

**Методичні вказівки
до виконання самостійної роботи студентів з
дисципліни "Теплотехнологічні процеси та уста-
новки"**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

**Методичні вказівки
до виконання самостійної студентів з
дисципліни "Теплотехнологічні процеси та
установки"**

Вінниця
ВНТУ
2018

Рекомендовано до друку Методичною радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 3 від 22.11.2018 р)

Рецензенти:

Д. В. Степанов, кандидат технічних наук, доцент

І. В. Коц, кандидат технічних наук, доцент

Методичні вказівки до виконання самостійної роботи студентів з дисципліни "Теплотехнологічні процеси та установки"[Електронний ресурс] / Укладачі С. Й. Ткаченко, Л. А. Боднар, Н. В. Резидент. – Вінниця ВНТУ, 2018. – (PDF, 58 с.)

В методичних вказівках до виконання самостійної роботи студентів наведено програму вивчення дисципліни "Теплотехнологічні процеси та установки" для студентів напряму підготовки 144 "Теплоенергетика". Подано теоретичний матеріал, завдання для самостійної роботи, перелік контрольних запитань для самоперевірки, довідковий матеріал, перелік літератури для вивчення курсу.

Навчальне самостійне електронне мережне видання

Методичні вказівки
до виконання самостійної роботи студентів з дисципліни
"Теплотехнологічні процеси та установки"

Укладачі Ткаченко Станіслав Йосипович
Боднар Лілія Анатоліївна
Резидент Наталія Володимирівна

Оригінал-макет підготовлено Л. Боднар

Електронний ресурс PDF.

Підписано до видання 29.11.2018 р. Зам. № P2018-041

Видавець та виготовлювач -

Вінницький національний технічний університет,
Інформаційний редакційно-видавничий центр. ВНТУ, ГНК, к.114,
Хмельницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021,
тел. (0432) 65-18-06.

press.vntu.edu.ua;

Email: irvc.vntu@gmail.com.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

ЗМІСТ

ЗМІСТ	4
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....	5
1.2 Інформаційний обсяг навчальної дисципліни.....	5
1.3 Система поточного, модульного та підсумкового контролю знань	8
2 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ	8
2.1. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів рекуперативного типу	8
2.2 Тепловий конструктивний розрахунок рекуперативних теплообмінників	11
2.3 Гідравлічні розрахунки теплообмінних апаратів.....	13
2.5 Завдання на самостійну роботу	15
2.6 Контрольні запитання.....	21
3 ВИПАРЮВАННЯ. ВИПАРНІ АПАРАТИ	24
3.1 Теоретичні відомості.....	24
3.3 Завдання для самостійної роботи	30
3.4 Контрольні запитання.....	35
4. ПЕРЕГОННІ ТА РЕКТИФІКАЦІЙНІ УСТАНОВКИ	36
4.1 Основні залежності і розрахункові формули	36
4.2 Завдання для самостійної роботи	40
4.3. Контрольні запитання.....	42
5 ДОПОМІЖНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНИХ УСТАНОВОК	43
5.1 Підбір конденсатівідвідників	43
5.2 Термодинамічні конденсатівідвідники	43
5.3 Поплавкові муфтові конденсатівідвідники	46
5.4 Конденсатівідвідники з відкритим поплавком.....	48
5.5 Барометричний конденсатор.....	49
5.6 Завдання для самостійної роботи	50
5.7. Контрольні запитання	51
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	52
Додаток А	53
Додаток Б.....	54
Додаток В	55
Додаток Г	55
Додаток Д	56
Додаток Е	57
Додаток Ж	58

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Програма вивчення нормативної навчальної дисципліни складена з урахуванням вимог освітньо-професійних програм підготовки бакалаврів за напрямом підготовки 144 – "Теплоенергетика"

Метою викладання дисципліни "Теплотехнологічні процеси та установки" є теоретично і практично підготувати майбутніх фахівців для того, щоб вони могли розраховувати, конструювати та експлуатувати теплотехнічне обладнання енергоємних виробництв, вміли знаходити раціональні засоби для оптимальної реалізації теплотехнічних процесів та їх апаратного оформлення.

Завдання дисципліни – надати студентам знання: про основні закономірності перетворення енергії та розповсюдження теплоти в технологічних процесах та установках; про методи теплових розрахунків різних теплотехнічних процесів а саме: нагрівання, охолодження, випарювання, ректифікації та інше; про інтенсифікацію та оптимізацію режимів роботи обладнання з метою максимальної економії енергоресурсів і матеріалів, за розрахунками по інформаційним каталогам вибрати стандартизоване обладнання.

Вивчаючи курс дисципліни студент повинен:

– **знати** класифікацію тепломасообмінних апаратів; типи та класифікацію основних теплоносіїв та типи і конструкції основних тепломасообмінних установок ; послідовність конструкторського і теплового розрахунку тепломасообмінних апаратів, розрахунку апаратів на міцність; можливості підвищення ефективності діючих і таких, що проектуються теплотехнологічних установок; допоміжне устаткування теплотехнологічних установок;

– **вміти** розраховувати процеси в наступних тепломасообмінних апаратах: рекуперативних теплообмінниках, регенеративних теплообмінниках; теплообмінниках контактного типу; однокорпусних установках безперервної та періодичної дії; багатокорпусних випарних установках; перегонних апаратах; ректифікаційних установках; виконати тепловий і конструкторський розрахунок тепломасообмінних апаратів; виконати розрахунок апарату на міцність; аналізувати якість роботи установок.

1.2 Інформаційний обсяг навчальної дисципліни

Змістовий модуль 1. Рекуперативні теплообмінні апарати

Тема 1. Рекуперативні теплообмінні апарати безперервної дії.

Вступ. Загальна характеристика дисципліни. Класифікація теплообмінних апаратів. Теплоносії. Конструкції трубчастих, пластинчастих та спіральних теплообмінників. Рівняння теплового балансу та теплопередачі. Температурний напір. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі. Методи-

ка теплового розрахунку. Методика конструктивного розрахунку. Методика гідравлічного розрахунку. Перевірні розрахунки теплообмінних апаратів. Коефіцієнт теплової ефективності теплообмінника [1 – 10].

Тема 2. Рекуперативні теплообмінні апарати періодичної дії.

Застосування апаратів періодичної дії. Рівняння теплового балансу. Рівняння для визначення інтенсивності тепловіддачі.

Змістовий модуль 2. Регенеративні теплообмінники та апарати змішування

Тема 3. Теплообмінні апарати змішування

Типи контактних теплообмінників за конструктивними особливостями. Теплообмін в апаратах контактного або змішувального типу та їх розрахунок. [1, 3, 4, 8].

Тема 4. Регенеративні теплообмінні апарати.

Типи та схеми регенеративних теплообмінників. Теплообмін в регенеративних теплообмінниках. Методика теплового розрахунку регенеративних теплообмінників. [1].

Змістовий модуль 3. Випарювання

Тема 5. Фізична модель процесу випарювання.

Температурна депресія при випарюванні розчинів. Фізико-хімічна температурна депресія, її визначення: по закону Бабо; за правилом лінійності хіміко-технологічних функцій; за методом І. О. Тищенка. Гідростатична та гідравлічна температурні депресії [2, 4 – 5, 11 – 13]

Тема 6. Технічні методи процесу випарювання

Класифікація методів випарювання. Випарювання у апаратах безперервної і періодичної дії. Випарювання у однокорпусних та багатокорпусних установках. Випарювання при нагріванні перегрітим і насиченим паром. Випарювання при розрідженні, атмосферному та надлишковому тисках [4, 11]

Тема 7. Однокорпусні випарні установка безперервної та періодичної дії.

Схема випарного апарата безперервної дії і зображення матеріальних і теплових потоків робочих тіл. Матеріальний баланс апарата. Тепловий баланс апарата. Визначення теплового навантаження, витрати первинної пари, повної і корисної різниці температур. Теплопередача у випарному апараті. Визначення поверхні нагріву та вибір за каталогами стандартної конструкції випарки. Особливості роботи випарного апарата періодичної дії. Встановлення терміну роботи апарата: 1) термін нагрівання до температури кипіння; 2) час випарювання до необхідної концентрації [2, 4 – 5, 11].

Тема 8. Багатокорпусні випарні установки (БВУ).

Переваги багатокорпусного випарювання. Основні положення багатокорпусного випарювання. Оптимальне число корпусів БВУ. Класифікація та схеми БВУ. Спрощений метод розрахунку багатокорпусних випарних установок. Тепловий розрахунок БВУ (спрощений метод). Постановка задачі, припущення. Матеріальний баланс установки в цілому і кожного корпусу окремо. Визначення витрати первинної пари у першому корпусі та інших корпусах. Теплове навантаження БВУ в цілому і кожного корпусу окремо. Розрахунок кінцевої концентрації розчину у кожному корпусі. Температурний режим апаратів БВУ, якщо задаються температури вторинної пари у кожному корпусі. Визначення поверхні нагріву кожного корпусу. Загальний метод розрахунку багатокорпусних випарних установок. Загальний метод розрахунку БВУ. Постановка задачі. Коефіцієнти випарювання і самовипарювання. Розрахунок витрати грійної пари з урахуванням цих коефіцієнтів. Особливості цього методу. Загальна повна і загальна корисна різниця температур багато корпусної випарної установки. Розподіл корисної різниці температур по корпусах. Розподіл корисної різниці температур: 1) за відомими температурами вторинної пари; 2) за умови рівності поверхонь нагріву апаратів БВУ; 3) за умови отримання мінімальної поверхні БВУ [2, 4 – 5, 11].

Тема 9. Конструкції випарних апаратів

Класифікація випарних апаратів: 1) за розташуванням поверхні нагріву; 2) за природою гарячого теплоносія; 3) за конструкцією поверхні нагріву; 4) за компоновкою грійної камери; 5) за режимом циркуляції розчину; 6) за кратністю циркуляції. [4 – 5, 11].

Змістовий модуль 4. Ректифікаційні установки. Перегонні апарати.

Тема 10. Ректифікаційні установки. Перегонні апарати.

Фізико-хімічні властивості рідких сумішей, особливості їх кипіння і конденсації пари. Азеотропні суміші. Процеси перегонки (дистиляція, ректифікація) і установки для їх здійснення. Закономірності процесів масопередачі. Фазова рівновага. Рушійна сила масопереносу. Рівняння робочих ліній і кінетичних кривих масообмінних процесів. Тепломасообмінні процеси ректифікації бінарних сумішей, їх зображення на діаграмі рівноваги. Визначення кількості тарілок ректифікаційної колони. Типи ректифікаційних колон (РК), їх конструкції. Основне обладнання ректифікаційних установок (РУ) безперервної дії. Матеріальний і тепловий баланси РК. Визначення витрати пари і охолоджувального агента дефлегматорів і конденсаторів [2, 5, 6, 15].

Змістовий модуль 5. Допоміжне устаткування теплотехнологічних установок.

Тема 11. Конденсатовідвідники

Конденсатовідвідники, системи збору, відведення і повернення конденсату на промислових підприємствах. Конструкції конденсатовідвідників, гідравлічних колонок, підпірних шайб, методи їх розрахунку та вибору [14].

1.3 Система поточного, модульного та підсумкового контролю знань

Контроль проводиться з метою визначення якості засвоєння навчального матеріалу, ступеня відповідності сформованих вмінь і навичок цілям і задачам, що ставляться при вивченні дисципліни "Теплотехнологічні установки". При викладанні дисципліни застосовуються такі види контролю: поточний, модульний, підсумковий (семестровий). Поточний контроль проводиться на практичних заняттях за результатами виконання індивідуальних завдань (для денної форми навчання) і контрольних робіт для заочної форми навчання.

Модульний (проміжний) контроль проводиться для студентів денної форми навчання двічі за семестр і має за мету оцінювання рівня знань та ступеня засвоєння навчального матеріалу певного змістового модуля.

При проведенні модульного контролю завдання для контрольного заходу носять комплексний характер, складаються з теоретичної та практичної частин.

2 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

2.1. Тепловий розрахунок теплообмінних апаратів рекуперативного типу

Тепловий розрахунок полягає в сумісному використанні рівнянь теплових балансів, які визначають теплопродуктивність ТА і рівнянь теплопередачі.

Рівняння теплового балансу

$$Q_1 \cdot \eta = Q_2; \quad (2.1)$$

$$Q_1 = G_1 (h'_1 - h''_1) = G_1 \cdot \bar{C}_{p1} (t'_1 - t''_1), \quad (2.2)$$

$$Q_2 = G_2 (h''_2 - h'_2) = G_2 \cdot \bar{C}_{p2} (t''_2 - t'_2), \quad (2.3)$$

де Q_1 і Q_2 – теплова потужність, яка віддана більш нагрітим («гарячим») теплоносієм і сприйнята менш нагрітим («холодним») теплоносієм, відповідно; η – коефіцієнт корисної дії (ККД) апарата; G_1 , G_2 – масові

витрати теплоносіїв; \bar{C}_{p1} , \bar{C}_{p2} – середні масові ізобарні теплоємності; h'_1, h''_1 – початкове і кінцеве значення ентальпії гарячого теплоносія; h'_2, h''_2 – початкове і кінцеве значення ентальпії холодного теплоносія; t'_1, t''_1 – значення температур на вході в ТА і на виході з нього гарячого теплоносія; t'_2, t''_2 – значення температур на вході в ТА і на виході з нього холодного теплоносія.

Рівняння теплопередачі

$$Q = K \cdot F \bar{\Delta t}, \quad (2.12)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²К); $\bar{\Delta t}$ – середній температурний напір; F – площа поверхні нагріву теплообмінного апарата, м²

Середній температурний напір

$$\bar{\Delta t} = (\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}}), \quad (2.4)$$

де Δt_{δ} і $\Delta t_{\text{м}}$ – більша і менша різниці температур між теплоносіями в початковому або кінцевому перерізах ТА.

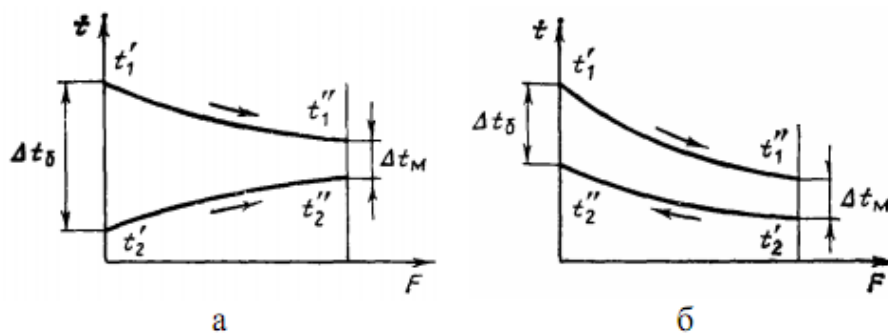


Рисунок 2.1 – Графіки розподілу температури для прямотечійної (а) та протитечійної (б) схем

Якщо $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} < 1,7$, то середній температурний напір можна визначати як середньоарифметичний

$$\bar{\Delta t} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}). \quad (2.5)$$

Для перехресної течії та складного руху теплоносіїв

$$\bar{\Delta t} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \bar{\Delta t}_{\text{прот}}, \quad (2.6)$$

де $\Delta t_{\text{прот}}$ – середній температурний напір для протитечії; $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправка, яка визначається з графіків залежно від величин P і R

$$P = (t''_2 - t'_2) / (t'_1 - t'_2) \quad (2.7)$$

$$R = (t'_1 - t''_1)/(t''_2 - t'_2) \quad (2.8)$$

Коефіцієнти тепловіддачі для теплоносіїв обчислюються за рекомендованими формулами, які наведені в літературних джерелах [1, 2].

Коефіцієнти теплопередачі визначаються за формулами:

$$K = (1/\alpha_1 + R_{ст} + R_{зб} + 1/\alpha_2)^{-1} \quad (2.9)$$

для плоскої стінки

$$K = \{d_{ср} [1/(\alpha_1 \cdot d_3) + \ln(d_3/d_B)/(2\lambda_{ст}) + 1/(\alpha_2 \cdot d_B)] + R_{зб} - 1\} \quad (2.10)$$

для циліндричної стінки.

В (2.9) і (2.10) позначено: α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від «гарячого» теплоносія до стінки і від стінки до «холодного» теплоносія, відповідно; $d_{ср}$ – середній діаметр; d_3 і d_B – зовнішній та внутрішній діаметри труби, відповідно.

Для визначення $d_{ср}$ користуються правилами: $d_{ср} = d_3$, коли $\alpha_1 > \alpha_2$; $d_{ср} = 0,5(d_3 + d_B)$, коли $\alpha_1 = \alpha_2$; $d_{ср} = d_B$, коли $\alpha_1 < \alpha_2$.

Термічний опір поверхні теплообміну разом із шарами забруднень на обох боках стінки складає

$$\delta_{ст} / \lambda_{ст} + \sum \delta_{зб} / \lambda_{зб} = R_{ст} + R_{зб}, \quad (2.11)$$

де $\delta_{ст}$ і $\delta_{зб}$ – товщина стінки і шару забруднень, відповідно;

$\lambda_{ст}$ і $\lambda_{зб}$ – коефіцієнти теплопровідності матеріалу стінки і шару забруднень.

Коефіцієнти тепловіддачі для теплоносіїв α_1 і α_2 обчислюються за відомими критеріальними рівняннями. В тому разі, коли невідомі швидкості теплоносіїв, орієнтовні їх значення можна вибрати наступним чином: в'язкі рідини ≤ 1 м/с; малов'язкі рідини і вода 1–3 м/с, запилені гази 6–10 м/с, чисті гази 12–16 м/с, насичена пара 30–50 м/с, перегріта пара 50–75 м/с.

Необхідну площу поверхні нагріву теплообмінного апарата F визначають з рівняння теплопередачі

Ефективність теплообмінника

$$\varepsilon = \frac{Q_{факт}}{Q_{max}} = \frac{W_1(t'_1 - t''_1)}{W_{min}(t'_1 - t'_2)} = \frac{W_2(t'_2 - t''_2)}{W_{min}(t'_1 - t'_2)}, \quad \text{де} \quad (2.12)$$

$Q_{\text{факт}}$ – фактично передана кількість теплоти, Вт, $Q_{\text{макс}}$, - максимальна кількість теплоти, яку можна передати в протитечійному теплообміннику; W_1, W_2 – водяні еквіваленти, Вт/К,

Кількість одиниць перенесення теплоти [15].

$$K \cdot F / W_{\min} = NTU \quad (2.13)$$

Вона пов'язана з величиною ε рівняннями:

– для прямотечійного та протитечійного руху теплоносіїв

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU), \text{ коли } (W_{\min} / W_{\max}) \rightarrow 0; \quad (2.14)$$

– для прямотечійного руху

$$\varepsilon = 0,5[1 - \exp(-2NTU)], \text{ коли } (W_{\min} / W_{\max}) = 1; \quad (2.15)$$

– для протитечійного руху

$$\varepsilon = N / (1 + NTU), \text{ коли } (W_{\min} / W_{\max}) = 1. \quad (2.16)$$

Зв'язок між ε і NTU для інших значень W_{\min} / W_{\max} та інших схем руху теплоносіїв наведений в [10].

Теплогідродинамічна досконалість ТА оцінюється енергетичним показником

$$E = Q / N_{\text{пр}}, \quad (2.17)$$

де $N_{\text{пр}} = N_{\text{пр1}} + N_{\text{пр2}}$; $N_{\text{пр}}$ – потужність, яка витрачається на прокачування теплоносіїв в ТА.

2.2 Тепловий конструктивний розрахунок рекуперативних теплообмінників

Метою конструктивного розрахунку є визначення конструкції теплообмінної поверхні нагріву та геометричних розмірів окремих елементів ТА певної теплової потужності, параметрів теплоносіїв та їх фізичних властивостей. Конструктивні розрахунки ТА здійснюються в кількох варіантах. При цьому для заданої витрати задаються кількома значеннями рекомендованих швидкостей руху теплоносіїв w або діаметрами труб d_3 / d_B .

В конструктивному розрахунку *трубчатого теплообмінника типу «пара-рідина»* визначається площа поверхні теплообміну

$$F = G_2 \cdot \bar{C}_{p2} (t_2'' - t_2') / q, \quad (2.18)$$

де q – питомий тепловий потік, Вт/м²

Після визначення площі поверхні нагріву ТА визначається загальна довжина труб в апараті

Кількість труб в одному ході

$$n = 4G / (\rho \pi d^2 w) \quad (2.19)$$

Число ходів

$$Z = F / (\pi \cdot \bar{d} \cdot L \cdot n) \quad (2.20)$$

Конструктивний розрахунок *секційного теплообмінника типу «рідина-рідина»* зводиться до визначення кількості труб в одному ході, діаметра зовнішнього корпусу апарата, площі міжтрубного простору, кількості секцій

$$Z = F / (\pi \cdot \bar{d} \cdot L \cdot n_z) \quad (2.21)$$

$$\text{де } n_z = 4G_2 / (\rho \pi d^2 w_2) \quad (2.22)$$

Конструктивний розрахунок *кожухотрубного теплообмінника типу «рідина-рідина»* залежить від вибраного типу перегородок у між трубному просторі. Детально методика розрахунків показана в []

В разі компонування змійовикових ТА для взятих або заданих діаметрів змійовика D_{3M} і відстані між змійовиками S_{3M} довжина одного змійовика обчислюється за формулою

$$L_1 = (\pi \cdot D_{3M} + S_{3M}^3)^{0,5} \quad (2.23)$$

а загальна довжина змійовиків складає

$$L = F / (\pi \cdot d_3). \quad (2.24)$$

Зрозуміло, що кількість змійовиків дорівнюватиме

$$n_{3M} = L / L_1. \quad (2.25)$$

Для *пластинчастих теплообмінних апаратів* потрібно визначити площу живого перерізу пакету для проходження теплоносія

$$f_n = V / w, \quad (2.26)$$

де V – об’ємна витрата теплоносія, $\text{м}^3/\text{с}$; w – швидкість теплоносія, $\text{м}/\text{с}$; кількість паралельних каналів в пакеті для кожного теплоносія,

$$m = G / (w \cdot f_n \cdot \rho).$$

Кількість пластин в пакеті

$$n = 2m, \quad (2.27)$$

а для крайніх пакетів

$$n = 2m + 1 \quad (2.28)$$

Площа теплообміну одного пакета

$$F_{\text{пл}} = n \cdot F_1, \quad (2.29)$$

де F_1 – площа теплообміну однієї пластини, м^2
Кількість ходів (кількість пакетів)

$$X = F / F_{\text{пл}} \quad (2.30)$$

2.3 Гідрравлічні розрахунки теплообмінних апаратів

Метою гідрравлічних розрахунків є визначення гідрравлічних опорів ΔP під час руху теплоносіїв в ТА. Величина ΔP є визначальною для обчислення витрат потужності на прокачування теплоносіїв. Повний гідрравлічний опір - це сума опорів: опору на тертя в каналах теплообмінної поверхні ΔP_T ; місцевих опорів ΔP_M ; опору на прискорення потоку внаслідок зміни густини теплоносіїв $\Delta P_{\text{пр}}$; опору на подолання підйомних сил (самотяги) у вертикальних каналах ΔP_c , тобто

$$\Delta P = \Delta P_T + \Delta P_M + \Delta P_{\text{пр}} + \Delta P_c. \quad (2.31)$$

Гідрравлічний опір тертя в кожному елементі ТА, як відомо, визначається за формулою

$$\Delta P_T = \xi \cdot L / d_e (\rho \cdot w^2 / 2), \quad (2.32)$$

де ξ – коефіцієнт тертя; L і d_e – довжина і еквівалентний діаметр каналу, який дорівнює $d_e = 4f/\Pi$; f – площа перерізу для проходження теплоно-

сія; Π – периметр каналу; ρ і w – густина і швидкість руху теплоносія, відповідно.

Під час руху теплоносія в прямих каналах коефіцієнт ξ є функцією критерія Рейнольдса. Для ламінарної течії ($Re \leq 2300$)

$$\xi = A/Re, \quad (2.33)$$

де стала A залежить від форми каналу: для труб $A = 64$; для квадратного перерізу $A=57$; для рівнобічного трикутника $A=53$; для кільцевих каналів $A=96$.

Для турбулентної течії $Re = 3 \cdot 10^3 - 10^5$.

$$\xi = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (2.34)$$

Формула (2.34) справедлива для течії в гідравлічно гладких трубах. Шорсткість стінок каналу з висотою виступів δ зумовлює утворення вихорів і додаткової втрати енергії під час руху. Тому $\xi = f(Re, \Delta/d_e)$. За умови $Re \cdot \Delta/d_e < 500$ коефіцієнт тертя обчислюється за формулою

$$\lambda = 0,11(\Delta/d_e + 68/Re)^{0,25} \quad (2.35)$$

За умови $Re \cdot \Delta/d_e > 500$ $\xi = f(\Delta/d_e)$ і величина ξ визначається за співвідношенням

$$\xi = 0,11(\Delta/d_e)^{0,25}. \quad (2.36)$$

В разі омивання пучків труб вздовж осі коефіцієнт тертя обчислюється за формулами для прямих труб.

Втрати напору в місцевих опорах зумовлені зміною конфігурації потоку (звуження, розширення, повороти тощо). Картина гідродинамічних явищ в місцевих опорах дуже складна, тому визначення цих опорів обмежується наближеною оцінкою за середньою швидкістю руху теплоносія.

Втрати напору в місцевих опорах обчислюються за формулою

$$\Delta P_m = \sum \xi_m (\rho \cdot w^2 / 2). \quad (2.37)$$

В разі омивання поперечних пучків труб коефіцієнт тертя може розглядатись як сума місцевих опорів звуження і розширення, а значення ξ визначаються за співвідношеннями:

– для шахових пучків, коли $S_1 / d < S_2 / d$

$$\xi = (4 + 6,6m) \cdot Re^{-0,28}; \quad (2.38)$$

– для шахових пучків, коли $S_1/d > S_2/d$

$$\xi = (5,4 + 3,4m) \cdot \text{Re}^{-0,28}; \quad (2.34)$$

– для коридорних пучків

$$\xi = (6 + 9m)(S_1 / d)^{-0,23} \cdot \text{Re}^{-0,26}, \quad (2.35)$$

де m – кількість рядів в пучку в напрямку руху.

Внаслідок неізотермічності (нагрівання або охолодження теплоносія) рух стає нерівномірним за рахунок зміни густини, а, отже, і масової швидкості $\rho \cdot w$. Це викликає додаткову втрату тиску на прискорення, яка дорівнює

$$\Delta P_{\text{пр}} = \rho_2 \cdot w_2^2 - \rho_1 \cdot w_1^2, \quad (2.39)$$

де індексами «1» і «2» позначені величини, що віднесені до температури в початковому і кінцевому перерізах каналу, відповідно. У випадках нагрівання $\Delta P_{\text{пр}}$ додатне, а у випадках охолодження – від'ємне.

Крім того, для неізотермічної течії має враховуватись опір самотяги, який виникає внаслідок того, що під час вимушеного руху теплоносія на низхідних ділянках каналу виникає підйомна сила, яка діє в протилежному напрямку. Величина цієї сили, яка визначає опір самотяги, обчислюється за співвідношенням

$$\Delta P_c = \pm g(\rho_n - \rho_x) \cdot z, \quad (2.40)$$

де ρ_n , ρ_x – середня густина нагріваного теплоносія і навколишнього середовища, відповідно; z – висота вертикального каналу.

Для низхідного руху нагрітого теплоносія величина ΔP_c додатна, а для висхідного – від'ємна.

2.5 Завдання на самостійну роботу

2.5.1. Масло марки МС ($C_{\text{po}}=2,2$ кДж/(кг·К)) надходить в маслоохолодник із температурою 70°C і охолоджується до температури 30°C . Температура охолоджувальної води на вході 20°C . Визначити температуру води на виході із маслоохолодника, якщо витрата масла $1 \cdot 10^4$ кг/год., води - $2,04 \cdot 10^4$ кг/год. Втратами теплоти в навколишнє середовище знехтувати.

2.5.2. За умовою задачі 2.5.1 визначити до якої температури буде догріватися вода в маслоохолоднику, якщо витрати олії і води будуть однаковими $1 \cdot 10^4$ кг/год, а температури такими ж. Визначити також значення середніх логарифмічних температурних напорів, якщо теплоносії рухаються за протитечійною схемою.

2.5.3. В трубчатому пароводяному теплообміннику суха насичена пара із тиском $3,5 \cdot 10^5$ Па конденсується на зовнішній поверхні труб. Вода, що рухається по трубах, нагрівається від 20 до 90°C . Визначити середньологарифмічний температурний напір в цьому теплообміннику. Як зміниться середньологарифмічний температурний напір і витрата пари, якщо тиск пари збільшити до $7 \cdot 10^5$ Па?

2.5.4. В протитечійний водоводяний теплообмінник, який має поверхню нагріву 2 м^2 , вода надходить з температурою 85°C . Її витрата 2000 кг/год. Витрата води, що нагрівається – 1500 кг/год і температура на вході в теплообмінник 25°C . Визначити кількість переданої теплоти і кінцеві температури теплоносіїв, якщо відомо, що коефіцієнт теплопередачі від гарячої води до холодної $1400 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

2.5.5. Через прямокутний закритий бак розмірами $1,6 \times 0,9 \times 0,7$ тече розчин хлористого натрію при температурі -21°C . Бак сприймає теплоту від навколишнього повітря з температурою 14°C . Стінка бака сталева товщиною 4 мм. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки бака до розчину $535 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, а від повітря до стінки $24,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Проаналізувати процес теплопередачі: знайти часткові термічні опори тепловіддачі R_1 і R_3 , теплопровідності R_2 , загальний опір R , а також визначити коефіцієнт теплопередачі, густину теплового потоку, загальну тепловий потік, температури зовнішньої і внутрішньої стінки.

2.5.6. В градирню надходить 10 т/год води з температурою 35°C . На виході треба одержати температуру 25°C . Вода охолоджується повітрям з температурою 20°C і відносною вологістю $\phi=60\%$. Температура повітря, яке виходить з градирні в стані насичення складає 26°C . Визначити витрату сухого і вологого повітря на виході з градирні.

2.5.7. У повітропідігрівнику повітря нагрівається від температури 20°C до 210°C , а гарячі гази охолоджуються від температури 410°C до 250°C . Визначити середньологарифмічний температурний напір між повітрям і газом для випадку руху їх за прямоотечійною і протитечійною схемами. Визначити середньологарифмічний температурний напір для умов задачі 9, якщо повітря і газ рухаються за схемою перехресної течії і потоки кожного теплоносія добре перемішуються.

2.5.8. В трубчатому пароводяному теплообміннику суха насичена пара із тиском $3,5 \cdot 10^5$ Па конденсується на зовнішній поверхні труб. Вода, що рухається по трубах, нагрівається від 20 до 90°C . Визначити середньологарифмічний температурний напір в цьому теплообміннику. Визначити витрату пари якщо витрата води складає 8 т/год. Важати, що переохолодження конденсату відсутнє.

2.5.9. Визначити поверхню нагріву водяного економайзера, в якому теплоносії рухаються за протитечійною схемою, якщо відомі такі величини: температура газів на вході 420°C , витрата газів 220 т/год, теплоємність газів $1,045 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; температура води на вході 105°C ; витрата води 120 т/год; кількість теплоти, що передається в економайзері 13,5 МВт; коефіцієнт теплопередачі від газів до води $79 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$. Визначити поверхню нагріву економайзера, якщо теплоносії рухаються за прямотечійною схемою. Порівняти результати. Зробити висновки..

2.5.10. В теплообмінному апараті відбувається теплопередача через плоску сталеву стінку товщиною 3 мм. ($\lambda=45 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$). Видатність апарата виявилася недостатньою. В результаті випробувань апарата встановлено, що $\alpha_1=1070 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$, $\alpha_2=78 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$, а різниця температур середовищ 54°C . Для інтенсифікації процесу можна збільшити α_1 на 60% (варіант а), або α_2 на 20% (варіант б), або зменшити термічний опір стінки, замінивши сталеву стінку стінкою з міді товщиною 4 мм (варіант в), або збільшити різницю температур на 15 % (варіант г). Які з цих способів підвищення видатності апарата є ефективними і які рекомендувати не слід. Визначити підвищення видатності в наслідок впровадження цих способів.

2.5.11. $3000 \text{ м}^3/\text{год}$ зовнішнього повітря з температурою 10°C і відотною вологістю 75% змішуються у вентильній установці з $7200 \text{ м}^3/\text{год}$ внутрішнього повітря, для якого психрометр показав $t_c=35^{\circ}\text{C}$, $t_m=26^{\circ}\text{C}$. Визначити параметри суміші – температуру, ентальпію, відносну вологість і вологовміст. Показання барометра $1,01 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

2.5.12. В конденсаторі теплонасосної установки від конденсації холодильного агенту нагрівається вода до температури 20°C . Далі вона надходить в градирню і охолоджується до температури 15°C повітрям з температурою 10°C і відотною вологістю $\phi=75\%$ на вході в градирню. Температура повітря, яке виходить з градирні в стані насичення складає 12°C . Визначити витрату води, якщо витрата повітря складає $10000 \text{ м}^3/\text{год}$.

2.5.13. В конденсаторі холодильної машини вода з витратою $5 \text{ м}^3/\text{год}$ нагрівається від 20 до 25°C . Далі вона надходить в градирню і охолоджується повітрям з температурою 10°C і відотною вологістю $\phi=75\%$. Визначити витрату повітря, якщо повітря виходить із градирні в стані насичення з температурою 15°C .

2.5.14. Температура повітря всередині сушильної камери 85°C . Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до внутрішньої поверхні стінки $70 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$. Стінка сушильної камери товщиною зроблена із червоної цегли. Тепловіддача від зовнішньої поверхні стінки камери характеризується коефіцієнтом $16 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$. Температура зовнішнього повітря 10°C . Визначити питомий тепловий потік через стінку камери при різних значеннях товщини стінки від 0,2 до 0,6 м через кожні 0,1 м. Побудувати сумісний графік $q=f(\delta)$ і $t''=f(\delta)$.

2.5.15. Усередині змішувача $d_1/d_2=50/42 \text{ мм}$ рухається розчин $d_1/d_2=42/50 \text{ мм}$, зовні – охолодна вода. Коефіцієнт тепловіддачі від розчи-

ну до стінки зміювика $2150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а від стінки до води $3050 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Визначити частку термічного опору в загальному опорі теплопередачі, якщо зміювик виконаний із міді, сталі, нержавійчої сталі, скла.

2.5.16. Паропровід, який проходить через територію заводу виконаний із чорної сталі діаметром $d_1/d_2=218/250 \text{ мм}$. Він вкритий шаром ізоляції із шлакової вати товщиною 58 мм ($\lambda_{\text{шв}}=0,07 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) і шару волокнистого асбесту товщиною 32 мм ($\lambda_a=0,11 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$). Коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки труби $95 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а від поверхні ізоляції до навколишнього повітря $21 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Визначити частку кожного із термічних опорів в загальному опорі теплопередачі. Як буде розподілятися загальна різниця температур між температурами газу і повітря по окремих опорах стінки.

2.5.17. При випробуваннях пастеризатора для молока встановлено, що продуктивність апарата $600 \text{ кг}/\text{год}$, поверхня нагріву $1,5 \text{ м}^2$, коефіцієнт тепловіддачі від нагрівної поверхні до молока $3020 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а від гарячої води до стінки $3720 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Температура молока на вході в апарат 8°C , на виході 75°C , температури води відповідно 93 і 32°C . Товщина металевої стінки, що розділяє середовище 2 мм . Визначити теплопровідність стінки. З якого матеріалу вона виготовлена. Середній температурний напір припустимо розраховувати як середньоарифметичний. Масова теплоємність молока $3,94 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

2.5.18. В сушарці вологий матеріал повинен втратити за годину 70 кг вологи. Для сушіння використовується повітря з температурою 10°C і відносною вологістю 70% , яке попередньо нагрівається в калорифері. На виході із сушарки параметри повітря: температура 50°C , $\phi=0,6$. Знайти витрату вологого повітря на вході в калорифер, теплоту, витрачену в ньому на нагрівання повітря и тепловий к.к.д. сушарки. Барометричний тиск 760 мм рт.ст.

2.5.19. В установку випарного охолодження (УВО) води вода входить з температурою 60°C і виходить з температурою 16°C . Витрата води через установку $8 \text{ т}/\text{год}$. Повітря, яке надходить на охолодження води з температурою 5°C і відносною вологістю $\phi=10\%$ і виходить з температурою 50°C змішується з повітрям, що відбирається у верхній частині котельні з температурою 40°C змішується з повітрям від УВО і надходить в котел з температурою 49°C . Визначити вологовміст повітря після змішування.

2.5.20. В паровому теплообміннику для підігріву хімічного розчину теплопередаючу стінку з міді товщиною 2 мм ($\lambda_m=384 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$) замінюють стінкою з нержавійчої сталі товщиною $1,5 \text{ мм}$ ($\lambda_{\text{нс}}=15,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$). Коефіцієнт тепловіддачі від пари, що конденсується, $8720 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а до розчину $2560 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Визначити змінення видатності апарата в результаті заміни матеріала стінки. Як вплине на видатність кожного із апаратів збільшення коефіцієнта тепловіддачі від стінки до розчину в $1,5$ рази. Зробити висновки за результатами розрахунків.

2.5.21. Визначити поверхню нагріву водяного економайзера, в якому теплоносії рухаються за прямотоковою схемою, якщо відомі такі величини: температура газів на вході 500°C , витрата газів 410 т/год, теплоємність газів $1,045 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; температура води на вході 105°C ; витрата води 350 т/год; кількість теплоти, що передається в економайзері 13,5 МВт; коефіцієнт теплопередачі від газів до води $79 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{K})$.

Визначити поверхню нагріву водяного економайзера, якщо теплоносії рухаються за протитечійною схемою. Порівняти результати. Зробити висновки.

2.5.22. Визначити площу поверхні нагріву і кількість секцій протитечійного секційного теплообмінника типу «труба в трубі». Вода з витратою G_1 рухається у внутрішній сталевій трубі діаметрами $d_{\text{зн}}/d_{\text{вн}}$ і охолоджується від t_1' до t_1'' . Охолодна вода з витратою G_2 3,8 т/год. і початковою температурою t_2' , рухається протитечією в міжтрубному кільцевому каналі, утвореному зовнішньою трубою з внутрішнім діаметром $D_{\text{вн}} = 50 \text{ мм}$. Довжина секції $L = 3,0 \text{ м}$. Дані для розрахунків взяти з таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Дані для варіантів

Варіант	G_1 , т/год	t_1' , $^{\circ}\text{C}$	t_1'' , $^{\circ}\text{C}$	Варіант	G_2 , т/год	t_2' , $^{\circ}\text{C}$	$d_{\text{зн}}/d_{\text{вн}}$
0	1,8	50	30	а	3,8	10	36/32
1	1,7	55	10	б	2,8	5	34/30
2	1,6	60	15	в	2,5	15	25/20
3	1,5	65	20	г	2,0	5	36/32
4	1,4	50	25	д	1,8	10	34/30
5	1,9	55	30	е	2,8	15	25/20
6	1,8	60	10	ж	3,8	5	36/32
7	1,7	65	15	и	3,2	10	34/30
8	1,6	70	20	к	3,0	15	25/20
9	1,5	50	30	а	3,4	10	36/32

2.5.23. Повітропідігрівник виготовлений із мідних труб діаметрами 12/11 мм і являє собою пучок з коридорним розташуванням труб, на який посаджені суцільні пластинчасті ребра із алюмінію товщиною 0,3 мм. Крок між ребрами $S_p = 3,0 \text{ мм}$, кроки між трубами $S_1 = S_2 = 25 \text{ мм}$. Потужність ПП становить $Q_{\text{пп}}$. В трубах тече гаряча вода, яка охолоджується від t_1' до t_1'' . Повітря з початковою температурою t_2'' і швидкістю 8 м/с поперечно обтікає пучки труб. Визначити коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні і площу поверхні теплообмінника, якщо швидкість води в трубах w_v , а повітря підігрівається до t_2'' . Дані для розрахунків взяти з таблиці 2.4. Для розв'язання задачі використати методику, викладену в [3].

Таблиця 2.4 – Дані для варіантів

Варіант	Q , кВт	t_1' , $^{\circ}\text{C}$	t_1'' , $^{\circ}\text{C}$	Варіант	t_2' , $^{\circ}\text{C}$	w_v , м/с	t_2'' , $^{\circ}\text{C}$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	20	70	40	а	15	0,8	45
1	25	75	45	б	20	0,9	40
2	30	80	50	в	25	0,7	35
3	35	85	55	г	30	0,6	50

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8
4	40	80	60	д	15	0,65	25
5	15	70	40	е	20	0,7	40
6	20	75	55	ж	25	0,8	45
7	25	80	60	и	30	0,85	50
8	30	85	65	к	20	0,9	40
9	40	80	60	а	30	0,6	50

2.5.24. Визначити площу поверхні нагріву і основні розміри вертикального трубчастого двоходового ТА, призначеного для підігрівання води з витратою G від t_2' до t_2'' . Швидкість води в латунних трубах діаметрами 15/12 складає w , м/с. Труби обігріваються сухою насиченою паром з тиском P , МПа. Дані для розрахунків взяти з таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Дані для варіантів

Варіант	G , т/год	t_2' , °C	t_2'' , °C	Варіант	w , м/с	P , МПа
0	10	30	85	а	1,2	0,12
1	9,5	30	95	б	1,3	0,125
2	9	30	100	в	1,4	0,13
3	8,8	25	80	г	1,5	0,135
4	8	25	90	д	1,25	0,14
5	10,5	25	95	е	1,35	0,145
6	11	30	85	ж	1,45	0,15
7	9,5	30	95	и	1,2	0,155
8	9	30	100	к	1,3	0,14
9	8,8	25	80	а	1,4	0,125

2.5.25. Виконати розрахунки пластинчастого водоводяного теплообмінника, якщо відомі наступні входні дані: теплова потужність Q ; температура «гарячого» теплоносія на вході і виході t_1' і t_1'' , відповідно; температура «холодного» теплоносія на вході і виході t_2' і t_2'' , відповідно. Рух теплоносіїв протитечійний. Основні характеристики пластини: матеріал – нержавіюча сталь; площа поверхні $F_1 = a \times b = 1 \times 0,4 = 0,4 \text{ м}^2$; товщина $\delta_{ст} = 0,5 \text{ мм}$; відстань між пластинами 3 мм.

Дані для розрахунків взяти з таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Дані для варіантів

Варіант	Q , МВт	t_1' , °C	t_1'' , °C	Варіант	t_2' , °C	t_2'' , °C
0	0,8	85	35	а	5	55
1	0,85	80	30	б	10	60
2	0,9	75	35	в	5	65
3	0,95	70	40	г	10	60
4	1	65	35	д	5	55
5	1,05	70	30	е	10	60
6	1,1	80	30	ж	5	65
7	0,9	75	35	и	10	60
8	1	70	30	к	5	60
9	0,95	65	35	а	15	65

2.5.26. Визначити температуру повітря на виході з повітропідігрівника з поверхнею теплообміну $F = 500 \text{ м}^2$ та коефіцієнтом теплопередачі k , якщо відомі наступні дані: температура повітря на вході в теплообмінник t_2' ; об'ємна витрата повітря V_2 ; початкова температура води t_1' ; об'ємна витрата води V_1 ; схема руху теплоносіїв протитечійна. Визначити також кількість одиниць перенесення теплоти та ефективність апарата. Дані для розрахунків взяти з таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Дані для варіантів

Варіант	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$t_2', \text{°C}$	$t_1', \text{°C}$	Варіант	$V_1, \text{м}^3/\text{с}$	$V_2, \text{м}^3/\text{с}$
0	25	15	50	а	0,05	12
1	30	20	55	б	0,06	13
2	35	25	60	в	0,07	14
3	40	30	65	г	0,08	15
4	45	35	70	д	0,09	16
5	40	15	75	е	0,05	14
6	35	20	70	ж	0,06	12
7	30	25	65	и	0,08	15
8	25	30	60	к	0,09	14
9	30	35	70	а	0,07	16

2.6 Контрольні запитання

1. Охарактеризуйте типи теплових розрахунків – перевірні і конструктивні.
2. Яким чином пов'язані теплові, гідромеханічні та конструктивні розрахунки?
3. В чому полягає тепловий розрахунок теплообмінників?
4. Запишіть рівняння теплового балансу? Яким чином воно пов'язане з рівнянням теплопередачі?
5. Поясніть поняття водяного еквіваленту.
6. Запишіть рівняння теплообміну для ustalених температур теплоносіїв. Поясніть його.
7. Як записати рівняння теплопередачі, якщо температури теплоносіїв змінюються вздовж поверхні теплообміну в процесі?
8. Що таке середня різниця температур між теплоносіями?
9. Що таке температурний напір? Як він змінюється вздовж поверхні теплообміну у випадку прототечії?
10. Що таке температурний напір? Як він змінюється вздовж поверхні теплообміну у випадку протитечії?
11. Наведіть графік змінення температур у випадку прототечії у випадку, коли водяний еквівалент гарячого теплоносія більший, ніж холодного.

12. Наведіть графік змінення температур у випадку прямиотечії у випадку, коли водяний еквівалент гарячого теплоносія менший, ніж холодного.
13. Наведіть графік змінення температур у випадку протитечії у випадку, коли водяний еквівалент гарячого теплоносія більший, ніж холодного.
14. Наведіть графік змінення температур у випадку протитечії у випадку, коли водяний еквівалент холодного теплоносія більший, ніж гарячого.
15. Наведіть графік змінення температур у випадку протитечії у випадку, коли водяні еквіваленти гарячого і холодного теплоносіїв однакові.
16. Наведіть графік змінення температур у випадку прямиотечії у випадку, коли коли водяні еквіваленти гарячого і холодного теплоносіїв однакові.
17. Наведіть класифікацію теплообмінників за рухом робочих середовищ.
19. Наведіть графік змінення температури холодного теплоносія у випадку конденсації гарячого.
20. Наведіть графік змінення температури гарячого теплоносія у випадку кипіння холодного.
21. В чому полягає різниця між середньоарифметичним і середньологарифмічним температурними напорами?
22. Як визначити середньологарифмічний напір для протитечії? Наведіть схему руху з позначеннями.
23. Як визначити середньологарифмічний напір для прямиотечії? Наведіть схему руху з позначеннями.
24. Порядок визначення температурного напору для течій теплоносіїв, які відрізняються від протитечії або прямиотечії.
25. Що є основною задачею гідромеханічного розрахунку теплообмінних апаратів? Для чого необхідний такий розрахунок?
26. Як гідромеханічний розрахунок теплообмінників пов'язаний з тепловим?
27. Що таке гідравлічний опір теплообмінних апаратів? З чого він складається?
28. Що таке втрати тиску, пов'язані з прискоренням потоку речовини?
29. Як впливають підйомні сили на загальний опір тракту робочого середовища?
30. Що таке опір тертя, чи залежить він від фізичних властивостей речовини? Як його визначити для ламінарної течії?
31. Як визначити втрати напору, які припадають на місцеві опори?
32. Що таке опір самотяги? В якому випадку підйомна сила зменшує втрати на подолання опору, а коли збільшує?

33. Як впливає шорсткість на опір тертя при ламінарній течії? Як визначити опір тертя за цих умов.
34. Як впливає товщина ламінарного граничного шару на опір тертя при турбулентній течії?
35. Як впливає швидкість на опір тертя при турбулентній течії?
36. Порядок визначення потужності нагнітачів.
37. Конструктивний розрахунок теплообмінних апаратів. В чому він полягає?
38. Розрахунок теплообмінників на ЕОМ. В яких випадках варто його виконувати. Як виконується даний розрахунок?
39. Економічні показники теплообмінних апаратів: теплогідродинамічна досконалість, ефективність теплообмінника.
40. Конструктивні та масогабаритні показники теплообмінних апаратів.
41. Як залежать коефіцієнт теплопередачі, гідродинамічний опір і потужність, необхідна на перекачування теплоносіїв, від їх швидкості.
42. Поясніть сутність методу послідовного наближення в розрахунках теплообмінних апаратів.
43. В яких випадках напрямок течії теплоносіїв не має особливого значення при визначенні температурного напору
44. Поясніть методи інтенсифікації теплообміну в рекуперативних теплообмінниках.
45. Який метод інтенсифікації теплообміну в каналах є найбільш перспективним? Чому?
46. Поясніть фізичні методи інтенсифікації теплообміну.
47. Поясніть фізичну суть роботи і конструктивні особливості регенеративних підігрівників.
48. Поясніть порядок розрахунку регенеративних теплообмінників.
49. Поясніть будову та принцип роботи пластинчастих теплообмінників.
50. Поясніть переваги та недоліки пластинчастих теплообмінників.
51. Поясніть будову та принцип роботи пластинчасто-ребристих теплообмінників.
52. Поясніть будову та принцип роботи змішувальних теплообмінних апаратів.
53. Які ви знаєте схеми розташування труб у трубному пучку .
54. Поясніть методики для визначення температури стінки зі сторони гарячого та холодного теплоносія.
55. Поясніть будову та принцип роботи теплообмінних апаратів періодичної дії.

3 ВИПАРЮВАННЯ. ВИПАРНІ АПАРАТИ

3.1 Теоретичні відомості

Випарювання – термічний процес концентрування розчинів твердих речовин при кипінні і частковому видаленні рідкого розчинника у вигляді пари.

Рівняння матеріального балансу процесу безперервного випарювання

$$G_n = G_k + W, \quad (3.1)$$

$$G_{\text{поч}} \cdot x_{\text{поч}} = G_{\text{кін}} \cdot x_{\text{кін}}, \quad (3.2)$$

де $G_{\text{поч}}$, $G_{\text{кін}}$ – початкові масові витрати початкового розчину і кінцевого (упареного) розчинів, кг/с; $x_{\text{поч}}$, $x_{\text{кін}}$ – масові частки розчиненої речовини в початковому і кінцевому розчинах; W – масова витрата випаровуваного розчинника, кг/с.

Кількість випаровуваного розчинника

$$W = G_{\text{поч}} \cdot (1 - x_{\text{поч}} / x_{\text{кін}}). \quad (3.3)$$

Рівняння теплового балансу випарного апарату, що працює в стаціонарному режимі

$$Q + G_{\text{поч}} \cdot c_{\text{поч}} \cdot t_{\text{поч}} = G_{\text{кін}} \cdot c_{\text{кін}} \cdot t_{\text{кін}} + W \cdot h_{\text{вт.п.}} + Q_{\text{втр}} + Q_{\text{д}}, \quad (3.4)$$

де Q – необхідний для випарювання тепловий потік, що підводиться ззовні, Вт; $c_{\text{поч}}$, $c_{\text{кін}}$ – питомі теплоємності початкового і кінцевого розчинів, Дж/(кг·К); $t_{\text{поч}}$, $t_{\text{кін}}$ – температури початкового розчину на вході у випарний апарат і кінцевого розчину на виході з апарату (при виведенні упареного розчину з верхнього рівня кип'ятильних труб), °С; $Q_{\text{втр}}$ – втрати теплоти з зовнішньої поверхні апарату в навколишнє середовище, Вт; $Q_{\text{д}}$ – теплота дегідратації розчиненої речовини, Вт.

Тепловий потік, необхідний для випарювання, може бути визначений за формулою

$$Q = G_{\text{поч}} \cdot c_{\text{поч}} \cdot (t_{\text{кін}} - t_{\text{поч}}) + W \cdot (h_{\text{вт.п.}} - c_{\text{в}} \cdot t_{\text{кін}}) + Q_{\text{втр}}, \quad (3.5)$$

де $c_{\text{поч}}$ – питома теплоємність рідкого розчинника (при випарюванні водних розчинів – води) при $t_{\text{кін}}$, Дж/(кг·К);

Тепловий потік, що втрачається установкою, як правило, становить 3 – 5 % від сумарного корисного теплового потоку на випаровування розчинника

$$Q_{\text{вип}} = W \cdot r_{\text{вт.пар}}, \quad (3.6)$$

де $r_{\text{вт.пар}}$ – питома теплота пароутворення розчинника, Дж/кг, і теплового потоку на нагрівання розчину

$$Q_{\text{нагр}} = G_{\text{поч}} \cdot c_{\text{поч}} \cdot (t_{\text{кін}} - t_{\text{поч}}). \quad (3.7)$$

Більш точно величину $Q_{\text{втр}}$ можна визначити по рівнянню тепловіддачі від зовнішньої поверхні $F_{\text{зов}}$, м^2 теплоізоляції до навколишнього середовища

$$Q_{\text{втр}} = \alpha \cdot F_{\text{зов}} \cdot (t_{\text{зов}} - t_{\text{нс}}), \quad (3.8)$$

де $\alpha = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{випр}}$ – сумарний коефіцієнт тепловіддачі природною конвекцією і випромінюванням, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $t_{\text{зов}}$ – температура зовнішньої поверхні теплоізоляції, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{нс}}$ – температура навколишнього середовища, $^{\circ}\text{C}$.

Тепловий потік, пов'язаний з дегідратацією розчиненої речовини, в більшості випадків малий, порівняно з іншими складовими теплового балансу.

Необхідна витрата нагрівальної пари для випарного апарату

$$G_{\text{г.п.}} = \frac{Q}{(h'' - h') \cdot x} = \frac{Q}{r_{\text{г.п.}} \cdot x}, \quad (3.9)$$

де h'' , h' – питомі ентальпії сухої насиченої нагрівальної пари і її конденсату при температурі конденсації, Дж/кг; x – міра сухості пари; $r_{\text{г.п.}}$ – питома теплота конденсації грійочої пари, Дж/кг.

Питома витрата грійної пари характеризує ефективність використання грійної пари по відношенню до кількості випарюваного розчину

$$d = \frac{G_{\text{г.п.}}}{W}. \quad (3.10)$$

Питома теплоємність розчину, Дж/(кгК)

$$c = c_{\text{розч}} \cdot (1 - x) + c_{\text{рр}} \cdot x, \quad (3.11)$$

де $c_{\text{розч}}$ – теплоємність розчинника, Дж/(кгК), $c_{\text{рр}}$ – теплоємність розчиненої речовини, Дж/(кгК). Для наближеного розрахунку питомої теп-

лоємності розбавлених водних розчинів ($x \leq 0,2$) можна не враховувати теплоємність розчиненої речовини, кДж/(кг·К)

$$c = 4,19 \cdot (1 - x), \quad (3.12)$$

де 4,19 кДж/(кг·К) – питома теплоємність води.

На рисунку 3.1 наведено схему однокорпусної вакуум-випарної установки

Співвідношення температур і тисків в однокорпусній вакуум-випарній установці

$$t_{г.п.} > t_{кип} > t_{кин} > t_1 > t_0, \quad (3.13)$$

$$P_{г.п.} > P_{cp} > P_1 > P_0, \quad (3.14)$$

де $t_{г.п.}$, $t_{кип}$, $t_{кин}$, t_1 , t_0 – температури конденсації гріючої пари $t_{г.п.}$ в міжтрубному просторі гріючої камери при тиску $P_{гп}$, кипіння розчину $t_{кип}$ при тиску на середньому його рівні P_{cp} , розчину при виведенні його з верхнього рівня, насичення вторинної пари t_1 в сепараторі за тиску P_1 і конденсації вторинної пари в барометричному конденсаторі t_0 за тиску P_0 .

Гідравлічна депресія $\Delta t_{г.с.}$, що викликана падінням тиску внаслідок гідравлічного опору паропроводу руху вторинної пари із сепаратора в конденсатор $\Delta P_{г.с.}$, пов'язує значення t_0 і t_1 :

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{г.с.} \quad (3.15)$$

Температура t_0 – це температура вторинної пари в барометричному конденсаторі. Визначається як температура насичення за тиску P_0 .

Тиск P_1 визначається як

$$P_1 = P_0 + \Delta P_{г.с.} \quad (3.16)$$

Величину $\Delta t_{г.с.}$ приймають за практичними даними 0,5 – 1,5 °С.

Температура $t_{кин}$ – це температура кипіння розчину в сепараторі випарного апарату, при якій упарений (кінцевий) розчин виводиться з апарату:

$$t_{кин} = t_1 + \Delta t_{депр}, \quad (3.17)$$

де $\Delta t_{депр}$ – температурна депресія, що виражає підвищення температури кипіння розчину (води) при тому ж тиску, °С

$$\Delta t_{депр} = (t_{розч} - t_{води})_p \quad (3.18)$$

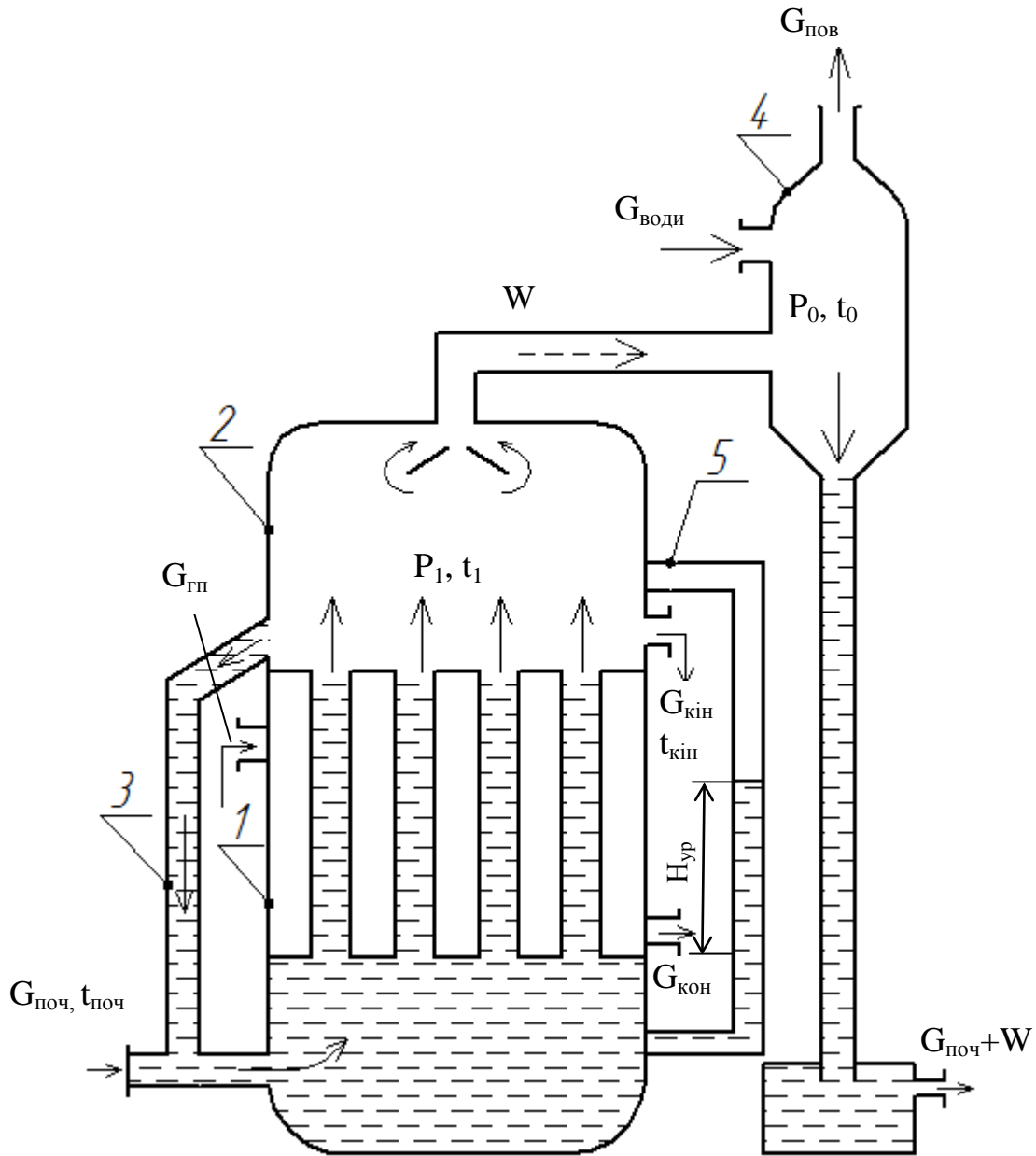


Рисунок 3.1 – Схема однокорпусної випарної установки
 1 – грійна камера; 2 – сепаратор; 3 – зовнішня циркуляційна труба; 4 – барометричний конденсатор; 5 – рівнемір (водомірне скло)

У випарних апаратах безперервної дії з природною чи вимушеною циркуляцією концентрація киплячого розчину близька до кінцевої, тому $\Delta t_{\text{депр}}$ – визначають для розчину з кінцевою концентрацією $x_{\text{кін}}$.

При періодичному процесі випарювання, коли початковий розчин повністю заливається в апарат до початку випарювання, $\Delta t_{\text{депр}}$ визначають при середній концентрації розчину.

Для визначення температури кипіння розчину за тиску, відмінного від атмосферного використовують закон Бабо: якщо

$$(P / P_0)_t = \text{const} , \quad (3.19)$$

де P – тиск пари розчину; P_0 – тиск насиченої пари чистого розчинника при тій же температурі.

Середня по висоті кип'ятильних труб температура кипіння розчину перевищує $t_{\text{кін}}$ на величину гідростатичної депресії $\Delta t_{\text{г.еф.}}$, що є підвищенням температури кипіння розчину внаслідок додаткового стовпа рідини в порівнянні з тиском в сепараторі (гідростатичний ефект)

$$t_{\text{кип}} = t_{\text{кін}} + \Delta t_{\text{г.еф.}} \quad (3.20)$$

Значення тиску для знаходження $t_{\text{кип}}$ визначають за тиском

$$P_{\text{ср}} = P_1 + \rho_p \cdot g \cdot H_{\text{ур}} / 2 = P_1 + \Delta P_{\text{г.еф.}}, \quad (3.30)$$

де $\Delta P_{\text{г.еф.}}$ – підвищення тиску на глибині $H_{\text{ур}}/2$, Па; $H_{\text{ур}}$ – висота шару розчину без врахування наявності парових бульбашок в киплячому розчині (по рівнеміру), м; ρ_p – густина розчину, кг/м^3 .

Значення $H_{\text{ур}}$ – визначається залежно від висоти $H_{\text{тр}}$, м кип'ятильних труб апарату і різниці густин розчину і води, взятих при температурі кипіння розчину. Для водних розчинів, що випарюються в апаратах з природною циркуляцією розчину $H_{\text{ур}}$ можна визначити за емпіричною формулою

$$H_{\text{ур}} = \left[0,26 + 0,0014(\rho_p - \rho_v) \right] \cdot H_{\text{тр}}, \quad (3.31)$$

де ρ_p і ρ_v – густини розчину кінцевої концентрації і води при температурі кипіння, кг/м^3

Величина $\Delta t_{\text{г.еф.}}$ визначається за формулою

$$\Delta t_{\text{г.еф.}} = t_{\text{ср}} - t_1, \quad (3.32)$$

де $t_{\text{ср}}$ – температура кипіння води (розчинника) при тиску $P_{\text{ср}}$.
Середня температура кипіння розчину (на середньому рівні)

$$\begin{aligned} t_{\text{кип}} &= t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{г.еф.}} = t_0 + \Delta t_{\text{г.с}} + \Delta t_{\text{депр}} + \Delta t_{\text{г.еф.}} = \\ &= t_0 + \sum \Delta t_{\text{втр}}, \end{aligned} \quad (3.33)$$

де сумарна втрата різниці температур

$$\sum \Delta t_{\text{втр}} = \Delta t_{\text{г.с}} + \Delta t_{\text{депр}} + \Delta t_{\text{г.еф.}} \quad (3.34)$$

Загальною (наявною) різницею температур в процесі випарювання називають різницю між температурою конденсації гріючої пари і температурою конденсації вторинної пари в барометричному конденсаторі

$$\Delta t_{\text{зар}} = t_{\text{г.п.}} - t_0. \quad (3.35)$$

Корисна різниця температур – це різниця між температурою гріючої пари і температурою кипіння розчину. Її значення менше загальної різниці температур на величину сумарних температурних втрат.

$$\Delta t_{\text{кор}} = \Delta t_{\text{зар}} - \sum \Delta t_{\text{втр}} = t_{\text{г.п.}} - t_{\text{кип}}. \quad (3.34)$$

Площу необхідної поверхні теплопередачі грійної камери випарного апарату визначаються за формулою

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{кор}}}. \quad (3.35)$$

Під час розрахунку багатокорпусних випарних установок, розподілення корисної різниці температур між корпусами може виконуватись такими способами:

а) із умови мінімальної загальної площі поверхні нагріву всіх корпусів:

$$\Delta t_{\text{кор.і}} = \left[\frac{\sqrt{Q_i / k_i}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n Q_i / k_i}} \right] \cdot \Delta t_{\text{кор}}; \quad (3.36)$$

б) із умови рівності площ поверхонь теплообміну всіх корпусів

$$\Delta t_{\text{кор.і}} = \left[\frac{(Q_i / k_i)}{\sum_{i=1}^n (Q_i / k_i)} \right] \cdot \Delta t_{\text{кор}}, \quad (3.37)$$

де $\Delta t_{\text{кор}} = \Delta t_{\text{зар}} - \sum_{i=1}^n t_{\text{втр.і}}$ – сумарна корисна різниця температур, що припадає на всі n – корпусів установки; $\Delta t_{\text{зар}} = t_{\text{г.п.}} - t_{0.n}$ – загальна (наявна) різниця температур; $t_{0.n}$ – температура конденсації вторинної пари n -

го корпуса; $\sum_{i=1}^n t_{\text{втр.}i}$ – загальна втрата різниці температур, що додається по всіх n корпусах.

Витрата води $G_{\text{в}}$, кг/с, необхідної для конденсації вторинної пари в поверхневому барометричному конденсаторі, визначається із рівняння теплового балансу:

$$G_{\text{в}} = \frac{W(h'' - h')}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.поч}})} = W \frac{r + c_{\text{конд}} \cdot (t_0 - t_{\text{конд}})}{c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в.к}} - t_{\text{в.поч}})}, \quad (3.38)$$

де W – витрата вторинної пари, що надходить в конденсатор, кг/с;

h'' , h' – питомі ентальпії вторинної пари і конденсату на виході з конденсатора, Дж/кг; $t_{\text{в.поч}}$, $t_{\text{в.к}}$ – початкова і кінцева температура води, °С; $c_{\text{в}}$, $c_{\text{конд}}$ – питомі теплоємності охолоджувальної води і конденсату, Дж/(кг·К); r – питома теплота конденсації вторинної пари, Дж/кг; t_0 , $t_{\text{конд}}$ – температура конденсації і кінцева температура конденсату, що відводиться, °С.

Висота барометричної труби H , м, необхідна для підтримання розрідження в конденсаторі:

$$H = H_0 + H_{\text{г.с.}} + 0,5, \quad (3.39)$$

де $H_0 = 10,33b/760$; b – розрідження в конденсаторі, мм рт. ст.; $H_{\text{г.с.}}$ – напір, що втрачається в трубі, м;

$$H_{\text{г.с.}} = (1 + \lambda \cdot H / d + 1,5) \cdot \frac{w^2}{2g}, \quad (3.40)$$

де w – швидкість води в трубі, м/с; λ – коефіцієнт тертя труби; d – діаметр труби, м.

3.3 Завдання для самостійної роботи

Приклад 3.3.1. Водний розчин у кількості $G_{\text{поч}}$ упарюється від $x_{\text{поч}} = 7\%$ до $x_{\text{кін}}$, % під атмосферним тиском. Розбавлений розчин подається у випарний апарат при $t_{\text{поч}}$, °С. Температурна депресія $\Delta t_{\text{депр}} = 3,5$ °С, гідростатична $\Delta t_{\text{г.еф}} = 3$ °С, $\Delta t_{\text{г}} = 1$ °С. Надлишковий тиск гріючої насиченої водяної пари $P_{\text{надл}} = 2$ кгс/см². Коефіцієнт теплопередачі K , Вт/(м²К). Визначити необхідну поверхню теплообміну в апараті і витрату гріючої пари, приймаючи втрати теплоти в навколишнє середовище 5 % від суми

$(Q_{\text{нагр}}+Q_{\text{вип}})$ і міра сухості пари гріючої пари 5 %. Дані для розрахунків взяті з таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Дані для варіантів

Остання цифра шифру	$G_{\text{поч}}$, кг/год	K , Вт/(м ² К)	$t_{\text{поч}}$, °С	$x_{\text{кін}}$, %	Передостання цифра шифру	$P_{\text{надл}}=2$ кгс/см ²
0	1900	1000	10	19	0	1,5
1	1800	1100	11	20	1	1,6
2	1700	900	12	21	2	1,7
3	1600	950	13	22	3	1,8
4	1500	800	14	23	4	1,9
5	1400	750	15	24	5	2
6	1300	700	16	25	6	2,1
7	1200	650	17	26	7	2,2
8	1100	1200	18	27	8	2,3
9	1000	975	19	28	9	2,4

Приклад 3.3.2. Визначити площу поверхні нагріву гріючих камер двокорпусної випарної установки при концентруванні від 4 до 14% $G_{\text{поч}}$, т/год розчину з початковою температурою 22 °С. Тиск в барометричному конденсаторі P_0 кгс/см², тиск гріючої пари 3 кгс/см². Масова частка розчиненої речовини в розчині на виході з першого корпусу $x_{\text{к1}}=x_{\text{п2}}=7\%$. Втрати різниці температур: внаслідок концентраційної депресії в першому корпусі $\Delta t_{\text{депр.1.}}=2,5$ °С, у другому корпусі $\Delta t_{\text{депр.2.}}=4$ °С; на гідростатичний ефект $\Delta t_{\text{г.еф.1.}}=5$ °С і $\Delta t_{\text{г.еф.2.}}=3$ °С; внаслідок гідравлічного опору $\Delta t_{\text{г.1.}}=1$ °С і $\Delta t_{\text{г.2.}}=1,5$ °С відповідно в першому і другому корпусах. Значення коефіцієнтів теплопередачі в корпусах K_1 і K_2 Вт/м²К. Теплові втрати складають 3 і 2 % від корисно використаної теплоти в кожному з корпусів. Визначити також питому витрату гріючої пари. Дані для розрахунків взяті з таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Дані для варіантів

Остання цифра шифру	P_0 , кгс/см ²	$G_{\text{поч}}$, т/год	Передостання цифра шифру	K_1	K_2
0	0,3	10	0	1000	900
1	0,4	9	1	1100	1000
2	0,5	8	2	1200	1100
3	0,6	7	3	1300	1200
4	0,7	6	4	1400	1300
5	0,55	15	5	1500	1400
6	0,65	14	6	1600	1500
7	0,45	13	7	1650	1550
8	0,35	12	8	1250	1150
9	0,25	11	9	1350	1250

Приклад 3.3.3. Розрахувати трикорпусну прямооточну випарну установку з природною циркуляцією розчину для концентрування $G_{\text{поч}}$, т/год 12 % водного розчину азотнокислого аммонію NaNO_3 . Кінцева концентрація розчину $x_{\text{кін}}$. Розчин надходить на випарку підігрітим до температури кипіння в апараті. Абсолютний тиск гріючої насиченої водяної пари $P_{\text{гп}}$. Висота гріючих труб $H=4$ м. Вакуум в барометричному конденсаторі $P_0=0,8$ кгс/см². Коефіцієнти теплопередачі в корпусах K_1, K_2, K_3 . Дані для розрахунків взяти з таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Дані для варіантів

Остання цифра шифру	$P_{\text{гп}}$, кгс/см ²	$x_{\text{кін}}$	$G_{\text{поч}}$, т/год	Передостання цифра шифру	K_1	K_2	K_2
0	3	30	10	0	1200	900	500
1	3,1	31	9	1	1250	900	510
2	3,2	32	8	2	1270	1100	520
3	3,3	33	7	3	1300	1200	530
4	3,4	34	6	4	1400	1300	540
5	3,5	35	15	5	1500	1400	550
6	3,6	36	14	6	1600	1500	560
7	3,7	37	13	7	1650	1550	570
8	3,7	38	12	8	1250	1150	580
9	3,9	39	11	9	1350	1250	590

Приклад 3.3.4. Визначити витрату гріючої насиченої водяної пари у випарному апараті при безперервному концентруванні розчину KCl . Витрата початкового розчину 2.2 т/год його концентрація 14 %, кінцева концентрація 30 %. Температура гріючої пари 145 °С. Тиск вторинної пари в апараті атмосферний. Теплові втрати випарного апарату 29 кВт. Розрахунок провести для трьох варіантів: а) розчин надходить на випарювання з початковою температурою 20 °С; розчин надходить на випарювання при температурі кипіння в апараті; в) розчин надходить у випарний апарат перегрітим до 130 °С.

Приклад 3.3.5. У випарному апараті упарюється під атмосферним тиском 2,69 т/год 7 % водного розчину. Початкова температура розчину 95 °С, кінцева 103 °С. Середня температура кипіння в апараті 105 °С. Надлишковий тиск гріючої насиченої водяної пари 2 кгс/см². Площа поверхні теплообміну в апараті 52 м², коефіцієнт теплопередачі 1060 Вт/(м²К). Теплові втрати апарату в навколишнє середовище 110 кВт. Визначити; а) кінцеву концентрацію розчину; б) витрату гріючої пари при вологості 5 %.

Приклад 3.3.5. У вакуум-випарний апарат надходить 10 т/год 8 % азотнокислого аммонію (NH_4NO_3) при температурі 74 °С. Концентрація упареного розчину 42,5 %. Абсолютний тиск в середньому шарі киплячо-

го розчину $P_{\text{ср}}=0,4$ кгс/см². Надлишковий тиск гріючої насиченої водяної пари $P_{\text{надл}}=1$ кгс/см². Прийняти $\Delta t_{\text{г.еф.}}=6,1$ °С. Коефіцієнт теплопередачі 950 Вт/(м²К). Втрати теплоти складають 3 % від суми ($Q_{\text{нагр}}+Q_{\text{вип}}$). Визначити площу поверхні нагріву випарного апарату.

Приклад 3.3.6. У випарний апарат надходить 1,4 т/год 9% розчину, який упарюється під атмосферним тиском до кінцевої концентрації 32 %. Розбавлений розчин надходить на випарку з температурою 18 °С. Упарений розчин виводиться з апарату при 105 °С. Питома теплоємність початкового розчину 3800 Дж/(кг·К). Витрата гріючої насиченої водяної пари з надлишковим тиском $P_{\text{надл}}=2$ кгс/см² складає 1450 кг/год. Міра сухості пари 0,98. Визначити втрати теплоти в навколишнє середовище.

Приклад 3.3.7. У випарному апараті при абсолютному тиску в середньому шарі киплячого шару $P_{\text{ср}}=0,4$ кгс/см² випарюється 10 т/год розчину від 8 до 42,5%. Температура початкового розчину 74 °С, надлишковий тиск гріючої пари 1 кгс/см², коефіцієнт теплопередачі складає 950 Вт/(м²К). Втрати теплоти 3 % від корисно використаної теплоти. Гідростатична депресія 6,1 °С. Визначити площу поверхні нагріву гріючої камери, визначити також тиск в барометричному конденсаторі, якщо значення гідравлічної депресії 1 °С.

Приклад 3.3.8. Як зміниться продуктивність випарного апарату, що працює під атмосферним тиском, при обігріві насиченою водяною парою з надлишковим тиском $P_{\text{г.п.1}}$, кгс/см², якщо в апараті створити вакуум 0,7 кгс/см², а обігрів певести на пару з надлишковим тиском $P_{\text{г.п.2}}$, 0,6 кгс/см²? Гідростатичний ефект для середнього шару $\Delta P_{\text{г.еф.}}=9810$ Па, в обох випадках значення температурної депресії взяти $\Delta t_{\text{депр}}$, °С; розчин надходить на випарку підігрітим до температури кипіння в апараті. Коефіцієнт теплопередачі вважати незмінним. Тепловими втратами знехтувати. Дані для розрахунків взяти з таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Дані для варіантів

Остання цифра шифру	$P_{\text{г.п.1}}$, кгс/см ²	$P_{\text{в}}$, кгс/см ²	$\Delta P_{\text{г.еф.}}$, Па	Передостання цифра шифру	$\Delta t_{\text{депр}}$, °С	$P_{\text{г.п.2}}$, кгс/см ²
0	1,2	0,7	9810	0	4	0,6
1	1,25	0,72	9820	1	4,2	0,65
2	1,3	0,75	9830	2	4,3	0,7
3	1,35	0,78	9840	3	4,5	0,75
4	1,4	0,8	9850	4	4,7	0,8
5	1,45	0,68	9860	5	5	0,85
6	1,18	0,65	9870	6	4,1	0,6
7	1,42	0,74	9880	7	4,6	0,65
8	1,2	0,73	9890	8	5,2	0,7
9	1,3	0,7	9900	9	5,3	0,75

Приклад 3.3.9. Визначити необхідну площу поверхні гріючої камери випарного апарату і питому витрату гріючої пари при абсолютному тиску

Р_{г.п.}, кгс/см² і вологістю 3 % при випарюванні G_{поч.}, кг/с розчину від 12 до 18 %. Температура конденсації в барометричному конденсаторі t₀, °С. Коефіцієнт теплопередачі складає К, Вт/(м²К). Гідростатична депресія Δt_{г.еф}=3 °С, температурна 2,5 °С, гідравлічна 1 °С. Теплові втрати складають 3 % від корисно використаної теплоти. Температура початкового розчину t_{поч.}, °С. Знайти необхідну кількість води, що подається в барометричний конденсатор змішування при її початковій температурі 14 °С, об'ємну витрату повітря, що викачується з барометричного конденсатора і висоту барометричної труби діаметром 200 мм і з внутрішньою шорсткістю ε=0,2 мм. Дані для розрахунків взяти з таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Дані для варіантів

Остання цифра шифру	Р _{г.п.} , кгс/см ²	G _{поч.} , т/год	t _{поч.} , °С	Передостання цифра шифру	t ₀ , °С	К, Вт/м ² К
0	2	6	20	0	75	1000
1	2,1	6,1	25	1	70	1100
2	2,2	6,4	30	2	74	1200
3	2,3	7	35	3	68	1300
4	2,4	8	40	4	65	1400
5	2,5	7,5	45	5	78	1350
6	2,6	5	42	6	80	1250
7	2,7	8	18	7	70	1150
8	2,8	9	30	8	75	1090
9	2,9	10	25	9	74	1420

Приклад 3.3.10. Визначити необхідну площу поверхні нагріву і витрату грійної пари для випарювання 10 т/год розчину CaCl₂ від 15 до 25 % при абсолютному тиску в барометричному конденсаторі і грійної пари P₀=0,345 кгс/см², і P_{г.п.}=1,4 кгс/см² відповідно. Температура початкового розчину 75 °С. Вологість грійної пари 5 %. Коефіцієнт теплопередачі складає 1000 Вт/(м²К). Втрати теплоти в навколишнє середовище 5 % від корисно використаної теплоти. Гідравлічна депресія 1 °С. Температурна депресія 5,4 °С. Гідростатична депресія 8,2 °С.

Приклад 3.3.11. У випарному апараті концентрується водний розчин від x_{поч.}=14% до x_{кін.}=30%. Грійна насичена водяна пара має тиск (абсолютний) P_{г.п.}, кгс/см². Корисна різниця температур Δt_{кор.}=11,2 °С. Гідростатична депресія Δt_{г.еф}=3 °С. Визначити годинну витрату розбавленого розчину, що надходить в апарат G_{поч.}, кг/с, якщо площа поверхні теплообміну в ньому F, м², а коефіцієнт теплопередачі складає К, Вт/(м²К). Початковий розчин надходить в апарат підігрітим до температури кипіння. Середній тиск в апараті (абсолютний) P_{ср.}, кгс/см². Тепловими втратами знехтувати. Дані для розрахунків взяти з таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Дані для варіантів

Остання цифра шифру	$R_{г.п.},$ кгс/см ² .	$R_{ср},$ кгс/см ²	$F, м^2$	Передостання цифра шифру	$K,$ Вт/м ² К
0	0,9	0,4	40	0	700
1	1	0,45	42	1	710
2	1,1	0,47	44	2	720
3	1,2	0,48	46	3	730
4	1,25	0,49	48	4	740
5	1,2	0,5	50	5	750
6	1,4	0,55	52	6	760
7	1,45	0,56	54	7	770
8	0,95	0,58	56	8	780
9	1,05	0,59	58	9	790

3.4 Контрольні запитання

1. Що таке випарювання?
2. Як впливає підвищення концентрації розчину на його теплофізичні властивості?
3. Призначення формули Тищенко.
4. Класифікація випарних апаратів.
5. Що таке вторинна пара? Що таке екстра-пара?
6. Що таке корисна різниця температур?
7. Наведіть схему випарної станції. Поясніть як вона працює.
8. Призначення матеріального балансу випарної станції.
9. Як визначається кількість випареної води в кожному корпусі три-корпусної випарної станції?
10. Наведіть статті надходження теплоти у випарний апарат.
11. Наведіть статті витрат теплоти випарного апарату.
12. Запишіть рівняння теплового балансу однокорпусного випарного апарату.
13. Запишіть рівняння теплового балансу для будь-якого і-го корпусу випарної станції.
14. Що таке коефіцієнт випаровування?
15. Що таке коефіцієнт самовипаровування?
16. Переваги випаровування під вакуумом.
17. Принцип дії випарного апарату.
18. Класифікація випарних установок по числу ступеней.
19. Класифікація випарних установок по тиску вторинної пари в останньому ступені.
20. Класифікація випарних установок по підведенню гріючої пари.

21. Які види температурних депресій існують при розрахунках випарних установок і як вони впливають на їх роботу?
22. Як визначається гідродинамічна депресія в паропроводах, які з'єднують суміжні корпуси випарної установки?
23. Як впливає висота киплячого шару в випарному апараті на гідростатичну депресію?
24. Який вплив має гідродинамічна депресія на корисну різницю температур випарного апарата?
25. Як визначити гідростатичну депресію?
26. Від чого залежить фізико-хімічна температурна депресія розчинів і її вплив на процес випарювання?
27. Призначення барометричного конденсатора.
28. Як визначається необхідна кількість пари на випарний апарат.
29. Розподілення корисної різниці температур між корпусами випарної установки.

4. ПЕРЕГОННІ ТА РЕКТИФІКАЦІЙНІ УСТАНОВКИ

4.1 Основні залежності і розрахункові формули

Рівняння простої перегонки

$$\ln \frac{F}{W} = \int_{x_w}^{x_f} \frac{d\bar{x}}{y^* - x}, \quad (4.1)$$

де F – початкова кількість суміші, що надходить на перегонку; W – залишок рідини в кубі; y^* , x – рівноважні концентрації низькокиплячого компонента в парі і рідині; x_f – вміст низькокиплячого компонента в початковій суміші, x_w – вміст низькокиплячого компонента в залишку після відгонки.

Середній склад перегнаної рідини

$$x_d = \frac{F \cdot x_f - W \cdot x_w}{F - W}. \quad (4.2)$$

Розрахунки за рівняннями (4.1) та (4.2) проводять, застосовуючи або мольні кількості і мольні концентрації, або масові кількості і масові концентрації.

При перегонці нерозчинних у воді рідин з водяною парою (чи інертні газу) витрату пари визначають за рівнянням

$$G_{\text{вп}} = G \frac{M_{\text{в}} (\Pi - P)}{M \cdot P \cdot \varphi}, \quad (4.3)$$

де $G_{\text{вп}}$ - кількість водяної пари, що відходить з парою перегнаної рідини, кг; G - кількість рідини, що переганяється, кг; $M_{\text{в}}$, M - мольні маси води і рідини, що переганяється; P - тиск насиченої пари рідини, що переганяється при температурі перегонки; Π - загальний тиск суміші парів; φ - коефіцієнт, що враховує неповноту насичення водяної пари парою рідини, що переганяється (при орієнтовних розрахунках приймають $\varphi=0,7 - 0,8$).

Рівняння матеріального балансу ректифікаційної колони безперервної дії

$$G_f = G_d + G_w, \quad (4.4)$$

$$G_f \cdot x_f = G_d \cdot x_d + G_w \cdot x_w \quad (4.5)$$

де G_f , G_d , G_w - масові чи мольні витрати живлення, дистилата і кубового залишку; x_f , x_d , x_w - вміст низькокиплячого компонента в живленні, дистилаті, кубовому залишку, масові або мольні частки.

Рівняння робочих ліній (при живленні колони киплячою сумішшю):

- для верхньої частини ректифікаційної колони

$$y = \frac{R}{R+1} \cdot x + \frac{x_d}{R+1}; \quad (4.6)$$

- для нижньої частини ректифікаційної колони

$$y = \frac{R+F}{R+1} \cdot x - \frac{F-1}{R+1} \cdot x_w. \quad (4.7)$$

В ректифікаційних колонах приймають на основі теоретичних досліджень постійними по висоті колони загальні мольні витрати пари і рідини. У відповідності з цим у рівняннях (4.6) і (4.7) застосовуються мольні витрати і концентрації. У верхній частині колони, вище введення початкової суміші, постійна по висоті колони мольна витрата рідини рівна G_R , в нижній частині колони вона рівна $G_R + G_F$. Постійна по висоті мольна витрата пари G_V однакова у верхній і в нижній частинах колони.

У рівняннях (4.6) і (4.7) y та x - змінні по висоті колони нерівноважні концентрації (мольні частки) низькокиплячого компонента в парі і в рідині в даному перерізі колони. Для тарільчастих колон: y - мольна частка низькокиплячого компонента в парі, що надходить знизу на тарілку; x - мольна частка низькокиплячого компонента в рідині, що стікає з цієї та-

рілки; $R = G_R / G_d$ – число флегми; $F = G_F / G_d = (x_d - x_w) / (x_f - x_w)$ – відносна (на 1 кмоль дистиллята) мольна витрата живлення.

При застосуванні відносних мольних витрат рівняння матеріального балансу колони має вигляд

$$F = 1 + W \quad (4.8)$$

$$F \cdot x_f = x_d + W \cdot x_w, \quad (4.9)$$

де $W = G_w / G_d = (x_d - x_f) / (x_f - x_w)$ – відносна мольна витрата кубового залишку;

x_f , x_d , x_w – мольні частки низькокиплячого компонента в живленні, дистилляті, кубовому залишку.

Мінімальне число флегми R_{\min} в ректифікаційній колоні безперервної дії, коли крива рівноваги не має впадин

$$R_{\min} = \frac{x_d - y_f^*}{y_f^* - x_f}, \quad (4.10)$$

де x_d – мольна частка низькокиплячого компонента в дистилляті; x_f – мольна частка низькокиплячого компонента в живленні; y_f^* – мольна частка низькокиплячого компонента в парі, рівноважній з рідиною живлення.

Робоча (дійсна) кількість флегми

$$R = \varphi \cdot R_{\min}, \quad (4.11)$$

де $\varphi > 1$ – коефіцієнт надлишку флегми.

При розрахунках ректифікаційних колон робоче число флегми визначають за формулою

$$R = 1,3 \cdot R_{\min} + 0,3 \quad (4.12)$$

Витрата теплоти в кубі-випарнику ректифікаційної колони безперервної дії визначають із рівняння теплового балансу колони з дефлегматором-конденсатором

$$Q_k + G_f \cdot h_f = Q_d + G_d \cdot h_d + G_w \cdot h_w + Q_{\text{втр}}, \quad (4.13)$$

де Q_k – витрата теплоти, що отримана киплячою рідиною від грійної пари, що конденсується в кубі-випарнику, кВт; Q_d – витрата теплоти, що отримана від конденсації парів в дефлегматорі, кВт; $Q_{\text{втр}}$ – теплові втрати колони в навколишнє середовище, кВт; G_f , G_d , G_w – масові витрати жив-

лення, дистилата і кубового залишку, кг/с; h_f , h_d , h_w – відповідні питомі ентальпії, кДж/кг.

З рівняння (4.13) отримаємо

$$Q_k = Q_d + G_d \cdot c_d \cdot t_d + G_w \cdot c_w \cdot t_w - G_f \cdot c_f \cdot t_f + Q_{втр}, \quad (4.14)$$

де c_d , c_w , c_f – середні питомі теплоємності, кДж/(кг·К); t_d , t_w , t_f – відповідні температури, °С.

Потужність дефлегматора, кВт

$$Q_d = G_d \cdot (1+R) \cdot r_d, \quad (4.15)$$

де R – число флегми; r_d – питома теплота конденсації парів в дефлегматорі, кДж/кг.

Визначення діаметра тарільчастої ректифікаційної колони, м

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot w}}, \quad (4.16)$$

де V – витрата пари по колоні, м³/с; w – швидкість пари, віднесена до повного поперечного перерізу колони, м/с.

Рекомендовану швидкість в колоні визначають за формулою

$$w = c \sqrt{(\rho_p - \rho_n) / \rho_n}, \quad (4.17)$$

де c – коефіцієнт, що залежить від конструкції тарілок, відстані між тарілками, робочого тиску в колоні, навантаження колони по рідині; ρ_p , ρ_n – густини рідини і пари, кг/м³.

Визначення висоти тарільчастої колони (відстані H_T між верхньою і нижньою тарілками) проводиться за рівнянням, м

$$H_T = (n-1)h, \quad (4.18)$$

де h – відстань між тарілками, м; n – кількість тарілок в колоні.

Розрахунок необхідної кількості тарілок ведуть графічним способом.

При наближених розрахунках застосовують теоретично менш обгрунтований, але більш простий метод визначення кількості тарілок за допомогою середнього ККД тарілок

$$n = n_T / \eta \quad (4.19)$$

де n_T – кількість теоретичних тарілок – ступеней зміни концентрації, які знаходять графічною побудовою між рівноважною і робочими лініями на у-х діаграмі.

4.2 Завдання для самостійної роботи

Приклад 4.2.1. Визначити рівноважний склад фаз і побудувати в координатах t-x, у і у*– x для бензольно-толуольної суміші при атмосферному тиску, вважаючи, що суміш характеризується законом Рауля.

Приклад 4.2.2. За умовою задачі 1 визначити склад рівноважної пари і температуру кипіння для рідини, що містить 55 % (мол) бензола і 45% (мол.) толуола.

Приклад 4.2.3. 3000 кг забрудненого скипидара переганяються в потоці насиченої водяної пари під атмосферним тиском (760 мм рт. ст.). Початкова суміш містить 88 % (мас.) скипидара, 12% (мас) води і подається в апарат при 30 °С. Зовнішнього підігріву немає. Для перегонки застосовують насичену водяну пару з тиском $P_{абс} = 1,5 \text{ кгс/см}^2$. Міра насичення водяної пари скипидаром $\phi = 0,7$. Визначити витрату пари на перегонку, масовий і мольний склад парів, що переганяються, парціальний тиск скипидара і води в суміші. Втрати теплоти в навколишнє середовище прийняти в розмірі 10 % від корисно витраченої теплоти. Фізичні характеристики скипидара: мольна маса 136 кг/кмоль; питома теплоємність рідкого скипидара 1,76 кДж/(кг·К), питома теплота пароутворення 310 кДж/кг.

Приклад 4.2.4. В простому перегонному кубі відбувається розгонка 1000 кг суміші, що містить 60 % (мас) етилового спирту і 40 % (мас) води. Після відгонки в кубовому залишку міститься 5 % (мас) спирту. Визначити склад дистилату, його масу і масу кубового залишку. Дані про рівноважний склад фаз взяти з [2].

Приклад 4.2.5. За умовою прикладу 4.2.4 знайти для процесу перегонки витрату грійної пари ($P_{абс} = 2 \text{ кгс/см}^2$). Суміш, що переганяється подається в куб нагрітою до температури початку кипіння. Втрати теплоти в навколишнє середовище 10 % від корисно використаної теплоти. Вологість грійної пари 5%. По діаграмі t-x, у знайдено, що температура початку перегонки, коли кипляча суміш містить 60 % (мас.) спирту, рівна 81 °С, а температура кінця перегонки, коли кипляча суміш містить 5 % (мас) спирта, 94,9 °С.

Приклад 4.2.6. При розрахунку ректифікаційної колони з ковпачковими тарілками прийнято відстань між тарілками 300 мм. Через колону проходить 3200 м³/год. Густина пари 1,25 кг/м³ (витрата і густина пари при нормальних умовах). Густина рідини 430 кг/м³. Абсолютний тиск в колоні 1,2 кгс/см², а середня температура – 40 °С. Визначити необхідний діаметр колони.

Приклад 4.2.7. Визначити кількість тарілок в ректифікаційній колоні безперервної дії для розділення суміші метиловий спирт-вода під атмосферним тиском. Вміст метилового спирту в живленні колони 31,5 % (мол). Дистилят необхідно отримати із вмістом спирту 97,5 % (мол), в кубовому залишку допускається вміст спирту 1,1 % (мол). Коефіцієнт надлишку флегми 1,77. Кількість тарілок, еквівалентні одній ступені зміни концентрації, 1,7. Колона обігривається парою.

Приклад 4.2.8. В ректифікаційній колоні безперервної дії розділяється під атмосферним тиском суміш етиловий спирт-вода, що містить 25 % (мол) етилового спирту. Необхідна концентрація дистилята 80 % (мол), допустимий вміст спирту в кубовому залишку не вище 0,1 % (мол). В куб колони подається гостра пара. Визначити робоче число флегми і відносні мольні витрати живлення, гострої пари і кубового залишку на 1 кмоль дистилята. Нанести робочі лінії на діаграму у-х.

Приклад 4.2.9. Із ректифікаційної колони виходить 1100 кг/год дистиляту із вмістом 98,5 (мас.) низькокиплячого компонента і 3650 кг/год кубового залишку із вмістом 96,6 % (мас.) другого компонента. Число флегми 2,94. Визначити масовий відсоток низькокиплячого компонента в живленні колони, кількість пари (кг/год), що надходить з колони в дефлегматор.

Приклад 4.2.10. В ректифікаційну колону надходить 5000 кг/год суміші, що складається з 29 % (мас.) метилового спирту і 71% (мас) води. Рівняння робочої лінії верхньої частини колони $y=0,73x+0,264$. Кубового залишку отримується 3800 кг/год. Визначити: а) масовий відсоток метилового спирту в кубовому залишку; б) кількість пари (кг/год), що надходить з колони в дефлегматор; в) витрату води в дефлегматорі, якщо вона нагрівається в ньому на 12 К.

Приклад 4.2.11. В ректифікаційну колону безперервної дії подається суміш вода-етиловий спирт, що містить 10 % (мас.) спирту. Визначити витрату теплоти в кубі колони і кількість відведеної теплоти в дефлегматорі на 1 кг дистиляту, що містить 94 % (мас.) спирту, якщо кубовий залишок практично не містить спирту. Початкова суміш вводиться в колону при температурі 70 °С. Верхня частина колони працює з числом флегми 4. Тепловими втратами знехтувати. Обігрів проводиться парою.

Приклад 4.2.12. Визначити необхідну поверхню і витрату води в дефлегматорі ректифікаційної колони для розділення бензольно-толуольної суміші за таких початкових умов: кількість верхнього продукту 600 кг/год, число флегми 3,75; початкова і кінцева температура охолоджувальної води 20 і 45 °С; коефіцієнт теплопередачі 700 Вт/(м²К). Вважати верхній продукт за чистий бензол. Тиск в колоні атмосферний.

Приклад 4.2.13. Продуктивність ректифікаційної колони для розділення суміші метиловий спирт – вода становить 1500 кг/год дистиляту. Колона працює під атмосферним тиском. Поверхня теплообміну дефлегматора 60 м², коефіцієнт теплопередачі в ньому 810 Вт/(м²К). Визначити

число флегми і витрату охолоджувальної води в дефлегматорі, якщо вона нагрівається від 15 до 35 °С.

4.3. Контрольні запитання

1. В чому полягає фізична сутність ректифікації? В чому відмінність між випарюванням і ректифікацією? Де застосовується ректифікація?
2. Сформулюйте і запишіть у вигляді формули закон Рауля.
3. Як будуються діаграми кипіння і конденсації (t - x - y) і рівноваги (y - x)?
4. Які допущення використовуються при аналізі тепло- і масообміну в ректифікаційній колоні?
5. Напишіть рівняння робочих ліній для укріплюючої і для вичерпної частин колони. Як побудувати їх на y - x діаграмі?
6. Як знаходять мінімальне і оптимальне флегмове число?
7. Опишіть графічний метод визначення числа теоретичних тарілок. Що при цьому означають горизонтальні і вертикальні ділянки ступінчастої лінії на y - x діаграмі.
8. Складіть тепловий баланс ректифікаційної колони.
9. Запишіть рівняння простої перегонки.
10. Як визначається середній склад перегнаної рідини?
11. Наведіть формулу для визначення діаметра колони.
12. Які ви знаєте типи тарілок? Наведіть схему однієї з них.
13. Як визначається витрата пари при перегонці в потоці інертного газу чи насиченої водяної пари ?
14. Запишіть рівняння теплового балансу теплообмінника дефлегматора.
15. Як визначається висота тарільчастої ректифікаційної колони?
- 16.
17. Наведіть матеріальний баланс ректифікаційної колони.
18. Наведіть принципову схему простої (фракційної) перегонки. Поясніть принцип її роботи.
19. Наведіть принципову схему ректифікаційної колони для розділення бінарних сумішей.
20. Наведіть конструктивну схему колони для отримання кисню і азоту з повітря?
21. Наведіть схему і назвіть необхідні умови для розгонки багатоконпонентних сумішей.
22. Наведіть схему перегонки в потоці пари чи інертного газу. Поясніть принцип дії.

5 ДОПОМІЖНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЧНИХ УСТАНОВОК

5.1 Підбір конденсатовідвідників

Для відведення конденсату, утвореного при роботі теплообмінних апаратів, залежно від тиску пари, застосовуються різні види пристроїв.

При тисках на вході не менше 0,1 МПа (1кгс/см²) і протитиску не більше 50 % тиску на вході стійко працюють термодинамічні конденсатовідвідники. (тут і далі мова йде про надлишковий тиск пари). При початковому тиску не менше 0,06 МПа рекомендується встановлювати конденсатовідвідники поплавкові муфтові, які надійно працюють при перепаді тиску більше 0,05 МПа при постійному і змінному режимах витрати пари. При ΔP від 0,03 до 1,3 МПа для автоматичного видалення конденсату використовуються конденсаційні горщики з відкритим поплавком.

5.2 Термодинамічні конденсатовідвідники

Термодинамічні конденсатовідвідники застосовуються для відведення непереохолодженого конденсату. При надходженні конденсату тарілка під дією робочого тиску віджимається від сідла, відкриваючи проходження конденсату через кільцеву камеру корпуса до вихідного отвору. При надходженні пари в конденсатовідвідник в щілині між тарілкою і сідлом протікає пара з більшою швидкістю, ніж конденсат. Відбувається пониження статистичного тиску під тарілкою. Тарілка під дією різниці тисків прижимається до сідла, залишаючи незначний зазор. Частина пари через зазор надходить в камеру над тарілкою. За рахунок різниці діючих сил (різниця площ тарілки і вхідного отвору) тарілка щільно прижимається до сідла і проходження пари припиняється.

На рисунку 5.1 наведено схему конденсатовідвідника термодинамічного муфтового чавунного.

Розрахункова кількість конденсату після теплотехнологічної установки (теплообмінника, випарного апарату, тощо)

$$G = 1,2 \cdot G_{\text{макс.розр.}}, \quad (5.1)$$

де $G_{\text{макс.розр.}}$ – максимальна розрахункова витрата пари, т/год.

Тиск пари перед конденсатовідвідником, у випадку розташування останнього безпосередньо біля апарату $P_1 = 0,95 \cdot P$.

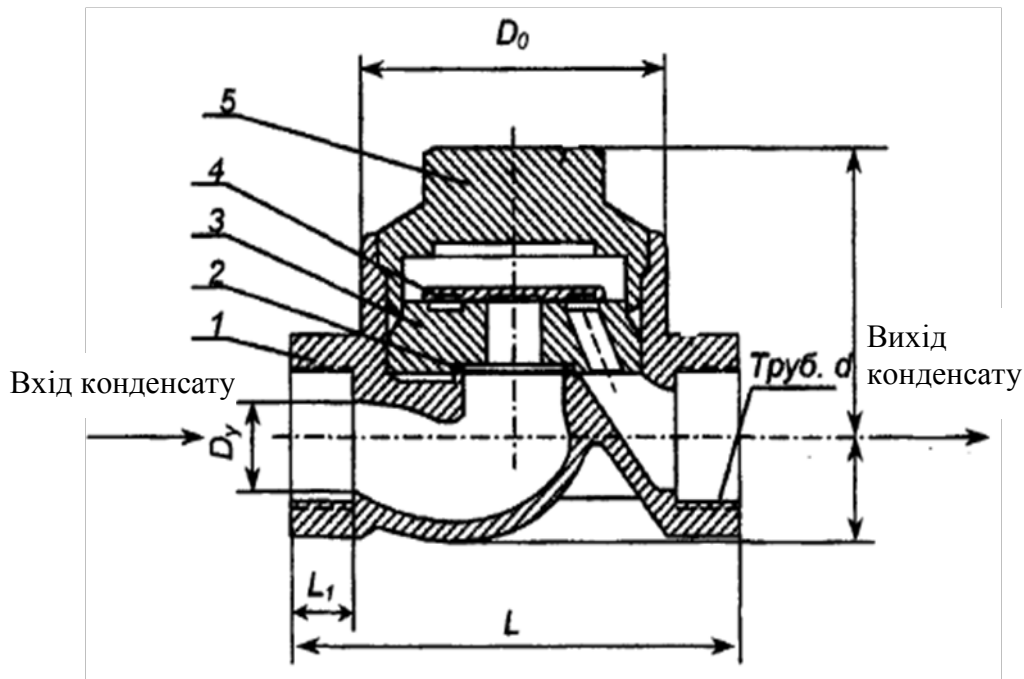


Рисунок 5.1 – Схема конденсатовідвідника термодинамічного муфтового чавунного: 1 – корпус; 2 – прокладка; 3 – сідло; 4 – тарілка; 5 – кришка

При розташуванні конденсатовідвідника на значній відстані від апарату, слід врахувати втрати тиску в трубопроводі.

Тиск P_2 в трубопроводі після конденсатовідвідника приймається рівним не більше 50% тиску пари після апарату, за яким встановлено конденсатовідвідник $P_2=0,5 \cdot P_1$. Цю формулу використовують у випадку коли конденсат перетікає із грійної камери першого корпусу в грійну камеру другого корпусу).

При вільному зливі конденсату тиск на виході з трубопроводу (на вході в конденсатопровод) приймають $P_2=0,01$ МПа. При зливі у відкритий бак $P_2= 0,02$ МПа.

Умовна пропускна здатність

$$KV_y = \frac{G}{A \cdot \sqrt{\Delta P}}, \text{ (т/год)} \quad (5.2)$$

де ΔP – перепад тиску на конденсатовідвіднику, кгс/см²;

G – розрахункова кількість конденсату, т/год;

A – коефіцієнт, що враховує температуру конденсату і перепад тиску на конденсатовідвіднику (рис.5.2)

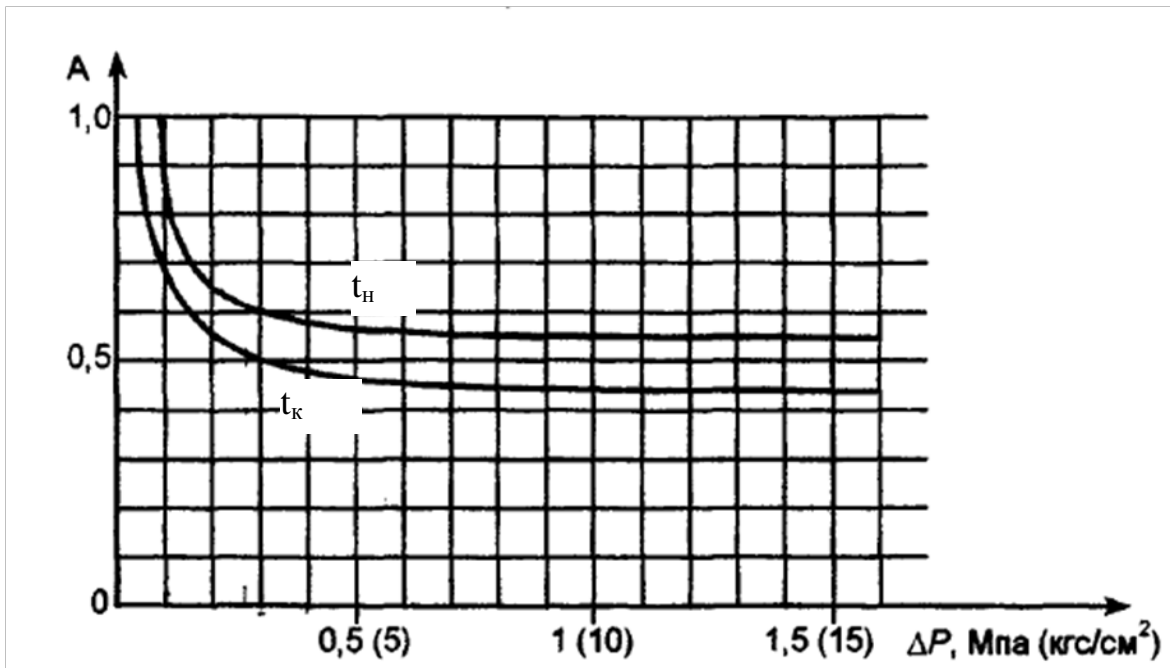


Рисунок 5.2 – Залежність коефіцієнта А від перепаду тиску на конденсатовідвіднику для температури конденсату, меншої на 5 чи 10 °С температури насичення пари: t_k – температура конденсату, t_n – температура насичення пари, °С

Після визначення коефіцієнту А, по відповідним таблицям вибирають конкретний конденсатовідвідник залежно від знайденої величини пропускної здатності.

Таблиця 5.1 – Технічні дані конденсатовідвідника 45ч12нж

Діаметр умовного проходу D_u , мм	Тиск, МПа			Умовна пропускна здатність, KV_u , т/год	Маса, кг
	Умовний P_y	Пробний $P_{пр}$	Робочий $P_{роб}$ при $t=200$ °С		
15	1,6	2,4	1,5	0,8	0,9
22	1,6	2,4	1,5	1	1,5
25	1,6	2,4	1,5	1,25	2
32	1,6	2,4	1,5	1,6	3,5
40	1,6	2,4	1,5	2	4,5
50	1,6	2,4	1,5	2,5	7

Найближче більше значення пропускної здатності складає 2,5 т/год. Діаметр умовного проходу 50 мм. Розміри конденсатовідвідника вибираємо по табл.5.2:

$L=200$ мм, $L_1=24$ мм, $H_{max}=103$ мм, $H_1=60$ мм, $S=75$ мм, $S_1=41$ мм, $D_0=115$ мм.

Таблиця 5.2 – Розміри конденсатовідвідника термодинамічного 45ч12нж

Діаметр умовного проходу D_u , мм	Розміри, мм						
	L	L_1	H_{max}	H_1	S	S_1	D_0
15	90	14	57	17.5	30	30	50
22	100	16	63	22.5	36	30	67
25	120	18	38	28	46	41	75
32	140	20	84	35	55	41	92
40	170	22	89	42.5	60	41	105
50	200	24	103	60	75	41	115

5.3 Поплавкові муфтові конденсатовідвідники

Конденсатовідвідник поплавковий муфтовий призначений для автоматичного відведення конденсату водяної пари з робочою температурою до 300 °С. Конденсатовідвідник (рис. 5.3) складається з корпусу і кришки, поплавка, сідла, ричага з золотником.

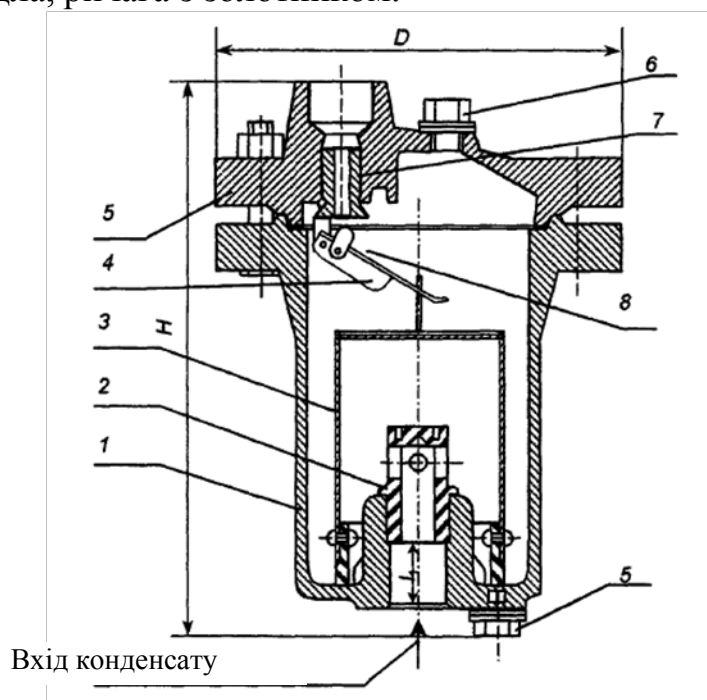


Рисунок 5.3 – Конденсатовідвідник поплавковий муфтовий 45ч13нж: 1 – корпус, 2– стакан; 3 – поплавок; 4 – ричаг; 5 – кришка; 6 – пробка; 7 – сідло; 8 – золотник.

Поплавок виконаний у вигляді перевернутого стакана. На дні поплавка є отвір для випуску повітря і газів, що не конденсуються. Запірний пристрій виконано у вигляді сідла і золотника, закріпленого на ричажному механізмі. Ричажний механізм пов'язаний з поплавком. В конденсатовідвідник конденсат надходить під поплавок. При першому пуску конденсатовідвідника, він заповнюється водою, а повітря виходить через невеликий отвір на дні поплавка. Під дією власної маси поплавка

опускається вниз і ричагом відводить золотник від сідла, відкриваючи вихідний отвір в сідлі для проходження конденсату.

Пара, повітря чи газ, надходячи в конденсатовідвідник, витісняє конденсат з поплавка, поплавок піднімається і ричагом і золотником закриває прохідний отвір конденсатовідвідника, зупиняючи протікання пари. Конденсатовідвідник має дві пробки: одну, розташовану на кришці і призначену для заливання конденсатовідвідника при першому пуску, і другу, розташовану в нижній частині конденсатовідвідника і призначену для видалення забруднень і зливу конденсату.

Умовна пропускна здатність (за умови $t_k/t_n=0,85\dots 1$).

$$KV_y = \frac{G}{0,5 \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho_t}}, \text{ (т/год)} \quad (5.3)$$

де ΔP – перепад тиску на конденсатовідвіднику, кгс/см²;

G – розрахункова кількість конденсату, т/год;

ρ_t – густина середовища, що протікає через конденсатовідвідник при температурі t_k , г/см³;

t_k – температура конденсату, °С;

t_n – температура насиченої водяної пари, °С.

Умовна пропускна здатність за умови $t_k/t_n < 0,85$ (значне переохолодження конденсату)

$$KV_y = \frac{G}{\sqrt{\Delta P \cdot \rho_t}}, \text{ (т/год)}. \quad (5.4)$$

Таблиця 5.3 – Технічні дані конденсатовідвідника поплавкового муфтового

Діаметр умовного проходу Ду, мм	Маса, кг	Умовне позначення	Допустимий перепад тиску, ΔP , МПа	Діаметр змінного сідла, мм	Умовна пропускна здатність, KV_y , т/год
1	2	3	4	5	6
20	7	45ч13нж	0,03...0,2	7	1
25	8,6			9	1,6
40	16,5			14	4
50	26,5			16,5	6,3
20	7	45ч13нж1	0,03...0,4	5	0,63
25	8,6			7	1
40	16,5			10	2,5

Продовження таблиці 5.3

1	2	3	4	5	6
50	26,5	45ч13нж1	0,03...0,4	14	4
20	7	45ч13нж2	0,03...0,8	4	0,4
25	8,6			5	0,63
40	16,5			7	1
50	26,5			10	2,5

Таблиця 5.4 – Розміри конденсатовідвідника поплавкового муфтового, мм

Діаметр умовного проходу Ду, мм	D	L	L ₁	H
20	150	16	30	244
25	175	22	40	275
40	215	22	50	350
50	250	24	50	390

5.4 Конденсатовідвідники з відкритим поплавком

Конденсатовідвідник з відкритим поплавком складається з сталевих корпусу і кришки, прикріпленої до фланця корпусу на шпильках. З внутрішньої сторони кришки прикріплений конденсатовідвідний штуцер, у верхній кінець якого укручене сідло. На штуцері як по напрямній, переміщується поплавок зі штоком і клапаном, що закриває прохідний отвір сідла (рис. 5.4). Для спуску повітря, що накопичилось в корпусі конденсатовідвідника і в паропроводі, на кришці конденсатовідвідника встановлений повітряний вентиль (на рис.5.4 не показано). Для повного видалення конденсату із конденсатовідвідника в нижній частині корпусу передбачено отвір з пробкою (на рис. 5.4 не показано). Конденсатовідвідник повинен встановлюватись в строго вертикальному положенні.

Принцип дії конденсатовідвідника полягає в такому. Пароконденсатна суміш, що надходить із трубопроводу в конденсатовідвідник, заповнює простір між корпусом 1 і поплавком 2. По мірі заповнення корпусу конденсатом поплавок спливає і клапаном 3 закриває отвір в сідлі 4. При подальшому надходженні конденсату він починає переливатись всередину поплавка, збільшуючи його масу. В результаті збільшення маси поплавка спускається вниз, відкриваючи прохід в сідлі. Тиском пари конденсат витісняється з поплавка, маса якого зменшується. Поплавок спливає, закриваючи прохід в сідлі.

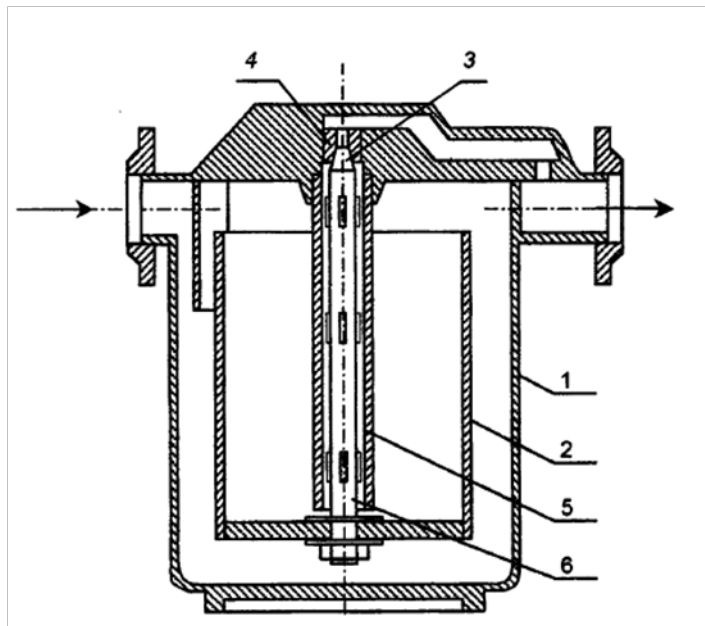


Рисунок 5.4 – Схема конденсатовідвідника з відкритим поплавком: 1 – корпус, 2– поплавок, 3– клапан, 4– сідло, 5 – конденсатовідвідний штуцер, 6 – шток

5.5 Барометричний конденсатор

Конденсатори змішування поділяються на сухі і мокрі. У сухих конденсаторах змішування конденсат відводиться разом з охолоджувальною рідиною, зазвичай, самопливом, а гази, що не конденсуються, відсмоктуються окремо вакуум-насосом. У мокрих конденсаторах змішування гази, конденсат і охолоджувальна рідина відкачуються з апарату насосом спільно.

Конденсатор змішування розглянемо на прикладі сухого поличного апарату (рис.5.5).

Конструкції полиць досить різноманітні: вони можуть бути сегментними, кільцевими, конічними і т.д. Зверху подається в апарат охолоджувальна рідина, а знизу пара. Охолоджувальна рідина, стікаючи зверху по перфорованим полицям, розділяється на безліч струменів, що контактують з паровим потоком. В результаті пари конденсуються, змішуючись з потоком охолоджуючої рідини, і стікають по барометричній трубці заввишки близько 10 м в приймальний колодезь. При цьому за рахунок гідростатичного тиску стовпа рідини в барометричній трубці створюється різниця тисків на поверхні колодезя (зазвичай атмосферний) і в корпусі конденсатора, яка веде до вакуумування останнього. Барометрична трубка, вміщена в шар рідини в колодезі, утворює гідрозатвор, що перешкоджає підсмоктуванню в апарат атмосферного повітря. Деяка кількість газів, що потрапляє в апарат з рідиною і паром, відводиться з верхньої

частини конденсатора за допомогою вакуум - насоса. Такі апарати використовуються в багатокорпусних випарних установках для конденсації пари і створення вакууму.

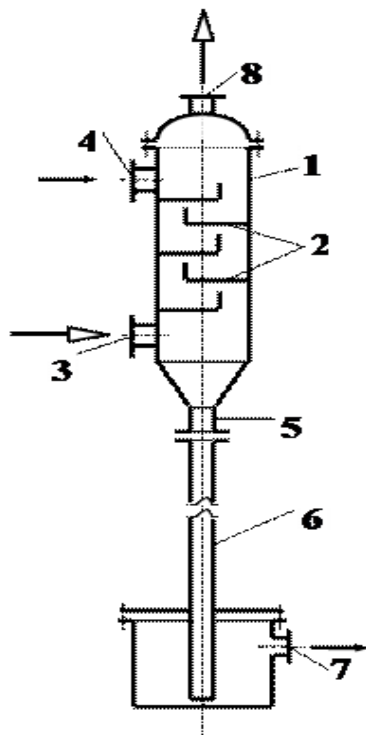


Рисунок 5.5 – Сухий протитоковий барометричний конденсатор: 1 – корпус; 2 – розподільні полки; 3 – штуцер для підведення пари; 4 – штуцер для підведення охолоджуючої рідини; 5 – штуцер для відведення охолоджуючої рідини і конденсату; 6 – барометрична труба; 7 – колодязь; 8 – штуцер для відведення газів, що не конденсуються.

5.6 Завдання для самостійної роботи

Приклад 5.6.1. Третій корпус багатокорпусної випарної установки обігрівається паром тиском $P_{гп}$, ата. Необхідно підібрати пристрій для відведення конденсату і вказати основні розміри цього пристрою. Витрата грійної пари складає G , кг/год. Злив конденсату вільний. Швидкість конденсату w , м/с. Дані для варіантів наведено в таблиці 5.5.

Таблиця 5. 5 – Дані для варіантів

Остання цифра шифру	G , кг/год	Передостання цифра шифру	$P_{гп}$, ата	w , м/с
1	2	3	3	5
0	1500	0	1,2	0,2

Продовження таблиці 5.5

1	2	3	4	5
1	1450	1	1,1	0.25
2	1400	2	1,15	0.3
3	1350	3	1,25	0.35
4	1300	4	1,3	0.4
5	1200	5	1,35	0.45
6	1250	6	1,4	0.15
7	1200	7	1,45	0.5
8	1100	8	1,15	0.45
9	1000	9	1,1	0.3

Приклад 5.6.2. Підібрати конденсатовідвідник до другого корпусу випарної установки. Тиск грійної пари, що надходить в грійну камеру другого корпусу, $P_{гп} = 1,7$ ата. Конденсатовідвідник встановлюється на деякій відстані від випарного апарату так, що тиск перед конденсатовідвідником становить 0,9 від тиску грійної пари (надлишкового тиску). Злив конденсату вільний. Температура конденсату на Δt °С менша від температури насиченої водяної пари. Витрата грійної пари G , кг/год. Дані для варіантів наведено в таблиці 5.6.

Таблиця 5.6 – Дані для варіантів

Остання цифра шифру	G , кг/год	$P_{гп}$, ата	Передостання цифра шифру	Δt , °С
0	1000	1,7	0	5
1	1100	1,6	1	7
2	1200	1,5	2	8
3	1250	1,4	3	9
4	1150	1,55	4	4
5	1300	1,45	5	3
6	1350	1,65	6	2
7	1400	1,75	7	5
8	1450	1,1,2	8	10
9	1050	1,3	9	12

5.7. Контрольні запитання

1. Термодинамічні конденсатовідвідники.
2. Конденсатовідвідники з відкритим поплавком
3. Поплавкові муфтові конденсатовідвідники
4. Наведіть рівняння теплового балансу теплообмінного апарату.
5. Встановлення конденсатовідвідників.
6. В яких випадках застосовують об'ємні конденсатовідвідники?
7. Що таке гідравлічний затвор?
8. Принцип дії барометричного конденсатора.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Лебедев П. Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. Учебник для студентов технических вузов – М.: Энергия, 1972 – 318 с.
2. Павлов К.Ф., Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков. – Л.: Химия, 1987. – 576с.
3. Чепурний М. М. Розрахунки тепломасообмінних апаратів : навчальний посібник / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 129 с.
4. Бакластов А. М. Промышленные теплообменные процессы и установки. – М.: Энергоатомиздат, 1986–311 с..
5. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок. / под. ред. Бакластова А. М. – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
6. Назмеев Ю. Г. Теплообменные аппараты ТЭС. Уч. пособие для ВУЗов/ Ю. Г. Назмеев, В. М. Лавыгин. – М. : Энергоатомиздат, 1987-177 с.
7. Коваленко Л. М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи.– М.: Энергоатомиздат, 1986–238 с..
8. Заврин В. Г. Тепломассообменное оборудование предприятий. Учебное пособие/Томский политехнический университет. – Томск, 2004.–163 с.
9. Барановский Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко. – М. : Машиностроение. – 1973. – 288 с.
10. Керн Д., Краус А. Развитие поверхности теплообмена. – М.: Энергия, 1977. – 462 с.
11. Кулінченко В. П. Випарювання і випарні апарати у розрахунках і конструюванні/ В. П. Кулінченко, В. Г. Мирончик. – К.: Кондор, 2006. – 392 с.
12. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни "Теплотехнологічні процеси та установки" для студентів спеціальностей "Теплоенергетика" та "Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка" всіх форм навчання / Укладачі С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко, Л. А. Боднар. – Вінниця ВНТУ, 2017. – 47 с.
13. Тепло- і масообмінні апарати і установки промислових підприємств. Ч.1 / за ред. Б.О. Левченко.–Харків: ХДПУ, 1999.–420 с.
14. Мясоеденков В. М. Подбор конденсатоотводчиков / В. М. Мясоеденков . – М. : МИТХТ. – 2000. – 23 с.
15. Цыганков П. С. Ректификационные установки спиртовой промышленности/ П. С. Цыганков. – М. : Легкая и пищевая промышленность. – 1984. – 336 с.

Додаток А
Теплофізичні властивості води на лінії насичення

$t, ^\circ\text{C}$	P , бар	ρ , кг/м ³	C_p кДж/(кг·град)	λ , Вт/(м·град)	a , 10 ⁷ м ² /с	μ , 10 ⁻⁶ , Н·с/м ²	ν , 10 ⁻⁶ , м ² /с	β , 10 ⁻⁴ 1/град	σ , 10 ⁷ кГ/м	Pr
0	1,01	999,9	4,212	0,551	1,31	1787,8	1,789	-0,63	77,1	13,67
10	1,01	999,7	4,191	0,574	1,37	1305,3	1,306	+0,7	75,6	9,52
20	1,01	998,2	4,183	0,599	1,43	1004,2	1,0006	1,82	74,1	7,02
40	1,01	992,2	4,174	0,634	1,53	653,2	0,659	3,87	71,0	4,31
60	1,01	983,2	4,178	0,659	1,60	468,8	0,478	5,11	67,5	2,98
80	1,01	971,8	4,195	0,674	1,66	355,0	0,365	6,32	63,8	2,21
100	1,01	958,4	4,220	0,683	1,69	383,4	0,295	7,52	60,0	1,75
120	1,99	943,1	4,25	0,686	1,71	237,3	0,252	8,64	55,9	1,47
140	3,62	926,1	4,287	0,685	1,72	201,0	0,217	9,72	51,7	1,26
160	6,18	907,4	4,346	0,683	1,73	173,6	0,191	10,7	47,5	1,10
180	10,03	886,9	4,417	0,674	1,72	153,0	0,173	11,9	43,1	1,00
200	15,55	863,0	4,505	0,663	1,70	136,3	0,158	13,3	38,4	0,93
220	23,20	840,3	4,614	0,646	1,66	124,6	0,148	14,8	33,8	0,89
240	33,48	813,6	4,756	0,628	1,62	114,7	0,141	16,8	29,1	0,87
260	46,59	784,0	4,949	0,605	1,56	105,9	0,135	19,7	24,2	0,87
280	64,20	750,7	5,229	0,574	1,46	98,1	0,131	23,7	19,5	0,90
300	85,92	712,5	5,736	0,540	1,32	91,2	0,128	29,2	14,7	0,97
320	112,90	667,1	6,573	0,506	1,15	85,3	0,128	38,2	10,0	1,11
340	146,08	610,1	8,164	0,457	0,92	77,5	0,127	53,4	5,78	1,39
360	186,81	528,0	13,98	0,396	0,54	66,7	0,126	109,0	2,06	2,35
370	210,54	450,5	40,42	0,337	0,18	56,9	0,126	264,0	0,48	6,79

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального атмосферного тиску

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/кг°C	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м°C	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8
-50	1,548	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	44,8	115,4	0,706

Продовження таблиці Б.1

800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Додаток В

Теплофізичні властивості трансформаторного масла

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/кг°C	λ , Вт/м°C	$\beta \cdot 10^4$, 1/К	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	892,5	1,549	0,112	6,8	70,56	866
10	886,4	1,62	0,112	6,85	37,85	484
20	880,3	1,666	0,11	6,9	22,51	298
30	874,2	1,729	0,11	6,95	17,7	202
40	868,2	1,788	0,109	7	10,3	146
50	862,1	1,846	0,108	7,05	7,57	111
60	856	1,905	0,107	7,1	8,78	87,8
70	850	1,964	0,106	7,15	4,54	71,3
80	843,9	2,026	0,106	7,2	3,65	59,3
90	837,8	2,085	0,105	7,25	3,03	50,5
100	831,8	2,144	0,104	7,3	2,56	43,9
110	826,7	2,202	0,103	7,35	2,19	38,8
120	819,6	2,261	0,102	7,4	1,91	34,9

Додаток Г

Таблиця Г 1 – Теплофізичні властивості димових газів
($V=760$ мм рт.ст., $P_{CO_2}=0,13$, $P_{H_2O}=0,11$, $P_{N_2}=0,76$)

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/кг°C	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м°C	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,2	0,72
100	0,95	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,8	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,7	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,3	0,63

Продовження таблиці Г 1

600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,33	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,6
900	0,301	1,29	1	258	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,9	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,24	1,34	12,62	392,4	53	221	0,56

Додаток Д

Фізико-хімічна температурна депресія розчинів при атмосферному тиску

Розчинена речовина	Концентрація розчину, % (мас.)										
	10	20	30	35	40	45	50	55	60	70	80
CaCl ₂	1,5	4,5	10,5	14,3	19	24,3	30	36,5	43	60	-
Ca(NO ₃) ₂	1,1	2,5	4,3	5,4	6,7	8,3	10	13,2	17,2	31,2	49,2
CuSO ₄	0,3	0,6	1,4	2,1	3,1	4,2	-	-	-	-	-
FeSO ₄	0,3	0,7	1,3	1,6	-	-	-	-	-	-	-
KCl	1,3	3,3	6,1	8	-	-	-	-	-	-	-
KNO ₃	0,9	2	3,2	3,8	4,5	5,2	6,1	7,2	8,5	11,6	-
KOH	2,2	6	12,2	17	23,6	33	45	60,4	78,9	126,5	190,3
K ₂ CO ₃	0,8	2,2	4,4	6	8	10,9	14,6	19	24	-	-
MgCl ₂	2	6,6	15,4	22	-	-	-	-	-	-	-
NH ₄ NO ₃	1,1	2,5	4	5,1	6,3	7,5	9,1	11	13,2	19	28
(NH ₄) ₂ SO ₄	0,7	1,6	2,9	3,7	4,7	5,9	7,7	-	-	-	-
NaCl	1,9	4,9	9,6	-	-	-	-	-	-	-	-
NaNO ₃	1,2	2,6	4,5	5,6	6,8	8,4	10	12	-	-	-
NaOH	2,8	8,2	17	22	28	35	42,2	50,6	59,6	79,6	106,6
Na ₂ CO ₃	1,1	2,4	4,2	5,3	-	-	-	-	-	-	-
Na ₂ SO ₄	0,8	1,8	2,8	-	-	-	-	-	-	-	-
Дицукроза	0,5	0,7	0,8	0,9	1	1,5	1,9	2,3	3	5,1	9,4
Сиропи паточні	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3,65	6,45

Додаток Е

Концентрація, % (мас.) деяких водних розчинів, що киплять
під атмосферним тиском

Розчинена речовина	Температура кипіння, °С									
	101	102	103	104	105	107	110	115	120	125
CaCl ₂	5,66	10,81	14,16	17,36	20	24,24	29,33	35,68	40,83	45,8
CuSO ₄	26,95	39,98	40,83	44,47	-	-	-	-	-	-
KCl	8,42	14,31	18,96	23,02	26,57	32,62	-	-	-	-
KNO ₃	13,19	23,66	32,23	39,2	45,1	54,65	65,34	79,53	-	-
KOH	4,49	8,51	11,97	14,82	17,01	20,88	25,65	31,97	36,51	45,8
K ₂ CO ₃	10,31	18,37	24,24	28,57	32,24	37,69	43,97	50,86	56,04	60,4
MgCl ₂	4,67	8,42	11,66	14,31	16,59	20,32	24,41	29,48	33,07	36,02
MgSO ₄	14,31	22,78	28,31	32,23	35,32	42,86	-	-	-	-
NH ₄ NO ₃	9,09	16,66	23,08	29,08	34,21	42,53	51,92	63,24	71,26	77,11
(NH ₄) ₂ SO ₄	13,34	23,14	30,65	36,71	41,79	49,73	-	-	-	-
NaCl	6,19	11,03	14,67	17,69	20,32	25,09				
NaNO ₃	8,26	15,61	21,87	27,53	32,43	40,47	49,87	60,94	68,94	-
NaOH	4,12	7,4	10,15	12,51	14,53	18,32	23,08	26,21	33,77	37,58
Na ₂ CO ₃	9,42	17,22	23,72	29,18	33,86	-	-	-	-	-
Na ₂ SO ₄	15,26	24,81	30,73	-	-	-	-	-	-	-

Додаток Ж

Рівноважний склад рідини і пари для деяких бінарних систем при
 $P_{\text{абс}}=760$ мм рт. ст.

Метиловий спирт – вода			Вода – оцтова кислота			Етиловий спирт – вода		
t, °C	% (мол) метилового спирту		t, °C	% (мол) води		t, °C	% (мол) етилового спирту	
	В рідині	В парі		В рідині	В парі		В рідині	В парі
100	0	0	118,1	0	0	100	0	0
96,4	2	13,4	115,4	5	9,2	95,6	1,76	15,6
93,5	4	23	113,8	10	16,7	90,5	5,3	31,4
91,2	6	30,4	110,1	20	30,2	87,2	8,71	40,6
87,7	10	41,8	107,5	30	42,5	83,4	20,6	53
81,7	20	57,9	105,8	40	53	81,5	32,4	58,6
78	30	66,5	104,4	50	62,6	80	50,6	66,1
75,3	40	72,9	103,2	60	71,6	78,8	66,3	73,3
73,1	50	77,9	102,1	70	79,5	78,5	73,5	77,6
71,2	60	82,5	101,3	80	86,4	78,4	80,4	81,5
69,3	70	87	100,6	90	93	78,3	91,7	90,6
67,5	80	91,5	100	100	100	78,3	100	100
66	90	95,8						
64,5	100	100						