

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ»**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ЛАБОРАТОРНИХ ЗАНЯТЬ № 8

**«ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАРЯЧОЇ РІДИНИ
В АПАРАТІ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ»**

**З ДИСЦИПЛІН «ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІКО-ФАРМАЦЕВТИЧНИХ
ВИРОБНИЦТВ», «ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»,
«ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ БІОТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»,
«ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ»**

ЗА ОСВІТНІМ РІВНЕМ «БАКАЛАВР»

**ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ «015 ПРОФЕСІЙНА ОСВІТА»,
«161 ХІМІЧНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ІНЖЕНЕРІЯ», «162 БІОТЕХНОЛОГІЇ ТА
БІОІНЖЕНЕРІЯ», «181 ХАРЧОВІ ТЕХНОЛОГІЇ»,
«226 ФАРМАЦІЯ, ПРОМИСЛОВА ФАРМАЦІЯ»**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ЛАБОРАТОРНИХ ЗАНЯТЬ № 8
«ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАРЯЧОЇ РІДИНИ
В АПАРАТІ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ»
З ДИСЦИПЛІН «ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІКО-ФАРМАЦЕВТИЧНИХ
ВИРОБНИЦТВ», «ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХІМІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»,
«ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ БІОТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИРОБНИЦТВ»,
«ПРОЦЕСИ ТА АПАРАТИ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ»
ЗА ОСВІТНІМ РІВНЕМ «БАКАЛАВР»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ «015 ПРОФЕСІЙНА ОСВІТА»,
«161 ХІМІЧНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ІНЖЕНЕРІЯ», «162 БІОТЕХНОЛОГІЇ ТА
БІОІНЖЕНЕРІЯ», «181 ХАРЧОВІ ТЕХНОЛОГІЇ»,
«226 ФАРМАЦІЯ, ПРОМИСЛОВА ФАРМАЦІЯ»

Затверджено на засіданні
кафедри процесів, апаратів та
загальної хімічної технології
Протокол № 8 від 19.05.2023р.

Методичні вказівки до лабораторних занять № 8 «Вивчення процесу охолодження гарячої рідини в апараті безперервної дії» з дисциплін «Процеси та апарати хіміко-фармацевтичних виробництв», «Процеси та апарати хімічних виробництв», «Процеси та апарати біотехнологічних виробництв», «Процеси та апарати харчових виробництв» за освітнім рівнем «Бакалавр» для студентів спеціальностей «015 Професійна освіта», «161 Хімічні технології та інженерія», «162 Біотехнології та біоінженерія», «181 Харчові технології», «226 Фармація, промислова фармація» / Укл.: А.О. Гура, Т.В. Гриднєва. – Дніпро: ДВНЗ УДХТУ, 2024. – 30 с.

Укладачі: А.О. Гура, канд. техн. наук
Т.В. Гриднєва, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск Ю.Є. Скар, д-р хім. наук

Навчальне видання

Методичні вказівки до лабораторних занять № 8 «Вивчення процесу охолодження гарячої рідини в апараті безперервної дії» з дисциплін «Процеси та апарати хіміко-фармацевтичних виробництв», «Процеси та апарати хімічних виробництв», «Процеси та апарати біотехнологічних виробництв», «Процеси та апарати харчових виробництв» за освітнім рівнем «Бакалавр» для студентів спеціальностей «015 Професійна освіта», «161 Хімічні технології та інженерія», «162 Біотехнології та біоінженерія», «181 Харчові технології», «226 Фармація, промислова фармація»

Укладачі: ГУРА Анна Олександрівна
ГРИДНЄВА Тетяна Василівна

Авторська редакція

Підписано до друку 02.04.24. Формат 60×84/16. Папір ксерокс. Друк різнограф.
Умов. друк. арк. 1,41. Обл.-вид. арк. 1,47. Тираж 100 прим. Зам. № 322.
Свідоцтво ДК № 5026 від 16.12.2015

ДВНЗ УДХТУ, просп. Науки (Гагаріна), 8, м. Дніпро, 49005

Редакційно-видавничий відділ

Лабораторна робота № 8

ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАРЯЧОЇ РІДИНИ В АПАРАТІ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Мета роботи – визначення та порівняння коефіцієнтів теплопередачі, одержаних розрахунковим і дослідним шляхом для теплообмінного апарата безперервної дії.

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

1.1. Загальні відомості

Технологічні процеси, швидкість протікання яких визначається інтенсивністю підведення або відведення тепла, називаються **тепловими**. До них належать процеси нагрівання, охолодження, випаровування та конденсації. Перенесення енергії у формі тепла, яке відбувається між тілами, що мають різну температуру, називається **теплообміном**. Рушійною силою процесу теплообміну є **різниця температур** між більш нагрітим і менш нагрітим тілом, за наявності якої тепло, відповідно до другого закону термодинаміки, переходить від більш нагрітого до менш нагрітого тіла.

Середовища, що приймають участь у теплових процесах, називають **теплоносіями** (гарячий та холодний).

Тепловіддача – процес передачі тепла від теплоносія до стінки, або в зворотному напрямку.

Розрізняють три способи розповсюдження тепла: **теплопровідність, конвекція і теплове випромінювання**.

Теплопровідність – процес перенесення тепла в наслідок хаотичного (теплого) руху мікрочасток, які безпосередньо торкаються один одного. Цей рух може бути, або рухом самих молекул (гази, краплинні рідини), або коливанням атомів (у кристалічній решітці твердих тіл), або дифузією вільних електронів (у металах). У твердих тілах теплопровідність є зазвичай основним видом розповсюдження тепла.

Конвекція – процес перенесення тепла в наслідок руху і перемішування макроскопічних об'ємів газу або рідини.

Розрізняють *вимушену* та *природну* конвекцію. *Вимушена* конвекція обумовлена примусовим рухом всього об'єму рідини, а *природна* конвекція – обумовлена різницею густин в різних точках об'єму рідини (газу), яка виникає внаслідок різниці температур в цих точках.

Теплове випромінювання – процес розповсюдження електромагнітних коливань з різною довжиною хвиль, зумовлений тепловим рухом атомів або молекул випромінюючого тіла.

Складний сумарний процес (рис. 1.1), який відбувається за рахунок поєднання декількох елементарних способів перенесення теплової енергії: тепловіддачі гарячого теплоносія (за рахунок конвекції або теплопровідності),

теплопровідності стінки та тепловіддачі холодного теплоносія (за рахунок конвекції або теплопровідності) називається **теплопередачею**.

Таким чином, **теплопередача** – процес передачі тепла від більш нагрітого теплоносія до менш нагрітого через стінку, яка їх розділяє.

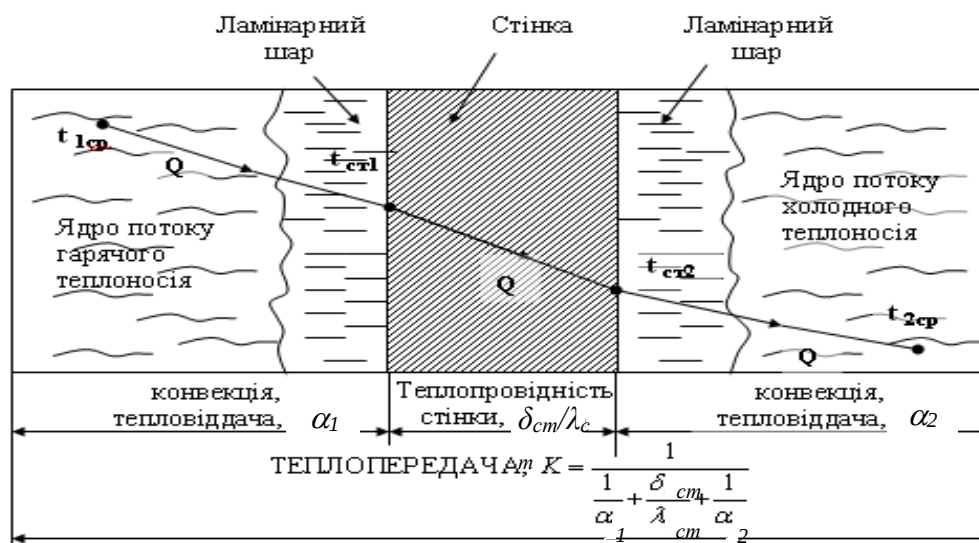


Рис. 1.1. Схема перенесення тепла при теплопередачі.

Апарати, які призначені для передачі тепла від одного теплоносія до іншого називаються **теплообмінниками**.

В теплообмінниках можуть здійснюватись **сталі** (стаціонарні), або **несталі** (нестационарні) процеси теплообміну.

Сталий процес теплообміну – це процес, при якому температури теплоносіїв не змінюються з часом.

Несталий процес теплообміну – це процес, при якому температури теплоносіїв змінюються з часом.

При сталому процесі теплообміну температури теплоносіїв змінюються тільки по поверхні теплообміну, а з часом – ні, а при несталому процесі – і по поверхні, і з часом.

1.2. Теплопровідність

Основним законом передачі тепла теплопровідністю є закон Фур'є, згідно з яким кількість тепла dQ , що передається за допомогою теплопровідності через елемент поверхні dF , який перпендикулярний тепловому потоку, за час $d\tau$, прямо пропорційне температурному градієнту $\frac{\partial t}{\partial n}$, поверхні dF і часу $d\tau$:

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF d\tau. \quad (1.2.1)$$

Якщо кількість тепла передається через одиницю поверхні в одиницю часу, то вираз закону Фур'є буде мати форму:

$$q = \frac{Q}{F \cdot \tau} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (1.2.2)$$

Величина q називається **густиною** теплового потоку.

Знак мінус, що стоїть перед правою частиною рівнянь (1.2.1) і (1.2.2), вказує на те, що тепло переміщується у бік падіння температури.

Коефіцієнт пропорційності λ називається **коефіцієнтом теплопровідності**. Згідно з рівнянням (1.2.2):

$$[\lambda] = \left[\frac{dQ \partial n}{\partial t F d\tau} \right] = \left[\frac{\text{Дж} \cdot \text{м}}{\text{град} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}} \right].$$

Таким чином, коефіцієнт теплопровідності λ показує, *яка кількість тепла проходить в наслідок теплопровідності в одиницю часу через одиницю довжини нормалі до ізотермічної поверхні*.

Величина λ характеризує здатність тіла проводити тепло шляхом теплопровідності та залежить від природи речовини, його структури температури і деяких інших параметрів. При звичайних температурах і тиску кращими провідниками тепла є метали, а найгіршими – газы.

Інтегруючи рівняння (1.2.1), отримують розрахункові рівняння по визначенню кількості тепла для типових випадків теплопровідності.

Кількість тепла, яка передається за рахунок теплопровідності через плоску одношарову стінку визначається за рівнянням:

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{cm1} - t_{cm2}) F \tau, \quad (1.2.3)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$;

δ – товщина стінки, м ;

$t_{cm2} - t_{cm1}$ – різниця температур поверхонь стінки, град ;

F – поверхня стінки, м^2 ;

τ – час, с .

Кількість тепла, яка передається за рахунок теплопровідності через плоску багатшарову стінку визначається за рівнянням:

$$Q = \frac{(t_{cm1} - t_{cm2}) F \tau}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (1.2.4)$$

де i – порядковий номер шару стінки; n – число шарів.

Кількість тепла, яка передається за рахунок теплопровідності через циліндричну одношарову стінку визначається за рівнянням:

$$Q = \frac{2\pi \cdot L \cdot (t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr2}}) \cdot \tau}{\frac{1}{\lambda} \ln \frac{d_3}{d_b}}, \quad (1.2.5)$$

де L - довжина циліндричної стінки, m ;

d_3, d_b - зовнішній та внутрішній діаметр циліндричної стінки, m .

Кількість тепла, яка передається за рахунок теплопровідності через циліндричну багатошарову стінку визначається за рівнянням:

$$Q = \frac{2\pi \cdot L \cdot (t_{\text{сr1}} - t_{\text{сr2}}) \cdot \tau}{\sum \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{3i}}{d_{bi}}}, \quad (1.2.6)$$

де λ_i - коефіцієнт теплопровідності матеріалу i -ї стінки, $W/(m \cdot \text{град})$;

d_{3i}, d_{bi} - зовнішній та внутрішній діаметр i -ї стінки, m .

1.3. Теплове випромінювання

Тепловий баланс

Усі тіла здатні випромінювати енергію, яка поглинається іншими тілами і знову перетворюється на тепло. Таким чином, здійснюється променистий теплообмін, який складається з процесів випромінювання і поглинання променів.

Довжини хвиль теплового випромінювання лежать в основному в невидимій (інфрачервоній) частині спектру і мають довжину $\lambda = 0.8 - 40$ мк. Інтенсивність теплового випромінювання зростає з підвищенням температури тіла, і при високих температурах (приблизно при $t > 600^\circ\text{C}$) променистий теплообмін між твердими тілами і газами набуває домінуючого значення.

Потік променів, що випускається нагрітим тілом, потрапляючи на поверхню іншого, частково поглинається, частково відбивається і частково проходить крізь тіло без змін.

Якщо Q - загальна енергія падаючих на тіло променів, $Q_{\text{погл}}$ - енергія, поглинена тілом, $Q_{\text{відб}}$ - енергія, відбита від поверхні тіла, $Q_{\text{пр}}$ - енергія променів, що проходять крізь тіло без змін. Тоді баланс тепла складає:

$$Q_{\text{погл}} + Q_{\text{відб}} + Q_{\text{пр}} = Q \quad (1.3.1)$$

або

$$Q_{\text{погл}}/Q + Q_{\text{відб}}/Q + Q_{\text{пр}}/Q = 1. \quad (1.3.2)$$

Кожний з трьох додатків може бути рівний одиниці, якщо кожний з двох інших дорівнює нулю.

При $Q_{\text{мл}}/Q = 1$ і відповідно при $Q_{\text{відб}}/Q = 0$ і $Q_{\text{пр}}/Q = 0$ тіло повністю поглинає всі падаючі на нього промені. Такі тіла називаються **абсолютно чорними**.

При $Q_{\text{відб}}/Q = 1$ і $Q_{\text{мл}}/Q = 0$; $Q_{\text{пр}}/Q = 0$ тіло відбиває всі падаючі на нього промені. Такі тіла називаються **абсолютно білими**.

При $Q_{\text{пр}}/Q = 1$ (в цьому випадку $Q_{\text{мл}}/Q = 0$, $Q_{\text{відб}}/Q = 0$) тіло пропускає всі падаючі промені. Такі тіла називаються **абсолютно прозорими**.

Всі тіла в природі поглинають, відбивають і пропускають ту або іншу частину падаючих на них променів, та називаються **сірими** тілами.

З реальних тіл абсолютно чорному найбільше відповідає технічний вуглець (сажа), який поглинає 90–96% всіх променів. Тверді тіла з світлою полірованою поверхнею майже повністю відбивають падаючі на них промені. Більшість твердих тіл належать до практично непрозорих тіл, але майже всі гази, виключаючи деякі багатоатомні гази, є прозорими.

Закон Стефана-Больцмана

Кількість енергії, що випромінюється тілом в одиницю часу в усьому інтервалі довжин хвиль (від $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$) одиницею поверхні F тіла, характеризує випромінювальну здатність тіла E :

$$E = \frac{Q_{\text{в}}}{F \tau}, \quad (1.3.3)$$

де $Q_{\text{в}}$ – енергія, що випромінюється тілом.

Випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла:

$$E_0 = K_0 T^4 \text{ Вт/м}^2, \quad (1.3.4)$$

де T – абсолютна температура поверхні тіла, К;

$$K_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \text{К}^4.$$

Рівняння (1.3.4) носить назву закону Стефана-Больцмана.

Згідно з законом Стефана-Больцмана, випромінювальна здатність абсолютно чорного тіла пропорційна четвертому ступеню абсолютної температури його поверхні.

Для того, щоб уникнути операції з великими величинами T^4 , в технічних розрахунках множник 10^{-8} відносять до величини T і рівняння (1.3.4) використовують в іншому виразі:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.3.5)$$

де $C_0 = K_0 \cdot 10^8 = 5,67 \text{ Вт/м}^2 \text{К}^4$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Закон Стефана-Больцмана застосовується також до сірих тіл:

$$E = \varepsilon \cdot C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (1.3.6)$$

де $\varepsilon = C/C_0$ – відносний коефіцієнт випромінювання або ступінь чорноти сірого тіла; C – коефіцієнт випромінювання сірого тіла.

Значення ε завжди менше одиниці і коливаються від $\sim 0,055$ (алюміній необроблений при $\sim 20^\circ\text{C}$) до $\sim 0,95$ (гума тверда при $\sim 20^\circ\text{C}$).

Значення ступеня чорноти залежать не тільки від природи матеріалу, а також від його забарвлення і температури та від стану його поверхні (полірована або шорстка). Значення ε наводяться в довідковій літературі.

Закон Кірхгофа

Для низки взаємно паралельних тіл отримаємо:

$$\frac{E_1}{A_1} = \frac{E_2}{A_2} = \dots = \frac{E_n}{A_n} = E_0. \quad (1.3.7)$$

Залежність (1.3.7) виражає закон Кірхгофа, згідно з яким *відношення променевипромінювальної здатності будь-якого тіла до променепоглиняльної здатності при тій же температурі є величиною постійною та рівною променевипромінювальній здатності абсолютного чорного тіла.*

1.4. Конвекція

Перенесення тепла конвекцією тим інтенсивніше, чим більш турбулентно рухається вся маса рідини і чим інтенсивніше здійснюється перемішування її частинок. Таким чином, конвекція пов'язана з механічним перенесенням тепла і дуже залежить від гідродинамічних умов руху рідини.

Закон охолодження Ньютона

Згідно з законом охолодження Ньютона, *кількість тепла dQ , що віддається за час dt поверхнею стінки dF , що має температуру t_{cm} , рідині з температурою t_p прямо пропорційна поверхні dF і різниці температур $(t_{cm} - t_p)$.*

Тобто

$$dQ = \alpha dF (t_{cm} - t_p) d\tau. \quad (1.4.1)$$

Коефіцієнт пропорційності α в рівнянні (1.4.1) називається *коефіцієнтом тепловіддачі*.

Інтегруючи рівняння (1.4.1) отримаємо рівняння тепловіддачі:

– для періодичного процесу:

$$Q = \alpha \cdot F (t_{cm} - t_p) \cdot \tau. \quad (1.4.1a)$$

– для безперервного процесу:

$$Q = \alpha \cdot F(t_{cm} - t_p). \quad (1.4.16)$$

Коефіцієнт тепловіддачі характеризує інтенсивність перенесення тепла між поверхнею тіла, наприклад, твердої стінки і навколишнім середовищем (краплинною рідиною або газом).

Коефіцієнт тепловіддачі має розмірність:

$$[\alpha] = \left[\frac{Q}{F(t_{ct} - t_p)} \right] = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град}} \right] = \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}} \right].$$

Коефіцієнт тепловіддачі α показує, яка кількість тепла передається від 1 м^2 поверхні стінки до рідини (або від рідини до 1 м^2 поверхні стінки) протягом 1 с при різниці температур між стінкою і рідиною в 1 град .

Внаслідок складної структури потоків, особливо в умовах турбулентного руху, величина α є складною функцією багатьох змінних.

Коефіцієнт тепловіддачі α залежить від наступних параметрів:

- швидкості рідини ω , її густини ρ і в'язкості μ , режиму руху рідини;
- теплових властивостей рідини (питомої теплоємності C_p , теплопровідності λ), а також коефіцієнта об'ємного розширення β ;
- геометричних параметрів: форми і визначальних розмірів стінки (для труб – діаметр d і довжина L), а також шорсткості ε стінки.

Таким чином:

$$\alpha = f(\omega, \rho, \mu, C_p, \lambda, \beta, d, L, \varepsilon). \quad (1.4.2)$$

Внаслідок складної залежності коефіцієнта тепловіддачі від великого числа параметрів його визначають за критеріальним рівнянням для типових випадків тепловіддачі

Теплова подібність

Формула розрахунку **критерію Нусельта**:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (1.4.3)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі;

l - визначальний геометричний розмір;

λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія.

Рівність критеріїв Нусельта характеризує *подібність процесів теплопереносу на межі між стінкою і потоком рідини.*

Критерій Нусельта (фізичний зміст) є мірою співвідношення товщини приграничного шару і визначального геометричного розміру.

З критерію Нусельта визначають величину коефіцієнта тепловіддачі α :

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}, \quad (1.4.4)$$

Формула розрахунку **критерію Прандля**:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C}{\lambda}, \quad (1.4.5)$$

де μ - динамічний коефіцієнт в'язкості;

c - теплоємність теплоносія;

λ – коефіцієнт теплопровідності теплоносія.

Критерій Прандля складений з величин, що виражають фізичні властивості рідини, і характеризує подібність фізичних властивостей теплоносіїв в процесах конвективного теплообміну.

Критерій Прандля (фізичний зміст) є мірою подібності полів температур і швидкостей.

Формула розрахунку **критерію Грасгофа**:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot \Delta t}{\nu^2}, \quad (1.4.6)$$

де l – визначальний геометричний розмір (для труби її діаметр, для вертикальної пласкої стінки – її висота);

β – коефіцієнт об'ємного розширення рідини. $1/град$;

Δt – різниця температур між стінкою і рідиною (або навпаки), $град$;

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості.

Критерій Грасгофа характеризує режим руху рідини при природній конвекції.

Критерій Грасгофа (фізичний зміст) є мірою відношення сил тертя до підємної сили, що визначається різницею густини в різних точках неізотермічного потоку.

Дослідні дані з тепловіддачі

В загальному випадку критерій Нусельта (Nu) залежить від критерію Рейнольдса (Re), критерію Прандля (Pr), критерію Грасгофа (Gr) та інших критеріїв, тобто

$$Nu = f(Re, Pr, Gr, \dots) \quad (1.4.7)$$

Значення критерія Нусельта визначається з критеріальних рівнянь, які вибираються в залежності від умов протікання теплового процесу.

Розглянемо розрахункові рівняння для деяких поширених в хімічній технології випадків тепловіддачі, що отримані узагальненням дослідних даних.

Тепловіддача без зміни агрегатного стану

Вимушений рух в середині труб

При вимушеному русі рідин визначальними критеріями є критерій Рейнольдса (Re) та критерій Прандля (Pr), тобто

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (1.4.8)$$

Для сталого турбулентного руху ($Re \geq 10^4$) в прямій трубі розрахункове рівняння:

$$Nu_p = 0.023 (Re_p)^{0.8} (Pr_p)^{0.4} \quad (1.4.9)$$

При перехідному режимі ($2320 < Re_p < 10^4$):

$$Nu_p = 0.008 Re_p^{0.9} Pr_p^{0.43}. \quad (1.4.10)$$

При ламінарному режимі ($Re_p < 2320$):

$$Nu_p = 0.17 \cdot Re_p^{0.33} \cdot Pr_p^{0.43} \cdot Gr_p^{0.1} \left(\frac{Pr_p}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}. \quad (1.4.11)$$

Вимушений рух в міжтрубному просторі пучка труб

Тепловіддача при повздовжньому обтіканні пучка труб – поширений випадок перенесення тепла в міжтрубному просторі трубчастих апаратів зокрема, кожухотрубчатих теплообмінників.

В цьому випадку критерій Нусельта розраховується за рівнянням:

$$Nu_p = C (Re_p^{0.6} \cdot Pr_p^{0.23}), \quad (1.4.12)$$

де $C = 1,16$ або $1,72$ відповідно за відсутності і наявності поперечних (сегментних) перегородок в міжтрубному просторі.

Визначальним геометричним розміром в рівнянні (1.4.12) є еквівалентний діаметр міжтрубного простору:

$$d_{\text{екв}} = \frac{D_B^2 - nd_3^2}{nd_3^2},$$

де n – число трубок в пучку.

Вільний рух (природна конвекція)

При вільному русі рідин визначальними критеріями є критерій Грасгофа (Gr) та критерій Прандля (Pr), тобто

$$Nu = f(Gr, Pr) \quad (1.4.13)$$

Узагальнене рівняння для визначення критерія Нусельта виражається функцією:

$$Nu = C(Gr \cdot Pr)^n. \quad (1.4.14)$$

Значення коефіцієнта C і показника ступеня n залежать від режиму руху рідини.

Числові значення C і n для різних режимів процесу такі:

Режим	C	n
Ламінарний ($Gr \cdot Pr < 5 \cdot 10^2$)	1.18	0.125
Перехідний ($Gr \cdot Pr = 5 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^7$)	0.54	0.25
Турбулентний ($Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$)	0.135	0.33

Визначальним геометричним розміром в рівнянні (1.4.13) є висота h вертикальної поверхні або внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}}$, за визначальну температуру приймають середню температуру приграничного шару $t = (t_{\text{см}} + t_p)/2$.

1.5. Теплопередача

Теплопередача при постійних температурах теплоносіїв

Рівняння теплопередачі при постійних температурах має вигляд:
- для періодичних процесів:

$$Q = K \cdot F \cdot (t_1 - t_2) \cdot \tau \quad (1.5.1)$$

– для безперервних процесів:

$$Q' = K \cdot F \cdot (t_1 - t_2), \quad (1.5.2)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі;

F - поверхня теплопередачі;

t_1, t_2 - температури гарячого та холодного теплоносія;

τ - час процесу.

Коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.5.3)$$

де α_1, α_2 - коефіцієнти тепловіддачі гарячого та холодного теплоносія;

δ_i - товщина i -ї стінки;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності i -ї стінки.

Згідно з рівнянням (1.5.3) одиниця вимірювання коефіцієнта теплопередачі:

$$[K] = \left[\frac{Q}{F \tau (t_1 - t_2)} = \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{град}} = \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}} \right].$$

Таким чином, **коефіцієнт теплопередачі K** показує, яка кількість тепла переходить в одиницю часу від більш нагрітого до менш нагрітого теплоносія через стінку, що їх розділяє, поверхнею 1 м^2 при різниці температур між теплоносіями 1 град .

Величина, зворотна K , називається **загальним термічним опором**. З рівняння (1.5.3) загальний термічний опір:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (1.5.4)$$

де $1/\alpha_1$ і $1/\alpha_2$ – термічний опір більш нагрітого і менш нагрітого середовища відповідно;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ – термічний опір багат шарової стінки.

Термічні опори окремих шарів багат шарової стінки можуть значно відрізнятися за величиною, і одне з них, відповідне шару з теплопровідністю, значно нижчою, ніж теплопровідність інших шарів, є визначальним.

При теплопередачі через чисту металеву стінку (без забруднень) і теплової ізоляції) термічний опір стінки невеликий і в першому наближенні їм можна знехтувати, прийнявши:

$$K \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (1.5.4, a)$$

Якщо значення коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 значно відрізняються один від одного, наприклад $\alpha_1 > \alpha_2$, то $1/\alpha_2$ у багато разів більше і величина K практично визначається значенням α_2 . В цьому випадку:

$$K \approx \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2}} = \alpha_2. \quad (1.5.4, б)$$

Теплопередача при змінних температурах теплоносіїв

Процеси теплопередачі при постійних температурах поширені відносно мало. Такі процеси протікають, наприклад, в тому випадку, якщо з одного боку стінки конденсується пара, а з іншої – кипить рідина. Найчастіше теплопередача в промисловій апаратурі протікає при змінних температурах теплоносіїв.

Рівняння теплопередачі при змінних температурах теплоносіїв має вигляд:

- для періодичних процесів:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{сер} \cdot \tau \quad (1.5.5)$$

- для безперервних процесів:

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{сер}, \quad (1.5.6)$$

де Q – кількість тепла, що передається від більш нагрітого до менш нагрітого теплоносія (теплове навантаження), Дж;

K – сумарний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

F – поверхня теплопередачі, м²;

$\Delta t_{сер}$ – середній температурний напір (рушійна сила процесу теплопередачі), °С;

τ – тривалість процесу, с.

В промисловості використовують наступні види взаємного руху теплоносіїв (рис. 1.5.1):

а – прямотечія, коли теплоносії рухаються в одному й тому ж напрямі;

б – протитечія, коли теплоносії рухаються назустріч один одному;

ϵ – перехресна течія, коли теплоносії рухаються перпендикулярно один до одного;

z – одноразова змішана течія, коли один з теплоносіїв рухається в одному напрямі, а другий, як протитечією так і протитечією по відношенню до першого;

∂ – багаторазова змішана течія.

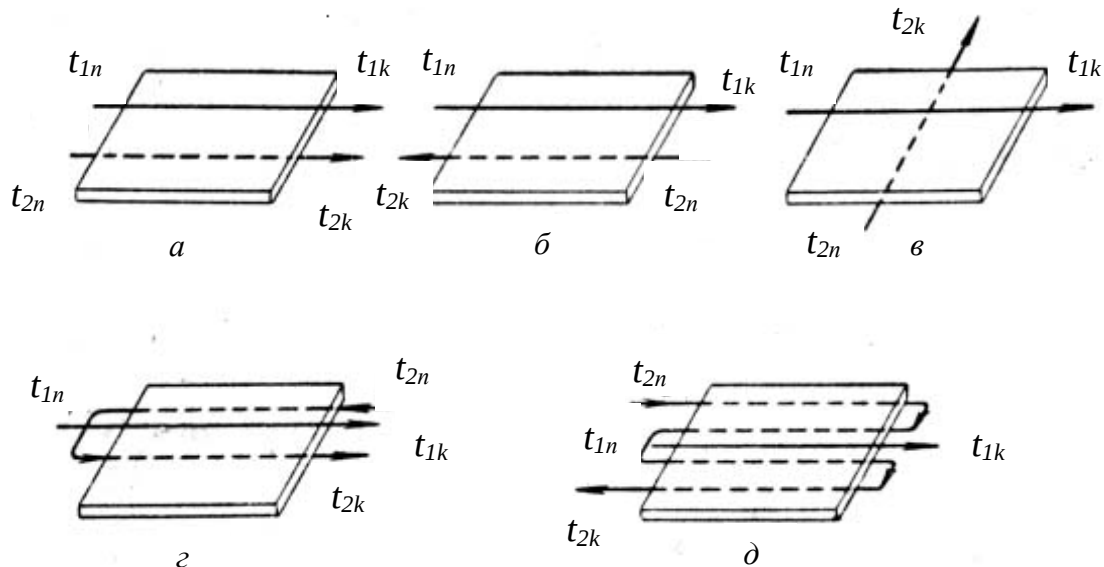


Рис. 1.5.1. Схеми напрямів руху теплоносіїв при теплообміні:
а – прямотечія; б – протитечія; в – перехресна течія; г – одноразова змішана течія; д – багаторазова змішана течія.

t_{1n}, t_{1k} – температура гарячого теплоносія на вході та виході в апарат;

t_{2n}, t_{2k} – температура холодного теплоносія на вході та виході в апарат

Рухайна сила процесів теплопередачі при змінних температурах змінюється залежно від виду взаємного напрямку руху теплоносіїв. Тому вираз середньої рушайної сили в загальному рівнянні теплопередачі також залежатиме від відносного напрямку руху теплоносіїв і характеру організації процесу теплопередачі.

Розглянемо рухому силу процесу при прямотечії.

Змінення температур теплоносіїв по поверхні при прямотечії наведено на рис. 1.5.2.

Середній температурний напір при прямотечії визначається як середньологарифмічне значення за формулою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2.3 \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}}, \quad (1.5.7)$$

де Δt_n – початкова різниця температур (на одному кінці теплообмінника);

Δt_k – кінцева різниця температур (на протилежному кінці теплообмінника).

При відношенні різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} < 2$ можна з достатньою для технічних розрахунків точністю визначати середній температурний напір як середньоарифметичну величину:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}. \quad (1.5.8)$$

Розглянемо рухому силу процесу при протитечії.

Змінення температур теплоносіїв по поверхні при протитечії наведено на рис. 1.5.2.

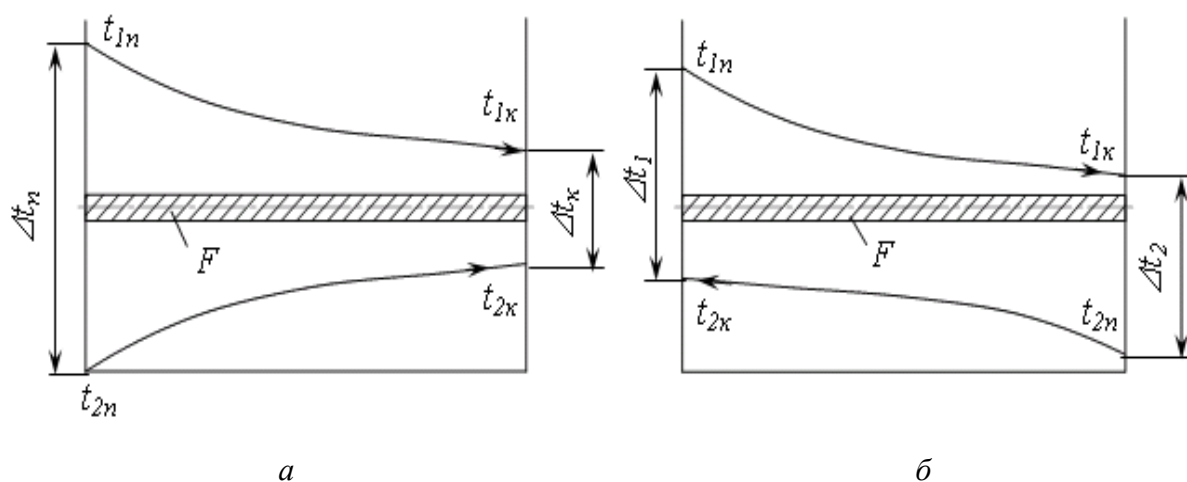


Рис. 1.5.2. Змінення температур теплоносіїв при: а – прямотечії; б – протитечії

Середній температурний напір при протитечії визначається як середньологарифмічне значення за формулою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{2.3 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, \quad (1.5.9)$$

де Δt_{δ} , Δt_m – більша та менша різниця температур на кінцях теплообмінника.

При відношенні різниці температур теплоносіїв на кінцях теплообмінника $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} < 2$ можна з достатньою для технічних розрахунків точністю визначати середній температурний напір як середньоарифметичну величину:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m}{2}. \quad (1.5.10)$$

1.6. Теплообмінники

Теплообмінники мають різне конструктивне оформлення, яке залежить від умов теплових процесів, які в них протікають: нагрівання чи охолодження, випаровування чи конденсація.

Залежно від способу передачі тепла розрізняють основні групи теплообмінників:

1) **поверхневі теплообмінники** – це апарати, у яких перенесення тепла між середовищами, що обмінюються теплом, відбувається через поділяючу їх поверхню теплообміну – глуху стінку;

2) **теплообмінники змішування** – це апарати, у яких тепло передається від одного середовища до іншої при їх безпосередньому контакті.

3) **регенеративні** теплообмінники - це апарати, у яких нагрівання рідких середовищ відбувається за рахунок їх контакту з раніше нагрітими твердими тілами – насадкою, яка заповнює апарат, що періодично нагрівається іншим теплоносієм.

До поверхневих теплообмінників відносяться: кожухотрубчасті, змієвикові, пластинчасті, оребренні, спіральні; до теплообмінників змішування: конденсатори змішування.

Конструкції теплообмінників повинні відрізнятися простотою, зручністю монтажу та ремонту. У ряді випадків конструкція теплообмінника повинна забезпечувати можливо менше забруднення поверхні теплообміну і бути легко доступною для огляду та очищення.

З групи поверхневих теплообмінників найбільше застосування в хімічній та інших галузях промисловості одержали *кожухотрубчасті* теплообмінники.

Вони мають велику поверхню теплопередачі при порівняно невеликих габаритних розмірах апарата і використовуються для теплообміну між рідинними, пароподібними та газоподібними теплоносіями.

Кожухотрубчасті теплообмінники прості у виготовленні та надійні в роботі. В даних теплообмінниках один з теплоносіїв рухається всередині труб (по трубному простору), а інший – зовні труб (по міжтрубному простору).

Кожухотрубчасті теплообмінники класифікуються:

- за кількістю ходів теплоносія в трубному просторі: одноходові та багатоходові (дво-, чотири-, та шестиходові);
- за розміщенням: горизонтальні та вертикальні;
- за конструкцією: без компенсуючих та з компенсуючими пристроями.

Кожухотрубчастий одноходовий теплообмінник (рис. 1.6.1а). в своїй конструкції має кожух 1 з привареними до нього трубними решітками 2. В трубних решітках закріплюється пучок труб 3. До кожуха закріплюються на гвинтах кришки 4 еліптичної форми. Для збільшення в міжтрубному просторі швидкості руху теплоносія в ньому встановлюють сегментні перегородки.

Труби в трубних решітках розміщують рівномірно по периметрах правильних шестикутників, по периметрах прямокутників або по концентричних колах (рис. 1.6.2).

Кількість ходів в багатоходових кожухотрубчастих теплообмінниках визначається поперечними перетинками 5 (рис. 1.6.1, б, в, г), які монтуються в крищі та дні теплообмінника. Багатоходові кожухотрубчасті теплообмінники використовують з метою підвищення швидкості теплообміну, однак при цьому їх гідравлічний опір вищий, в порівнянні з одноходовими.

Кожухотрубчасті теплообмінники можуть бути як вертикальні, так і горизонтальні.

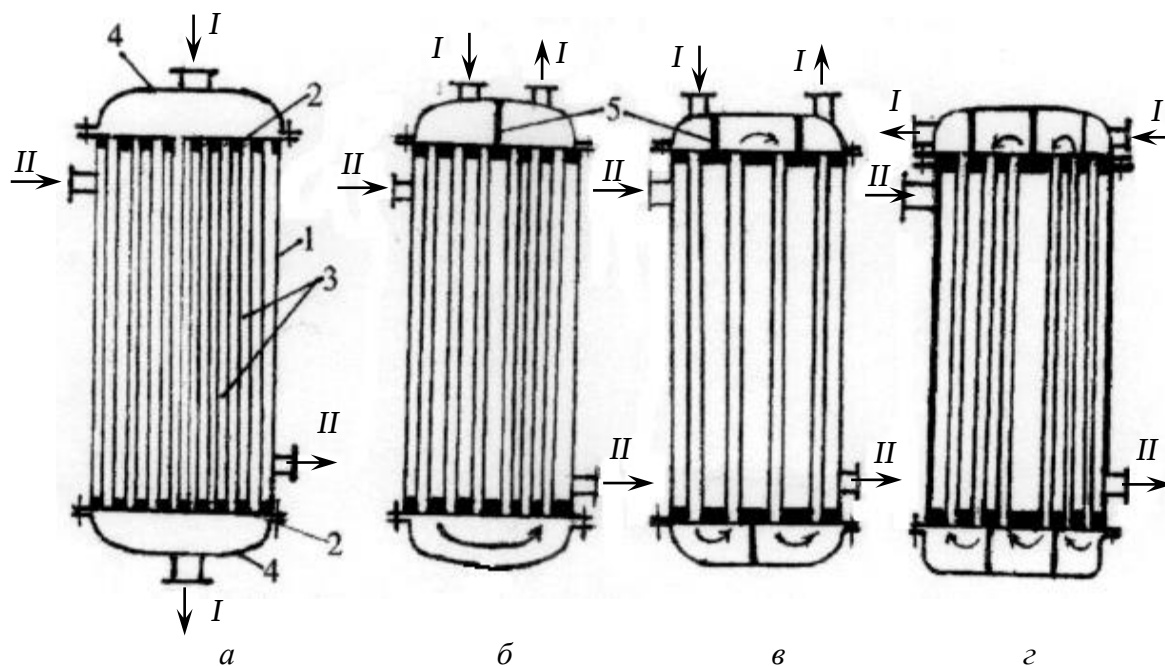


Рис. 1.6.1. Кожухотрубчасті теплообмінники:

а - одноходовий; б - двуходовий; в - четыреходовий; г - шестиходовий.

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

I - теплоносій трубного простору; II - теплоносій міжтрубного простору

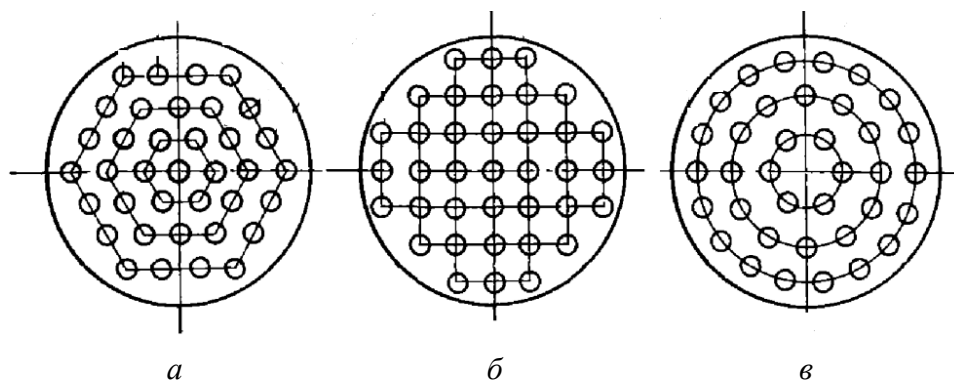


Рис. 1.6.2. Способи розміщення труб в кожухотрубчастих теплообмінниках:

а - по периметрах правильних шестикутників; б - по периметрах прямокутників;

в - по концентричних колах

Вертикальні теплообмінники займають меншу виробничу площу, але мають більший гідравлічний опір.

Горизонтальні теплообмінники більш прості в експлуатації і використовуються при великій різниці температур і густини теплоносіїв з метою зменшення розшарування рідини.

При різниці температур між теплоносіями більше 50°C в кожухотрубчастих теплообмінниках з жорстко закріпленими трубними решітками виникають напруження, які призводять до температурних деформацій. Для зменшення температурних деформацій використовують кожухотрубні теплообмінники з компенсуючими пристроями.

На рис. 1.6.3,а наведена схема теплообмінника з лінзовим компенсатором. У даному апараті температурні деформації компенсуються осьовим стисканням або розтягуванням компенсатора.

При необхідності забезпечення більш великих переміщень труб і кожуха використовують теплообмінник з плаваючою голівкою (рис. 1.6.3,б). В цьому випадку нижня трубна решітка є рухомою, що дозволяє всьому пучку труб вільно переміщуватись незалежно від корпусу апарата.

В кожухотрубчастому теплообміннику з U-подібними трубами (рис. 1.6.3,в) самі труби виконують функцію компенсуючих пристроїв. Це спрощує та полегшує конструкцію апарата, а також значно інтенсифікує теплообмін.

Недоліками U-подібного кожухотрубчастого теплообмінника є: складність очищення внутрішньої поверхні труб та їх розміщення у великій кількості в трубних решітках.

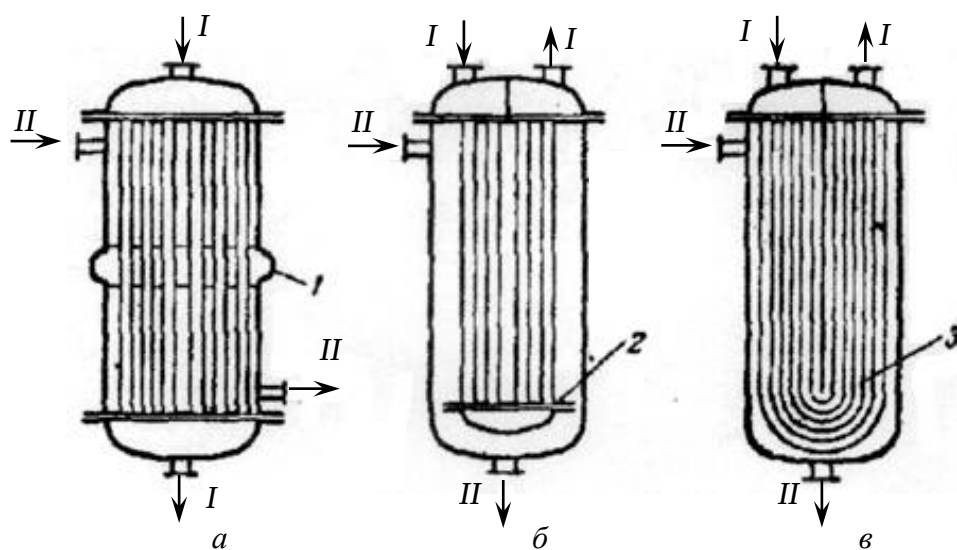


Рис. 1.6.3. Кожухотрубчасті теплообмінники з компенсуючими пристроями:

а – з лінзовим компенсатором; б – з плаваючою голівкою;

в – з U-подібними трубами.

1 – лінзовий компенсатор; 2 – рухома трубна решітка;

3 – U-подібні труби

Для збільшення швидкості руху теплоносія в міжтрубному просторі без застосування сегментних перегородок, які ускладнюють очищення апарата, використовують елементні теплообмінники (рис. 2.1), які представляють собою

з'єднані послідовно декілька спрощених кожухотрубних теплообмінників. Теплоносії проходять через кожний кожухотрубчастий теплообмінник, який складається з пучка труб, що встановлені в кожусі невеликого діаметру. Взаємний рух теплоносіїв в даних теплообмінниках можна розглядати як ефективну схему чистої прототечії так і протитечії. Недоліками таких теплообмінників є громіздкість та зростання кошовності за рахунок поділу загальної поверхні теплообміну між окремими елементами.

2. СХЕМА УСТАНОВКИ

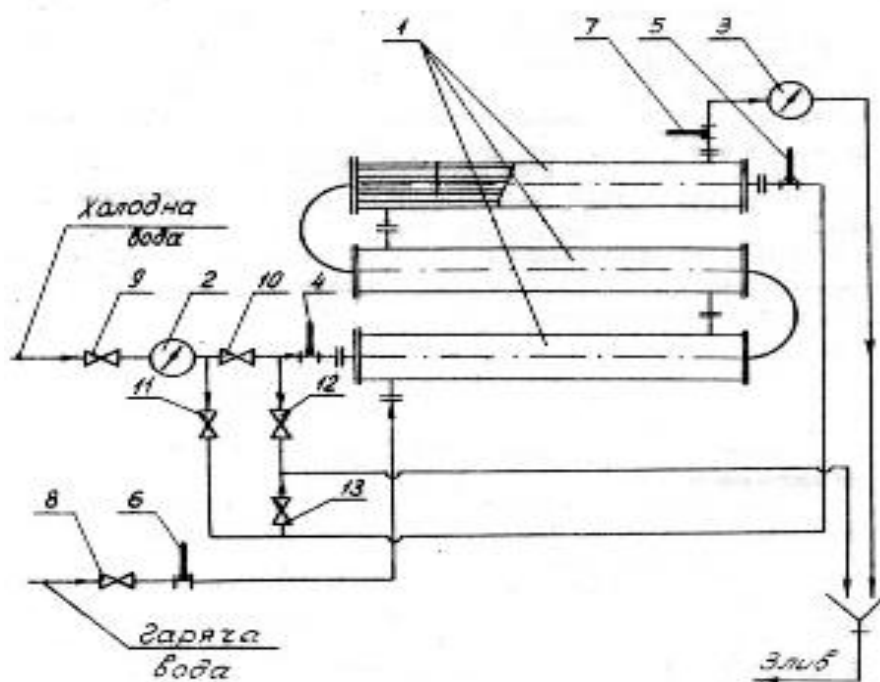


Рис. 2.1. Схема дослідної установки безперервної дії:
1 – теплообмінники кожухотрубчасті; 2 – витратомір холодної води; 3 – витратомір гарячої води; 4, 5, 6, 7 – термометри;
8, 9, 10, 11, 12, 13 – вентилі

Схема установки для проведення дослідів наведена на рис. 2.1. Вона включає в себе три послідовно з'єднаних елемента – кожухотрубчастих теплообмінники. Кожний елемент складається з кожуха (корпусу), в якому встановлені трубні решітки з трубами. По трубному простору рухається холодна вода, по міжтрубному – гаряча. Напрямок руху гарячого теплоносія залишається незмінним, а холодної може змінюватись, утворюючи при цьому прототечію або протитечію. На установці встановлені витратомір 2, який визначає кількість холодної та витратомір 3, який визначає кількість гарячої води. Початкова та кінцева температури холодної води вимірюються термометрами 4 та 5, гарячої води – термометрами 6 та 7. Установка обладнана вентиллями 8, 9, 10, 11, 12 та 13.

Характеристика апарата

Кількість секцій – $z = 3$

Внутрішній діаметр кожуха – $D_k = 95 \text{ мм}$

Кількість труб – $n = 5$

Зовнішній діаметр труб – $d_3 = 22 \text{ мм}$

Внутрішній діаметр труб – $d_6 = 16 \text{ мм}$

Довжина труб – $L = 850 \text{ мм}$

Товщина стінки труби – $\delta = 3 \text{ мм}$

3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДІВ

Взаємний напрям руху теплоносіїв задаються викладачем.

В міжтрубний простір теплообмінника подаємо гарячу воду, для чого при зачинених вентилях 9, 10, 11, 12 та 13 відкриваємо вентиль 8.

При прямотечії відкриваємо вентилі 9, 10 та 13 і подаємо холодну воду у трубний простір теплообмінника.

При протитечії послідовно відкриваємо вентилі 9, 11 та 12, а вентилі 10 та 13 повинні бути закриті.

Фіксуємо покази термометрів 4, 5, 6 та 7 через кожні 2–3 хв та записуємо до таблиці дослідних даних (табл. 4.1 або табл. 4.2).

При досягненні постійних значень термометрів 4, 5, 6 та 7 встановлюється стаціонарний (сталий) режим роботи установки, при якому за певний інтервал часу фіксуємо покази витратомірів 2 та 3.

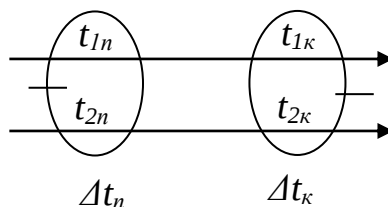
Результати дослідних даних для прямотечії заносять до табл. 4.1, для протитечії – до табл. 4.2.

4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Розрахунок при прямотечії (табл. 4.1) або при протитечії (табл. 4.2) проводять за параметрами, які відповідають стаціонарному (сталому) режиму теплопередачі.

4.1. Середня різниця температур (середній температурний напір), $^{\circ}\text{C}$:

4.1.1. Прямотечія



Визначаємо різниці температур на кінцях теплообмінника при прямотечії:

$$\Delta t_n = t_{1n} - t_{2n}; \quad \Delta t_k = t_{1k} - t_{2k}. \quad (4.1)$$

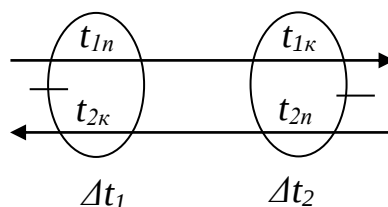
Середній температурний напір при прямотечії:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}}. \quad (4.2)$$

Якщо $\frac{\Delta t_n}{\Delta t_k} < 2$, то

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_n + \Delta t_k}{2}. \quad (4.3)$$

4.1.2. Протитечія



Визначаємо різниці температур на кінцях теплообмінника при протитечії:

$$\Delta t_1 = t_{1n} - t_{2k}; \quad \Delta t_2 = t_{1k} - t_{2n}. \quad (4.4)$$

Якщо $\Delta t_1 > \Delta t_2$, то $\Delta t_{\delta} = \Delta t_1$, $\Delta t_m = \Delta t_2$. І навпаки, якщо $\Delta t_1 < \Delta t_2$, то $\Delta t_{\delta} = \Delta t_2$, $\Delta t_m = \Delta t_1$.

Середній температурний напір при протитечії:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}. \quad (4.5)$$

Якщо $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} < 2$, то

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_m}{2}. \quad (4.6)$$

4.2. Середні температури, °C:

$$\text{— холодної води: } t_{2cp} = \frac{t_{2n} + t_{2k}}{2} \quad (4.7)$$

$$\text{— гарячої води: } t_{1cp} = \Delta t_{cp} + \Delta t_{2cp} \quad (4.8)$$

4.3. За даними додатку 1 або табл. XXXIX [1] знаходимо фізичні властивості холодної та гарячої води при їх середніх температурах та заносимо до табл. 4.3.

Табл. 4.3

Фізичні властивості холодної та гарячої води

Параметр	$t_{cp},$ $^{\circ}C$	$\rho,$ $кг/м^3$	$c,$ $кДж/кг\cdot K$	$\lambda \cdot 10^2,$ $Вт/м\cdot K$	$\mu \cdot 10^6,$ $Па\cdot c$	$\nu \cdot 10^6,$ $м^2/c$	$\beta \cdot 10^4,$ K^{-1}	Pr
Гаряча вода	t_{1cp}							
Холодна вода	t_{2cp}							

4.4. Площа поверхні теплопередачі, $м^2$:

$$F = \pi \cdot d_{cp} \cdot n \cdot L \cdot z, \quad (4.9)$$

де d_{cp} – середній діаметр труб, $м$;

$$d_{cp} = \frac{d_3 + d_6}{2} = \frac{0,022 + 0,016}{2} = 0,019 \text{ м},$$

де n – кількість труб, $n = 5$;

L – довжина труб, $L = 0,85 \text{ м}$;

z – кількість секцій, $z = 3$.

4.5. Кількість тепла, що сприймається холодною водою від гарячої, $Вт$:

$$Q = G_2 \cdot C_2 \cdot (t_{2k} - t_{2n}), \quad (4.10)$$

де G_2 – витрата холодної води, $кг/с$;

$$G_2 = \frac{\Delta V_2}{\tau} \cdot \rho_2, \quad (4.11)$$

де ΔV_2 – об'єм холодної води, $м^3$;

τ – час досліду, $с$;

C_2 – теплоємність холодної води, $\frac{Дж}{кг \cdot K}$.

4.6. Дослідний коефіцієнт теплопередачі $K_{досл}, \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$:

$$K_{досл} = \frac{Q}{F \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (4.12)$$

Міжтрубний простір теплообмінника (гаряча вода)

4.7. Площа поперечного перерізу потоку, $м^2$:

$$S_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_k^2 - n \cdot d_3^2), \quad (4.13)$$

де D_k – внутрішній діаметр кожуха, $D_k = 0,095 \text{ м}$;

d_3 – зовнішній діаметр труб, $d_3 = 0,022 \text{ м}$.

4.8. Еквівалентний діаметр перерізу потоку, м:

$$d_{ek1} = \frac{D_k^2 - n \cdot d_3^2}{D_k + n \cdot d_3} \quad (4.14)$$

4.9. Об'ємна секундна витрата, $\frac{m^3}{c}$:

$$V_1 = \frac{\Delta V_1}{\tau} \quad (4.15)$$

4.10. Середня швидкість, $\frac{m}{c}$:

$$\omega_1 = \frac{V_1}{S_1} \quad (4.16)$$

4.11. Критерій Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{ek1} \cdot \rho_1}{\mu_1} \quad (4.17)$$

З табл. 4.4. вибираємо критеріальне рівняння з визначення значення критерію Nu_1 для міжтрубного простору та визначаємо коефіцієнт тепловіддачі – α_1 .

4.12. Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_{ek1}} \quad (4.18)$$

Таблиця 4.4

Критеріальні рівняння [2], [3]

Рух рідини усередині труб (трубний простір)	$Re < 2320$ ламінальний режим	$Nu = 0,17 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$
	$2320 < Re < 10000$ перехідний режим	$Nu = 0,008 Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43}$
	$Re > 10000$ турбулентний режим	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}$
Рух рідини зовні труб (міжтрубний простір)	-----	$Nu = 1,16 Re^{0,6} Pr^{0,23}$

Трубний простір теплообмінника (холодна вода)

4.13. Площа поперечного перерізу потоку, m^2 :

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot n \cdot d_6^2 \quad (4.19)$$

4.14. Еквівалентний діаметр потоку, м:

$$d_{ek2} = d_6 \quad (4.20)$$

4.15. Об'ємна секундна витрата; $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_2 = \frac{\Delta V_2}{\tau}. \quad (4.21)$$

4.16. Середня швидкість; $\text{м}/\text{с}$:

$$\omega_2 = \frac{V_2}{S_2}. \quad (4.22)$$

4.17. Критерій Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{ек2} \cdot \rho_2}{\mu_2}. \quad (4.23)$$

При ламінарному русі визначають критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \Delta t \cdot \beta}{\nu^2}, \quad (4.24)$$

де g – прискорення вільного падіння, $g=9,81 \text{ м}/\text{с}^2$;

l – визначальний геометричний розмір, м ; $l=d_{ек2}$;

Δt – різниця температур між температурами теплоносія та стінки, $^\circ\text{C}$,
невеликим припущенням можна прийняти $\Delta t = \Delta t_{cp}/3$;

β – коефіцієнт об'ємного розширення, K^{-1} ;

ν – динамічний коефіцієнт в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$.

Залежно від режиму руху рідини з таблиці 4.4. вибираємо для трубного простору критеріальне рівняння з визначення значення критерію Nu_2 .

4.18. Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_g} \quad (4.25)$$

4.19. Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі K_p , $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{K}$:

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.26)$$

де δ_{cm} – товщина стінки труби теплообмінника, $\delta_{cm} = 0,003 \text{ м}$;

λ_{cm} – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби (нержавіюча сталь),

$\lambda_{cm} = 17,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$, табл. XXVIII [1].

5. ЗМІСТ ЗВІТУ

- 5.1. Назва лабораторної роботи.
- 5.2. Мета лабораторної роботи.
- 5.3. Опис установки та характеристика апарата.
- 5.4. Методика виконання роботи.
- 5.5. Таблиця дослідних даних.
- 5.6. Таблиці довідникових даних.
- 5.7. Розрахункові дані.
- 5.8. Висновок.

6. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

- 6.1. Назва та мета лабораторної роботи № 8.
- 6.2. З яких основних елементів складається дослідна установка лабораторної роботи №8?
- 6.3. Які дослідні дані фіксувались в лабораторній роботі №8 ?
- 6.4. Які процеси називаються тепловими?
- 6.5. Що є рухомою силою теплового процесу?
- 6.6. Що таке теплоносії?
- 6.7. Що таке тепловіддача та теплопередача?
- 6.8. Що таке теплопровідність?
- 6.9. Що таке конвекція? Види.
- 6.10. Що таке теплове випромінювання?
- 6.11. Дайте визначення стаціонарного та нестаціонарного теплового процесу.
- 6.12. Запишіть та сформулюйте закон Фур'є для теплопровідності.
- 6.13. Закон Стефана-Больцмана. Формула розрахунку та розшифровка величин.
- 6.14. Закон Кірхгофа. Формула розрахунку та розшифровка величин.
- 6.15. Запишіть рівняння та сформулюйте закон охолодження Ньютона.
- 6.16. Рівняння тепловіддачі. Формула та розшифровка величин.
- 6.17. Що характеризує та від яких параметрів залежить коефіцієнт тепловіддачі α ?
- 6.18. Критерій Нусельта. Формула розрахунку, що характеризує, фізичний зміст.
- 6.19. Критерій Прандтля. Формула розрахунку, що характеризує, фізичний зміст.
- 6.20. Критерій Грасгофа. Формула розрахунку, що характеризує, фізичний зміст.
- 6.21. Які критерії є визначальними при вимушеній та при природній конвекції?
- 6.22. Яким чином підбирають критеріальні рівняння для визначення коефіцієнту тепловіддачі α при вимушеній та при природній конвекції?
- 6.23. Основне рівняння теплопередачі при змінних температурах теплоносіїв. Формула та розшифровка величин.
- 6.24. Види взаємного руху теплоносіїв.
- 6.25. Формула розрахунку середнього температурного напору при прямотечії та протитечії. Розшифровка величин.
- 6.26. Класифікація теплообмінників за способом передачі тепла.

7. СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Базова

1. Мікульонок І.О. Механічні, гідромеханічні й масообмінні процеси та апарати хімічної технології: Навч. посіб. 2-ге вид., перероб. і допов. – К.: ІВЦ «Політехніка», 2002. – 304 с.: іл.
2. Процеси і апарати харчових виробництв: Підручник / За ред. проф. Малежика І.Ф. – Київ, НУХТ. – 2003. – 400 с.
3. Ханик Я. М., Дубинін А. І., Атаманюк В. М., Станіславчук О. В. Процес та апарати хімічних технологій. Частина І.: Навчальний посібник – Львів, Видавництво національного університету "Львівська політехніка", 2005. –192 с.
4. Бойко В.С., Самойчук К.О, Тарасенко В.Г. та ін. Процеси і апарати. Гідромеханічні процеси: Підручник – Мелітополь, 2019. – 212с.

Допоміжна

1. Тарасенко І.І. Процеси та апарати харчових виробництв : навч. посіб. – К.: Київ. Нац. торг.-екон. ун-т, 2002. – 203 с.
2. Черевко О.І. - Процеси та апарати харчових виробництв. – 2-ге видання, доп. та випр.. – Х.: Світ Книг, 2014. – 496 с.
3. Черевко О.І. Процеси і апарати харчових виробництв : підручник / О.І. Черевко, А.М. Поперечний. – Х. : ХДАТОХ. – 2002. – 417 с.

Властивості води на лінії насичення

t , °C	$p \cdot 10^{-3}$ Па	ρ , кг/м ³	i , кДж/ кг	c_p , кДж/ (кг·°C)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/ (м·°C)	$\alpha \cdot 10^8$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	$\beta \cdot 10^4$, К ⁻¹	$\sigma \cdot 10^4$, Н/м	Pr
0	1,013	999,9	0,000	4,212	55,1	13,1	1788	1,789	-0,63	756,4	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	57,4	13,7	1306	1,306	+0,7	741,6	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	59,9	14,3	1004	1,006	1,82	726,9	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	61,8	14,9	801,5	0,805	3,21	712,2	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	63,5	15,3	653,3	0,659	3,87	696,5	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	64,8	15,7	549,4	0,556	4,49	676,9	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	65,9	16,0	469,9	0,478	5,11	662,2	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	66,8	16,3	406,1	0,415	5,70	643,5	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	67,4	16,6	355,1	0,365	6,32	625,9	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	68,0	16,8	314,9	0,326	6,95	607,2	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	68,3	16,9	282,5	0,295	7,52	588,6	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	68,5	17,0	259,0	0,272	8,08	569,0	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	68,6	17,1	237,4	0,252	8,64	548,4	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	68,6	17,2	217,8	0,233	9,19	528,8	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	68,5	17,2	201,1	0,217	9,72	507,2	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	68,4	17,3	186,4	0,203	10,3	486,6	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	68,3	17,3	173,6	0,191	10,7	466,0	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	67,9	17,3	162,8	0,181	11,3	443,4	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	67,4	17,2	153,0	0,173	11,9	422,8	1,00
190	12,55	875,0	807,8	4,459	67,0	17,1	144,2	0,165	12,6	400,2	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	66,3	17,0	136,4	0,158	13,3	376,7	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	65,5	16,9	130,5	0,153	14,1	354,1	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	64,5	16,6	124,6	0,148	14,8	331,6	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	63,7	16,4	119,7	0,145	15,9	310,0	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,766	62,8	16,2	114,8	0,141	15,8	288,5	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	61,8	15,9	109,9	0,137	18,1	261,9	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	60,5	15,6	105,9	0,135	19,1	237,4	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	59,0	15,1	102,0	0,133	21,6	214,8	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	57,4	14,6	98,1	0,131	23,7	191,3	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	55,8	13,9	94,2	0,129	26,2	168,7	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	54,0	13,2	91,2	0,128	29,2	144,2	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	52,3	12,5	88,3	0,128	32,9	120,7	1,03
320	112,9	667,1	1462,1	6,574	50,6	11,5	85,3	0,128	38,2	98,10	1,11
330	128,6	640,2	1526,2	7,244	48,4	10,4	81,4	0,127	43,3	76,71	1,22
340	146,1	610,1	1594,8	8,165	45,7	9,17	77,5	0,127	53,4	56,70	1,39
350	165,4	574,4	1671,4	9,504	43,0	7,88	72,6	0,126	66,8	38,16	1,60
360	186,7	528,0	1761,5	13,984	39,5	5,36	66,7	0,126	109	20,21	2,35
370	210,5	450,5	1892,5	40,321	33,7	1,86	56,9	0,126	264	4,709	6,79

ЗМІСТ

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ.....	3
1.1 Загальні відомості	3
1.2 Теплопровідність	4
1.3 Теплове випромінювання	6
1.4. Конвекція	8
1.5. Теплопередача	12
1.6. Теплообмінники.....	17
2. СХЕМА УСТАНОВКИ.....	20
3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДІВ.....	21
4. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ.....	21
5. ЗМІСТ ЗВІТУ	27
6. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ	27
7. СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	28
Додаток 1	29