

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи
«Розрахунок пластинчастого теплообмінника»
за курсами
«Проектування та розрахунок теплообмінного обладнання»,
«Процеси і апарати хімічних виробництв»
для студентів усіх форм навчання

Харків
НТУ «ХПІ»
2024

Методичні вказівки до виконання курсової роботи з курсів «Проектування та розрахунок теплообмінного обладнання», «Процеси і апарати хімічних виробництв» для студентів усіх форм навчання / Укл.: Горбунов К.О., Биканов С.М., Рябова І.Б., Миронов А.М., Ільченко М.В., Краснокутський Є.В., Гарєв Л.А. – Харків : НТУ «ХП», 2024. – 32 с.

Укладачі: К.О. Горбунов
 С.М. Биканов
 І.Б. Рябова
 А.М. Миронов
 М.В. Ільченко
 Є.В. Краснокутський
 Л.А. Гарєв

Кафедра інтегрованих технологій, процесів і апаратів

ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Теплообмінні апарати різних конструкцій широко застосовують у хімічній, нафтохімічній, харчовій та інших галузях промисловості.

Вимоги до промислових теплообмінних апаратів в залежності від конкретних умов застосування дуже різноманітні. Основними з них є: забезпечення найбільш високого коефіцієнта теплопередачі при якомога меншому гідравлічному опорі; компактність та найменша витрата матеріалів на одиницю теплової продуктивності апаратів; надійність та герметичність у поєднанні з розбірністю та доступністю до поверхні теплообміну для механічного очищення її від забруднень; уніфікація вузлів і деталей та технологічність механізованого виготовлення широких типорозмірів поверхонь теплообміну для різного діапазону робочих температур та тисків, металоємності тощо.

Пластинчасті теплообмінні апарати є різновидом поверхневих рекуперативних теплообмінних апаратів з поверхнею теплообміну, виготовленою з тонкого листа. Найбільш широко застосовують у промисловості розбірні пластинчасті теплообмінники. Вони складаються з окремих пластин з прокладками, пристосовані для швидкого розбирання та складання й уся їхня теплообмінна поверхня доступна для очищення. Напіврозбірні, зварні блокові та зварні нерозбірні теплообмінники є різновидом апаратів пластинчастого типу.

Розбірні пластинчасті теплообмінники мають більш високі техніко-економічні показники у порівнянні з найбільш поширеними кожухотрубчастими. Однак повна заміна кожухотрубчастих теплообмінників пластинчастими у багатьох випадках неможлива, оскільки область застосування пластинчастих теплообмінників лімітується теплостійкістю та корозійною стійкістю застосовуваних прокладок.

Прокладки на основі синтетичних каучуків можуть надійно працювати лише при температурах від мінус 20°C до 140÷150°C, що недостатньо для багатьох процесів з газоподібним та пароподібним робочими середовищами. Розбірні пластинчасті теплообмінники на робочі тиски понад 2-2,5 МПа (20-25 ат) також поки що не виготовляються.

Для розширення області застосування пластинчастих теплообмінників на більш високі температури та тиск розробляються нові види прокладок та створюються зварні конструкції, у яких немає прокладок.

Основні параметри розбірних пластинчастих теплообмінників (ГОСТ 15518-83) наведені у табл. 1, а їхня конструкція представлена на рис. 1.

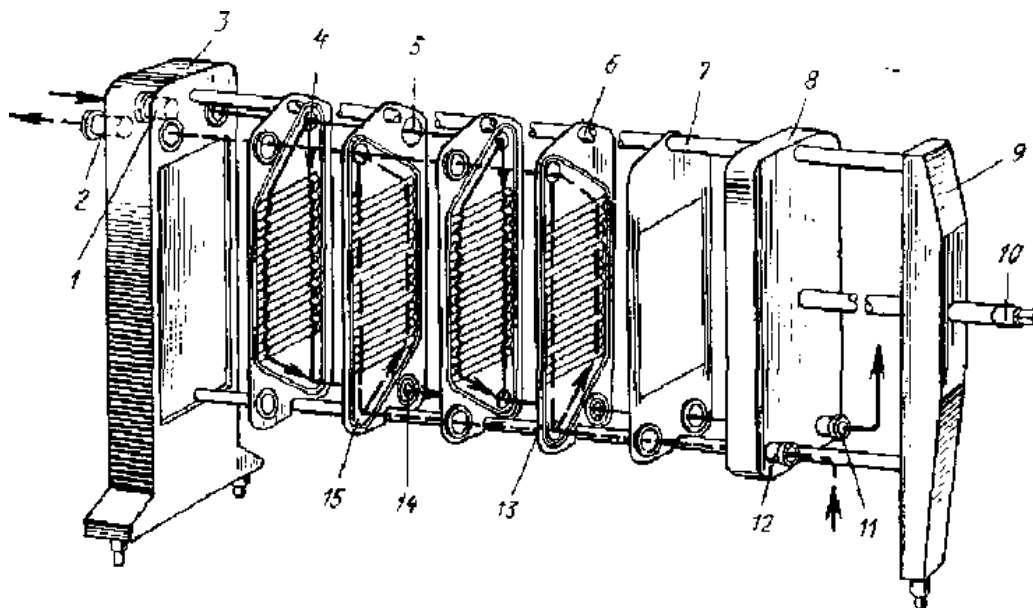


Рисунок 1 – Схема сучасного пластинчастого апарату

- 1, 2, 11, 12 – штуцери; 3 – передня стійка; 4 – верхній кутовий отвір;
 5 – кільцева гумова прокладка; 6 – гранична пластина; 7 – штанга;
 8 – притискна плита; 9 – задня стійка; 10 – гвинт; 13 – велика гумова прокладка;
 14 – нижній кутовий отвір; 15 – теплообмінна пластина

Апарат складається з групи теплообмінних пластин 15, підвішених на верхній горизонтальній штанзі 7.

Кінці верхньої та нижньої штанг закріплені у нерухомій плиті (передній стійці) 3 та на задній стійці 9. За допомогою притискної плити 8 та гвинта 10 пластини у зібраному стані стиснені у один пакет. На схемі для більш зрозумілого зображення потоків робочих середовищ показано лише п'ять пластин у розсунутому положенні. У робочому положенні пластини щільно притиснуті один до одного на гумових прокладках 13 та 5.

Кожна пластина має прокладки двох призначень: а) велика гумова кільцева прокладка, що обмежує на лицьовій стороні пластини

канал для відповідного потоку робочого середовища та охоплює також два кутових отвори (з одного боку пластини або по діагоналі), через які відбувається приплив середовища у міжпластинний канал та стік з нього; б) дві малі гумові прокладки, які ізолюють два інших отвори та створюють транзитний прохід для другого робочого середовища.

Таблиця 1 – Поверхня теплообміну F (м^2), кількість пластин N (шт) та маса апарату M (кг) при поверхні однієї пластини f (м^2)

$f = 0,2$			$f = 0,3$			$f = 0,5^*$			$f = 0,6$			$f = 1,3$		
F	N	M	F	N	M^{**}	F	N	M^{***}	F	N	M^{**}	F	N	M
1	8	570	3	12	280	31,5	64	1740	10	20	980	200	156	5350
2	12	590	5	20	315	50	100	2010	16	30	1030	300	232	6470
5	28	650	8	30	345	63	126	2200	25	44	1130	400	310	7610
6,3	34	670	10	36	365	80	160	2460	31,5	56	1220	500	388	11280
10	52	750	12,5	44	400	100	200	2755	40	70	1300	600	464	12430
12,5	66	800	16	56	440	140	280	3345	50	86	1400	800	620	14740
16	84	1340	20	70	485	160	320	4740	63	108	1530	–	–	–
25	128	1480	–	–	–	220	440	5630	80	136	1690	–	–	–
31,5	160	1600	–	–	–	280	560	6570	100	170	1900	–	–	–
40	204	1750	–	–	–	300	600	6810	140	236	2290	–	–	–
–	–	–	–	–	–	320	640	7100	160	270	2470	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	200	340	3920	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	250	420	4400	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–	–	–	300	504	4890	–	–	–

Система ущільнювальних прокладок розбірного пластинчастого теплообмінника побудована так, що після збирання та стиснення пластин у апараті утворюються дві системи герметичних каналів, ізольованих одна від іншої металевою стінкою та прокладками: одна для гарячого робочого середовища, інша для холодного. Одна з цих систем складається з непарних каналів між пластинами, а інша – з парних, завдяки чому потоки гарячого та холодного робочих середовищ чергуються. Обидві системи міжпластинних каналів з'єднуються зі своїми колекторами і далі зі штуцерами для входу та виходу робочих середовищ, розташованими на плитах.

Холодне робоче середовище входить до апарату через штуцер, розташований на нерухомій плиті (наприклад, штуцер 1), і через верхній кутовий отвір 4 (у першій зліва пластині) потрапляє до поздовжнього колектору, утвореного кутовими отворами пластин після їх складання. По колектору холодне середовище доходить до

пластини 6, що має глухий кут (без отвору), і розподіляється по непарних міжпластинних каналах, які сполучаються (через один) з кутовим колектором завдяки відповідному розташуванню великих та малих гумових прокладок 5 і 13. При русі вгору по міжпластинному каналу середовище обтікає хвилясту поверхню пластин, які обігрівуються зі зворотного боку гарячим середовищем. Потім підігріте середовище виходить у поздовжній колектор, утворений нижніми кутовими отворами 14 і виходить з апарата через штуцер 11.

Гаряче робоче середовище рухається у апараті назустріч холодному. Воно надходить у штуцер 12, проходить через нижній колектор, розподіляється по парних каналах та рухається вгору. Через верхній колектор та штуцер 2 охолоджене гаряче середовище виходить з теплообмінника.

У промислових пластинчастих апаратах число пластин у деяких конструкціях може сягати декількох сотень, а утворювані ними канали можуть бути з'єднані за різними одноходовими та багатходовими схемами. Самі апарати за конструкцією можуть бути односекційними та багатосекційними чи комбінованими.

Схема односекційного пластинчастого теплообмінника представлена на рис. 2.

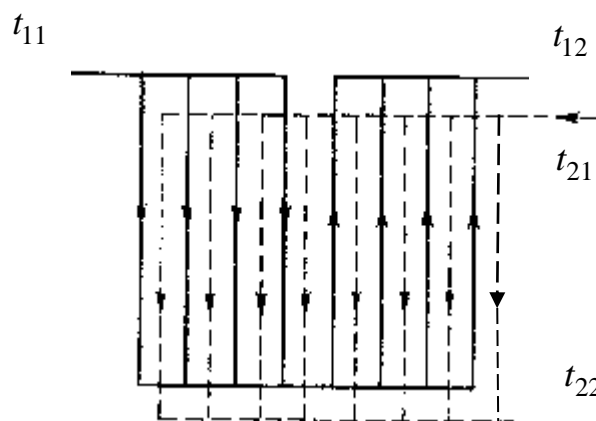


Рисунок 2 – Схема односекційного пластинчастого теплообмінника

Елементом тракту руху рідини у пластинчастому апараті є канал – простір між двома сусідніми пластинами.

Робоче середовище, яке входить до апарату, потрапляє до каналів через поздовжні колектори, утворені кутовими отворами пластин та малими прокладками, які оточують ці отвори.

З колектора робоче середовище розподіляється зазвичай по кількох паралельних каналах. Сукупність кількох каналів, якими робоче середовище тече у відносно одному напрямку, у практиці проектування називають пакетом.

Поняття пакет у пластинчастому теплообміннику відповідає поняттю ходу в кожухотрубчастому.

Після виходу з першого пакета робоче середовище потрапляє до протилежного колекторного каналу, проходить по ньому уздовж апарату до чергової граничної пластини (пластини з заглибленим кутовим отвором) та розподіляється каналами другого пакета. У другому пакеті робоче середовище рухається у напрямку, протилежному її руху у першому пакеті. Другий пакет може за кількістю каналів дорівнювати першому або не дорівнювати йому, як показано на рис. 3.

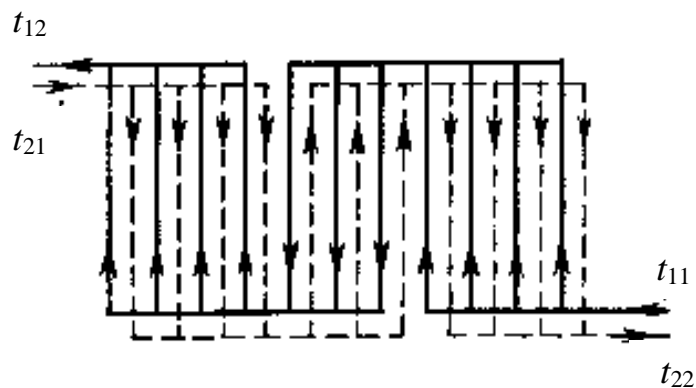


Рисунок 3 – Схема пластинчастого теплообмінника симетричного компонування

При різному числі каналів у розташованих послідовно пакетах швидкість руху робочого середовища у кожному пакеті буде змінюватися.

За однакової кількості каналів у пакетах швидкість робочого середовища практично не змінюється.

Друге робоче середовище, рух якого на схемах показано штриховою лінією, проходить своїм колекторним каналом та рухається потім у міжпластинних каналах, суміжних з каналами для першого робочого середовища.

У практиці проектування пластинчастих теплообмінників схему компонування пластин зручно умовно позначати дробом. У

чисельнику дробу – сума цифр, які показують кількість з'єднаних пакетів по тракту гарячого робочого середовища (яке охолоджується), а значення кожної з цифр – кількість паралельних міжпластинних каналів у відповідному за розташуванням на схемі (або по ходу руху робочого середовища) пакеті. У знаменнику дробу – сума цифр, які позначають число пакетів та каналів у них по тракту руху холодного робочого середовища (яке нагрівається).

Позначення такого виду називатимемо формулами компонування пластин.

Для схеми, наведеної на рис. 2, формула компонування пластин виглядатиме наступним чином:

$$C = \frac{4+4}{8}.$$

Для схеми, наведеної на рис. 3:

$$C = \frac{4+3+4}{4+3+4}.$$

У пластинчастих теплообмінниках головною деталлю виступає пластина. Пластина – це складна деталь, яка несе на собі елементи різного призначення: теплообмінного, механічного, гідромеханічного, технологічного з точки зору виготовлення та технологічного з точки зору виконання апаратом його виробничої задачі.

У більшості типових конструкцій пластинчастих розбірних теплообмінників, які виготовляються для хімічних та суміжних з ними виробництв, використовуються пластини з гофрами трикутної форми, розташованими похило відносно поздовжньої осі симетрії пластини (рис. 4).

Технічні характеристики сітчасто-потоківих пластин із похилими гофрами трикутного профілю наведені у таблиці 2.

У щілиноподібних каналах пластинчастих теплообмінних апаратів, як правило, відбувається вимушений рух робочих середовищ у результаті різниці тисків на вході до апарату та на виході з нього.

Таблиця 2 – Характеристики пластин сітчасто-потокового типу із похилими гофрами трикутного профілю

Параметри сітчасто-потокових пластин з похилими гофрами трикутного профілю	ПР-0,2	ПР-0,3	ПР-0,5Е	ПР-0,5М	ПР-1,3	ПС-0,8
Габаритні розміри пластин, мм						
Довжина.....	650	1370	1380	1380	1910	1370
Ширина.....	650	300	500	550	920	640
Товщина стінки, мм	1,2	1	1	1	1	1
Поверхня теплообміну, м ²	0,2	0,3	0,5	0,5	1,3	0,8
Еквівалентний діаметр каналу, мм	7,5	8	8	9,6	9,6	9
Площа поперечного перетину каналу, м ² 10 ³	1,6	1,1	1,8	2,4	4,3	3
Крок гофр (за нормаллю до гофрів), мм	18	18	18	18	18	18
Висота гофр, мм	4	4	4	5	5	5
Число гофр на пластині	21	50	66	66	95	46
Довжина одного каналу (наведена), м	0,44	1,12	1,15	1	1,47	1,26
Площа кутового отвору, м ²	0,0082	0,0045	0,017	0,017	0,03	0,03
Діаметр приєднувального штуцера, мм	100	50	150	150	200	200
ПР – пластини для розбірних теплообмінників ПС – пластини для блокових зварних теплообмінників						

Режим руху рідини у каналах теплообмінника характеризується числом Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_{екв}}{\nu},$$

де w – визначальна швидкість потоку (середня за перетином каналу), м/с;

ν – кінематична в'язкість робочого середовища за даної температури, м²/с;

$d_{екв}$ – визначальний лінійний розмір потоку (наприклад, еквівалентний діаметр каналу), м.

Для кожної конкретної форми поверхні теплообміну і утворених пластинами щільних каналів існує певний діапазон «критичних» значень Re , за яких відбувається перехід від одного режиму до іншого (перехідний режим руху). На значення критичного числа Рейнольдса істотно впливають форма поверхні стінок, форма каналу, а також

джерела штучної турбулізації потоку. Так, якщо при русі рідини в круглій гладкій трубі в умовах стабілізованого потоку область перехідного режиму лежить в межах $2300 < Re < 10\ 000$, то в звивистих каналах пластинчастих апаратів ця область, як показує досвід, знаходиться значно нижче й перехід до турбулентного режиму відбувається тут вже за $Re = 200 \div 500$, а сітчасто-потоккових пластинах (рис. 4) при $Re = 50 \div 200$. Це свідчить про наявність ефективно штучної турбулізації у каналах такого виду.

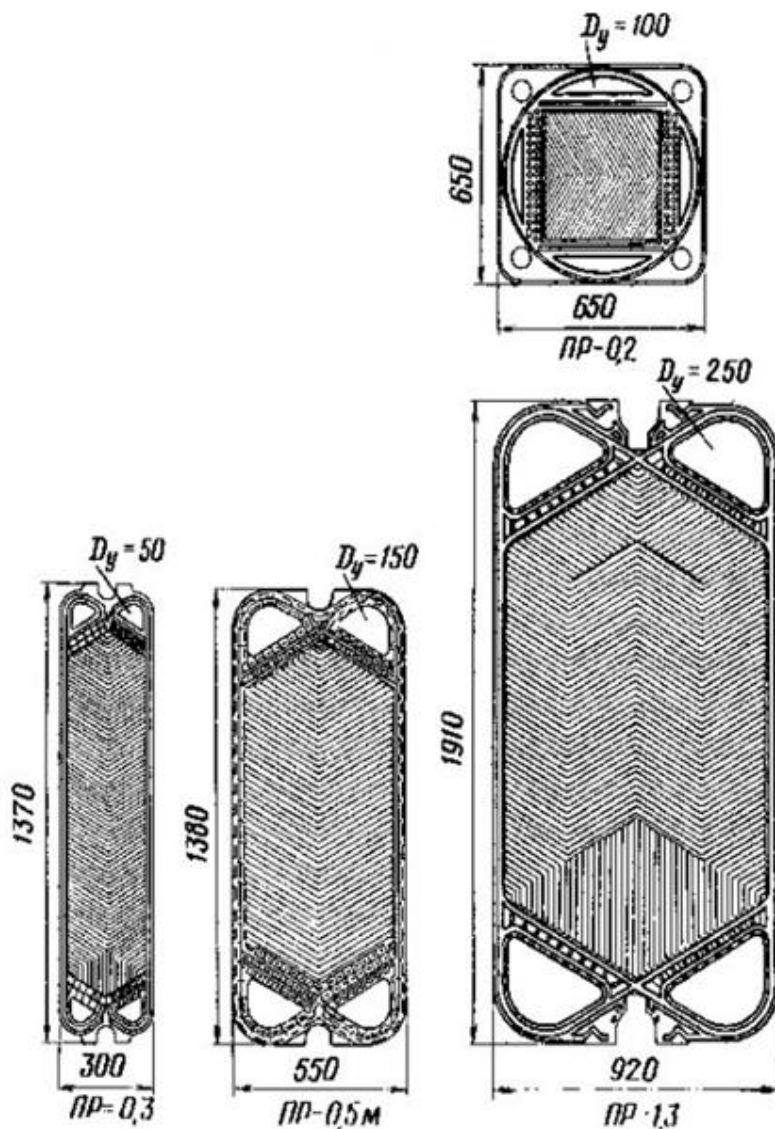


Рисунок 4 – Конструкція сітчасто-потоккових пластин для випуску широкого розмірного ряду теплообмінних апаратів

При русі робочого середовища у міжпластинчастому каналі виникають два види гідравлічних опорів: опір тертя $\Delta P_{тр}$ та місцеві

опори ΔP_m . При розрахунках пластинчастих теплообмінних апаратів вважають, що місцеві опори рівномірно розподілені уздовж довжини каналу (гофри) та враховуються разом із опором тертя через умовний коефіцієнт опору одиниці відносної довжини каналу.

$$\xi = \xi_{\text{тр}} + \xi_m.$$

Тоді розрахунок гідравлічного опору каналів за будь-якої їх наведеної довжини L_n проводиться за рівнянням

$$\Delta P = \xi \frac{L_n \rho w^2}{d_3 2}.$$

Для обчислення умовного коефіцієнта тертя ξ використовуються емпіричні рівняння

$$\xi = \frac{a_1}{\text{Re}} \text{ – для ламінарного режиму руху;}$$

$$\xi = \frac{a_2}{\text{Re}^{0,25}} \text{ – для турбулентного режиму руху.}$$

Коефіцієнти a_1 і a_2 залежать від типу (площі) пластин:

Площа пластини, м ²	0,2	0,3	0,6	1,3
a_1	425	425	320	400
a_2	19,6	19,3	15,0	17,0

Гідравлічні опори теплообмінника з багатопакетною компоновкою пластин визначаються за рівнянням

$$\Delta P = X \xi \frac{L_n \rho w^2}{d_3 2},$$

де L_n – наведена довжина каналів, м (табл. 2);

X – кількість пакетів для даного теплоносія.

ЗАГАЛЬНІ ОСНОВИ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ПЛАСТИНЧАСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА

Проектний розрахунок теплообмінного апарату здійснюється за етапами у такому порядку:

- складання рівняння теплового балансу апарату та визначення бракуючих температур;
- визначення розрахункового температурного напору між робочими середовищами;
- визначення раціональної величини швидкості руху середовищ у каналах;
- визначення коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі;
- розрахунок необхідної поверхні теплопередачі;
- уточнення значень необхідного напору та інших параметрів після розрахунку схеми компоновки апарату.

Основні рівняння теплового балансу

Розрахунок теплового апарату безперервної дії заснований на сумісному розв'язанні рівняння теплового балансу та рівняння теплопередачі.

Рівняння теплового балансу служить для визначення кількості переданого тепла та має вигляд

$$Q = G_1(i_{11} - i_{12}) = G_2(i_{22} - i_{21}) + Q_{\Pi}, \quad (1)$$

де Q – тепловий потік, Дж/с або Вт;

G_1 – кількість робочого середовища, що охолоджується, кг/с;

i_{11} , i_{12} – початкова та кінцева ентальпія цього робочого середовища, Дж/кг;

G_2 – кількість робочого середовища, що нагрівається, кг/с;

Q_{Π} – втрати теплоти у навколишнє середовище.

У теплообмінних апаратах за наявності ізоляції втрати тепла до навколишнього середовища зазвичай невеликі, через що ними можна знехтувати у розрахунках. Тоді рівняння теплового балансу набуває вигляду

$$Q = Q_{\text{гар}} = Q_{\text{хол}} \quad (2)$$

або

$$Q = G_1 c_1 (t_{11} - t_{12}) = G_2 c_2 (t_{22} - t_{21}), \quad (3)$$

де c_1 та c_2 – середні питомі масові теплоємності робочих середовищ у інтервалі робочих температур, Дж/(кг·К);

t_{11} , t_{12} – початкова та кінцева температури середовища, яке охолоджується, °С;

t_{22} , t_{21} – початкова та кінцева температури середовища, яке нагрівається, °С.

Витрати теплоносіїв при теплообміні без зміни агрегатного стану визначають на підставі рівняння (3):

$$G_1 = \frac{G_2 c_2 (t_{22} - t_{21})}{c_1 (t_{11} - t_{12})}; \quad (4)$$

$$G_2 = \frac{G_1 c_1 (t_{11} - t_{12})}{c_2 (t_{22} - t_{21})}. \quad (5)$$

Рівняння теплопередачі для безперервних процесів має вигляд

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{\text{cp}}. \quad (6)$$

Розрахункова поверхня теплопередачі визначається як

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (7)$$

де Q – кількість теплоти, яка передається в одиницю часу, відома з рівняння (3).

Методи визначення величин Δt_{cp} та K наведено нижче.

Обчислення середнього температурного напору

Вид розрахункової формули для визначення середнього температурного напору Δt_{cp} залежить від напрямів взаємного руху робочих середовищ, які можуть бути наступними: прототечія,

протитечія, одноразово перехресна, багаторазово перехресна, паралельно-змішана та послідовно-змішана течія. Характер зміни температур робочих середовищ при прямотечії та протитечії показаний на рис. 5.

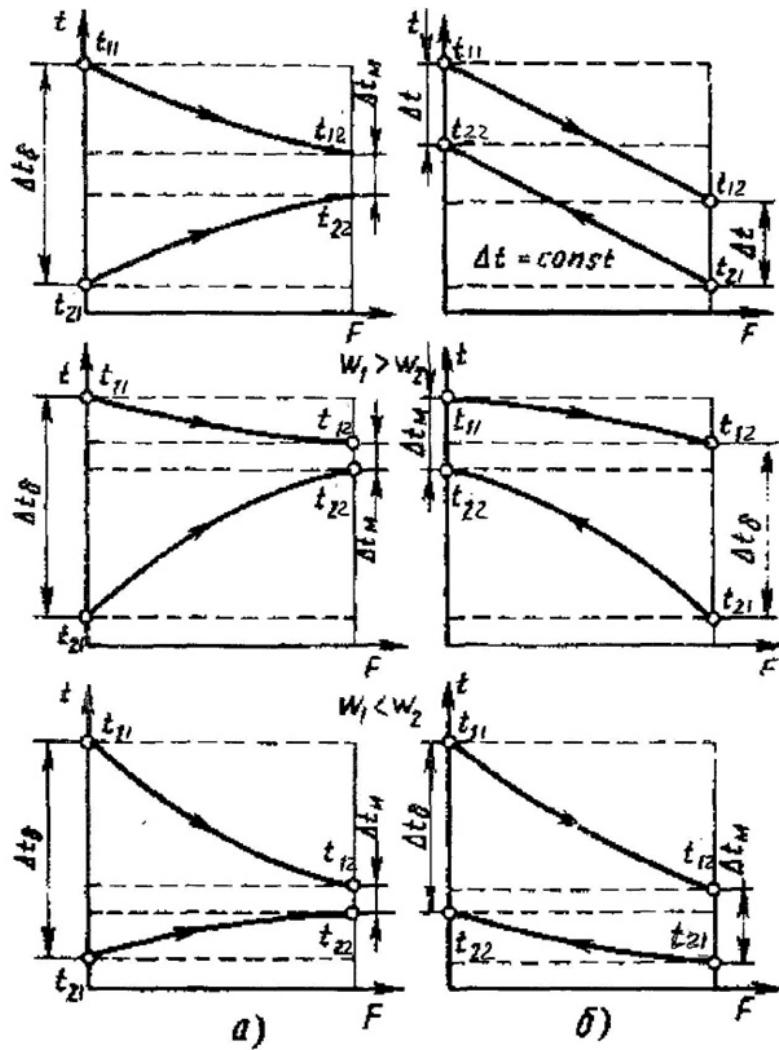


Рисунок 5 – Графік зміни температур робочих середовищ по поверхні апарату при прямотечії та протитечії в умовах різного співвідношення водяних еквівалентів:

а) – при прямотечії; б) – при протитечії

При прямотечії, протитечії та за постійної температури одного з середовищ середній температурний напір, також званий середньою різницею температур, визначають як середньологарифмічний:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_M}{2,3 \cdot \frac{\lg \Delta t_0}{\Delta t_M}}, \quad (8)$$

де Δt_6 та Δt_M – відповідно більша та менша різниці температур між теплоносіями на кінцях теплообмінника, °С.

При співвідношенні $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} \leq 1,7$ розрахунок Δt_{cp} за формулою (8) можна замінити з похибкою до 2% середньоарифметичною різницею

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_M}{2}.$$

Розрахунок раціональних швидкостей руху робочих середовищ у пластинчастому теплообміннику

Економічно оптимальний режим роботи теплообмінного апарату залежить від швидкостей руху робочих середовищ та визначається мінімальною величиною сумарних витрат

$$C = C_a + C_{екс1} + C_{екс2}, \quad (9)$$

де C_a – вартість виготовлення та монтажу теплообмінника, віднесена до одного року роботи (амортизація);

$C_{екс1}$ – експлуатаційні витрати протягом року з боку продукту;

$C_{екс2}$ – експлуатаційні витрати за рік з боку другого робочого середовища.

Для досягнення оптимального економічного режиму при виборі швидкостей руху робочих середовищ слід якомога повніше використовувати напір на подолання гідравлічних опорів у теплообміннику для кожного середовища. При цьому компонуванням каналів та підбором раціональних швидкостей прагнуть отримати рівність термічних опорів тепловіддачі обох робочих середовищ:

$$\frac{1}{\alpha_1} \approx \frac{1}{\alpha_2}.$$

Термічний опір стінки $\sum \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}$ не повинен перевищувати у апаратах інтенсивної дії кожен з термічних опорів з боку середовищ $1/\alpha_1$ та $1/\alpha_2$.

Розрахунок раціональних швидкостей руху робочих середовищ у каналах пластинчастих, пластинчасто-ребристих та спіральних

теплообмінників за умови повного використання заданого **наявного** напору виконується для кожного із середовищ за рівняннями (10) та (11):

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \Delta t_{cp} \Delta P_1}{c_1 (t_{11} - t_{12}) \rho_1^2 \xi_1}}, \quad (10)$$

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \Delta t_{cp} \Delta P_2}{c_2 (t_{22} - t_{21}) \rho_2^2 \xi_2}}. \quad (11)$$

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

Δt_{cp} – середній температурний напір, град;

$\Delta P_1, \Delta P_2$ – допустимий гідравлічний опір, який за вихідними даними може мати апарат з боку гарячого та холодного середовищ, Н/м² (**наявний** напір для подолання гідравлічних опорів);

c_1, c_2 – теплоємності першого та другого робочих середовищ відповідно, Дж/(кг К);

t_{11} та t_{12} – початкова та кінцева температури гарячого середовища, °С (ці температури задані у вихідних даних);

t_{21} та t_{22} – початкова та кінцева температури холодного середовища, °С;

ρ_1, ρ_2 – значення густини гарячого та холодного робочих середовищ, кг/м³;

ξ_1 – передбачуваний коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу. **Величину ξ_1 необхідно поставити.**

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Процес теплообміну є складним фізичним процесом, який залежить від багатьох факторів. При заданих значеннях поверхні теплообміну апарату та температурному напорі інтенсивність процесу характеризується коефіцієнтом теплопередачі, який для плоскої стінки визначається формулою

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (12)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гарячого середовища до стінки;

$\frac{1}{\alpha_1}$ – термічний опір гарячого середовища;

δ – товщина стінки (або шару осаду);

λ – коефіцієнт теплопровідності стінки (або шару осаду);

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сумарний термічний опір стінки з урахуванням

відкладень на ній;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холодного середовища;

$\frac{1}{\alpha_2}$ – термічний опір холодного середовища.

Аналіз рівняння показує, що коефіцієнт теплопередачі залежить здебільшого від значення найбільшого з термічних опорів. Тому для інтенсифікації процесу необхідно насамперед зменшити термічний опір з того боку, з якого він є найбільшим.

Коефіцієнт теплопередачі завжди менше будь-якого з коефіцієнтів тепловіддачі і знижується зі збільшенням товщини стінки, зменшенням коефіцієнта її теплопровідності, а також зі збільшенням товщини шарів відкладень на ній.

З деякими спрощеннями відтворення процесу переходу теплоти від більш нагрітого середовища до менш нагрітого через стінку теплообмінника при турбулентному режимі руху середовищ можна уявити за наступною схемою (рис. 6).

У середині турбулентного ядра гарячої рідини, яка рухається у каналі, теплота передається завдяки вимушеній конвекції. Процес тепловіддачі у цій області пов'язаний із переміщенням мас, тому відбувається порівняно швидко і з малим опором; температура рідини в турбулентному ядрі приблизно однакова у розглянутому перетині каналу.

На наступній стадії тепловий потік проникає крізь приграничний (пристінний) шар рідини. Температура рідини у приграничному шарі різко падає від середньої температури рідини t_1 до температури стінки $t_{ст1}$.

Коефіцієнти тепловіддачі α_1 та α_2 обчислюються за критеріальними емпіричними рівняннями, рекомендованими для даного конкретного випадку.

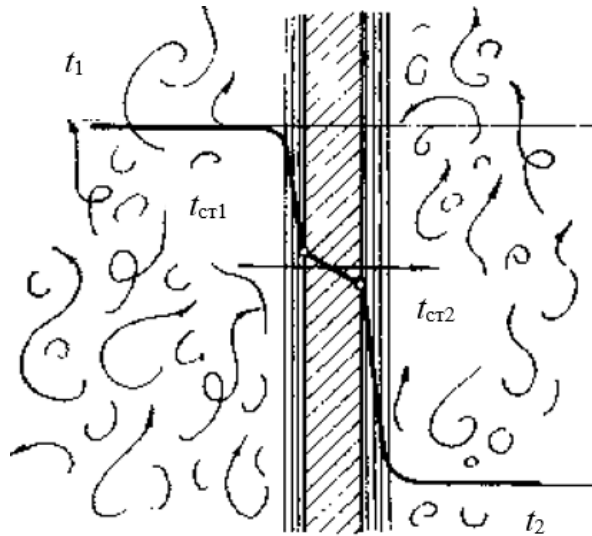


Рисунок 6 – Схема передачі тепла через стінку

Для сітчасто-потоккових пластин з перехрещеними похилими до осі симетрії гофрами (рис. 4) при турбулентному режимі течії робочого середовища для області Re від 50 до 20000 для цих пластин дійсними є розрахункові рівняння:

$$Nu = 0,135 \cdot Re^{0,73} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (13)$$

$$\xi = a_2 \cdot Re^{-0,25}. \quad (14)$$

При ламінарному режимі течії при $0,1 \leq Re \leq 50$

$$Nu = 0,63 \cdot Re^{0,33} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}; \quad (15)$$

$$\xi = a_1 \cdot Re^{-1}. \quad (16)$$

Наведені формули справедливі для різних робочих середовищ за зміни числа Прандтля від 0,7 до 5000.

Якщо стінка складається з кількох шарів завтовшки $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ із теплопровідністю $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$, то теплові опори шарів будуть дорівнювати $\delta_1/\lambda_1, \delta_2/\lambda_2, \dots, \delta_n/\lambda_n$, а термічний опір усієї стінки складе

$$R_{ст} = \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = R_1 + R_2 + \dots + R_n. \quad (17)$$

Металева поверхня теплообміну з боку кожного з теплоносіїв нерідко має деякий шар забруднень, товщина та теплопровідність якого точно не відомі. Орієнтовні значення термічних опорів різних забруднень, які слід приймати при розрахунках, наведені у Додатку А.

Коефіцієнт теплопередачі навіть за постійної за довжиною форми каналу змінюється внаслідок зміни теплофізичних властивостей теплообмінних середовищ при неізотричній течії

$$K = f_1(t) = f_2(F). \quad (18)$$

Через складний характер цієї залежності при проектних розрахунках теплообмінних апаратів зазвичай вводять середнє на поверхні значення коефіцієнта теплопередачі.

Коефіцієнт теплопередачі K зазвичай відносять до певної середньої температури теплообмінних середовищ. Тому у практичних розрахунках критерії Re і Pr обчислюються виходячи з теплофізичних властивостей робочих середовищ, узятих також за їх середніх температур.

Компонувальний та гідромеханічний розрахунки пластинчастих теплообмінних апаратів

Компонувальним розрахунком теплообмінних апаратів визначається паралельно-послідовне компонування каналів для кожного робочого середовища. Наприклад, для пластинчастих теплообмінників при розрахунку визначають:

- розміри пластин та число каналів у одному пакеті;
- число пластин у кожному пакеті та кількість пакетів в апараті;
- загальну кількість пластин у апараті та основні розміри апарату.

При розрахунку компонування апарату використовують результати теплового розрахунку. Обидва види розрахунків є взаємопов'язаними, іноді результати розрахунків компонування змушують вносити істотні зміни у теплові, а також і гідромеханічні розрахунки.

Порядок компонувального розрахунку пластинчастого апарату наступний.

1. За заданими витратами робочих середовищ та обчисленими або обраними швидкостями їхнього руху у каналах визначають необхідну площу поперечного перетину пакета:

$$f_{\text{п}} = \frac{V}{w}, \quad (19)$$

де V – об'ємна витрата робочого середовища, м³/с;
 w – швидкість даного робочого середовища, м/с.

2. Визначають кількість паралельних каналів у пакеті для кожного середовища

$$m = \frac{f_{\text{п}}}{f_1}, \quad (20)$$

де f_1 – площа поперечного перерізу одного міжпластинного каналу, м².

Отримане значення m округлюють до цілого.

3. Число пластин у пакеті знаходять за співвідношенням

$$n_{\text{п}} = 2m. \quad (21)$$

У крайніх пакетах, що торкаються плит, загальна кількість пластин на одну більше (кінцеву):

$$n'_{\text{п}} = 2m + 1. \quad (22)$$

4. Обчислюють поверхню теплопередачі одного пакета:

$$F_{\text{п}} = F_1 \cdot n_{\text{п}}. \quad (23)$$

де F_1 – поверхня теплопередачі однієї пластини, м².

5. Визначають кількість пакетів (ходів) у теплообмінному апараті:

$$X = \frac{F_a}{F_{\Pi}}, \quad (24)$$

де F_a – найближче значення стандартної поверхні теплообміну (табл. 2).

Якщо величина X виходить дробовою, то її округлюють до цілого числа.

6. Знаходять загальну кількість пластин у апараті (секції):

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1}. \quad (25)$$

Приклад розрахунку та вибору оптимального пластинчастого теплообмінного апарату

Кожен теплообмінний апарат може бути розрахований з урахуванням застосування у заданих умовах, тобто необхідно визначити площу поверхні теплообміну та кількість пластин, схеми їх компонування та гідравлічні опори. Результат розрахунку дозволяє визначити оптимальні умови, за яких обрана конструкція апарату забезпечить заданий тепловий режим та кінцеву температуру робочих середовищ при заданій витраті, а також схему компонування пластин, за якої гідравлічний опір апарата не перевищить припустиму межу.

Можливі інші варіанти розрахунку, наприклад, визначення передбачуваної кінцевої температури робочого середовища у працюючому теплообмінному апараті за заданої витрати робочого середовища. **Більш детально методи розрахунку та алгоритми для рахунку на ЕОМ дано у РТМ 26-01-107-78.**

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Розрахуємо потрібну площу теплопередавальної поверхні пластинчастого теплообмінного апарату для охолодження 20%-го водного розчину моноетаноламіну (МЕА) у системі очищення газу.

Вихідні дані

1.	Витрата розчину МЕА	$G_1 = 13 \text{ кг/с}$, $V_1 = 47 \text{ м}^3/\text{год}$
2.	Початкова температура розчину МЕА	$t_{11} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
3.	Кінцева температура розчину МЕА	$t_{12} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
4.	Початкова температура води	$t_{21} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
5.	Кінцева температура води	$t_{22} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
6.	Робочий тиск в апараті	$P = 1\,000 \text{ кПа}$
7.	Максимально припустимий гідравлічний опір за ходом водного розчину МЕА	$\Delta P_1 = 90 \text{ кПа}$
8.	Максимально припустимий гідравлічний опір за ходом води	$\Delta P_2 = 300 \text{ кПа}$
9.	Теплофізичні властивості водного розчину МЕА за середньої температури	
	$\bar{t}_1 = 0,5(t_{11} + t_{12}) = 0,5(100 + 35) = 67,5 \text{ }^\circ\text{C}$:	
	густина	$\rho_1 = 980 \text{ кг/м}^3$
	питома теплоємність	$c_1 = 4064 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
	коефіцієнт теплопровідності	$\lambda_1 = 0,6 \text{ Вт/(кг}\cdot\text{К)}$
	кінематична в'язкість	$\nu_1 = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
10.	Теплофізичні властивості води за середньої температури	
	$\bar{t}_2 = 0,5(t_{21} + t_{22}) = 0,5(15 + 40) = 27,5 \text{ }^\circ\text{C}$:	
	густина	$\rho_2 = 996,3 \text{ кг/м}^3$
	питома теплоємність	$c_2 = 4185 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$
	коефіцієнт теплопровідності	$\lambda_2 = 0,608 \text{ Вт/(кг}\cdot\text{К)}$
	кінематична в'язкість	$\nu_2 = 0,885 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
11.	Теплообмінник компонується з пластин типу 0,6 із кутом перетину вершин гофр 120° .	
	Геометричні розміри пластин та утворених ними каналів:	
	площа поверхні теплообміну однієї пластини	$F_1 = 0,6 \text{ м}^2$
	еквівалентний діаметр міжпластинного каналу	$d_e = 0,0083 \text{ м}$
	площа поперечного перетину одного каналу	$f_1 = 0,00245 \text{ м}^2$
	довжина каналу (наведена)	$L_n = 1,01 \text{ м}$
	діаметр умовного проходу кутового отвору	$D_y = 200 \text{ мм}$

Тепловий розрахунок

1. Кількість тепла, що передається у одиницю часу:

$$Q = G_1 c_1 (t_{11} - t_{21}) = 13 \cdot 4064 (100 - 35) = 3434080 \text{ Вт.}$$

2. Витрата охолоджувальної води:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{11} - t_{21})} = \frac{3434080}{4185(40 - 15)} = 32,8 \text{ кг/с};$$
$$V_2 = \frac{G_2 \cdot 3600}{\rho_2} = \frac{32,8 \cdot 3600}{996,3} = 118 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

3. Середній температурний напір:

Схема потоків:

$$t_{11} = 100^\circ\text{C} \longrightarrow t_{12} = 35^\circ\text{C}$$

$$t_{22} = 40^\circ\text{C} \longleftarrow t_{21} = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_6 = 60^\circ\text{C} \quad \Delta t_M = 20^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{60 - 20}{\ln \frac{60}{20}} = 36,4^\circ\text{C}.$$

4. Розрахуємо раціональну швидкість руху водного розчину МЕА у каналах теплообмінника з урахуванням заданого ΔP_1 .

Для орієнтовного розрахунку швидкості w_1 приймаємо:

– коефіцієнт теплопередачі, $K = 1030 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

– коефіцієнт загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу, $\xi = 1,8$.

Тоді:

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \Delta t_{\text{cp}} \Delta P_1}{c_1 (t_{11} - t_{12}) \rho_1^2 \xi_1}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1030 \cdot 36,4 \cdot 90000}{4064 (100 - 35) 980^2 \cdot 1,8}} = 0,39 \text{ м/с}$$

5. Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_3}{\nu_1} = \frac{0,39 \cdot 0,0083}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 6470.$$

6. Перевіряємо прийняте значення коефіцієнта загального гідравлічного опору:

$$\xi_1 = \frac{15}{\text{Re}_1^{0,25}} = \frac{15}{6470^{0,25}} = 1,67,$$

що досить близько до прийнятої величини ξ_1 .

7. Значення критеріїв Прандтля:

$$\text{при } \bar{t}_1 = 67,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr}_1 = \frac{c_1 \nu_1 \rho_1}{\lambda_1} = \frac{4064 \cdot 0,5 \cdot 10^{-6} \cdot 980}{0,6} = 4;$$

$$\text{при } \bar{t}_{CT_1} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) = 0,5(67,5 + 27,5) = 47,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr}_{CT_1} = \left(\frac{c\mu}{\lambda} \right)_{CT} = \frac{3980 \cdot 0,7 \cdot 10^{-3}}{0,712} = 3,9.$$

8. Критерій Нуссельта:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_1 &= 0,135 \cdot \text{Re}_1^{0,73} \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{CT_1}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,135 \cdot 5397^{0,73} \cdot 4^{0,43} \cdot 1 = 161. \end{aligned}$$

9. Коефіцієнт тепловіддачі від водного розчину МЕА до стінки:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_s} = \frac{141 \cdot 0,6}{0,0083} = 10193 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

10. Розрахуємо раціональну швидкість руху води у каналах теплообмінника з урахуванням заданого ΔP_2 .

Для орієнтовного розрахунку швидкості w_2 приймаємо:

$$K = 1030 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \text{ и } \xi = 1,6.$$

Тоді:

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \Delta t_{cp} \Delta P_2}{c_2 (t_{22} - t_{21}) \rho_2^2 \xi_2}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1030 \cdot 36,4 \cdot 300000}{4185 (40 - 15) 996,3^2 \cdot 1,6}} = 0,8157 \text{ м}/\text{с}.$$

11. Критерій Рейнольдса

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_3}{\nu_2} = \frac{0,8157 \cdot 0,0083}{0,855 \cdot 10^{-6}} = 7918.$$

12. Перевіряємо прийняте значення коефіцієнта загального гідравлічного опору:

$$\xi_2 = \frac{15}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{15}{7918^{0,25}} = 1,6,$$

що збігається з прийнятим значенням величини ξ_2 .

13. Значення критеріїв Прандтля для води:

$$\begin{array}{ll} \text{при } \bar{t}_2 = 27,5^\circ\text{C} & \text{Pr}_2 = 5,851 \\ \text{при } \bar{t}_{\text{CT}_2} = 47,5^\circ\text{C} & \text{Pr}_{\text{CT}_2} = 3,773 \end{array}$$

14. Критерій Нуссельта:

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{CT}_2}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 701,5 \cdot 2,137 \cdot 1,116 = 225,9.$$

15. Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{225,9 \cdot 0,608}{0,0083} = 16545 \text{ Вт/ (м}^2\text{К)}.$$

16. Термічний опір стінки пластини і забруднень на ній (Дод. А).
Термічний опір забруднень на стінці з боку водного розчину
МЕА:

$$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = 0,0004 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт};$$

стінки (зі сталі марки 12Х18Н10Т) при її товщині $\delta_{\text{ст}} = 1$ мм:

$$\frac{\delta_{\text{cm}}}{\lambda_{\text{cm}}} = 0,000063 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт};$$

термічний опір забруднень на стінці з боку води:

$$\frac{\delta_2}{\lambda_2} = 0,00023(\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

17. Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} =$$

$$= \left(\frac{1}{10193} + 0,0004 + 0,000063 + 0,00023 + \frac{1}{16545} \right)^{-1} = 1172 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{К}).$$

18. Площа поверхні теплообміну апарату:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{3434080}{1172 \cdot 36,4} = 80,5 \text{ м}^2.$$

Приймаємо площу поверхні теплообміну $F_a=80 \text{ м}^2$ (табл. 1).

Конструктивний розрахунок

1. Площа поперечного перерізу пакета:
по стороні ходу водного розчину МЕА:

$$f_{\Pi_1} = \frac{V_1}{3600 \cdot w_1} = \frac{47}{3600 \cdot 0,39} = 0,033 \text{ м}^2;$$

по стороні ходу води:

$$f_{\Pi_2} = \frac{V_2}{3600 \cdot w_2} = \frac{118}{3600 \cdot 0,8157} = 0,04 \text{ м}^2.$$

2. Число каналів у одному пакеті:
для водного розчину МЕА:

$$m_1 = \frac{f_{\Pi_1}}{f_1} = \frac{0,033}{0,00245} = 13,6,$$

приймаємо $m_1=14$;
для води:

$$m_2 = \frac{f_{\Pi_2}}{f_1} = \frac{0,04}{0,00245} = 16,5,$$

приймаємо $m_2=17$.

3. Число пластин у одному пакеті:
для водного розчину МЕА:

$$n_1=2 m_1 = 2 \cdot 14 = 28 \text{ шт.};$$

для води:

$$n_2=2 m_2 = 2 \cdot 17 = 34 \text{ шт.}$$

4. Площа поверхні теплообміну одного пакету:
для водного розчину МЕА:

$$F_{II_1} = F_1 \cdot n_1 = 0,6 \cdot 28 = 16,8 \text{ м}^2;$$

Для води:

$$F_{II_2} = F_1 \cdot n_2 = 0,6 \cdot 34 = 20,4 \text{ м}^2.$$

5. Число пакетів (ходів) у апараті:
по стороні ходу водного розчину МЕА:

$$X_1 = \frac{F_a}{F_{II_1}} = \frac{80}{16,8} = 4,76;$$

приймаємо $X_1=4$;
по стороні ходу води:

$$X_2 = \frac{F_a}{F_{II_2}} = \frac{80}{20,4} = 3,92;$$

приймаємо $X_2=4$.

6. Розрахункова кількість пластин у апараті:

$$n_a = \frac{F_a + 2F_1}{F_1} = \frac{80 + 2 \cdot 0,6}{0,6} = 135 \text{ шт.},$$

приймаємо число пластин (за даними табл. 2) $n_a=136$ шт.

7. Схема компоновання пластин у апараті при $n_a=136$ шт. та $X_1= X_2=4$:

$$C_x = \frac{17+17+17+17}{17+17+17+17}.$$

8. Фактична площа поперечного перетину пакетів:

$$f_{II} = m \cdot f_1 = 17 \cdot 0,00245 = 0,0416 \text{ м}^2.$$

9. Фактична швидкість руху водного розчину МЕА та води у каналах теплообмінника:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_{II}} = \frac{13}{980 \cdot 0,0416} = 0,32 \text{ м/с};$$

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_{II}} = \frac{32,8}{996,3 \cdot 0,0416} = 0,79 \text{ м/с}.$$

Перевіримо величину обраної площі поверхні теплообміну при фактичних швидкостях робочих середовищ.

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_3}{\nu_1} = \frac{0,32 \cdot 0,0083}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 5312;$$

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_3}{\nu_2} = \frac{0,79 \cdot 0,0083}{0,855 \cdot 10^{-6}} = 7680.$$

Критерій Нуссельта:

$$\text{Nu}_1 = 0,135 \cdot \text{Re}_1^{0,73} \text{Pr}_1^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{CT_1}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 524 \cdot 1,9 \cdot 1,03 = 138;$$

$$\text{Nu}_2 = 0,135 \cdot \text{Re}_2^{0,73} \text{Pr}_2^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{CT_2}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 685 \cdot 2,137 \cdot 1,116 = 220.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_3} = \frac{138 \cdot 0,6}{0,0083} = 9976 \text{ Вт/ (м}^2\text{К)};$$

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d_3} = \frac{220 \cdot 0,608}{0,0083} = 16115 \text{ Вт/ (м}^2\text{К)}.$$

коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} =$$

$$= \left(\frac{1}{9976} + 0,0004 + 0,000063 + 0,00023 + \frac{1}{16115} \right)^{-1} = 1169 \text{ Вт/ (м}^2\text{К)};$$

площа поверхні теплообміну:

$$F_a = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{3434080}{1169 \cdot 36,4} = 80,7 \text{ м}^2.$$

Обрана площа поверхні теплообміну $F_a = 80 \text{ м}^2$ та схема компонування достатні для заданих умов.

Гідромеханічний розрахунок

Із попередніх розділів розрахунку маємо наступні результати.

1. Фактичні швидкості руху 20 % водного розчину МЕА та води у каналах теплообмінника:

$$w_1 = 0,32 \text{ м/с}; \quad w_2 = 0,79 \text{ м/с};$$

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = 5312; \quad \text{Re}_2 = 7680.$$

2. Коефіцієнти загального гідравлічного опору одиниці відносної довжини каналу:

$$\xi_1 = \frac{15}{\text{Re}_1^{0,25}} = \frac{15}{5312^{0,25}} = 1,76;$$

$$\xi_2 = \frac{15}{\text{Re}_2^{0,25}} = \frac{15}{7680^{0,25}} = 1,6.$$

3. Гідравлічний опір пакетів пластин:

$$\Delta P_{1П} = \xi_1 \frac{L_{П}}{d_3} \rho_1 \frac{w_1^2}{2} X_1 = 1,76 \frac{1,01}{0,0083} 980 \frac{0,32^2}{2} \cdot 4 = 42984 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{2II} = \xi_2 \frac{L_{II}}{d_3} \rho_2 \frac{w_2^2}{2} X_2 = 1,6 \frac{1,01}{0,0083} 996,3 \frac{0,79^2}{2} \cdot 4 = 242476 \text{ Па.}$$

4. Перевіримо швидкість руху теплоносіїв у штуцерах:

$$w_{шт1} = \frac{4 \cdot V_1}{3600 \cdot \pi D_y^2} = \frac{4 \cdot 47}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 0,416 \text{ м/с};$$

$$w_{шт2} = \frac{4 \cdot V_2}{3600 \cdot \pi D_y^2} = \frac{4 \cdot 118}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,2^2} = 1,044 \text{ м/с.}$$

Оскільки швидкості теплоносіїв у штуцерах менше граничних ($0,416 < 2,5$ м/с; $1,044 < 2,5$ м/с), то місцевий опір штуцерів враховано при розрахунку коефіцієнтів ξ_1 та ξ_2 .

5. Загальний гідравлічний опір теплообмінника:
для водного розчину МЕА:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{1II} = 42984 \text{ Па};$$

для води:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{2II} = 242476 \text{ Па.}$$

6. Порівняємо задані максимально допустимі гідравлічні опори з розрахунковими:

для водного розчину МЕА: $\Delta P_{1розр.} < \Delta P_1$ заданого граничного $42984 < 90000$;

для води: $\Delta P_{2розр.} < \Delta P_2$ заданого граничного $242476 < 300000$.

Умовне позначення розрахованого апарату

Результатом розрахунку є теплообмінник типу Р 0,6-80-2-01-10 з наступною схемою компоновки пластин:

$$C_x = \frac{17+17+17+17}{17+17+17+17}.$$

Додаток А
Орієнтовні значення термічних опорів різних забруднень

Середовище	R _з , м ² ·К/Вт	Середовище	R _з , м ² ·К/Вт
Робоче середовище		Масло машинне та трансформаторне	0,00015
Вода технічна оборотна	0,00023	Масло рослинне	0,00031
Вода річкова	0,00017	Мастило паливне	0,00051
Вода морська	0,00011	Бензин, гас	0,00010
Вода жорстка	0,00025	Мазут	0,00050
Вода дистильована	0,00004	Гази піролізу з домішкою смол	0,00200
Алюмінатний розчин	0,00015	Димові газы	0,00060
Органічні рідини	0,00011	Розчин каустичної соди	0,00020
Холодоносії	0,00010	Розчини солей	0,00020
Розсіл соляний	0,00010	Розчини солей з домішкою смол та олій	0,00050
Лужні розчини (МЕА)	0,00040		
Розсіл амонізований	0,00030		
Рідкі холодоагенти	0,00007	Забруднення товщиною шару 0,5 мм	
Вуглеводні хлоровані	0,00010	Гіпс	0,000830
Стиснене повітря	0,00040	Залізний купорос	0,001000
Соляна, фосфорна чи сірчана кислота	0,00005	Вапно	0,000415
Нафта нижче 260°C	0,00020	Кокс	0,000715
Нафтопродукти чисті	0,00020	Лід	0,000250
Природний газ	0,00040	Мастильна олія	0,004200
Сірковуглець	0,00020	Накип	0,000320
Низькокиплячі вуглеводні	0,00020	Іржа	0,000500
Аміак	0,00020	Сірчисте залізо	0,000083
Розчинники (ацетон)	0,00010	Хлористий кальцій	0,000800
Тощі (ненасичені) абсорбенти	0,00040	Хлористий натрій	0,000165
Органічні теплоносії	0,00020	Сажа	0,010000
<p>Примітка. Максимальна товщина шару відкладень не повинна бути більше 0,5 мм, для чого слід передбачити періодичне хімічне промивання або механічне чищення пластин від відкладень.</p>			

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи
«Розрахунок пластинчастого теплообмінника»
за курсами
«Проектування та розрахунок теплообмінного обладнання»,
«Процеси і апарати хімічних виробництв»
для студентів усіх форм навчання

У к л а д а ч і :
ГОРБУНОВ Костянтин Олександрович
БИКАНОВ Сергій Миколайович
РЯБОВА Ірина Борисівна
МИРОНОВ Антон Миколайович
ІЛЬЧЕНКО Марія Володимирівна
КРАСНОКУТСЬКИЙ Євген Володимирович
ГАРСВ Леонід Андрійович

Відповідальний за випуск проф. *Капустенко П.О.*

В авторській редакції

План 2024

Підп. до друку . Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.

Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 1.

Наклад 100 прим. Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ «ХП»
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2

Друкарня НТУ «ХП». 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2