації дистилляту:

$$Q_{конд} = G_p \cdot r_{cp}; \quad (3.29)$$

$$Q_{\text{конд}} = 1,67 \cdot 387,54 \cdot 10^3 = 647,19 \cdot 10^3 \text{ Вт}.$$

Тоді загальна теплота конденсації та охолодження дистилляту складає:

$$Q_K = 647,19 \cdot 10^3 + 149,45 \cdot 10^3 = 796,64 \cdot 10^3 \text{ Вт};$$

а витрата охолоджуючої води на цей процес складає:

$$G_B = \frac{796,64 \cdot 10^3}{4,18 \cdot 10^3 (45 - 20)} = 7,62 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата охолоджуючої води в холодильнику кубового залишку визначимо з рівняння [7]:

$$G_B = \frac{Q_w}{C_B (t_{2k} - t_{2n})} = \frac{G_w C'_w (t_w - t_k)}{C_B (t_{2k} - t_{2n})}, \quad (3.30)$$

де C'_w – питома теплоємність кубового залишку при середній температурі $t_{\text{ср. куб.}}$.

$$t_{\text{ср. куб.}} = 0,5(t_w + t_k); \quad t_{\text{ср. куб.}} = 0,5(108 + 35) = 71,5^\circ \text{C};$$

$$C'_w = C'_B \bar{x}_w + C'_T (1 - \bar{x}_w), \quad (3.31)$$

де C'_B – теплоємність бензолу;

C'_T – теплоємність толуолу.

При $t_{\text{ср. куб.}} = 71,5^\circ \text{C}$; $C'_B = 1,92 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K}$; $C'_T = 1,76 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \cdot \text{K}$ (рис. XI [6]).

$$C'_w = 1,92 \cdot 10^3 \cdot 0,05 + 1,76 \cdot 10^3 (1 - 0,05) = 1,77 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}};$$

$$G_B = \frac{1,87 \cdot 1,77 \cdot 10^3 (108 - 35)}{4,18 \cdot 10^3 \cdot (45 - 20)} = 2,31 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

4. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК КОНДЕНСАТОРА-ХОЛОДИЛЬНИКА

Вихідні дані для розрахунку:

Продуктивність по паровій суміші $G_D = 1,67$ кг/с.

Вміст бензолу в паровій суміші $\bar{Y}_\theta = 90$ мас. %.

Вміст толуолу в паровій суміші $\bar{Y}_T = 10$ мас. %.

Температура конденсації парової суміші $t_p = t_{\text{конд}} = 84^\circ\text{C}$.

Кінцева температура охолодження конденсату (дистилляту) $t_{1к} = 35^\circ\text{C}$

Теплове навантаження конденсатора-холодильника:

- на стадії конденсації $Q_{\text{конд}} = 647,19 \cdot 10^3 \text{ Вт}$;
- на стадії охолодження $Q_{\text{охл}} = 149,45 \cdot 10^3 \text{ Вт}$.

Витрата охолоджуючої води $G_B = 7,62 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$, або $V_B = 7,62 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

На основі допущень, які приймаються при розрахунку ректифікаційних установок [5], приймемо, що вміст бензолу в рідинній суміші (конденсаті) $\bar{x}_\theta = \bar{Y}_\theta = 90$ мас. %, а вміст толуолу в рідинній суміші $\bar{x}_T = \bar{Y}_T = 10$ мас. %.

Конденсатор-холодильник призначений для конденсації пари дистилляту та подальшого його охолодження до кінцевої температури.

4.1. Орієнтовне визначення поверхні теплопередачі конденсатора-холодильника

У конденсаторі-холодильнику проходять дві послідовні стадії теплового процесу: конденсація пари та охолодження конденсату (рис. 4.1).

Тому загальна поверхня конденсатора-холодильника F_Σ складається з поверхні, яка необхідна для процесу конденсації пари $F_{\text{конд}}$, та поверхні для охолодження конденсату $F_{\text{охол}}$ [7]:

$$F_\Sigma = F_{\text{конд}} + F_{\text{охол}} = \frac{Q_{\text{конд}}}{K_{\text{конд}} \cdot \Delta t_{\text{конд}}} + \frac{Q_{\text{охол}}}{K_{\text{охол}} \cdot \Delta t_{\text{охол}}}, \quad (4.1)$$

де $K_{\text{конд}}$ та $K_{\text{охол}}$ – коефіцієнти теплопередачі стадії конденсації та охолодження, відповідно, $\text{Вт/м}^2 \text{ К}$;

$\Delta t_{\text{конд}}$ та $\Delta t_{\text{охол}}$ – температурний напір (середня різниця температур) стадії конденсації та охолодження відповідно, К .

Для попередньої оцінки необхідної поверхні теплообміну скористаємося орієнтовними значеннями коефіцієнтів теплопередачі (табл. 4.1) у межах:

- для стадії конденсації пари органічних речовин водою: $300\text{-}800 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;

- для стадії охолодження конденсату: $120-340 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Приймаємо:

- $K_{\text{конд}}^{\text{ор}} = 550 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$;
- $K_{\text{охол}}^{\text{ор}} = 120 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Середня різниця температур для кожної стадії визначається з огляду на температуру теплоносіїв, та прийнятої схеми їх руху – протитечії (рис. 4.1).

4.1.1. Визначення температур теплоносіїв

Температури теплоносіїв визначаються для відповідних стадій процесу. Температура гарячого теплоносія (пари та конденсату дистиляту) на стадії конденсації пари є незмінною та становить $t_{\text{конд}}=84^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.1), на стадії охолодження конденсату зменшується від $t_{\text{конд}} = 84^{\circ}\text{C}$ до $t_{\text{лк}} = 35^{\circ}\text{C}$.

В якості холодного теплоносія використовуємо оборотну воду. При проектуванні теплообмінної апаратури початкову температуру води варто приймати для найбільш несприятливих літніх умов, яка для оборотної становить $20-30^{\circ}\text{C}$.

Щоб звести до мінімуму відкладення солей на поверхнях труб, температура води, що виходить з теплообмінників, не повинна перевищувати $40-50^{\circ}\text{C}$. Тому приймаємо кінцеву температуру води на стадії конденсації парів $t_{2\kappa}=45^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 4.1

Орієнтовні значення коефіцієнтів теплопередачі K [6]

Вид теплообміну	$K, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$	
	Вимушена конвекція	Природна (вільна) конвекція
Від газу до газу	10-40	4-12
Від газу до рідини	10-60	60-20
Від пари, яка конденсується, до газу	10-60	6-12
Від рідини до рідини:		
- для води	800-1700	140-430
- для вуглеводнів та масел	120-270	30-60
Від водяної пари, яка конденсується:		
- до води	800-3500	300-1200
- до киплячої рідини	-	300-2500
- до органічної рідини	120-340	60-170
Від пари органічної рідини, яка конденсується:		
- до води	300-800	230-460

*Температурний режим роботи конденсатора-холодильника
при рухові теплоносіїв протитечією*

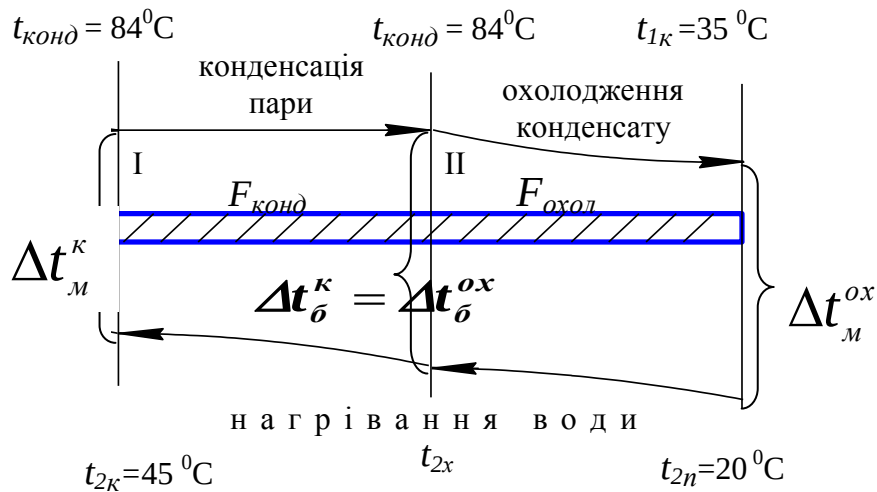


Рис. 4.1

Середня температура конденсату дистилату на стадії охолодження конденсату становить:

$$t_{\text{cp1}} = \frac{t_{\text{конт}} + t_{1\kappa}}{2} ; \quad (4.2)$$

$$t_{\text{cp1}} = \frac{84 + 35}{2} = 59,5^{\circ}\text{C} .$$

Середня температура охолоджуючої води t_{cp2} становить:

$$t_{\text{cp2}} = \frac{t_{2\text{n}} + t_{2\kappa}}{2} ; \quad (4.3)$$

$$t_{\text{cp2}} = \frac{20 + 45}{2} = 32,5^{\circ}\text{C} .$$

Проміжна температура холодного теплоносія ($t_{2\text{x}}$) визначається з теплового балансу однієї зі стадій процесу:

$$Q_{\text{конт}} = Q_{\delta} = G_2 \cdot c_2 (t_{2\kappa} - t_{2\text{x}}); \quad (4.4)$$

$$t_{2x} = t_{2k} - \frac{Q_{\text{конд}}}{G_2 \cdot c_2}; \quad (4.5)$$

$$t_{2x} = 45 - \frac{647,19 \cdot 10^3}{7,62 \cdot 4,18 \cdot 10^3} \approx 25^\circ\text{C}.$$

Тобто температура холодного теплоносія (води) на стадії охолодження конденсату підвищується від початкової $t_{2п} = 20^\circ\text{C}$ до проміжної температури $t_{2x} = 25^\circ\text{C}$, а на стадії конденсації пари – від проміжної температури $t_{2x} = 25^\circ\text{C}$ до кінцевої температури $t_{2к} = 45^\circ\text{C}$.

4.1.2. Визначення температурного напору для стадії конденсації.

Для прийнятої схеми руху теплоносіїв (рис. 4.1) температурний напір для стадії конденсації визначається за рівнянням при $\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m} > 2$

$$\Delta t_{\text{охол}} = \frac{\Delta t_{\bar{o}}^{\kappa} - \Delta t_m^{\kappa}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{o}}^{\kappa}}{\Delta t_m^{\kappa}}\right)}, \quad (4.6)$$

а за рівнянням при $\frac{\Delta t_{\bar{o}}^{\kappa}}{\Delta t_m^{\kappa}} < 2$;

$$\Delta t_{\text{конд}} = \frac{\Delta t_{\bar{o}}^k + \Delta t_m^k}{2}; \quad (4.7)$$

де $\Delta t_{\bar{o}}^{\kappa}$, Δt_m^{κ} – більша та менша різниця температур на кінцях стадії конденсації, відповідно.

Різниці температур на кінцях стадії конденсації становлять:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t_{\text{конд}} - t_{2x} = 84 - 25 = 59^\circ\text{C}; \\ \Delta t_2 &= t_{\text{конд}} - t_{2к} = 84 - 45 = 39^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Тобто

$$\Delta t_{\delta}^K = \Delta t_1 = 59^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_m^K = \Delta t_2 = 39^{\circ}\text{C}.$$

Тоді температурний напір для стадії конденсації становить:

$$\Delta t_{\text{конд}} = \frac{59 + 39}{2} = 48^{\circ}\text{C}.$$

4.1.3. Визначення температурного напору для стадії охолодження

Температурний напір для стадії охолодження конденсату визначається за рівнянням:

$$\Delta t_{\text{охол}} = \frac{\Delta t_{\delta}^{\text{охол}} - \Delta t_m^{\text{охол}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}^{\text{охол}}}{\Delta t_m^{\text{охол}}}\right)}, \quad (4.8)$$

а за рівнянням при $\frac{(\Delta t_{\delta})^{\text{охол}}}{(\Delta t_m)^{\text{охол}}} < 2$;

$$\Delta t_{\text{охол}} = \frac{\Delta t_{\delta}^{\text{охол}} + \Delta t_m^{\text{охол}}}{2}. \quad (4.9)$$

де $\Delta t_{\delta}^{\text{ох}}$, $\Delta t_m^{\text{ох}}$ – більша та менша різниця температур на кінцях стадії охолодження, відповідно.

Різниці температур на кінцях стадії охолодження становлять:

$$\Delta t_{\delta}^{\text{ох}} = t_{\text{конд}} - t_{2x} = 84 - 25 = 59^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_m^{\text{ох}} = t_{1к} - t_{2n} = 35 - 20 = 15^{\circ}\text{C}.$$

Так як $\frac{\Delta t_{\delta}^{\text{ох}}}{\Delta t_m^{\text{ох}}} = \frac{59^{\circ}\text{C}}{15^{\circ}\text{C}} > 2$

Тоді температурний напір для стадії охолодження конденсату становить:

$$\Delta t_{\text{охол}} = \frac{59 - 15}{\ln \frac{59}{15}} = 32,1^{\circ}\text{C}.$$

4.1.4. Загальна орієнтовна поверхня теплопередачі

Загальна орієнтовна поверхня теплопередачі конденсатора-холодильника визначається з рівняння 4.5 і складає:

$$F_{\Sigma}^{\text{ор}} = \frac{647,2 \cdot 10^3}{550 \cdot 48} + \frac{149,45 \cdot 10^3}{120 \cdot 32,1} = 63,3 \text{ м}^2.$$

4.2. Вибір типу нормалізованого конденсатора-холодильника

Для забезпечення ефективності теплопередачі та дотриманні необхідної поверхні теплопередачі в якості конденсатора-холодильника вибираємо кожухотрубний теплообмінник.

Для визначення розрахункової поверхні теплопередачі кожухотрубного теплообмінника скористаємось повірковим методом [7].

Для проведення ефективного процесу теплопередачі організовуємо турбулентний режим руху холодного теплоносія. Задаємося числом Рейнольдса для холодної води $Re_2 = 15000$ та визначаємо співвідношення n/z для кожухотрубного конденсатора, виготовленого з труб діаметром $d = 25 \times 2$ мм (табл. 2.9 [7]):

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_{\text{экв}} \cdot \mu_2 \cdot Re_2}, \quad (4.10)$$

де n – загальне число труб;

z – число ходів по трубному просторі;

$d_{\text{экв}}$ – внутрішній діаметр труб, 0,021 м;

μ_2 – коефіцієнт динамічної в'язкості охолодної води,

при $t_{\text{ср}2} = 32,1^{\circ}\text{C}$ $\mu_2 = 0,767 \cdot 10^{-3}$ Па·с (табл. XXXIX [6])

$$\frac{n}{z} = \frac{4 \cdot 7,62}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,767 \cdot 10^{-3} \cdot 15000} = 40,2.$$

Відповідно до таблиці 2.9.[7] або табл. 1 додаток 1 та табл. 2 додаток 2, вибираємо кожухотрубний холодильник-конденсатор, що має близькі характеристики до значення n/z .

Обрано нормалізований кожухотрубний чотириходовий конденсатор вертикального типу (рис. 4.2). У міжтрубному просторі відбувається конденсація пари та охолодження конденсату, що утворюється. Для відведення конденсату і запобігання проскоку пари в лінію конденсату в апараті встановлюють конденсатовідвідник. У трубний простір направляється охолоджуюча вода.

Характеристики кожухотрубного холодильника-конденсатора:

- діаметр кожуха $D = 600$ мм;
- число ходів $z = 4$;
- число труб $n = 206$;
- довжина труб $l = 4,0$ м;
- поверхня теплообміну $F = 65$ м²;
- площа перетину потоку між перегородками $S_1 = 0,045$ м²;
- площа перетину одного ходу по трубах $S_2 = 0,018$ м².

Ескіз чотириходового кожухотрубного конденсатора-холодильника

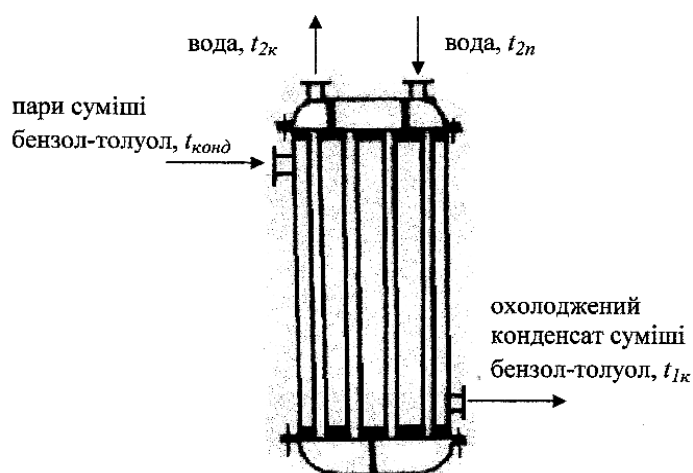


Рис. 4.2

4.3. Уточнюючий розрахунок поверхні теплопередачі кожухотрубного конденсатора-холодильника

Розрахункову поверхню теплопередачі визначимо за формулою

$$F_{\Sigma}^p = F_{\text{конд}} + F_{\text{охол}} = \frac{Q_{\text{конд}}}{K_{\text{конд}} \cdot \Delta t_{\text{конд}}} + \frac{Q_{\text{охол}}}{K_{\text{охол}} \cdot \Delta t_{\text{охол}}} \quad (4.11)$$

Коефіцієнт теплопередачі на стадії конденсації $K_{\text{конд}}$:

$$K_{\text{конд}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{\text{конд}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.12)$$

де $\alpha_1^{\text{конд}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від пари дистилляту, що конденсується, до зовнішньої поверхні вертикально розташованих труб, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термічний опір стінки труб з урахуванням забруднень зовнішньої і внутрішньої поверхонь труб, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки труб до охолоджуючої води, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Коефіцієнт теплопередачі на стадії охолодження конденсату $K_{\text{охол}}$:

$$K_{\text{охол}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^{\text{охол}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.13)$$

де $\alpha_1^{\text{охол}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до поверхні стінки труб, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

4.3.1. Визначення коефіцієнта тепловіддачі для охолоджуючої води (трубний простір)

Уточнюємо режим руху води в трубному просторі:

$$Re_2 = \frac{4 \cdot G_2 \cdot z}{\pi \cdot \mu_2 \cdot d_{\text{экв}} \cdot n}; \quad (4.14)$$

$$Re_2 = \frac{4 \cdot 7,62 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,767 \cdot 10^{-3} \cdot 0,021 \cdot 206} = 11702.$$

Режим руху води всередині трубного пучка турбулентний. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі α_2 використовуємо рівняння [6]:

$$Nu_2 = 0,021 \cdot \varepsilon_\ell \cdot (Re_2)^{0,8} \cdot (Pr_2)^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (4.15)$$

Множник $(Pr/Pr_{ст})^{0,25}$ можна приймати рівним одиниці при розрахунку коефіцієнтів теплопередачі для рідин, що нагріваються, припускаючи невелику погрішність убік зменшення значення коефіцієнта.

Відповідно до табл. 4.3 [6] приймаємо $\varepsilon_1=1$.

Для вирішення критеріального рівняння (4.15), визначимо фізичні властивості води при середній температурі $32,5^\circ\text{C}$ (табл. XXXIX [6]) і зведемо ці дані в таблицю 4.2.

Таблиця 4.2

Фізичні властивості води при температурі $t_{cp2}=32,5^\circ\text{C}$

Фізична характеристика	Умовне позначення	Розмірність	Значення
Теплоємність	c_2	Дж/кг·К	$4,18 \cdot 10^3$
Теплопровідність	λ_2	Вт/м·К	0,622
Коефіцієнт динамічної в'язкості	μ_2	Па·с	$0,767 \cdot 10^{-3}$
Густина	ρ_2	кг/м ³	995

Критерій Прандтля:

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2}; \quad (4.16)$$

$$Pr_2 = \frac{4,18 \cdot 10^3 \cdot 0,7576 \cdot 10^{-3}}{0,622} = 5,1;$$

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 1 \cdot 11702^{0,8} \cdot 5,1^{0,43} = 76,05.$$

Згідно з визначенням критерію Нуссельта, коефіцієнт тепловіддачі від стінки до охолоджуючої води складає:

$$\alpha_2 = \frac{\lambda_2}{d_{екв}} \cdot Nu_2; \quad (4.17)$$

$$\alpha_2 = \frac{0,622}{0,021} \cdot 76,05 = 2253 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

4.3.2. Визначення коефіцієнта тепловіддачі для стадії конденсації (міжтрубний простір)

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від пари суміші бензол-толуол, що конденсується, до зовнішньої поверхні вертикально розташованих труб скористуємось рівнянням [7]:

$$\alpha_1^{конд} = 3,78 \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 \cdot d_3 \cdot n}{\mu_1 \cdot G_1}}, \quad (4.18)$$

де d_3 – зовнішній діаметр труб, м;

n – число труб;

G_1 – витрата пари, що конденсується, кг/с;

λ_1 – коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт / м · К;

ρ_1 – густина, кг/м³;

μ_1 – динамічний коефіцієнт в'язкості конденсату, Па·с при температурі конденсації $t_{конд} = 84^0С^*$.

*При конденсації пари в розрахункових рівняннях використовуються фізичні властивості плівки конденсату при середній температурі:

$t_{конд} = 0,5(t_{конд} + t_{ст1})$, де $t_{ст1}$ – температура стінки поверхні конденсації.

Якщо $\Delta t = t_{конд} - t_{ст1}$ не перевищує 40 градусів, фізичні характеристики можуть визначатися при температурі конденсації – $t_{конд}$, що не призводить до значної помилки. З огляду на те, що середня різниця температур між теплоносіями складає 50,15 градусів, можна припустити, що різниця температур між конденсатом і зовнішньою стінкою не перевищує 40 градусів [7].

Конденсат являє собою суміш органічних рідин бензолу (вміст 90 мас.%) та толуолу (вміст 10 мас.%). Фізичні властивості цих речовин та конденсату визначені за адитивними залежностями та зведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

*Фізичні характеристики бензолу, толуолу і конденсату
при температурі $t_{\text{конд}} = 84^{\circ}\text{C}$ [6]*

Фізична характеристика	Позначення та розмірність	Значення для		
		бензолу	толуолу	конденсату
Теплопровідність	λ , Вт / м · К	0,130	0,122	0,129
Густина	ρ , кг/м ³	810	803	809
Коефіцієнт динамічної в'язкості	μ , Па · с	$0,302 \cdot 10^{-3}$	$0,335 \cdot 10^{-3}$	$0,305 \cdot 10^{-3}$

Густина суміші рідин конденсату визначається за формулою [6]:

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{\overline{x_b}}{\rho_b} + \frac{\overline{x_T}}{\rho_T}, \quad (4.19)$$

де $\overline{x_b}$, $\overline{x_T}$ – масові частки бензолу і толуолу в плівці конденсату;
 ρ_b , ρ_T , ρ_1 – густина бензолу, толуолу та конденсату відповідно.

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{0,9}{810} + \frac{0,1}{803}.$$

Звідки $\rho_1 = 809$ кг/м³.

Значення μ_1 для суміші рідин може бути обчислене за формулою [6]:

$$\lg \mu_1 = \overline{x_b} \cdot \lg \mu_b + \overline{x_T} \cdot \lg \mu_T, \quad (4.20)$$

де μ_b , μ_T , μ_1 – коефіцієнти динамічної в'язкості бензолу, толуолу і конденсату відповідно;

$\overline{x_b}$, $\overline{x_T}$ – мольні частки бензолу і толуолу в конденсаті.

$$\lg \mu_{1(84)} = 0,94 \cdot \lg 0,302 \cdot 10^{-3} + 0,06 \cdot \lg 0,335 \cdot 10^{-3};$$

$$\mu_1 = 0,305 \text{ мПа} \cdot \text{с} = 0,305 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Коефіцієнт теплопровідності сумішей рідин λ_1 не відповідає правилу адитивності, а обчислюється за залежністю [6]:

$$\lambda_1 = \lambda_b \cdot x_2 + \lambda_T(1-x_2) - 0,72 \cdot (\lambda_b - \lambda_T) \cdot x_2 \cdot (1-x_2), \quad (4.21)$$

де λ_b , λ_T – коефіцієнти теплопровідності компонентів конденсату, $\lambda_b > \lambda_T$;

x_2 – мольна частка компонента з більшою теплопровідністю.

$$\lambda_1 = 0,130 \cdot 0,94 + 0,122 \cdot 0,06 - 0,72(0,130 - 0,122) \cdot 0,9 \cdot (1 - 0,94) = 0,129 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}.$$

Тоді коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, до стінки складає:

$$\alpha_1^{\text{конд}} = 3,78 \cdot 0,129 \cdot \sqrt[3]{\frac{809^2 \cdot 0,025 \cdot 206}{0,305 \cdot 10^{-3} \cdot 1,67}} = 916 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Термічний опір стінки труб, виготовлених з неіржавкої сталі з урахуванням забруднень зовнішньої і внутрішньої поверхонь труб, розраховується:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = r_1 + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_2. \quad (4.22)$$

Відповідно до даних (табл. XXXI [6]) теплопровідність забруднень з боку води і з боку органічних рідин становить:

$$\frac{1}{r_2} = \frac{1}{r_1} = 5800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопровідності сталі $\lambda_{ст} = 17,5 \text{ Вт / м} \cdot \text{К}$ [6, табл. XXVIII]. Товщина стінки $\delta_{ст} = 0,002 \text{ м}$

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{5800} = 4,59 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

4.3.3. Визначення коефіцієнта тепловіддачі для стадії охолодження конденсату (міжтрубний простір)

Фізичні властивості конденсату розраховані за адитивними залежностями для складових компонентів бензолу, толуолу і конденсату при $t_{cp1} = 59,5^\circ\text{C}$ (табл. 4.4).

Фізичні властивості бензолу, толуолу та конденсату при $t_{cpl}=59,5^{\circ}\text{C}$

Фізична характеристика	Позначення та розмірність	Значення для		
		бензолу	толуолу	конденсату
Теплоємність	$c, \text{Дж/кг} \cdot \text{К}$	$1,84 \cdot 10^3$	$1,77 \cdot 10^3$	$1,832 \cdot 10^3$
Теплопровідність	$\lambda, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$	0,137	0,127	0,135
Густина	$\rho, \text{кг/м}^3$	836	828	835
Коефіцієнт динамічної в'язкості	$\mu, \text{Па} \cdot \text{с}$	$0,390 \cdot 10^{-3}$	$0,381 \cdot 10^{-3}$	$0,39 \cdot 10^{-3}$

Теплопровідність конденсату (суміш бензолу і толуолу) визначається за формулою (4.21) і складає:

$$\lambda_1 = 0,137 \cdot 0,94 + 0,127 \cdot 0,06 - 0,72(0,137 - 0,127) \cdot 0,94 \cdot 0,06 = 0,135 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}.$$

Густина конденсату визначається за формулою (4.18) і складає:

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{0,9}{836} + \frac{0,1}{828}.$$

Звідки $\rho_1 = 835 \text{ кг/м}^3$.

Значення μ_1 для суміші рідин визначена за формулою (4.20):

$$\mu_{1(59,5)} = 0,94 \cdot \lg 0,390 \cdot 10^{-3} + 0,06 \cdot \lg 0,381 \cdot 10^{-3};$$

$$\mu_1 = 0,390 \text{ мПа} \cdot \text{с} = 0,390 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

При русі теплоносія в міжтрубному просторі кожухотрубного конденсатора із сегментними перегородками коефіцієнт тепловіддачі розраховують за наступним рівнянням [7]:

$$\text{При } Re_1 \geq 1000 \quad Nu_1^{ox} = 0,24 \cdot Re_1^{0,6} \cdot Pr_1^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}} \right)^{0,25}; \quad (4.23)$$

$$Re_1 < 1000 \quad Nu_1^{ox} = 0,34 \cdot Re_1^{0,5} \cdot Pr_1^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}} \right)^{0,25}. \quad (4.24)$$

У рівняннях (4.23), (4.24) за визначальний геометричний розмір приймають зовнішній діаметр теплообмінних труб. Швидкість потоку

визначають для площі перетину потоку між перегородками. В обраному теплообміннику площа перетину потоку між перегородками: $S_1=0,045 \text{ м}^2$.

Швидкість руху конденсату:

$$W_1 = \frac{G_1}{S_1 \cdot \rho_1}; \quad (4.25)$$

$$W_1 = \frac{1,67}{0,045 \cdot 835} = 0,044 \text{ м / с}.$$

Критерій Рейнольдса для конденсату:

$$Re_1 = \frac{W_1 \cdot d_{екв} \cdot \rho_1}{\mu_1}; \quad (4.26)$$

$$Re_1 = \frac{0,044 \cdot 0,025 \cdot 835}{0,389 \cdot 10^{-3}} = 1983.$$

Критерій Прандтля для конденсату:

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1}; \quad (4.27)$$

$$Pr_1 = \frac{1,832 \cdot 10^3 \cdot 0,389 \cdot 10^{-3}}{0,135} = 5,28.$$

Для конденсату, що охолоджується, приймаємо [6]:

$$\left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm1}} \right)^{0,25} = 0,93.$$

За рівнянням (4.23) обчислимо критерій Нусельта та коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до поверхні теплообмінних труб:

$$Nu_1^{ox} = 0,24 \cdot 1983^{0,6} \cdot 5,28^{0,36} \cdot 0,93 = 38,66.$$

Звідки

$$\alpha_1^{охол} = Nu_1^{охол} \cdot \frac{\lambda_1^{ох}}{d_{екв}} ; \quad (4.28)$$

$$\alpha_1^{охол} = 38,66 \cdot \frac{0,135}{0,021} = 248,5 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

4.3.4. Визначення коефіцієнтів теплопередачі та розрахункової поверхні теплопередачі

Коефіцієнт теплопередачі на стадії конденсації (рівняння 4.12):

$$K_{конд} = \frac{1}{\frac{1}{916} + 4,59 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2253}} = 501 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до охолоджуючої води α_2 залишається незмінним як для стадії конденсації, так і для стадії охолодження та складає $\alpha_2 = 2253 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}$, тому коефіцієнт теплопередачі на стадії охолодження конденсату становить (ф. 4.13):

$$K_{охол} = \frac{1}{\frac{1}{248,5} + 4,59 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2253}} = 203 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

В обраному нормалізованому чотирьохходовому конденсаторі теплоносії рухаються за схемою змішаної течії. У цьому випадку середня рушійна сила повинна бути скоректована [6]:

$$\Delta t_{охол} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{охол} , \quad (4.29)$$

де $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка до середньологарифмічної різниці температур $\Delta t_{ср}$.

Однак при незначній зміні температури одного з теплоносіїв цією поправкою можна знехтувати. У нашому випадку, на стадії конденсації температура гарячого теплоносія залишається постійною, а на стадії охолодження конденсату температура холодного теплоносія змінюється усього на 4,7 градуси.

Загальна розрахункова поверхня теплопередачі становить (ф. 4.1):

$$F_{\Sigma}^p = \frac{647,2 \cdot 10^3}{502 \cdot 48} + \frac{149,45 \cdot 10^3}{203 \cdot 32,5} = 50 \text{ м}^2.$$

Як видно із розрахунків, загальна поверхня теплообміну $F_{\Sigma}^p = 50 \text{ м}^2$ менша за $F_{\Sigma} = 65 \text{ м}^2$ нормалізованого кожухотрубного конденсатора-холодильника. Це свідчить про правильність вибору теплообмінного апарата.

Запас поверхні теплопередачі визначаємо з рівняння:

$$\Delta = \frac{F_{\Sigma} - F_{\Sigma}^p}{F_{\Sigma}} \cdot 100\%; \quad (4.30)$$

$$\Delta = \frac{65 - 50}{50} \cdot 100\% = 30\%.$$

Запас поверхні теплопередачі задовольняє умові теплообміну.

4.4. Визначення кількості труб за діаметром трубної решітки та визначення діаметра кожуха апарату

Якщо труби в трубних решітках розміщені рівномірно по концентричних колах, то кількість труб по діаметру максимального кола решітки (кількість рядів) визначають за рівнянням [7]:

$$b = 2 \cdot \sqrt{\frac{n-1}{3} + 0,25}, \quad (4.31)$$

де b – кількість труб по діагоналі решітки;

n – загальна кількість труб стандартного теплообмінника, $n=206$ [7].

$$b = 2 \cdot \sqrt{\frac{206-1}{3} + 0,25} = 16,56.$$

Приймаємо $b = 17$.

Діаметр кожуха теплообмінника $D_{розр}$ визначають за рівнянням [7]:

$$D_{розр} = t(b-1) + 4 \cdot d_3 \quad (4.32)$$

де t – відстань між трубами, м;

b – кількість труб по діагоналі решітки;
 d_3 – зовнішній діаметр труб, м.

При зовнішньому діаметрі труб $d_3 = 0,02 \div 0,025$ м відстань між трубами приймають $t = 1,1 - 1,5 \cdot d_3$ [7]. Приймаємо $t = 1,2$. Відстань між останнім рядом труб та кожухом необхідно прийняти $2 d_3$.

Тоді

$$D_{розр} = 1,2 \cdot 0,025 \cdot (17 - 1) + 4 \cdot 0,025 = 0,58 \text{ м}.$$

Приймаємо стандартне значення $D_{розр} = 0,6$ м. Що відповідає параметрам вибраного теплообмінника.

Розрахунковий діаметр повинен мати незначне відхилення від значення діаметру стандартного (нормалізованого) прийнятого теплообмінника $D_{розр} \approx D_n$.

4.5. Перевірка можливості використання конденсатора зі стандартними штуцерами та вибір фланцевих з'єднань

Стандартні штуцери підбираються за діаметром кожуха $D_{розр}$ та числом ходів трубного простору нормалізованого теплообмінника (табл. 3, додаток 3).

4.5.1. Діаметр умовного проходу штуцерів

Трубний простір:

- вхід та вихід охолоджуючої води $d_B = 150$ мм.

Міжтрубний простір:

- вхід пари $d_n = 200$ мм;
- вихід конденсату $d_k = 150$ мм.

4.5.2. Швидкість руху води в штуцерах трубного простору складає

$$w_{\epsilon} = \frac{G_{\epsilon}}{S_{тр}} = \frac{G_{\epsilon}}{0,785 \cdot \rho_{\epsilon} \cdot d_{\epsilon}^2}, \quad (4.33)$$

де G_B – масова об'ємна секундна витрата води, $G_B = 7,62$ кг/с;

$$w_{\epsilon} = \frac{7,62}{0,785 \cdot 995 \cdot 0,15^2} = 1,45 \text{ м / с}.$$

4.5.3. Швидкість руху пари, що надходить на конденсацію у вхідний штуцер

$$w_n = \frac{G_n}{0,785 \cdot \rho_n \cdot d_n^2}, \quad (4.34)$$

де G_n – витрата пари, кг/с;

ρ_n – густина пари, що конденсується, кг/м³;

Густина пари визначається за рівнянням [6]:

$$\rho_n = \left[y_b \cdot \frac{M_b}{22,4} + (1 - y_b) \cdot \frac{M_T}{22,4} \right] \cdot \frac{273}{T}, \quad (4.35)$$

де y_b – мольна частка бензолу в парі, $y_b = x_p = 0,9$;

M_b, M_T – мольні маси бензолу і толуолу, відповідно;

T – температура пари, $T = T_{\text{конд}} = 84^\circ\text{C} + 273 = 357 \text{ K}$.

$$\rho_n = \left[0,94 \cdot \frac{78}{22,4} + (1 - 0,94) \cdot \frac{92}{22,4} \right] \cdot \frac{273}{357} = 2,7 \text{ кг} / \text{м}^3.$$

Тоді

$$w_n = \frac{1,67}{0,785 \cdot 2,7 \cdot (0,2)^2} = 19,6 \text{ м} / \text{с}.$$

4.5.4. Швидкість руху охолодженого конденсату в штуцері міжтрубного простору

$$w_n = \frac{G_p}{0,785 \cdot \rho_k \cdot d_k^2}, \quad (4.36)$$

де G_k – масова витрата конденсату, кг/с, $G_k = G_p = 1,67 \text{ кг/с}$;

ρ_k – густина конденсату, кг/м³ при $t_{1k} = 35^\circ\text{C}$;

d_k – діаметр штуцера міжтрубного простору для виходу конденсату, м.

Густина конденсату при температурі 35°C визначається за рівнянням (4.19):

$$\frac{1}{\rho_k} = \frac{0,9}{863} + \frac{0,1}{852}.$$

Звідки $\rho_1 = 862 \text{ кг/м}^3$.

Тоді швидкість конденсату складає

$$w_k = \frac{1,67}{0,785 \cdot 862 \cdot 0,15^2} = 0,11 \text{ м/с}.$$

Розраховану швидкість руху теплоносіїв порівнюємо згідно з таблицею 4.5 у залежності від виду теплоносія та робочих умов [6].

Швидкість руху теплоносіїв у штуцерах конденсатора знаходиться в межах оптимальних значень. Заміна стандартних штуцерів не потрібна.

Таблиця 4.5

№ п/п	Вид теплоносія	Швидкість, w, м/с
1	Гази при природній тязі	2 ÷ 4
2	Гази при атмосферному тиску	5 ÷ 20
3	Рідина при русі самотечією	0,1 ÷ 0,5
4	Рідина в напірних трубопроводах	0,5 ÷ 2,5
5	Водяна пара при абсолютному тиску $P_{\text{абс}} \geq 0,5 \text{ кг/см}^2$ $P_{\text{абс}} = 0,2 - 0,5 \text{ кг/см}^2$	15 ÷ 40 40 ÷ 60

За прийнятими діаметрами штуцерів підбирають стандартні фланці [8], наприклад, фланець тип І; замальовують ескіз фланця з вказаними характеристичними розмірами (рис. 4.3), на основі яких складають таблицю 4.6.

Вибір типу фланців визначається абсолютним тиском в апараті P_y та ступенем агресивності теплоносіїв.

Ескіз фланця (тип І)

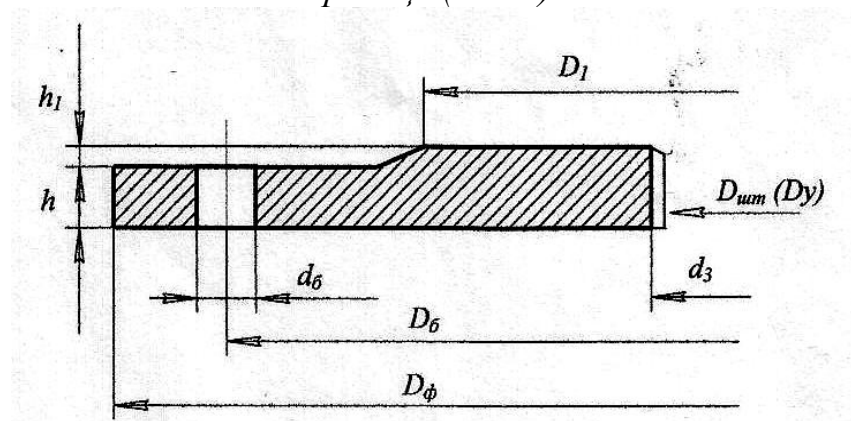


Рис. 4.3

Характеристика фланців (тип I)

Призначення патрубків	P_y , МПа	$D_{шт}$, (D_y)	d_3 , мм	$D_{ф}$, мм	D_6 , мм	D_1 , мм	d_6 , мм	Z, кількість болтів	h, мм	Маса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Для введення пари	0,25	200	219	315	280	258	M16	8	19	5,89
Для виведення конденсату (дистиляту)	0,25	150	159	260	225	202	M16	8	17	4,39
Для введення та виведення холодного теплоносія (води)	0,25	150	159	280	240	212	M20	8	21	6,62
Для кришки та днища апарата	0,25	600	630	755	705	670	M24	20	20	2,14

Кришка і днище апарата та фланців для них підбираються за значенням діаметра кожуха стандартного теплообмінника $D_K = 600$ мм та тиском в апараті $P_y = 0,25$ МПа.

Для теплообмінників найбільш розповсюдженні кришки та днища еліптичної форми. Для простоти виготовлення апарата рекомендується використовувати еліптичну кришку та днище з відбортунням (рис. 4.4) [8].

Характеристичні розміри кришки та днища можна навести на ескізі або у вигляді таблиці.

Ескіз еліптичної кришки (днища) з відбортунням

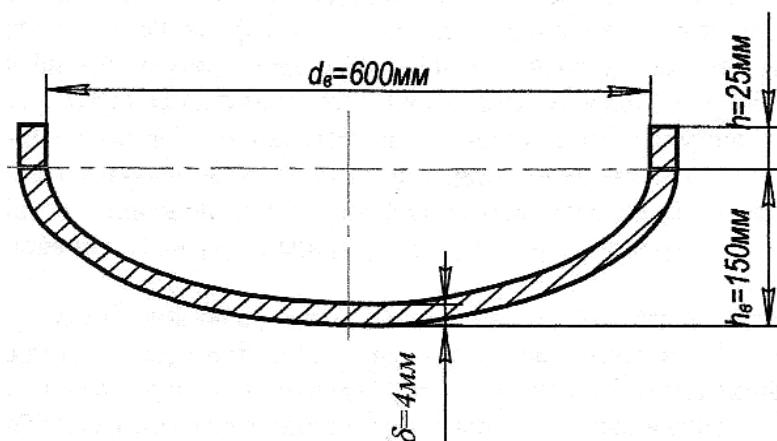


Рис. 4.4

5. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОНДЕНСАТОРА-ХОЛОДИЛЬНИКА

Гідравлічний розрахунок виконується для трубного простору апарата, по якому рухається холодний теплоносій вода (рис. 4.2).

Втрата тиску в трубному просторі конденсатора (гідравлічний опір) складається з втрат за рахунок сил тертя (прямолінійні ділянки труб) і місцевих опорів (вхідна та вихідна камера, вхід та вихід з труб, повороти).

Втрату тиску ($\Delta P_{\text{г.оп.}}$) у трубному просторі в загальному випадку визначають за формулою [6]:

$$\Delta P_{\text{г.оп.}} = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{екв}}} + \sum \xi \right) \cdot \rho_2 \cdot \frac{\omega_2^2}{2}, \quad (5.1)$$

де λ – коефіцієнт тертя;

$l, d_{\text{екв}}$ – відповідно довжина й еквівалентний діаметр труб;

ρ – густина холодної води при середній температурі.

Довжина шляху холодної води дорівнює добутку довжини труб на число ходів $\ell = L \cdot z$.

Швидкість води в трубах:

$$\omega_{2\text{тр}} = \frac{4V_2 \cdot z}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n}; \quad (5.2)$$

де V_2 – об'ємна секундна витрата води (розділ 4).

$$\omega_{2\text{тр}} = \frac{4 \cdot 7,65 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 206} = 0,43 \text{ м / с }.$$

Швидкість води в штуцерах:

$$\omega_{2\text{шт}} = \omega_{2\text{тр}} \cdot \frac{d_{\text{тр}}^2 \cdot n}{d_{\text{шт}}^2 \cdot z}, \quad (5.3)$$

де $d_{\text{тр}} = 0,021$ м;

$d_{\text{шт}} = 0,15$ м;

n – кількість труб у конденсаторі, 206;

z – число ходів, 4.

$$\omega_{2\text{шт}} = 0,43 \cdot \frac{0,021^2 \cdot 206}{0,15^2 \cdot 4} = 0,43 \text{ м / с}.$$

Коефіцієнт тертя визначають у залежності від режиму руху і шорсткості труб:

$$\text{Re} = \frac{\omega_{2\text{тр}} \cdot d_{\text{екв}} \cdot \rho_{\text{в}}}{\mu_2}; \quad (5.4)$$

$$\text{Re} = \frac{0,43 \cdot 0,021 \cdot 996}{0,767 \cdot 10^{-3}} = 11726.$$

При турбулентному режимі для розрахунку коефіцієнта тертя (λ) використовуємо формулу [5]:

$$\lambda = 0,25 \cdot \left\{ \lg \left[\frac{e}{3,7} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}, \quad (5.5)$$

де $e = \Delta / d_{\text{вн}}$ – відносна шорсткість труб;

Δ – висота виступів шорсткості (у розрахунках можна прийняти $\Delta = 0,2$ мм).

$$\lambda = 0,25 \cdot \left\{ \lg \left[\frac{0,2}{3,7} + \left(\frac{6,81}{11726} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2} = 0,0427.$$

Коефіцієнти місцевих опорів потоку, що рухаються в трубному просторі, згідно з табл. 5.1 мають значення:

$\xi_{\text{шт}} = 1,5$ – вхідна і вихідна камери;

$\xi_2 = 2,5$ – поворот між ходами;

$\xi_3 = 1$ – вхід у труби і вихід з них.

Місцевий опір на вході в розподільну камеру і на виході з неї варто розраховувати за швидкістю руху води в штуцерах; на вході в труби і виході з них і при повороті між ходами за швидкістю руху води в трубах. Тоді розрахункова формула для визначення гідравлічного опору в трубному просторі має вигляд:

Таблиця 5.1

Значення коефіцієнтів місцевого опору для кожухотрубних багатоходових теплообмінників

№ п/п	Вид опору	Коефіцієнт місцевого опору ξ	Кількість ходів Z	Сума коефіцієнтів $\Sigma \xi$
1	Вхідна та вихідна камери (штуцера)	$\xi_{шт} = \xi_1 = 1,5$	1	$1,5 \cdot 2 = 3$
			2	- « -
			4	- « -
			6	- « -
2	Вхід в труби та вихід з них	$\xi_{тр3} = 1$	1	$1 \cdot 1 = 1$
			2	$1 \cdot 4 = 4$
			4	$1 \cdot 8 = 8$
			6	$1 \cdot 12 = 12$
3	Поворот на 180° з однієї секції в іншу	$\xi_{тр2} = 2,5$	1	—
			2	$2,5 \cdot 1 = 2,5$
			4	$2,5 \cdot 3 = 7,5$
			6	$2,5 \cdot 5 = 12,5$

$$\Delta P_{г.оп.} = \lambda \cdot \frac{L \cdot z}{d_{вн}} \cdot \frac{\omega_{2(тр)}^2 \cdot \rho_2}{2} + [\xi_{тр2}(z-1) + 2 \cdot \xi_{тр3} \cdot z] \cdot \rho_2 \cdot \frac{\omega_{2(тр)}^2}{2} + 2 \cdot \xi_{шт} \cdot \rho_2 \cdot \frac{\omega_{2(шт)}^2}{2}; \quad (5.6)$$

$$\Delta P_{г.оп.} = 0,0425 \cdot \frac{4 \cdot 4}{0,021} \cdot \frac{0,43^2 \cdot 996}{2} + [2,5(4-1) + 2 \cdot 1 \cdot 4] \cdot 996 \cdot \frac{0,43^2}{2} + 2 \cdot 1,5 \cdot 996 \cdot \frac{0,43^2}{2} = 4684 \text{ Па.}$$

Одержанні дані за гідравлічним опором $\Delta P_{г.оп.}$ використовуються при розрахунках потужності насоса та вибору його конструкції.

Доповнення

1. Дані методичні вказівки можна використовувати також для розрахунку теплообмінника-дефлегматора для конденсації пари при ректифікації. У цьому випадку розрахунок спрощується – потрібно розглянути тільки одну стадію конденсації без охолодження конденсату. Визначається поверхня теплообміну, що забезпечує даний процес.

2. Для студентів технологічних спеціальностей кінцевим розділом розрахунково-пояснювальної записки курсового проекту є розділ 5 даних методичних вказівок “Гідравлічний розрахунок конденсатора-холодильника”.

Студенти механічних спеціальностей виконують подальші розрахунки розділу 6 (“Механічний розрахунок холодильника-конденсатора”).

6. МЕХАНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНИКА -КОНДЕНСАТОРА

6.1. Визначення товщини кожуха (обичайки) холодильника - конденсатора

Головним елементом більшості хімічних апаратів є обичайка. Для кожухотрубного теплообмінника вона має назву “кожух”. Він має циліндричну форму, яка відрізняється простотою виготовлення, раціональною витратою матеріалу і достатньою міцністю.

Циліндричні обичайки із сталі та інших пластичних металевих матеріалів при надлишковому тиску в апараті до 10 МПа виготовляють вальцюванням листів з наступною варкою стиків. При великому тиску обичайку виготовляють з поковок.

Товщину кожуха теплообмінника, що знаходиться під внутрішнім надмірним тиском P (МПа), розраховують за формулою

$$\delta = \frac{D \cdot P}{2 \cdot \sigma_d \cdot \varphi} + C_k + C_{окр}, \quad (6.1)$$

де D – зовнішній, або внутрішній діаметр кожуха, м;

σ_d – допущена навантаження на розтягування, для матеріалу кожуха, Н / м².

Для сталі марки Х18Н10Т при $t = 150^\circ\text{C}$ можна прийняти $\sigma_d = 140 \text{ МН} / \text{м}^2$ [8], [9].

φ – коефіцієнт, який враховує послаблення обичайки через зварний шов = 0,8. Приймають $\varphi = 0,7 \div 1,0$ в залежності від типу зварного шва [8] або розраховують за рівнянням

$$\varphi = \frac{D - d}{D}, \quad (6.2)$$

де D – внутрішній діаметр кожуха, м;

d – діаметр отвору, м;

P – надмірний тиск в апараті, МПа;

C_k – добавка товщини з врахуванням корозії, м. Приймають

$C_k \approx 0,001 \text{ м}$, або розраховують наступним чином [8]:

$$C_k = \Pi \cdot \tau_a, \quad (6.3)$$

де τ_a – амортизаційний термін служби апарата (можна прийняти 10 років);

Π – корозійна проникливість, приймають при відсутності даних

$\Pi = 0,001 \text{ м} / \text{рік}$;

$C_{окр}$ – добавка товщини обичайки до отриманого сумарного нормалізованого значення, м. Приймаємо $C_{окр} = 0,0014 \text{ м}$ [8].

Тоді товщина кожуха

$$\delta = \frac{0,6 \cdot 0,25}{2 \cdot 140 \cdot 0,8} + 0,001 + 0,0014 = 0,003 \text{ м}.$$

Визначена товщина кожуха (обичайки) апарата повинна відповідати умовам:

$$\frac{(\delta - C_k)}{D} \leq 0,1. \quad (6.4)$$

Визначена товщина кожуха (обичайки) апарату відповідає умовам:

$$\frac{0,003 - 0,001}{0,6} = 0,003 < 0,1$$

6.2. Визначення товщини днища холодильника-конденсатора

Складовими елементами корпусу кожухотрубного теплообмінника є днища, які звичайно виготовляються з того ж матеріалу, що й обичайки, та й приварюються до неї. Форма днища може бути еліптичною, сферичною, конусною або пласкою.

Найбільш раціональною формою днищ для циліндричних апаратів є еліптична. Еліптичні днища виготовляють з листового прокату штамповкою і можуть використовуватись в апаратах, в тому числі і в кожухотрубних теплообмінниках, які працюють з надмірним тиском до 10 МПа.

Товщину стандартних еліптичних кришок δ_k та днищ δ_o , що працюють під надмірним тиском P , МПа, розраховують за рівнянням 6.1 при умові, що

$$\frac{(\delta - C_k)}{D} \leq 0,125.$$

При цьому коефіцієнт послаблення днища неукріпленим центрально розташованим отвором можна прийняти $\phi = 0,9 \div 0,95$ [8], або розрахувати за рівнянням 6.2.

Приймаємо коефіцієнт послаблення кришки $\phi = 0,5$ [8].

Тоді товщина кришки

$$\delta_k = \frac{0,6 \cdot 0,25}{2 \cdot 140 \cdot 0,5} + 0,001 + 0,002 = 0,004 \text{ м}.$$

Визначена товщина стандартних еліптичних кришок відповідає умові:

$$\frac{0,004 - 0,001}{0,6} = 0,005 < 0,125.$$

Приймаємо коефіцієнт послаблення днища $\varphi = 1,0$ [8].

Товщина днища визначається за рівнянням 6.2.

$$\delta_d = \frac{0,6 \cdot 0,25}{2 \cdot 140 \cdot 1,0} + 0,001 + 0,0015 = 0,003 \text{ м}.$$

Визначена товщина стандартних еліптичних днищ відповідає умові:

$$\frac{0,003 - 0,001}{0,6} = 0,003 < 0,125.$$

6.3. Визначення товщини трубних решіток кожухотрубного холодильника-конденсатора

Одним із основних елементів кожухотрубних теплообмінників є трубні решітки. Це перегородки, в яких закріплюються труби та за рахунок яких трубний простір відокремлюється від міжтрубного.

При конструюванні теплообмінника одночасно з проведенням теплотехнічного розрахунку потрібно вибрати спосіб розміщення та кріплення труб у трубній решітці, конструкцію трубної решітки та розрахувати її товщину [8].

Найбільш раціональною, з точки зору щільності упаковки труб, є їх розміщування по вершинах рівносторонніх або концентричних колах трикутників. Розміщення труб по вершинах квадратів доцільне при необхідності чищення міжтрубного простору.

Крок між трубами залежить від зовнішнього діаметра $d_{\text{зов}}$ та способів їх кріплення. Кріплення труб у трубних решітках проводять зварюванням, пайкою або розвальцюванням.

Розрахунок товщини трубної решітки залежить від її типу та конструкції теплообмінника.

Товщину нерухомої трубної решітки визначають у двох місцях: посередині h та зовні h_1 .

Товщина трубної решітки в її середині h визначається за рівнянням [8]:

$$h = K \cdot D_n \sqrt{\frac{P}{\varphi_0 \cdot \sigma_{\text{ід}}}} + C_k + C_{\text{ок}}, \quad (6.5)$$

де K – коефіцієнт, що залежить від типу решітки. Для трубної решітки типу I приймаємо $K = 0,47$ [8].

D_n – діаметр ущільнюючої прокладки. Приймають на декілька (3 ÷ 5 мм) більше від зовнішнього діаметра кожуха теплообмінника, або визначають із довідкової літератури [8] у залежності від типу прокладки;

P – надлишковий тиск в апараті, МПа;

$\sigma_{\text{ід}}$ – допустиме напруження матеріалу, для матеріалу решітки – сталь Х18Н10Т прийняти $\sigma_{\text{ід}} = 140 \text{ МН} / \text{м}^2$ (розділ 6.1);

φ_0 – коефіцієнт послаблення решітки отворами для труб, розраховується за рівнянням

$$\varphi_0 = \frac{D_n - \sum d_0}{D_n}, \quad (6.6)$$

де $\sum d_0$ – сума діаметрів отворів по діаметру решітки, визначається за рівнянням:

$$\sum d_0 = b \cdot d_{\text{зов}}; \quad (6.7)$$

$$\sum d_0 = 17 \cdot 0,025 = 0,425,$$

де b – число труб, розташованих по діаметру решітки (розділ 4.9);

$d_{\text{зов}}$ – зовнішній діаметр стандартних трубок (0,020 або 0,025 м).

Значення величин C_k та $C_{\text{окр}}$ – приймають згідно з розділом 6.1 (рівняння 6.1, 6.3).

Тоді товщина трубної решітки

$$h = 0,47 \cdot 0,6 \sqrt{\frac{0,25}{0,29 \cdot 140}} + 0,001 + 0,009 = 0,03 \text{ м}.$$

Товщина зовнішньої частини решітки h_1 не залежить від конструкції теплообмінника і визначається за формулою [8]

$$h_1 = K_1 \cdot D_n \sqrt{\frac{P}{\sigma_{i.d}}} + C_k + C_{окр} \quad (6.8)$$

де K_1 – коефіцієнт, що залежить від типу решітки, для решітки тип I прийняти

$K_1 = 0,28$; для решітки тип II – $K = 0,36$.

Таким чином, при визначенні h_1 , не враховується коефіцієнт ослаблення решітки φ_0 .

$$h_1 = 0,28 \cdot 0,6 \sqrt{\frac{0,25}{140}} + 0,001 + 0,003 = 0,01 \text{ м}.$$

6.4. Розрахунок опор кожухотрубного конденсатора-холодильника

Вибір типу опори залежить від наступних умов: місця встановлення апарата, співвідношення висоти (H) та діаметра апарата (D), його маси та інше.

Для кожухотрубних теплообмінників з еліптичними днищами, що встановлюються на фундамент у середині приміщення, а також при $H/D < 5$, рекомендують застосувати опори, зображені на рисунку 6.1,а.

Якщо, кожухотрубний теплообмінник необхідно підвішувати між перекриттям, або встановити на спеціальні опорні конструкції, то для цієї мети застосовують лапи (рис. 6.1,б).

Опори для горизонтальних теплообмінників можуть бути знімними або жорстко з'єднаними з апаратом.

Розрахунок опор для кожухотрубного теплообмінника проводять із допущення, що відношення вильоту l до висоти ребра h рівне 0,5. Товщину ребра опори (лапи) δ визначають за рівнянням [8]

$$\delta = \frac{2,24 \cdot G_{\max}}{K \cdot n \cdot Z \cdot \ell \cdot \sigma_{сд}} + C_k + C_{окр}, \quad (6.9)$$

де $G_{\max}$ – максимальна вага апарата при гідравлічних випробуваннях, МН;

K – коефіцієнт, що залежить від відношення l/δ , рекомендують прийняти 0,6 [8];

n – кількість лап (не менше двох). Приймаємо $n=4$;

Z – кількість ребер в одній лапі (одне або два);

$\sigma_{сд}$ – допустиме напруження на стискання, рекомендують прийняти рівним $100 \text{ МН} / \text{м}^2$ [8];

l – виліт лапи, залежить від конструкції лапи, для 2-х реберної лапи $l = 0,2 \text{ м}$ [8];

$(C_k + C_{окр})$ – добавка товщини ребра лапи за рахунок корозії та округлення, прийняти відповідно до розділу 6.1.

Максимальну вагу теплообмінника-конденсатора, зафіксовану при гідравлічних випробуваннях G_{max} , визначають за формулою

$$G_{max} = G_{ап} + G_v, \quad (6.10)$$

де $G_{ап}$ – вага стандартного нормалізованого теплообмінника, визначається, як:

$$G_{ап} = \frac{M \cdot g}{10^6}, \quad (6.11)$$

де M – маса стандартного нормалізованого апарата складає 2290 кг (табл. 2.8 [7] або додаток 4, табл. 4);

G_v – вага води при гідравлічних випробуваннях визначається, як:

$$G_v = \frac{0,785 \cdot D^2 \cdot H \cdot \rho_{води} \cdot g}{10^6}, \quad (6.12)$$

Типи опор для кожухотрубних теплообмінників

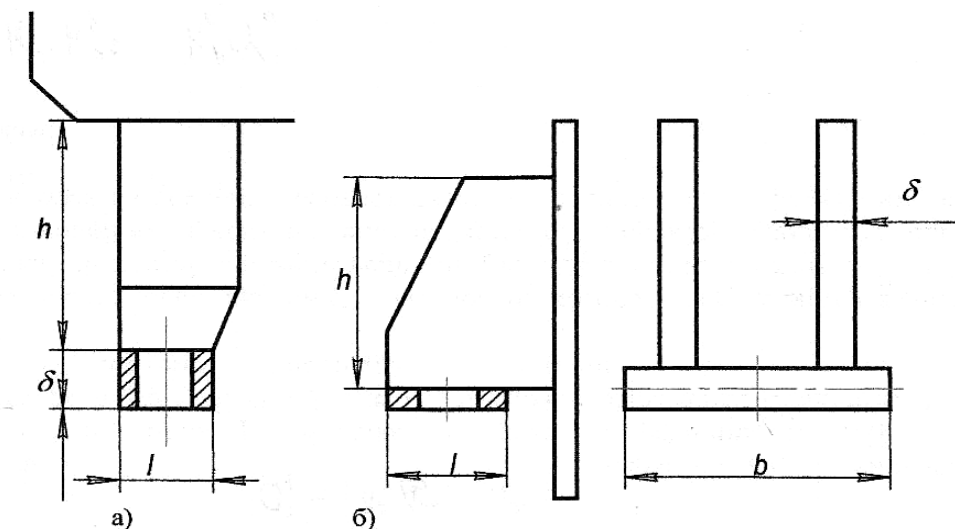


Рис. 6.1

де D – діаметр кожуха стандартного теплообмінника, м;

H – висота стандартного теплообмінника, знаходиться, як сума висоти труб, кришки та днища, м;

$\rho_{води}$ – густина води, прийняти 1000 кг/м^3 .

$$G_B = \frac{0,785 \cdot 0,6^2 \cdot 4,35 \cdot 1000 \cdot 9,8}{10^6} = 0,012 \text{ МН};$$

$$G_{\max} = 0,012 + 0,022 = 0,016 \text{ м.}$$

Тоді

$$\delta = \frac{2,24 \cdot 0,034}{0,6 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0,2 \cdot 100} + 0,014 + 0,001 = 0,016 \text{ м.}$$

Товщину опорної частини (лапи) приймають не менше δ .

Міцність зварних швів повинна відповідати умові:

$$\frac{G_{\max}}{n} \leq 0,7 \cdot l_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}} \cdot \tau_{\text{ш.с}}, \quad (6.13)$$

де n – число лап;

$l_{\text{ш}}$ – довжина зварного шва, $l = 4 \cdot (h + \delta)$, м;

$h_{\text{ш}}$ – катет зварного шва, приймають 0,008 м [8];

$\tau_{\text{ш.с}}$ – допущене напруження матеріалу зварного шва на зріз ($\tau_{\text{ш.с}} = 80 \text{ МН/м}^2$) [8].

$$\frac{0,034}{4} = 0,0085 \text{ МН} \leq 0,7 \cdot 4 \cdot (0,4 + 0,016) \cdot 0,008 \cdot 80 = 0,745 \text{ МН},$$

тобто міцність забезпечена.

Примітка: Вибір стандартної опори, або лап та їх кількість залежить від типу теплообмінника та його максимальної ваги $G_{\max}$. Типи опор апаратів та їх характеристики надані в довідниковому посібнику [8, с. 330].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Завдання до виконання курсового проекту з курсу “Процеси та апарати хімічної технології” для студентів V курсу заочної форми навчання / Укл.: А.К. Бучинський, Т.П. Єльцова, Т.Ю. Гіріч та інші. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2002. – 15 с.
2. Завдання до виконання курсового проекту з курсу “Процеси та апарати хімічної технології” для студентів IV–V курсів усіх спеціальностей і форм навчання / Укл.: А.К. Бучинський, Т.П. Єльцова, Т.Ю. Гіріч, В.С. Коваленко та інші. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2000. – 13 с.
3. Методичні вказівки до оформлення курсового проекту з курсу “Основні процеси та апарати хімічної технології” для студентів IV–V курсів усіх

- спеціальностей і форм навчання / Укл.: В.І. Зражевський, М.І. Шишков. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2001. – 28 с.
4. Химическая энциклопедия. – М: Советская энциклопедия. - В 5-ти т.
 5. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: Химия, 1971. – 784 с.
 6. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.
 7. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Под редакцией Дытнерского Ю.И., 2–е изд., перераб. и дополн. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
 8. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник – Л.: Машиностроение, 1971. – 748 с.
 9. Иоффе И.А. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии. – Л.: Химия, 1991. – 352 с.

Таблиця 1. Параметри кожухотрубних теплообмінників та холодильників
(ДОСТ 15118 – 79, ДОСТ 15120 – 79, ДОСТ 15122 – 79)

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходів*	Загальне число труб, шт	Поверхня теплообміну (в м ²)** при довжині труб, м							Площа перерізу потоку, 10 ² м ²		Площа перерізу одного ходу по трубам, 10 ² м ²
				1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	у вирізі перегородок	між перегородками	
159	20x2	1	19	1,0	2,0	2,5	3,5	–	–	–	0,3	0,5	0,4
	25x2	1	13	1,0	1,5	2,0	3,0	–	–	–	0,4	0,8	0,5
273	20x2	1	61	4,0	6,0	7,5	11,5	–	–	–	0,7	1,0	1,2
	25x2	1	37	3,0	4,5	6,0	9,0	–	–	–	0,9	1,1	1,3
325	20x2	1	100	–	9,5	12,5	19,0	25,0	–	–	1,1	2,0	2,0
		2	90	–	8,5	11,0	17,0	22,5	–	–	1,1	1,6	0,9
	25x2	1	62	–	7,5	10,0	14,5	19,5	–	–	1,3	2,9	2,1
		2	56	–	6,5	9,0	13,0	17,5	–	–	1,3	1,5	1,0
400	20x2	1	181	–	–	23,0	34,0	46,0	68	–	1,7	2,5	3,6
		2	166	–	–	21,0	31,0	42,0	63	–	1,7	3,0	1,7
	25x2	1	111	–	–	17,0	26,0	35,0	52	–	2,0	3,1	3,8
		2	100	–	–	16,0	24,0	31,0	47	–	2,0	2,5	1,7
600	20x2	1	389	–	–	49,0	73,0	98,0	147	–	4,1	6,6	7,8
		2	370	–	–	47,0	70,0	93,0	139	–	4,1	4,8	3,7
		4	334	–	–	42,0	63,0	84,0	126	–	4,1	4,8	1,6
		6	316	–	–	40,0	60,0	79,0	119	–	3,7	4,8	0,9
	25x2	1	257	–	–	40,0	61,0	81,0	121	–	4,0	5,3	8,9
		2	240	–	–	38,0	57,0	75,0	113	–	4,0	4,5	4,2
		4	206	–	–	32,0	49,0	65,0	97	–	4,0	4,5	1,8
		6	196	–	–	31,0	46,0	61,0	91	91	3,7	4,5	1,1
800	20x2	1	717	–	–	90,0	135,0	180,0	270	405	6,9	9,1	14,4
		2	690	–	–	87,0	130,0	173,0	260	390	6,9	7,0	6,9
		4	638	–	–	80,0	120,0	160,0	240	361	6,9	7,0	3,0
		6	618	–	–	78,0	116,0	155,0	233	349	6,5	7,0	2,0
	25x2	1	465	–	–	73,0	109,0	146,0	219	329	7,0	7,9	16,1
		2	442	–	–	69,0	104,0	139,0	208	312	7,0	7,0	7,7
		4	404	–	–	63,0	95,0	127,0	190	285	7,0	7,0	3,0
		6	384	–	–	60,0	90,0	121,0	181	271	6,5	7,0	2,2
1000	20x2	1	1173	–	–	–	221,0	295,0	442	663	10,1	15,6	23,6
		2	1138	–	–	–	214,0	286,0	429	643	10,1	14,6	11,4
		4	1072	–	–	–	202,0	269,0	404	606	10,1	14,6	5,1
		6	1044	–	–	–	197,0	262,0	393	590	9,6	14,6	3,4
	25x2	1	747	–	–	–	176,0	235,0	352	528	10,6	14,3	25,9
		2	718	–	–	–	169,0	226,0	338	507	10,6	13,0	12,4
		4	666	–	–	–	157,0	209,0	314	471	10,6	13,0	5,5
		6	642	–	–	–	151,0	202,0	302	454	10,2	13,0	3,6
1200	20x2	1	1701	–	–	–	–	427,0	641	961	14,5	18,7	34,2
		2	1658	–	–	–	–	417,0	625	937	14,5	17,6	16,5
		4	1580	–	–	–	–	397,0	595	893	14,5	17,6	7,9
		6	1544	–	–	–	–	388,0	582	873	13,1	17,6	4,9
	25x2	1	1083	–	–	–	–	340,0	510	765	16,4	17,9	37,5
		2	1048	–	–	–	–	329,0	494	740	16,4	16,5	17,9
		4	986	–	–	–	–	310,0	464	697	16,4	16,5	8,4
		6	958	–	–	–	–	301,0	451	677	14,2	16,5	5,2

*Холодильники діаметром 325 мм та більше можуть бути тільки з числом ходів 2,4 або 6.

** Розрахована за зовнішнім діаметром.

Таблиця 2. Параметри кожухотрубних конденсаторів та випарників
(ДОСТ 15119 – 79, ДОСТ 15121 – 79)

D кожуха, мм	d труб, мм	Число ходів*	Загальне число труб, шт	Поверхня теплообміну (в м ²)** при довжині труб, м				Площа перерізу одного ходу по трубах, 10 ² м ²
				2,0	3,0	4,0	6,0	
600	20x2	2	370	–	70	93	139	0,037
		4	334	–	63	84	126	0,016
		6	316	–	60	79	119	0,009
	25x2	1	257	40	61	81	–	–
		2	240	–	57	75	113	0,042
		4	206	–	49	65	97	0,018
		6	196	–	46	61	91	0,011
800	20x2	2	690	–	130	173	260	0,069
		4	638	–	120	160	240	0,030
		6	618	–	116	155	233	0,020
	25x2	1	465	73	109	146	–	–
		2	442	–	104	139	208	0,077
		4	404	–	95	127	190	0,030
		6	384	–	90	121	181	0,022
1000	20x2	2	1138	–	214	286	429	0,114
		4	1072	–	202	269	404	0,051
		6	1044	–	197	262	393	0,034
	25x2	1	747	117	176	235	–	–
		2	718	–	169	226	338	0,124
		4	666	–	157	209	314	0,055
		6	642	–	151	202	302	0,036
1200	20x2	2	1658	–	–	417	625	0,165
		4	1580	–	–	397	595	0,079
		6	1544	–	–	388	582	0,049
	25x2	1	1083	–	256	340	–	–
		2	1048	–	–	329	494	0,179
		4	986	–	–	310	464	0,084
		6	958	–	–	301	451	0,052
1400	20x2	2	2298	–	–	–	865	0,230
		4	2204	–	–	–	831	0,110
		6	2162	–	–	–	816	0,072
	25x2	1	1545	–	372	486	–	–
		2	1504	–	–	–	708	0,260
		4	1430	–	–	–	673	0,118
		6	1396	–	–	–	657	0,080

*Випарники можуть бути тільки одноходовими.

**Розрахована за зовнішнім діаметром труб.

Додаток 3

Таблиця 3. Діаметри умовного проходу штуцерів кожухотрубних теплообмінників

D кожуха, мм	Діаметр (в мм) умовного проходу штуцерів для трубного простору при числі ходів по трубах				Діаметри умовного проходу штуцерів для міжтрубного простору, мм
	1	2	3	4	
159	80	–	–	–	80
273	100	–	–	–	100
325	150	100	–	–	100
400	150	150	–	–	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	150	300
1200	350	350	250	200	350
1400	–	350	250	200	–

Додаток 4

Таблиця 4. Маса кожухотрубних теплообмінників, холодильників, випарників та конденсаторів зі стальними трубами (ДОСТ 15119 – 79, ДОСТ 15121 – 79)

Р, МПа	D кожуха, мм	Число ходів	Труби ø 20x2 мм, довжиною, м						Труби ø 25x2 мм, довжиною, м					
			1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0
Маса теплообмінників та холодильників, кг, не більше														
1,6	159	1	196	217	263	—	—	—	192	211	255	—	—	—
1,6	273	1	388	455	590	—	—	—	465	527	649	—	—	—
1,6	325	1	495	575	735	895	—	—	485	540	680	820	—	—
1,6	325	2	510	575	740	890	—	—	485	550	690	820	—	—
1,0	400	1	—	860	1130	1430	1850	—	—	780	1035	1290	1750	—
1,0	400	2	—	870	1090	1370	1890	—	—	820	1040	1260	1600	—
1,0	600	1	—	1540	1980	2480	3450	—	—	1350	1810	2410	3150	—
1,0	600	2, 4, 6	—	1650	2100	3500	3380	—	—	1480	1890	2290	3130	—
1,0	800	1	—	2560	3520	4150	5800	8400	—	2280	3130	3720	5360	7400
1,0	800	2, 4, 6	—	2750	3550	4350	5950	8500	—	2520	3230	3950	5360	7480
0,6	1000	1	—	—	5000	6250	9030	12800	—	—	4500	5600	7850	11200
0,6	1000	2, 4, 6	—	—	5450	6750	9250	12850	—	—	4850	6100	8166	11400
0,6	1200	1	—	—	—	9000	12800	18400	—	—	—	8000	11250	16000
0,6	1200	2, 4, 6	—	—	—	9750	13400	18900	—	—	—	8700	11860	16550
1,0	600	1	—	—	—	—	—	—	—	1340	1760	2180	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	1970	2420	3320	—	—	—	1780	2220	2930	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	1400	1790	2200	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	2050	2510	3450	—	—	—	1850	2250	3060	—
1,0	800	1	—	—	—	—	—	—	—	2300	3200	3660	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	3600	4400	5900	—	—	—	3200	3900	5200	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	2400	3350	3840	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	3850	4500	6100	—	—	—	3450	4050	5600	—
1,0	1000	1	—	—	—	—	—	—	—	3600	4850	5950	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	5450	6700	9250	—	—	—	4950	6100	8120	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	3800	5000	6050	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	5750	7100	9700	—	—	—	5250	6350	8650	—
1,0	1200	1	—	—	—	—	—	—	—	—	6700	8150	—	—
1,0		2, 4, 6	—	—	—	10100	13450	—	—	—	—	9100	12000	—
1,6		1	—	—	—	—	—	—	—	—	7000	8600	—	—
1,6		2, 4, 6	—	—	—	10400	13700	—	—	—	—	9380	12150	—
0,0	1400	1	—	—	—	—	—	—	—	—	8630	10680	—	—
0,0		2, 4, 6	—	—	—	—	18390	—	—	—	—	—	16260	—
0,6		1	—	—	—	—	—	—	—	—	11200	13200	—	—
0,6		2, 4, 6	—	—	—	—	18790	—	—	—	—	—	16830	—

