

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Конспект лекцій з дисципліни
ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ
для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»
(освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика»)
усіх форм навчання

Конспект лекцій з дисципліни «Теплообмінні апарати» для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» (освітня програма «Промислова і комунальна теплоенергетика») усіх форм навчання. / Укл.: Назаренко І.А., Кузьменко А.А., Каюков Ю.М. Запоріжжя : НУЗП, 2023. 68 с.

Укладачі: Назаренко О.І., доц. канд. техн. наук.
Каюков Ю.М., доц. канд. техн. наук.
Кузьменко А.А., старш. викл.;

Відповідальний
за випуск : ас. Лапкіна С.О.

Затверджено
на засіданні кафедри
«Електричні машини»
Протокол № 6
від 26.01.2023 р.

Рекомендовано до видання
НМК Електротехнічного
факультету
Протокол № від 23.02.2023р

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Теплообмінні апарати. Класифікація теплоносіїв і їх теплофізичні властивості.....	5
2 Класифікація теплообмінних апаратів.....	12
2.1 Класифікація теплообмінних апаратів за принципом дії.....	12
2.2 Теплообмінні апарати за характером теплоносіїв.....	14
2.3 Теплообмінні апарати за конструктивним виконанням.....	14
2.4 Класифікація теплообмінних апаратів за взаємним напрямком руху робочих середовищ.....	15
2.5 Класифікація за характером температурного режиму.....	16
3 Теплообмінні апарати з поверхнею теплообміну виготовленою з листа.....	17
3.1 Спіральні теплообмінні апарати.....	17
3.2 Пластинчасті теплообмінні апарати.....	21
3.3 Пластинчасто - ребристі теплообмінні апарати.....	30
4 Теплообмінні апарати з поверхнею теплообміну виготовленою з труб.....	35
4.1 Теплообмінники типу «труба в трубі».....	35
4.2 Нагрівачі і охолоджувачі погрузного типу.....	36
4.3 Кожухотрубні теплообмінники.....	37
4.4 Загальна характеристика кожухотрубних теплообмінників для систем тепlopостачання.....	43
5 Розрахунок і послідовність проектування теплообмінних апаратів.....	48
6 Визначення коефіцієнта теплопередачі для рекуперативних і регенеративних теплообмінних апаратів.....	56
6.1 Визначення коефіцієнта теплопередачі для рекуператорів.....	56
6.2 Визначення коефіцієнта теплопередачі для регенеративних теплообмінників.....	57
7 Методи інтенсифікації теплообмінних апаратів.....	61
8 Економічність і економія застосування теплообмінних апаратів..	65
8.1 Економічність теплообмінних апаратів.....	65
8.2 Економія застосування теплообмінних апаратів.....	66
Перелік посилань.....	68

ВСТУП

Це видання базується на вивченні попередніх курсів: гідрогазодинаміки, тепломасообміну, термодинаміки і в свою чергу є базою для вивчення наступних спеціальних курсів. Воно допоможе організувати систематичний контроль вивчення курсу здобувачами вищої освіти. Для здійснення та розвитку ідей кредитно – модульної системи передбачається що, лекції повинні містити тільки найбільш складні питання курсу або розділу, а згальний матеріал рекомендується вивчати самостійно.

У зв'язку з розвитком промисловості на базі створення високопродуктивних установок виросло значення процесів тепло – та масообміну з точки зору раціонального використання теплоенергетичних та сировинних ресурсів. Найбільш важливими технічними задачами виробництва є інтенсифікація технологічних процесів, при яких увесь сировинний потік та всі енергетичні ресурси повністю використовуються у вироблені продукції.

Особливістю даного методичного посібника є розглядання сучасних промислових тепло - та масообмінних установок та трансформаторів тепла без акценту на ту чи іншу галузь промисловості. Це дозволило зробити необхідні узагальнення, провести класифікацію та застосувати єдині методи теплових розрахунків для процесів та апаратів різних галузей промисловості.

1 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ. КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОНОСІЇВ І ЇХ ТЕПЛОФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

Теплообмінними апаратами (теплообмінниками) – називаються пристрої, в яких відбувається процес передачі теплоти від одного тіла до іншого.

У теплообмінних апаратах можуть відбуватися різні теплові процеси: зміна температури, випаровування, кипіння, конденсація, плавлення, твердіння і, нарешті, найбільш складні, комбіновані процеси. Кількість тіл, що беруть участь в цих процесах, може бути більше двох, а саме: тепло може передаватися від одного тіла до декількох інших тіл або, навпаки, від декількох тіл до одного.

Тіла, що віддають або сприймають тепло, називаються – **теплоносіями**. Теплоносії класифікуються за призначенням, агрегатним станом і діапазоном робочих температур і тиску.

За призначенням виділяють гарячий та холодний теплоносії або ще проміжні тепло- і холодоносії, холодоагент (робоче тіло в холодильних циклах), сушильний агент і т.п. За агрегатним станом розрізняють однофазні і багатofазні (частіше двофазні) теплоносії. До однофазних відносяться низькотемпературна плазма; гази, пара, що не конденсується, суміші газів; не киплячі рідини, їх суміші, розчини, що не випаровуються при робочому тиску; тверді матеріали (частіше сипкі). До двофазних і багатofазних теплоносіїв відносяться киплячі рідини, пари, що конденсуються, парогазові суміші при конденсації пари, що містяться в них, що випаровуються і розпилюються газом; плавкі і такі, що твердіють, піни, аерозолі та інші запилені газові потоки; емульсії, суспензії, шлами, пасти.

За діапазоном робочих температур виділяють високотемпературні, середньотемпературні та низькотемпературні теплоносії і теплоносії, які вживаються при кріогенних температурах. До високотемпературних газоподібних теплоносіїв відносять димові або топочні гази. Їх температура може досягати 1500 °С. До високотемпературних теплоносіїв у вигляді краплинних рідин прийнято відносити речовини, температура кипіння яких при атмосферному тиску, перевищує 200 °С. Це мінеральні олії, кремнійорганічні і дефінільні сполучення, сольові розплави і рідкі метали (табл.1.1). До середньотемпературних теплоносіїв передусім

відносять водяну пару, воду і повітря. Пару використовують при температурах до 650°C, воду — до 375°C, повітря — до 100°C (табл. 1.2). Низькотемпературними теплоносіями прийнято вважати такі, температура кипіння яких при тиску 0,1 МПа зазвичай не перевищує 0 °C. До них в першу чергу відносять холодильні агенти. У таблиці 1.2 і 1.3 приведені орієнтовні значення робочих діапазонів тиску, температур і швидкостей руху найбільш поширених теплоносіїв, що рекомендуються в каналах теплообмінних апаратів.

Таблиця 1.1- Характеристики деяких високотемпературних теплоносіїв

Теплоносій	Хімічна формула	Температура °C	
		Плавління	Кипіння
		при атмосферному тиску	
Мінеральні масла	-	-20...-30	300...500
Нафталін	$C_{10}H_8$	80,2	218
Дифеніл	$C_{12}H_{10}$	67	255
Дифеніловий ефір	$C_{12}H_{10}O$	27	259
Дифенільна суміш	-	12	258
Гліцерин	$C_2H_8O_8$	-18,6	290
Кремнійорганічні сполучення (сілікони)	-	-30...-40	440
Нітрітнітратная суміш	-	143	550
Натрій	-	97,8	883
Сплав натрію і калію	-	-11	784

Таблиця 1.2 - Умови застосування теплоносіїв

Теплоносій	Температура °C	Абсолютний тиск, МПа
1	2	3
Зріджені гази:		
Гелій	До -272	До 0,1
Водень	До -257	До 1,0
Азот, повітря, кисень	До -210	До 20,0
Метан	Від -160 до 100	До 4,0
Етан, етилен, фреони	Від -150 до -70	До 4,0

Продовження таблиці 1.2

1	2	3
Фреон-12-22; аміак, O ₂ , CO ₂	Від -70 до 0	До 1,5
Етилгліколь	Від -65 до 100	Від 0,1 до 0,2
Антифризи	Від -65 до 40	Від 0,1 до 0,2
Розсол CaCl ₂	Від -50 до 0	До 0,1
Фреон-11,-21,-113,-114	Від -10 до 0	До 0,3
Повітря газоподібне	Від -70 до 100	Від 0,1 до 1,0
Мінеральні олії	Від 0 до 215	До 0,1
Вода	Від 0 до 374	Від 0,1 до 22,5
Водяна пара	Від 0 до 650	Від 0,1 до 30,0
Дифінільні суміші	Від 260 до 350	Від 0,1 до 0,6
Силікони	До 320	До 0,1
Ртуть(застосовується у виняткових випадках)	Від 350 до 500	Від 0,1 до 0,9
Сплав свинцю з сурмою і оловом	До 400	До 0,1
Сплав суміші солей 40% NaNO ₂ , 7% NaNO ₃ і 53% KNO ₃	Від 150 до 530	До 0,1
Димові гази	Від 450 до 1000	До 0,1
Тверді теплоносії	До 1500	До 0,1
Плазма низькотемпературна	До 3500	До 0,1

Таблиця 1.3 - Рекомендовані швидкості теплоносіїв, при змушеній течії в каналах і трубах теплообмінників

Середовище	Швидкість, м/с	Середовище	Швидкість, м/с
Малов'язкі рідини (вода, бензин, керосин)	0,5 – 3	Гази під тиском (до десятків МПа)	До 15 – 30
В'язкі рідини (масла, соляні розчини)	0,2 – 1	Пара насичена	30 – 50
Запилені гази при атмосферному тиску	6 – 10	Пара перегріта	30 – 75
Незапилені гази при атмосферному тиску	12 – 16	Пара розріджена	100 - 200

Наведені в таблицях 1.2 і 1.3 орієнтовні значення робочих діапазонів температур, тиску і швидкостей, при яких доцільно використовувати ті або інші теплоносії, одержані з урахуванням їх властивостей на основі техніко-економічних розрахунків і досвіду експлуатації теплотехнічного і теплоенергетичного устаткування. Саме цим умовам відповідають наведені в таблиці 1.4 орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі при русі різних теплоносіїв в каналах тепломасообмінних апаратів.

Таблиця 1.4 - Орієнтовні значення коефіцієнтів тепловіддачі

Процес	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² · К)
Нагрівання і охолодження:	
газів	1 – 60
перегрітої пари	20 – 120
мастил	60 – 1700
води	200 - 10000
Кипіння:	
органічних рідин	600 – 10000
води	6000 - 50000
Плівкова конденсація:	
водяної пари	5000 - 20000
органічної пари	600 – 2500

Теплоносій, який має вищу температуру і віддає теплоту, називають гарячим. Теплоносій, який має нижчу температуру і одержує теплоту, називають холодним.

Теплоносії можуть перебувати в рідкому або газоподібному стані або бути сумішшю рідини з парою.

Вибір теплоносіїв для здійснення теплообміну в апаратах визначається рядом умов: призначенням і характером теплового процесу (нагрівання, охолодження, випаровування, конденсація і т.і.), конструкцією теплообмінного апарату, теплофізичними, хімічними і експлуатаційними властивостями теплоносіїв, економічними міркуваннями і т.і.

Рідкі теплоносії дуже різноманітні. До них відносяться звичайна і важка вода, мінеральні олії, дифеніл, кремнійорганічні

сполучення (силікони), розплави металів, сплавів і солей (ртуть, свинець, літій, калій, натрій, нітрит-нітратна суміш і ін.).

Газові теплоносії знайшли застосування в техніці. До них відносяться наступні теплоносії: повітря, димові гази, азот, вуглекислий газ, двоокис сірки, водень, гелій, а також пари води і інших речовин.

Водяна пара, як гріючий теплоносій, в теплообмінних апаратах набула великого поширення завдяки ряду переваг:

- його можна транспортувати по трубопроводах на значні відстані (сотні метрів);
- інтенсивна тепловіддача від водяної пари, що конденсується, сприяє зменшенню поверхні теплообміну;
- конденсація водяної пари супроводиться великим зменшенням його ентальпії завдяки цьому для передачі порівняно великих кількостей тепла потрібні невеликі вагові кількості пари;
- незмінність температури конденсації при заданому тиску поліпшує підтримку незмінності режиму і регулювання процесу в апаратах.

Основним недоліком водяної пари є неминуче і значне підвищення тиску із зростом температури.

Димові і топочні гази застосовуються як гріючий теплоносій, як правило, на місці їх отримання для безпосереднього обігріву різних промислових виробів і матеріалів, якщо якість останніх несуттєво змінюється при забрудненні сажею та золою.

Перевагою димових газів, як теплоносія, є спроможність досягнення високої температури при атмосферному тиску. Недоліки:

- громіздкість апаратури, обумовлена низькою тепловіддачею від газів до стінки;
- складність регулювання робочого процесу в теплообмінному апараті, пожежна небезпека і порівняно швидке зношення поверхонь від золи, а також при чищенні апаратів;
- можливість використання їх тільки безпосередньо на місці отримання, оскільки транспортування їх навіть на невеликі відстані вимагають значних витрат електроенергії, громіздких каналів і пов'язано з великими тепловими втратами.

Властивості теплоносіїв різноманітні і мають велике значення при проектування і організації теплотехнічного процесу. Тому, при

виборі теплоносіїв слід враховувати найбільш важливі їх технологічні і теплофізичні властивості.

До теплофізичних властивостей теплоносіїв відносяться: щільність, теплоємність, теплопровідність, теплота пароутворення, температура кипіння і температура плавлення.

Теплоносії, що володіють великою **щільністю**, як правило, дають можливість переносити теплоту у великих кількостях при малих власних температурних перепадах. Для них не потрібні великі прохідні перетини каналів в апаратах і трубопроводах. І вони потребують невеликі ємності для зберігання. З цієї точки зору газу найменше придатні як теплоносії.

Теплоносії з великою **теплоємністю** акумулюють багато теплоти у малій кількості маси, чим досягаються зниження витрати теплоносія, економія енергії на його транспортування, зменшення витрат на трубопровід і ємності для зберігання. Вода, що володіє великою теплоємністю, вигідно відрізняється в цьому відношенні від інших рідин, металів і газів.

Коефіцієнт теплопровідності теплоносіїв істотно впливає на коефіцієнт тепловіддачі в теплообмінному апараті. Чим вище коефіцієнт теплопровідності, тим більше коефіцієнт тепловіддачі на стороні цього теплоносія. Тому рідкі метали, що володіють дуже високою теплопровідністю, перевершують по тепловіддачі рідини і газів.

Теплота паротворення (випаровування) має важливе значення при теплообміні з фазовими перетвореннями — кипінням або конденсацією, її величина визначає витрату теплоносія, а постійність температури при фазовому перетворенні сприяє стабільності процесу в апараті.

Температура кипіння теплоносія визначає його тиск в процесі передачі теплоти. Перевага надається такому теплоносію, у якого висока температура кипіння, і з підвищенням температури кипіння тиск насичення пари зростає не різко. Малий тиск пари в теплообміннику дозволяє мати тонкостінні апарати і трубопроводи, тобто полегшують і здешевлюють теплообмінний пристрій, розширюють можливість застосування дешевих конструкційних матеріалів, спрощують підтримку герметичності в установках.

Температура плавлення теплоносія повинна бути низькою, щоб в умовах навколишнього середовища теплоносіїв не тверднув і при

зупинці теплообмінника залишався в рідкому стані. Якщо ж температура плавлення теплоносія перевищує 20 °С, то можливе застигання його до твердого стану при зупинці всієї технологічної системи.

Речовини, вживані як теплоносії, повинні бути хімічно стійкими в широкому інтервалі температур і не повинні розкладатися та вступати в хімічні взаємодії з конструкційними матеріалами (металами, мастилами та ущільнюваними матеріалами) не змінювати своїх властивостей у контакті з повітрям і водяною парою, не утворювати вибухо- і пожежонебезпечну суміш при контакті з іншими речовинами.

Розкладання теплоносія може відбуватися в результаті нагріву його до високих температур і іонізуючого випромінювання, а також взаємодії його з киснем повітря, водою і з поверхнею конструкційних матеріалів. В такому разі продукти розкладання випадають на поверхнях теплообмінних апаратів і трубопроводах, знижуючи інтенсивність теплообміну і підвищуючи гідравлічний опір каналу. При розчиненні продуктів розкладання в теплоносії відбувається зміна фізико-хімічних властивостей його, як правило, у бік погіршення (підвищення в'язкості, зниження температури кипіння і т. д.).

Вимоги, яким повинні відповідати теплоносії, зводяться до наступного: досить висока температура кипіння при атмосферному тиску, велика інтенсивність теплообміну, термічна стійкість, низька температура плавлення, мала в'язкість, велика питома теплоємність і теплота пароутворення, слабка корозійна активність і токсичність, вибухобезпечність і невисока вартість.

2 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

У зв'язку з різноманітністю конструкцій теплообмінних апаратів зараз немає чіткої системи їх класифікації. Теплообмінники можна класифікувати по таких ознаках.

2.1 Класифікація теплообмінних апаратів за принципом дії

За принципом дії теплообмінні апарати діляться на **поверхневі і змішувальні**.

У поверхневих апаратах теплоносії розділені твердими теплопровідними стінками, через які відбувається теплообмін між теплоносіями. Та частина поверхні стінок, через яку передається тепло, називається **поверхнею нагріву**.

У свою чергу поверхневі теплообмінні апарати діляться на **рекуперативні і регенеративні**.

Якщо теплообмін між теплоносіями відбувається через розділові стінки, то теплообмінник називають **рекуперативним**. У апаратах такого типу в кожній точці розділової стінки тепловий потік зберігає свій постійний напрям. Прикладом такого теплообмінника може служити радіатор опалювання, в якому теплота від гарячого теплоносія (води або пари) через металеву стінку передається повітрю приміщення, що обігрівается.

Якщо ж два і більше теплоносіїв поперемінно стикаються з однією і тією ж поверхнею нагріву, то теплообмінний апарат називають **регенеративним**. В період зіткнення з одним з теплоносіїв стінки апарату отримують тепло і акумулюють його; у наступний період зіткнення іншого теплоносія з тією ж поверхнею стінок та акумульоване тепло передається теплоносію. Напрямок теплового потоку періодично змінюється на протилежний. У регенеративних апаратах процес теплопередачі нестаціонарний.

Силікатна цеглина зазвичай береться як акумулююча насадка, яка укладається або у виді суцільних каналів, або неповним в коридорному порядку, або неповним в шаховому порядку, крім того, як насадка застосовуються металеві листи, алюмінієва фольга та ін.

Робота регенераторів залежить від багатьох чинників, зокрема, від товщини насадки, її теплопровідності і акумулюючої здатності, від тривалості періодів, температури рідин, ступеня засмічення та ін.

Тривалість періодів буває різною – від декількох хвилин до декількох годин.

Регенеративні апарати застосовуються головним чином в таких галузях промисловості, де температура відхідних газів висока і потрібен високий підігрів повітря. Типовим прикладом регенеративних апаратів є повітропідігрівачі мартенівських і доменних печей. Перевагою таких апаратів є можливість розташування значної поверхні в одиниці об'єму, велика компактність, а також робота з високими температурами. Недоліком є погана герметичність, неминучість змішування теплоносіїв, неможливість роботи з високим тиском.

У **змішувальних апаратах** теплопередача здійснюється при безпосередньому контакті і змішуванні гарячої та холодної рідини. Прикладом таких теплообмінників є градирні теплових електричних станцій. Такі апарати мають досить широке розповсюдження і застосовуються головним чином для охолодження і нагрівання газів за допомогою води або охолодження води за допомогою повітря. Зокрема, вони застосовуються в газовому виробництві, при конденсації повітря, при охолодженні води в градирнях, при конденсації пари.

Одним з визначальних чинників в роботі теплообмінників змішувачів є поверхня зіткнення. З цієї метою рідина зазвичай розбризкується на дрібні крапельки. Однак міра дроблення в кожному випадку повинна вибиратися відповідно до конкретних умов роботи апарату. Чим дрібніше крапля, тим більше поверхня зіткнення, але разом з цим менше і швидкість падіння краплі. При цьому швидкість газу повинна бути мала; інакше краплі лише витатимуть або нестимуться повітрям. Тому міра розбризкування води повинна бути відповідно до швидкості повітря і продуктивності апарату.

У теплообмінниках змішувачів разом з процесом теплообміну мають місце і процеси масообміну. Наприклад, при зіткненні з водою сухого газу відбувається випаровування води в газ, тобто зволоження газу. При змішуванні з водою газу з великим вмістом водяної пари відбувається конденсація або осушення газу.

2.2 Теплообмінні апарати за характером|вдачі| теплоносіїв

За характером теплоносіїв теплообмінні апарати розподіляються на:

- апарати, у яких обидва теплоносії не змінюють свого агрегатного стану (газо – газові, рідинно – рідинні, газо – рідинні);
- апарати, в яких змінюється агрегатний стан одного теплоносія (парогенератори, підігрівачі).
- апарати, в яких змінюється агрегатний стан обох теплоносіїв (конденсатори – випарники).

2.3 Теплообмінні апарати за конструктивним виконанням

Залежно від конструктивного виконання теплообмінні апарати розподіляються на:

- з поверхнею теплообміну виготовленою з труб;
- з поверхнею теплообміну виготовленою з оребрених труб;
- з поверхнею теплообміну виготовленою з листа (пластинчасті);
- з поверхнею теплообміну виготовленою з оребреного листа (пластинчато - ребристі);

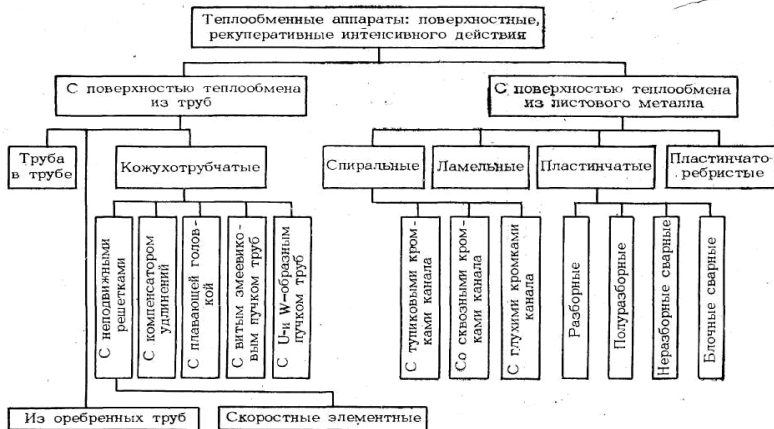
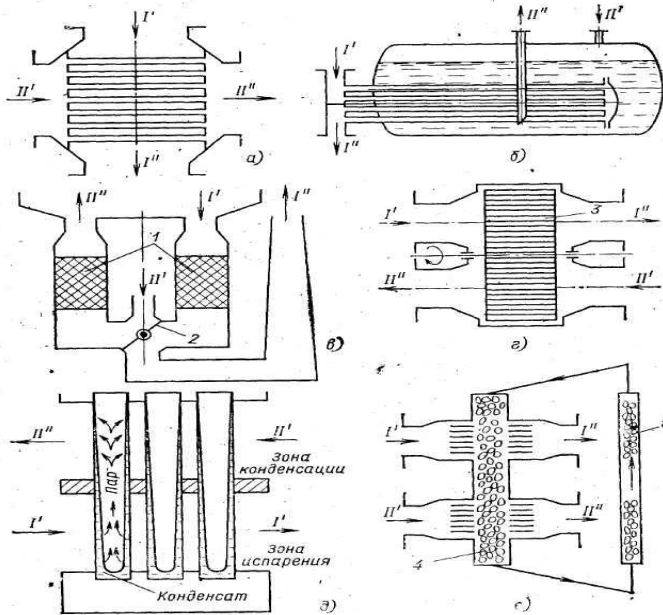


Рисунок 2.1 – Класифікація теплообмінних апаратів залежно від конструктивного виконання



а - рекуперативної безперервної дії; б - рекуперативної періодичної дії; в - регенеративної періодичної дії; г - регенеративної безперервної дії; д - теплотрубного; е - з проміжним сипким теплоносієм.

Рисунок 2.2 – Принципові схеми рекуперативних і регенеративних поверхневих і контактних теплообмінників:

2.4 Класифікація теплообмінних апаратів за взаємним напрямком руху робочих середовищ

За взаємним напрямком руху робочих середовищ розрізняють теплообмінники:

- прямоточні, в яких обидва середовища рухаються в одному напрямі;
- протиточні, в яких обидва середовища рухаються в протилежних напрямках;

- з перехресною течією, в яких обидва робочі середовища рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках;
- зі змішаною течією, в яких напрями потоків робочих середовищ можливі в різних поєднаннях (прямотечія і протитечія) .

2.5 Класифікація за характером температурного режиму

За характером температурного режиму в теплообмінних апаратах розрізняють:

- апарати із сталим тепловим режимом, в яких температура робочого середовища на даній ділянці поверхні теплообміну з часом не змінюється; такі апарати називаються теплообмінниками безперервної дії;
- апарати з несталим тепловим режимом, в яких температура робочого середовища на даній ділянці поверхні теплообміну змінюється з часом; такі апарати називаються теплообмінними апаратами періодичної дії.

3 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ З ПОВЕРХНЕЮ ТЕПЛООБМІНУ ВИГОТОВЛЕНОЮ З ЛИСТА

3.1 Спіральні теплообмінні апарати

Спіральні теплообмінники різних конструкцій знайшли застосування для систем „рідина — рідина”, для „систем рідина — пара”, як конденсатори, нагрівачі і випарники, для охолодження і нагрівання паро-газових сумішей. Спіральні теплообмінники спеціальної конструкції можуть компонуватися з колонами ректифікації і застосовуватися як дефлегматори.

Одне з призначень спіральних теплообмінників — нагрівання і охолодження високов'язких рідин. Оскільки в'язка рідина проходить по одному каналу, то усувається проблема рівномірного розподілу в'язкої рідини по трубах. Спіральні теплообмінники можуть успішно застосовуватися для шламів і рідин, що містять волокнисті матеріали. Застосування спеціальних теплообмінників для газів обмежене малим поперечним перетином каналу.

Спіральні теплообмінники застосовуються в гідролізній промисловості як поверхневі конденсатори у випарних відділеннях; у хімічній промисловості — як теплообмінники при виробництві сірної, азотної і фосфорної кислот, як конденсатори для різних органічних сполук; у коксогазової промисловості — для охолодження аміачної води, бензолу і поглинювального масла, в алюмінієвій промисловості — як теплообмінники для розчинів алюмініатів; у цукровій і харчовій промисловості — для нагріву і охолодження розчину цукру і фруктових соків.

Спіральний теплообмінник представляє собою два спіральні канали, навитих з рулонного матеріалу навколо центральної розділової перегородки (керна) (рис. 3.1).

По ДСТУ спіральні теплообмінники випускаються двох типів: тип 1 - з тупиковими каналами (з кришками) і тип 2 - з глухими каналами (без кришок).

Тип 1 випускається в чотирьох виконаннях: горизонтальний теплообмінник на лапах для рідин (рис. 3.2, а); горизонтальний теплообмінник на цапгах для рідин (рис. 3.2, б); вертикальний теплообмінник на цапгах для конденсації пари (рис. 3.3, а);

вертикальний теплообмінник на цапфах для паро-газової суміші (рис. 3.3, б).



Рисунок 3.1 – Схема руху рідини в спіральному теплообміннику

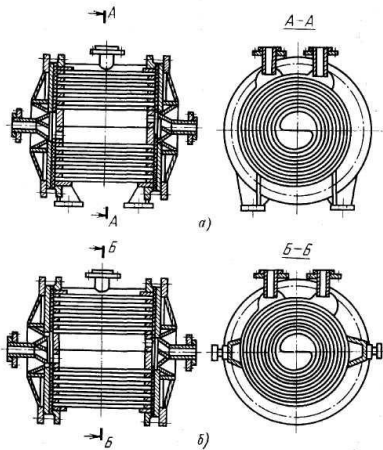
Тип 2 випускається в трьох виконаннях: горизонтальний на лапах; горизонтальний на цапфах; вертикальний на лапах.

Спіральні теплообмінники виготовляють з вуглецевої сталі ВМСтЗ та із сталей X18H10T, 0X18H10T і X17H12M2T. Для виготовлення кришок може застосовуватися двошарова сталь мазкий ВМСтЗ+X18H10T і 20К + X17H13M2T та ін. Як прокладки застосовують гуму, пароніт, фторопласт, асбестовий картон та ін.

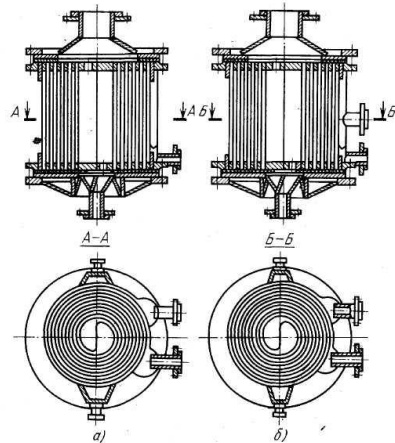
Теплообмінники спіральні для рідини складаються з корпусу спіралі з тупиковими каналами, двох плоских кришок по торцях з прокладками, чотирьох штуцерів для входу і виходу теплоносіїв, два з яких встановлені в центральній частині кришки, а два — у верхній частині корпусу на колекторах. Корпус спіралі виконується на лапах для установки безпосередньо на фундаменті у горизонтальному виконанні або на цапфах для установки в будь-якому положенні: вертикальному, горизонтальному і похилому.

Принцип роботи спіральних теплообмінників для рідин полягає в наступному: перший теплоносіє поступає під тиском через штуцер на одній з кришок в камеру центровика, а потім по каналу спіралі — в колектор і через штуцер виходить з теплообмінника. Другий

теплоносій через штуцер колектора поступає в суміжний канал спіралі протитечією по відношенню до першого теплоносія і виходить через штуцер другої кришки.



а – на лапах; б – на цапфах
Рисунок 3.2 – Горизонтальні
спіральні теплообмінники з
тупиковими каналами



а – для пари; б – для
парогазових сумішей
Рисунок 3.3 – Вертикальні
спіральні теплообмінники з
тупиковими каналами

Спіральні теплообмінники для конденсації пари виготовляються тільки у вертикальному варіанті і складаються з корпусу спіралі з тупиковими каналами, двох кришок (верхньою — з конусом для підведення пари до каналів і нижній з прокладками для ущільнення каналів), чотирьох штуцерів для входу і виходу теплоносіїв, два з яких встановлені в кришках, а два — в бічних колекторах, причому один з них для виведення конденсату встановлений в нижній частині колектору.

Спіральні теплообмінники для парогазової суміші відрізняються від теплообмінників для конденсації пари тільки тим, що вони мають ще штуцер для виходу газів після відділення від них конденсату, який

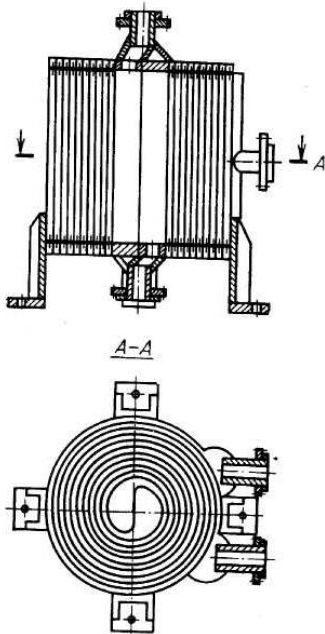


Рисунок 3.4 - Вертикальний теплообмінник на лапах з глухими каналами

встановлений в середині колектора, на якому є штуцер для виходу конденсату.

Вертикальне розташування каналів конденсаторів виключає утворення пробок конденсату і гідравлічні удари. Пара або паро-газова суміш поступає в апарат через штуцер великого діаметру одночасно в більшість каналів, окрім декількох крайніх зовнішніх. Конденсат, що утворюється, стікає по вертикальній стінці каналів, збирається в нижній частині каналів теплообмінника і стікає по спіралі в штуцер для конденсату, розташований у нижньої сторони каналу. Залишки пари, що не конденсується, або паро-газової суміші проходять декілька зовнішніх витків каналу по

спіралі і після охолодження відводяться через штуцер на колекторі тупикових каналів.

Гідравлічний опір каналів по паровій стороні невеликий внаслідок чималого поперечного перетину каналів, включених на вході пари паралельно. Середовище, що охолоджує, подається через зовнішній колектор і рухається по спіральному каналу до центру, звідки виводиться через штуцер на нижній кришці.

Спіральні теплообмінники можуть виконуватися для руху теплоносіїв по спіральному потоку, по поперечному потоку, що перетинає спіраль і по комбінованому потоку, що поєднує поперечний і спіральний потік. Конструктивне оформлення таких теплообмінників може бути різноманітним. Зарубіжні фірми навивку спіральних теплообмінників проводять з ролонного матеріалу шириною від 0,1 до 1,8 м і завтовшки від 2 до 8 мм. Діаметр сердечника (керна) 200— 300

мм. Ширина каналу від 5 до 25 мм, поверхня нагріву теплообмінників, що випускаються, від 0,5 до 160 м². Для отримання великих поверхонь теплообмінники можуть бути сполучені в блоки.

За кордоном спіральні теплообмінники виготовляють з вуглецевої і корозійностійкою сталей, хастеллоя В і С, нікелю і нікелевих сплавів, алюмінієвих сплавів і титану.

При відносно високому тиску в каналах частина зарубіжних фірм в цілях зниження ваги і додання достатній міцності, навивку теплообмінників проводять із сталі різної товщини. Внутрішні витки з меншим радіусом навиваються з тоншого матеріалу, а зовнішні витки з великим радіусом — з металу більшої товщини. Полотнища різної товщини зварюються під кутом, для того, щоб жорсткіший шов не заважав навивки спіралі.

Спіральні теплообмінники виготовляються також з гладких металевих листів, але значно більшої товщини (до 8 мм) і призначені для підігріву або охолодження рідин і газів з тиском до 1,0 МПа, можуть працювати як при протитечії, так і при прямотечії, без зміни та зі зміною агрегатного стану одного з теплоносіїв.

Спіральні теплообмінники більш компактні ніж звичайні кожухотрубчаті теплообмінники, і їх маса відносно невелика; при малих гідравлічних опорах в них досягається високий коефіцієнт теплопередачі.

3.2 Пластинчасті теплообмінні апарати

Пластинчасті теплообмінні апарати є різновидом поверхневих рекуперативних теплообмінних апаратів з поверхнею теплообміну, виготовленою з тонкого листа. Найширше застосовуються в промисловості розбірні пластинчасті теплообмінники. Вони складаються з окремих пластин з прокладками, пристосовані для швидкого розбирання.

Напіврозбірні, зварні блокові і зварні нерозбірні теплообмінники є різновидом апаратів пластинчастого типу.

Пластинчасті теплообмінники з'явилися порівняно недавно і багато пізніше трубчастих. У літературі є дані, що свідчать про те, що принципи пристрою пластинчастих апаратів для нагрівання і охолодження рідин в тонкому шарі і деякі їх конструктивні рішення були запропоновані ще в кінці минулого сторіччя Драхе (1878 р.),

Брейтвішем (1881 р.) і Мальвезінім (1895р.). У 1917 р. Гаррісоном запропонована теплообмінна пластина з чотирма кутовими отворами і зигзагоподібними каналами з обох боків.

Визначальною особливістю пристрою пластинчастих теплообмінних апаратів є конструкція і форма поверхні теплообміну і каналів для робочого середовища. Поверхня теплообміну утворюється з окремих пластин, а канали для робочого середовища мають щілиновидну форму. Робоче середовище рухається у поверхні теплообміну тонким шаром, що сприяє інтенсифікації процесу тепловіддачі. Форми пластин і профілі їх поверхні дуже різноманітні, а конструкції досить складні і іноді мало схожі на пластини, тому назву «пластина» строго кажучи, по відношенню до деяких конструктивних форм повинно розглядатися як умовне.

Пластини розташовують паралельно одна одній, причому між робочими поверхнями двох суміжних пластин створюється невеликий зазор, який утворює канал для робочого середовища, що піддається нагріванню або охолодженню.

У простому випадку пластини можуть бути плоскими, з гладкими стінками і мати прямокутну, квадратну, круглу або іншу форму.

Простий теплообмінник повинен мати не менше трьох пластин, які створюють два канали, по одному з яких тече гаряче робоче середовище, а по іншому — холодне (рис 3.5).

У промислових апаратах число пластин буває великим і робочі середовища рухаються по безлічі паралельних каналів відразу. Вже на підставі загального принципу конструювання пластинчастого теплообмінника можна зробити висновок про деякі його особливості, вельми важливих для практики.

Мала товщина пластин і паралельна розстановка з малими проміжками між пластинами дозволяє розмістити в просторі робочу поверхню теплообмінника найкомпактніше з такою «щільністю», яка недосяжна в інших типах рідинних теплообмінників. Це, кінець кінцем, приводить до того, що пластинчасті теплообмінні апарати мають при рівному тепловому навантаженні значно меншими габаритними розмірами і металоємністю, чим апарати типу «труба в трубі», кожухотрубчаті та інші, що мають достатньо високою ефективністю теплообміну.

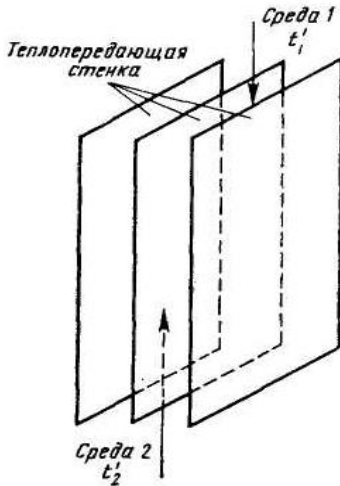


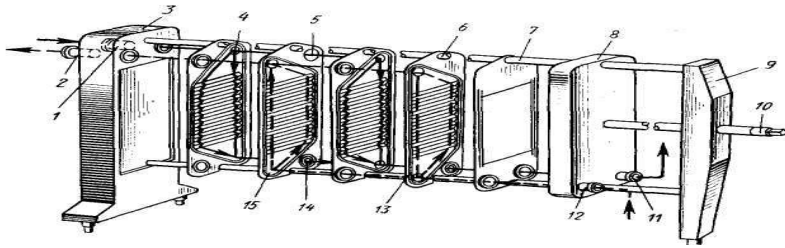
Рисунок 3.5 – Схема теплопередающего элемента пластинчатого теплообмінника

3.2.1 Розбірні пластинчасті теплообмінники

При тепловій обробці багатьох робочих середовищ на теплопередаючих стінках залишаються різні відкладення, які перешкоджають процесу теплопередачі. Крім того, при тепловій обробці термічно нестійких продуктів на стінках утворюється пригар. У цих випадках необхідно часто розбирати апарат для очищення поверхні теплообміну від шару пригару, осаду або залишків продукту під надійним візуальним контролем.

В деяких випадках у зв'язку із зміною технологічного режиму виникає необхідність перекомпонування поверхні теплообміну, зміни числа паралельно включених каналів відповідно до витрат робочих середовищ, що змінилися, або деяке збільшення, або зменшення загальної поверхні теплообміну. У хімічних виробництвах іноді спостерігається інтенсивне корозійне або ерозійне нерівномірне руйнування поверхні теплообміну тільки на певних несприятливих ділянках, у зв'язку з чим, виникає необхідність заміни поверхні теплообміну на цих ділянках. У всіх подібних випадках найбільш раціональною, а часто і незамінною є конструкція пластинчастих теплообмінників, які мають легко розбірну, таку, що складається з окремих, зімкнутих елементів, поверхню теплообміну. Пластини в цих апаратах мають прокладки для ущільнення міжпластинних каналів при збірці всієї системи.

Для виявлення особливостей розбірних пластинчастих теплообмінників розглянемо схему (рис. 3.6).



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

Рисунок 3.6 Схема сучасного пластинчастого апарату

Апарат складається з групи теплообмінних пластин 15, підвішених на верхній горизонтальній штанзі 7. Кінці верхньої і нижньої штанг закріплені в нерухомій плиті (передній стійці) 3 і на задній стійці. За допомогою нажимної плити 8 і гвинта 10 пластин в зібраному стані стислі в один пакет. На схемі для яснішого зображення потоків робочих середовищ показано тільки п'ять пластин в розсуненому положенні. У робочому положенні пластини щільно притиснуті один до одного на гумових прокладках 13 і 5. Група таких пластин в робочому положенні наочно показана на рис. 3.7.

Кожна пластина має прокладки двох призначень: а) велика гумова кільцева прокладка, що обмежує на лицьовій стороні пластини канал для відповідного потоку робочого середовища і що охоплює також два кутові отвори (з одного боку пластини або по діагоналі), через яких відбувається приток середовища в міжпластинний канал і стік з нього; б) дві малі гумові прокладки, що ізолюють два інших отвори і що створюють транзитний прохід для іншого робочого середовища.

Система прокладок ущільнювачів розбірного пластинчастого теплообмінника побудована так, що після збірки і стиснення пластин в апараті утворюються дві системи герметичних каналів, ізольованих одна від одної металевою стінкою і прокладками: одна для гарячого робочого середовища, інша для холодної. Одна з цих систем

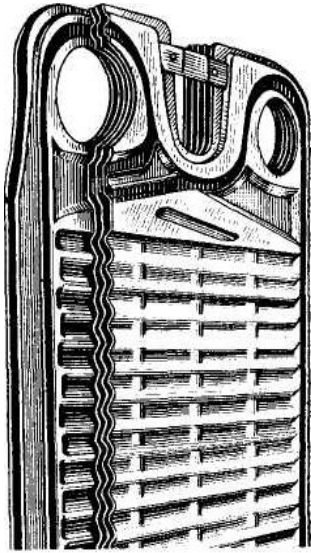


Рисунок 3.7 – Пластини в робочому положенні

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

складається з непарних каналів між пластинами, а інша з парних, завдяки чому потоки гарячої і холодної робочих середовищ чергуються. Обидві системи міжпластинних каналів з'єднуються з своїми колекторами і далі з штуцерами для входу і виходу робочих середовищ, розташованими на плитах.

Холодне робоче середовище входить в апарат через штуцер, розташований на нерухомій плиті (наприклад, штуцер 1), і через верхній кутовий отвір 4 (у першій зліва пластині) потрапляє в подовжній колектор, утворений кутовими отворами пластин після їх збірки. По колектору холодне середовище доходить до пластины

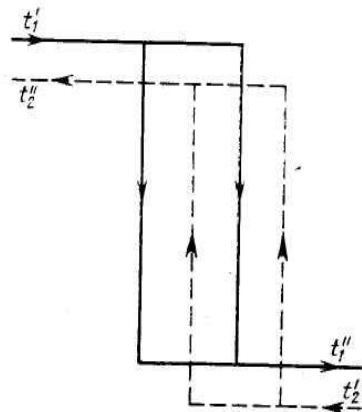


Рисунок 3.8. – Умовна плоска схема руху робочих середовищ через теплообмінник

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

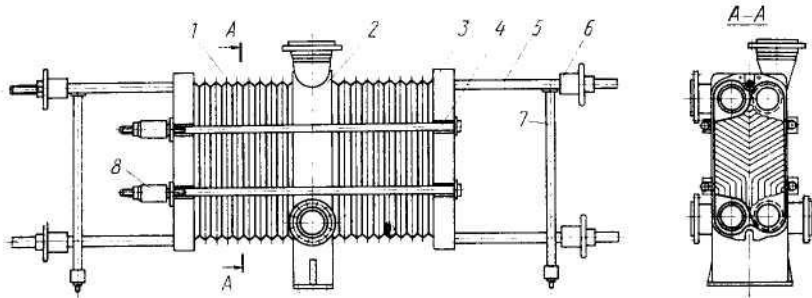
Зображеній перспективній схемі руху робочих середовищ через теплообмінник з п'яти пластин відповідає умовна плоска схема, показана на рис. 3.8. У реальних апаратах число пластин буває великим.

3.2.2 Напіврозбірні пластинчасті теплообмінники

Завдання створення розбірної поверхні теплообміну, доступної для оглядів і механічного очищення, дуже складне. Гума і інші еластичні матеріали, використовувані для виготовлення прокладок у вузлах ущільнення, мають обмежену теплову і корозійну стійкість, і прокладки є найменше зносостійким елементом конструкції теплообмінника. Тому розбірні з'єднання пластин раціонально застосовувати лише при безумовній їх необхідності.

У промисловості часто буває, що одне з робочих середовищ, що беруть участь в теплообміні, зазвичай не залишає на поверхні теплообміну забруднень, що вимагають розбирання апарату для їх механічного очищення. Прикладами таких апаратів є нагрівачі, що використовують як одне з середовищ пару, що конденсується; холодильники газів, мінеральних і органічних кислот, лугів і деяких розчинів солей і інші апарати. Для таких умов доцільно застосовувати кожухотрубчаті теплообмінники з нерухомими трубними решітками, з компенсатором подовжень, з U-образними трубами. Розроблені також і нові ефективніші конструкції напіврозбірних пластинчастих теплообмінників.

Розглянемо пристрій напіврозбірного пластинчастого конденсатора, конструкція якого типова для крупних промислових апаратів. Апарат призначений для конденсації пари або паро-газових сумішей при надмірному тиску робочого середовища від 1 до 1,6 МПа і температурі від 30 до 200 °С. за умови, що хоч би одне з робочих середовищ не залишає на поверхні теплообміну забруднень, які важко видалити хімічною промивкою.



1 – секція пластина; 2 – центральна нерухома плита; 3 – нажимная плита; 4 – стягування; 5 – штанга; 6,8 – нажимные гайки; 7 – стійка.

Рисунок 3.9 – Пластиначастий напіврозбірний двосекційний конденсатор на рамі з центральною нерухомою опорою

На рисунку 3.9 показаний загальний вид напіврозбірного пластиначастого конденсатора. У конденсаторі є дві секції пластин 1, встановлених на рамі апарату симетрично по обидві сторони від центральної нерухомої плити 2. Рама апарату складається з верхніх і нижніх штанг 5, закріплених в центральній плиті і кінцевих стійках 7. По верхніх штангах можуть переміщатися рухомі нажимні плити 3 і стягувати секції пластин за допомогою стягувань 4 і нажимних гайок 6 і 8. На центральній нерухомій плиті розміщені штуцера для підведення і відведення робочих середовищ.

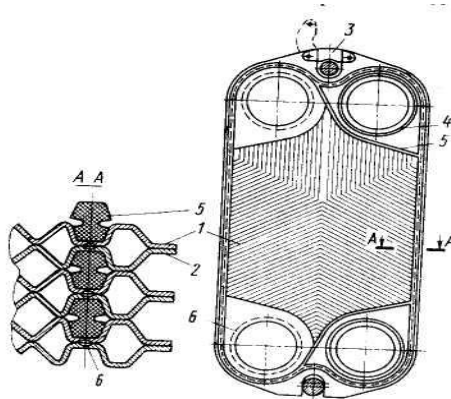
Основним елементом напіврозбірного апарату є вузли попарно зварених пластин (рис. 3.10). Кожен такий вузол має дві різні по конструкції пластини (1 і 2), сполучені між собою за допомогою контактно-шовного електрозварювання. Кожна пара пластин на підвісці підвішується на верхню штангу і може по ній переміщатися. По контуру кожної пластини виштампований U-образний паз. Права пластина формою є «дзеркальним» відображенням лівої. При збірці під зварку двох пластин вершини U-образних пазів прилягають один до одного. Штрихова лінія 6 на рис. 3.10 показує місця попарної зварки пластин для отримання нерозбірного щілиновидного каналу. Суміжні з нерозбірним канали роблять розбірними для чищення від забруднень. Для цього вузли з попарно зварених пластин сполучають в пакет і ущільнюють розбірні канали за допомогою гумових

прокладок 4 і 5. Форма пазів під гумові прокладки розбірних каналів, як показано на рис. 3.10, виходить шестикутною.

При стисненні пакету паз зменшується у напрямі подовжньої осі. У замкнутих пазах подібної конструкції прокладка працює в умовах самоущільнення, що дозволяє експлуатувати цю конструкцію при великому тиску.

Поверхня пластин гофрована. Гофри мають в поперечному перетині вид рівнобедреного трикутника. По кутах пластини розташовані отвори великого діаметру, що сприяє ефективній роботі апарату при великих витратах пари, газу та інших робочих середовищ з високим питомим об'ємом. При попарній зварці пластин заварюють кромки тільки двох кутових отворів.

Кромки решти двох отворів утворюють вхід і вихід в міжпластинний нерозбірний канал. Гумові прокладки на стороні розбірних каналів розміщують аналогічно розміщенню їх в розбірних пластинчастих теплообмінниках. Пластини збирають так, щоб вершини гофр на поверхнях, що сполучаються, були обернені в протилежні сторони.



- 1 – права пластина; 2 – ліва пластина; 3 – підвіска; 4 – мала прокладка;
5 – велика прокладка; 6 – штрихова лінія – лінія контактного шва
попарної зварки пластин.

Рисунок 3.10 – Конструкція попарно зварених пластин
напіврозбірного апарату

3.2.3 Зварні нерозбірні пластинчасті теплообмінники

У деяких технологічних лініях, наприклад для виробництва азотної кислоти, потрібні теплообмінники великої одиничної теплової потужності. Такі теплообмінники повинні працювати тривалий час при одному і тому ж технологічному режимі з газоподібними робочими середовищами, що не дають забруднень на поверхнях теплообміну. Для таких умов застосовують пластинчасті зварні нерозбірні теплообмінники спеціальної конструкції. На рис. 3.11 показаний зварний нерозбірний пластинчастий теплообмінник для охолодження нітрозних газів від 300 до 125°C шляхом підігріву холодних газів від 40 до 260°C при робочому тиску 0,8 МПа (8 ат). На рис. 3.11 показано кріплення кінцевих плит на зварний моноблок поверхнею 325 м². Поверхні теплообміну і патрубки виготовлені з неіржавіючої сталі, а кінцеві плити і стяжні блоки — з дешевої вуглецевої сталі.

В порівнянні з кожухотрубчатим теплообмінником пластинчастий апарат займає в два рази менший об'єм при однаковій поверхні теплообміну. Крім того, досягається додаткове зниження витрати неіржавіючої сталі на одиницю теплової потужності апарату завдяки високим коефіцієнтам теплопередачі пластинчастих теплообмінників.

Зварні нерозбірні теплообмінники також складаються з тонких пластин, які зварені в теплообмінний елемент, як це показано на мал. 3.12. Відстань між стінками пластин залежить від висоти гофр або спеціальних дистанційних штифтів. Зварний моноблок пластин поміщається між парою кінцевих плит, які сприймають на себе тиск робочих середовищ. Нерозбірні пластинчасті теплообмінники можуть бути виготовлені з необхідним числом ходів для кожного робочого середовища. В даний час в світовій практиці створені такі теплообмінники з робочим тиском до 3 МПа на температури, обмежені лише тепловою стійкістю вибраного металу, з одиничною поверхнею теплообміну до 1000 м². Ці пластинчасті теплообмінники виготовляють практично з будь-якого металу, який допускає штампування і зварку. У міру удосконалення технології штампування і зварки тонкого листа слід чекати подальшого вдосконалення конструкцій зварних нерозбірних пластинчастих теплообмінників, галузь застосування яких безперервно розширюється.

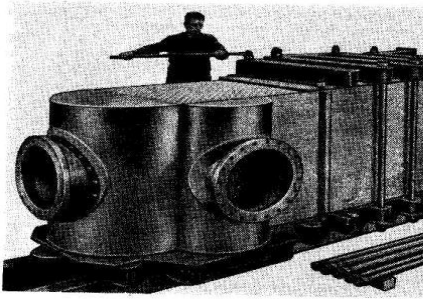


Рисунок 3.11 - Кріплення кінцевих плит на зварний моноблок

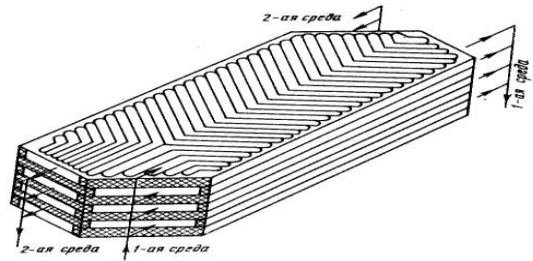


Рисунок 3.12 – Теплообмінний елемент зварного нерозбірного апарату

3.3 Пластинчасто - ребристі теплообмінні апарати

Пластинчасто – ребристі теплообмінні апарати компактніші в порівнянні з пластинчастими теплообмінниками, оскільки у них між плоскими пластинами розташовані гофри, уздовж яких протікає рідина. Це дає можливість розташувати велику поверхню теплообміну в одиниці об'єму. У таких апаратах в 1 м^3 об'єму можна розташувати 1500 м^2 поверхні теплообміну. У одному з обребрених каналів рухається гарячий теплоносіє, а в іншому – холодний. Підбираючи відповідні форми і розміри обребрення, можна інтенсифікувати процес теплообміну і отримати високі коефіцієнти теплопередачі і компактність апарату.

Теплопередаюча пластина являється основним конструктивним елементом пластинчастого апарату.

Конструкція пластин визначає технічні показники теплообмінного апарату. Від форми, розмірів і конструктивних особливостей пластин залежать інтенсивність тепловіддачі, надійність апарату, технологічність і трудомісткість його виготовлення і експлуатаційні дані.

Конструюванню теплообмінної пластини повинна приділятися дуже велика увага. Досвід показує, що сконструйована і освоєна у виготовленні пластина є базою для проектування цілого ряду пластинчастих теплообмінних апаратів, що відрізняються один від

одного за продуктивністю, призначенню, схеми компоновки, розмірам і вазі.

Принцип пристрою пластинчастого теплообмінника передбачає побудову різних апаратів на базі стандартних елементів, оскільки створення нової конструкції пластини складне і трудомістке. Для створення пластини нового типу потрібне проектування і виготовлення вельми складних великогабаритних штамів та іншого технологічного оснащення, їх доведення для отримання достатньо точних розмірів на відштампованих пластинах, термообробка штамів, на що йде багато часу і кваліфікованої праці.

Таким чином, собівартість дослідного зразка теплообмінника на базі нової конструкції пластин вище порівняно з собівартістю серійного апарату приблизно в 20 разів, а собівартість кожного апарату досвідченої серії з 15 одиниць більш ніж в 2 рази. Це доводить доцільність випуску пластинчастих апаратів тільки достатньо крупними серіями і необхідність широкого використання однакових формою і розмірам пластин на весь розмірний ряд апаратів. Конструкція пластини значною мірою визначає особливості всього розмірного ряду.

Більшість заводів-виготівників пластинчастих теплообмінників засновують номенклатуру апаратів, що випускаються ними, не менше чим на 3—4 типорозмерах пластин. Як правило, профіль поверхні пластин запатентований, і в більшості випадків за зовнішнім виглядом пластини можна визначити, якому заводу - виготівникові або якій фірмі належить випуск даного апарату.

Тому для більшості сучасних пластин характерна стабільність конструкції. Освоєна у виробництві конструкція пластини, як правило, зберігається протягом багатьох років, задовольняючи різним умовам при проектуванні теплообмінників для багатьох галузей промисловості, перш ніж вона буде замінена новою конструкцією. У ряді видів давно існуючих пластин зміни їх конструкцій порівняно не великі і часто зовсім не зачіпають форми поверхні теплообміну.

Проектування пластинчастих теплообмінників різного призначення, як правило, включає наступні стадії:

дослідження високоефективної форми і розмірів профілю пластин для заданих умов застосування;

конструювання базової робочої пластини як основи для проектування широкого розмірного ряду пластинчастих апаратів

різної продуктивності і призначення, що створюються на основі цієї пластини;

розрахунок і проектування апаратів певного призначення з різною величиною поверхні теплообміну в межах наміченого розмірного ряду;

конструювання штампів для виготовлення базової робочої пластини;

розширення ефективних областей застосування апаратів з використанням базової конструкції пластин шляхом проектування сімейства пластинчастих апаратів різного призначення (холодильники, підігрівачі, конденсатори, пастеризатори і т. і.) з різних металів.

При проектуванні апаратів за своєю продуктивністю і поверхнею теплообміну, не відповідних оптимальному розмірному ряду, виготовленому на базі освоєної пластини, потрібне створення нового крупнішого типорозміру пластини.

В результаті, для задоволення потреб народного господарства необхідна розробка ряду типів пластин різного розміру і призначення.

Враховуючи, що проектування, виготовлення і доведення оснащення для штампування зв'язані з великими витратами праці, а також те, що кожен типорозмір пластин служить базою для створення широкого розмірного ряду апаратів різного призначення, бачемо, наскільки важливим і відповідальним є етап створення раціональної конструкції пластин.

Пластина є складною деталлю, що несе на собі елементи різного призначення: теплообмінного, механічного, гідромеханічного, технологічного.

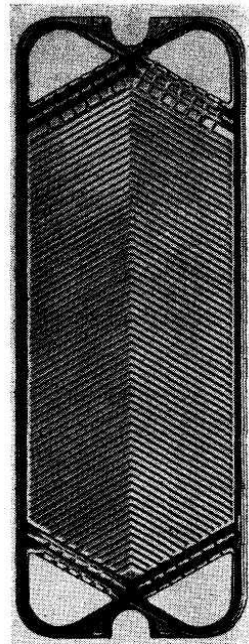


Рисунок 3.12 - Пластина
сетчатого поточного
типа «ПР – 0,5Е»

Особливості конструкції пластини в цілому зазвичай визначає наступне:

- а) конструкція гофри або профіль робочої теплообмінної стінки;
- б) форма кутових отворів для підведення і відведення робочих середовищ і пристрою для зниження гідравлічного опору ділянок входу і виходу;
- в) система ущільнювача;
- г) система підвіски пластин на рамі апарату і фіксації положення пластин в пакеті;
- д) пристрій для безпечного обслуговування пакету пластин при аварійному порушенні герметичності прокладок;
- е) пристрій допоміжних конструктивних елементів пластини, що підвищують жорсткість зібраної системи, сприяючих технологічності виготовлення, таких, що створюють зручності обслуговування і ремонту і т.і.

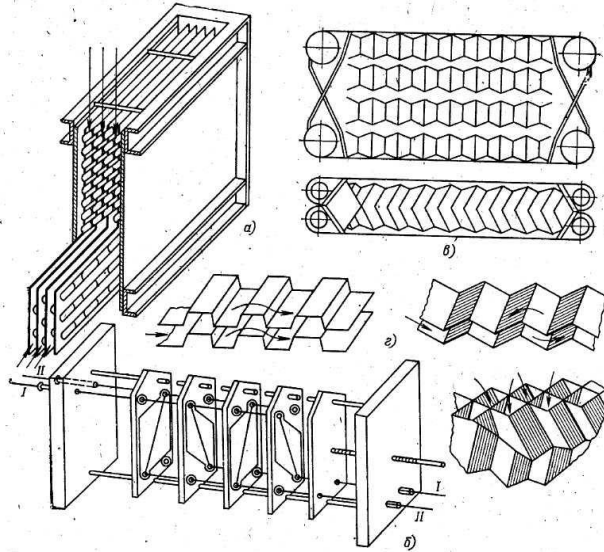
Практично ці елементи не завжди вдається раціонально поєднати в одній деталі. Для подальшого вдосконалення конструкцій теплообмінників необхідно:

- а) вивчати існуючі конструктивні форми пластин з метою визначення оптимальних профілів для заданих умов застосування апарату;
- б) досліджувати гідравлічні і теплообмінні характеристики пластин різної форми поверхні з порівняльною оцінкою енергетичної ефективності різних видів гофрування робочої поверхні;
- в) розширювати діапазон робочих параметрів пластин, їх надійність шляхом використання нових матеріалів для виготовлення апаратів.

Переваги пластинчастих теплообмінників:

- конструкція забезпечує високу теплообмінну здатність;
- завдяки турбулентному потоку теплообмін проходить інтенсивніше (вимушена конвекція);
- турбулентний режим роботи теплообмінника зводить до мінімуму забруднення поверхонь теплообміну;
- легко розбирається для обслуговування і ремонту;
- очищення менш трудомістке в порівнянні з теплообмінниками інших типів;

- об'єм рідини в теплообміннику невеликий, унаслідок чого температурне регулювання здійснюється швидко;
- не існує загрози корозії завдяки можливості правильного підбору матеріалу пластин;
- легко виявити і усунути можливі витoki із-за неправильної збірки.



а – пластинчастий повітропідігрівач; б – розбірний пластинчастий теплообмінник для теплової обробки рідких середовищ; в – гофровані пластини; г – профілі каналів між пластинами.

Рисунок 3.13 – Пластинчасті теплообмінники:

4 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ З ПОВЕРХНЕЮ ТЕПЛООБМІНУ ВИГОТОВЛЕНОЮ З ТРУБ

Перші технічні теплообмінні апарати були варочні котли з вогняним або димовим обігрівом. Пізніше стали застосовуватися сорочкові (циліндр в циліндрі) теплообмінні апарати, тобто теплообмінники з подвійними, стінками, в просторі між якими проходить гріючий теплоносіє — пара або гаряча вода.

4.1 Теплообмінники типу|типа| «труба|труба-конденсатор| в трубі|труба-конденсаторі|»

Теплообмінники цього типу найбільш прості. У цьому апараті один з теплоносіїв рухається в трубі меншого діаметру, а інший – в міжтрубному кільцевому каналі між трубами більшого і меншого діаметрів.

Рідини рухаються в протилежних напрямках. Такий теплообмінник може складатися з декількох секцій, залежно від кількості теплоти, яку потрібно передати від одного теплоносія до іншого. Секції можуть підключатися послідовно або паралельно, що зменшує втрати тиску потоку теплоносіїв в теплообміннику. Теплообмінні апарати такого типу прості по конструкції і у виготовленні. Але вони не економічні при великих теплових навантаженнях. Їх застосовують в установках малої потужності.

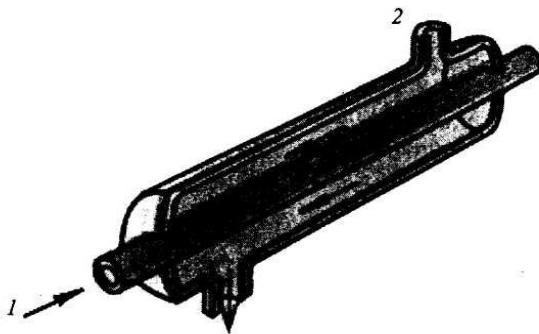
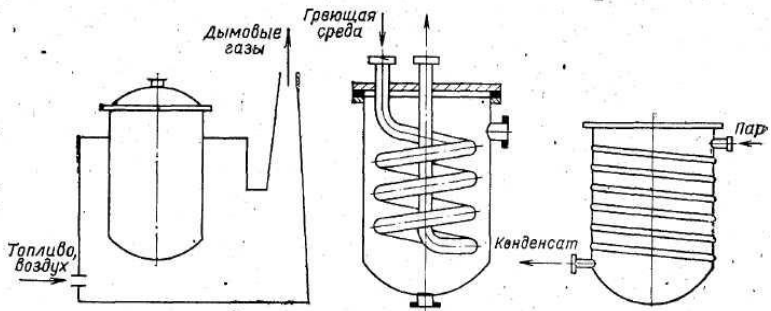
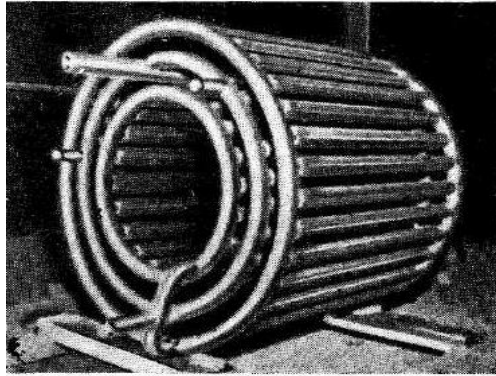


Рисунок 4.1 - Теплообмінник типу «труба в трубі»

4.2 Нагрівачі і охолоджувачі поглинутого типу



а – варочний котел; б – із змієвиковою гріючою поверхнею; в – з привареним зовні змієвиком.

Рисунок 4.2 – Теплообмінники занурювального типу

Необхідність інтенсифікації теплообміну призвела до створення апаратів з поверхнями нагріву змієвикового типу і з «поглинутими» змієвиковими поверхнями (рис. 4.2).

Нагрівачі даного типу дуже зручні для регулювання температури у ваннах і басейнах. Труби з подовжніми ребрами,

сполучені в пакети, як показано на рис. 4.2 встановлювані вертикально, представляють інший тип поверхні теплообміну, дуже добре відповідний для цієї мети.

Завдяки природній конвекції, яка виникає у ванні створюється циркуляція, достатня для підтримки в ній температури в заданих межах.

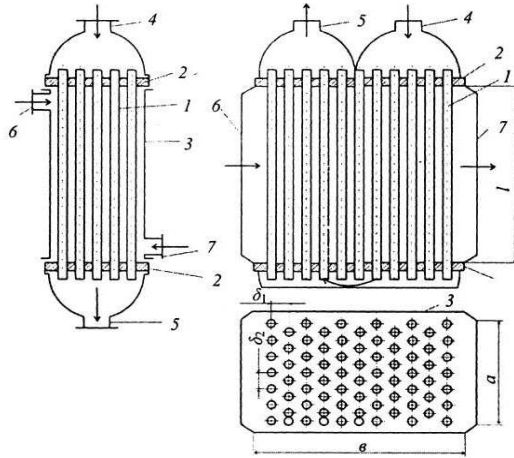
Рубашечні і змієвикові апарати застосовують і в даний час. Проте періодичний характер дії, низька продуктивність, складність регулювання теплових процесів і чищення поверхонь обмежують область їх застосування.

Значно частіше використовують теплообмінні апарати безперервної дії. Найбільшого поширення набули кожухотрубчаті теплообмінники. Вони призначені для роботи з теплоносіями рідина — рідина, пара — рідина, газ — рідина, газ — газ і є апаратами, виконаними з рядів труб, зібраних за допомогою решіток в пучок і ув'язнених в кожух зазвичай циліндрової форми. Кінці труб для забезпечення щільності їх з'єднання з трубними решітками (дошками) розвальцьовують, рідше припаюють або приварюють до трубних решіток. Можливо також їх закріплення за допомогою сальникових ущільнень.

4.3 Кожухотрубні теплообмінники

Основу кожухотрубних теплообмінних апаратів складають круглі труби, ув'язнені в циліндровий кожух так, що осі труб і кожуха паралельні. Вони складаються з кожуха до якого прикріпляються решітки. Схема апаратів показана на рисунку 4.3.

У апараті існують два простори: трубний і міжтрубний, в яких протікають теплоносії, які обмінюються теплотою через поверхню труб. Міжтрубний простір може омиватися вздовж або уперек. При подовжньому обтіканні труб можна реалізувати протиточний рух теплоносіїв.

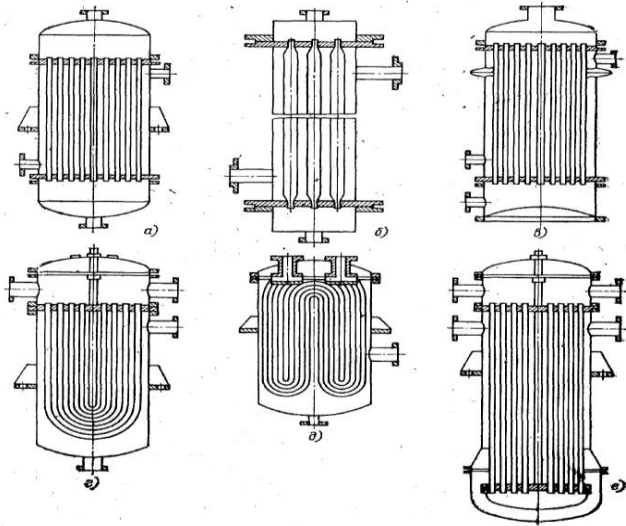


1- труби; 2 – трубні дошки; 3 – кожух; 4,5 – вхідний і вихідний патрубки для теплоносія, який рухається усередині труб; 6,7 – патрубки для теплоносія, який протікає в міжтрубному просторі.

Рисунок 4.3 - Кожухотрубні теплообмінники:

Вибір простору, в якому рухаються теплоносії (у трубах або ж в міжтрубному просторі) залежить від температури і тиску теплоносіїв, зручності компоновки апарату в технологічній схемі, агресивності теплоносія і здатності його забруднювати поверхню теплообміну, а так само від допустимих втрат тиску потоку теплоносія. У середину труб краще направляти теплоносій з вищим значенням температури і тиску і такий, що забруднюватиме поверхню труб. У таких випадках апарат буде легко чистити, і можна буде використовувати дорожчі, високолеговані сталі для труб і трубної дошки, а кожух виготовляти з простіших матеріалів. Якщо труби забруднюються в середині, то їх легко чистити, чим зовнішню поверхню. Теплоносій, втрати тиску якого, обмежуються, краще розташовувати зовні труб.

Кожухотрубні теплообмінники використовуються як самі різні нагрівачі і холодильники, включаючи маслоохолоджувачі в енергетичних установках і технологічні апарати в нафтопереробній і хімічній промисловості. Існує безліч варіантів теплообмінників такого типу, що відрізняються один від одного головним чином деталями конструкції вузла з'єднання труб з кожухом і способом компенсації різниці теплового розширення труб і кожуха.



а, б – з жорстким кріпленням труб в трубних ґратах; у – з лінзовими компенсаторами на корпусі; г, д – з U- і W-образними трубками; е, ж – з нижньою і верхньою плаваючими розподільними камерами; з – з сальниковим ущільненням на штуцері; і – з трубами Фільда; к, л – з концентричними і сегментними поперечними перегородками.
Рисунок 4.4 – Кожухотрубні рекуперативні теплообмінні апарати

У кожухотрубних теплообмінниках промислових технологічних установок, в конденсаторах парових турбін, водопідігрівачах теплових електростанцій і теплових мереж зазвичай застосовують труби внутрішнім діаметром не менше 12 мм (для зручності чищення поверхонь) і не більше 38 мм, оскільки при збільшенні діаметру труб значно знижується компактність теплообмінника і зростає його металоємність. Довжина трубного пучка коливається від 0,9 до 5—6 м. Товщина стінки труб — від 0,5 до 2,5 мм.

Якщо вірогідність забруднення відсутня, можна використовувати труби менших діаметрів, що приводить до інтенсифікації теплообміну. Теплообмінники з трубами діаметром 4—10 мм використовуються в паливних і масляних контурах

автотракторних, суднових і авіаційних двигунів і систем. Їх недоліками є підвищені гідравлічні опори і необхідність точного виготовлення, оскільки при малих прохідних перетинах вже невеликі відмінності в діаметрах і розташуванні труб в пучку викликають значну нерівномірність витрат теплоносія по паралельних каналах і. знижують теплову потужність апарату. Кожух апарату забезпечений фланцями, до яких болтами кріпляться кришки.

Із-за відмінності температур гріючих і нагріваючих середовищ кожух і труби працюючого апарату також мають різні температури. Для компенсації напруги, що виникає в результаті відмінності температурних розширень труб і кожуха, застосовують лінзові компенсатори, U- і W-образні труби, труби Фільда, теплообмінники з плаваючими камерами і сальниковими ущільненнями (рис. 4.3а).

Прохідний перетин міжтрубного простору кожухотрубного теплообмінника перевищує прохідний перетин труб в 2,5...3 рази. Якщо теплообмін відбувається без зміни фазового стану теплоносіїв, коефіцієнти тепловіддачі в міжтрубному просторі, із-за нижчих швидкостей теплоносія можуть бути значно нижче за коефіцієнти тепловіддачі в трубах. Істотна відмінність коефіцієнтів тепловіддачі може мати місце і в газорідному теплообміннику. З метою інтенсифікації теплообміну збільшують швидкості теплоносіїв з низьким коефіцієнтом тепловіддачі, для чого теплообмінники по теплоносію, який проходить в трубах, роблять двох-, чотирьох- і багатоходовими, а в міжтрубному просторі встановлюють сегментні або концентричні поперечні перегородки (рис. 4.3 а). Димові гази зазвичай пропускають по трубах з метою зменшення засмічення апарату золою і сажею і полегшення його чищення; пару і повітря направляють в міжтрубний простір. Якщо повітря запилене, його заздалегідь очищають, пропускаючи через фільтри.

Крім вхідних і вихідних штуцерів для теплоносіїв теплообмінники можуть мати приладові штуцера (наприклад, для манометрів, водомірних стекол, датчиків регуляторів рівня, витрати, тиску і т. п.), технологічні штуцера, штуцера і крани для видалення повітря і газів з верхньої частини, зливні і промивальні крани і т.і.

Щоб виразніше пояснити проблеми, які виникають при проектуванні теплообмінника, на рис. 4.4 – 4.8 представлено декілька типових апаратів. На рис. 4.4 зображений кожухотрубний апарат з перегородками і одним ходом в кожусі, схема руху теплоносіїв в

якому наближається до умов чистої протитечії. У апараті, показаному на рис. 4.5, для спрощення конструкції використані U-образні труби, тому схема руху теплоносіїв в нім ще більш відрізняється від чисто протиточної. Апарат, зображений на рисунку 4.6, має схему руху, подібну до схеми руху апарату на рис. 4.5. Але конструкція його ускладнена, оскільки вона пристосована для механічного очищення внутрішньої поверхні труб, перевірки їх справності і заміни пошкоджених труб новими. Проте така конфігурація не розрахована на роботу в умовах різного теплового розширення кожуха і труб. Для роботи в умовах великих різниць температур теплоносіїв застосовують аналогічний, але складніший теплообмінник, зображений на рис. 4.6. Він майже так само добре пристосований до сприйняття великих різниць температур потоків теплоносіїв, як і апарат на рис. 4.5, в якому U-образний вигин компенсує не тільки різне теплове розширення труб і кожуха, але також і окремих труб в тому випадку, якщо розподіл температур в них нерівномірний.

Часто виникають ускладнення, пов'язані з внутрішніми витоками через ущільнення навколо трубної дошки плаваючого колектора з правого кінця апарату на рис. 4.7. Перетікання з одного потоку в іншій може бути усунене в конструкції, показаній на рис. 4.8. Витік в будь-якій рідині через ущільнення плаваючого колектора можна безпосередньо виявити, оскільки вона потрапляє в зовнішній по відношенню до кожуха простір, що дозволяє уникнути забруднення потоку іншого теплоносія.

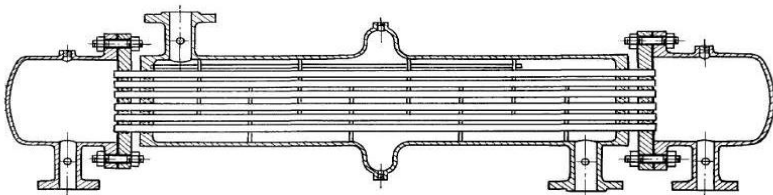


Рисунок 4.5 – Кожухотрубний теплообмінник з одним ходом в трубках і одним ходом в забезпеченому перегородками кожусі.

Конструкція теплообмінника забезпечує протиточну схему руху. Тороїдальний розширювальний шов в центрі кожуха компенсує

різницю теплових розширень труб і кожуха, а подвійні трубні дошки колектора виключають можливість витоків з однієї циркуляційної лінії в іншу

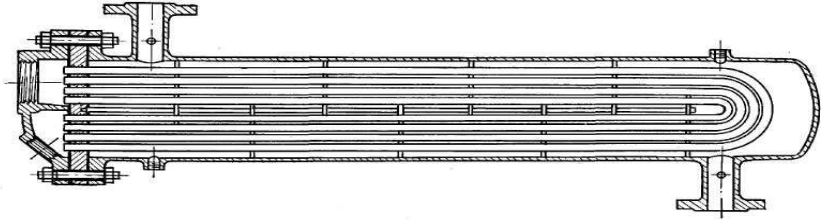


Рисунок 4.6 – Кожухотрубний теплообмінник з U-образними трубками і забезпеченим перегородками одноходовим кожухом

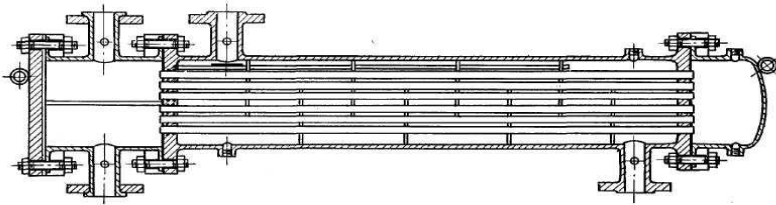


Рисунок 4.7 – Кожухотрубний теплообмінник з двома ходами в трубках і одним ходом в забезпеченому перегородками кожусі

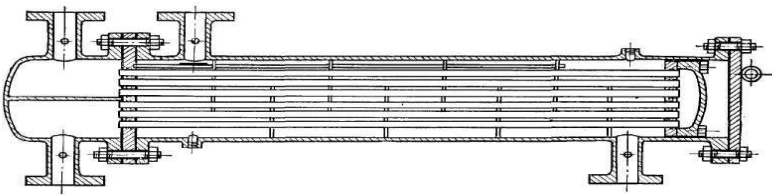


Рисунок 4.8 – Теплообмінник, аналогічний зображеному на рис. 4.6, але з плаваючим колектором для компенсації різниці теплових розширень труб і кожуха.

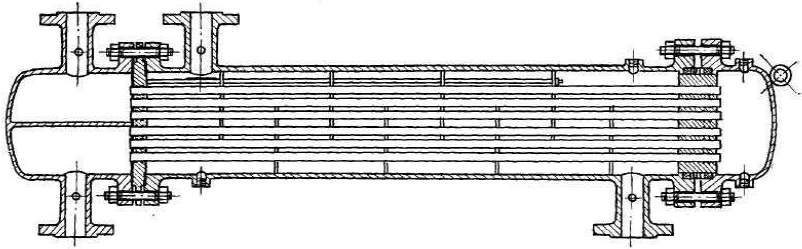


Рисунок 4.9 - Теплообмінник, аналогічний зображеному на рис. 4.7, але з іншою конструкцією плаваючого колектора.

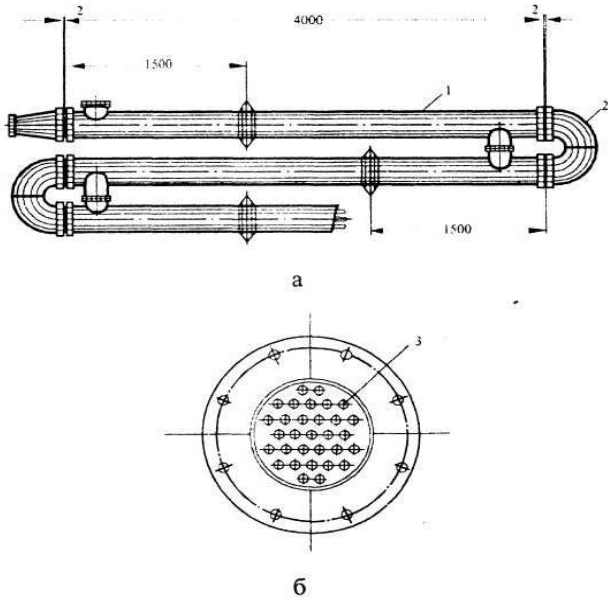
4.4 Загальна характеристика кожухотрубних теплообмінників для систем тепlopостачання

Для систем тепlopостачання (опалювання і гарячого водопостачання) використовують швидкісні водо – водяні підігрівачі, які проводять за галузевим стандартом ДВСТ 34-588-68. Теплообмінники розраховані на робочий тиск 1 МПа (10 кгс/см²). Теплообмінники – підігрівачі складаються з металевому корпусу і пучка труб діаметром 16x1,0 мм, які виготовлені з латуні Л-68 ДВСТ 21646-76.

Кожухотрубні теплообмінники випускаються роз'ємними (довжина секції складає 2000 і 4000 мм). Передбачається 22 типорозміру, діаметри корпусів яких змінюються від 57 до 530 мм; випускається 8 типорозмірів з площею поверхні нагріву однієї секції від 0,37 до 28 м². Необхідну площу поверхні нагріву можна забезпечити набором латунних трубок і калачів.

У водо–водяних теплообмінниках–підігрівачах гарячого водопостачання холодна вода, яку необхідно нагрівати, тече по латунних трубках, а вода теплофікації (гаряча) – в міжтрубному просторі.

У водо – водяних теплообмінниках – нагрівачах для систем опалювання, навпаки, вода теплофікації тече по трубках, а холодна вода в міжтрубному просторі.



а – загальний вигляд; б – трубна дошка;
1 – патрубок; 2 – калач; 3 – латунні трубки.

Рисунок 4.10 - Трубний секційний швидкісний водо – водяний підігрівач



I - холодний теплоносій; II - гарячий теплоносій.

Рисунок 4.11 - Схема потоків холодного і гарячого теплоносіїв в одній секції водо – водяного теплообмінника для системи гарячого водопостачання.

Тонкостінні теплообмінні апарати

Тонкостінні теплообмінні апарати належать до кожухотрубних теплообмінників, але мають вагомні відмінності від традиційних теплообмінних апаратів:

- використовуються особливо тонкостінні теплообмінні трубки малого еквівалентного діаметру;
- теплообмінні трубки мають спеціальний профіль;
- теплообмінні трубки зібрані в щільний пучок;
- застосовується нерегулярне розташування труб в трубних дошках;



Рисунок 4.12 -
Тонкостінний теплообмінний апарат

- пучок труб розташовується в корпусі рухомо, за рахунок плаваючих трубних дощок;

- реалізуються підвищені швидкості руху середовищ, які обмінюються теплотою;

- корпуси виготовляють із спеціальних тонкостінних труб;

- трубний пучок легко вийняти з корпусу.

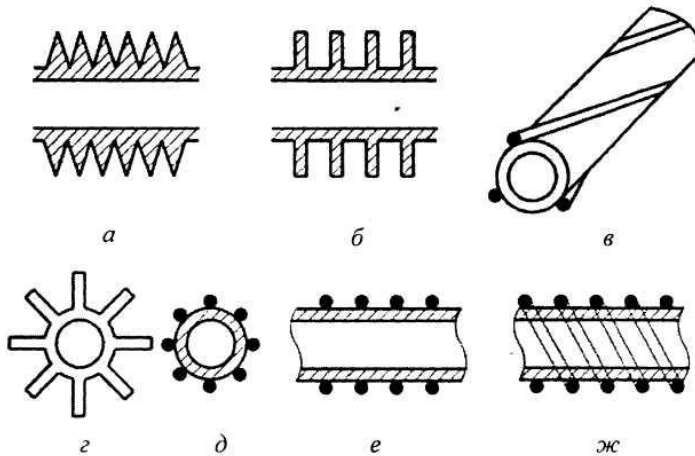
Все це дає можливість майже вдесятеро зменшити масу і габаритний об'єм апаратів в порівнянні з традиційними кожухотрубними, пластинчастими і іншими конструкціями. При цьому

забезпечується:

- економія виробничих площ;
- можливість розміщення апаратів в маленьких приміщеннях;
- простота їх транспортування;
- легкість монтажу;
- зручність технічного обслуговування.

V Теплообмінні апарати з обребрених труб (трубно – ребристі)

Такі теплообмінні апарати використовують тоді, коли коефіцієнт тепловіддачі зовні труб набагато менший, ніж коефіцієнт тепловіддачі усередині них. Збільшення площі поверхні теплообміну зовні труб і додаткова турбулізація потоку ребрами дозволяє значно збільшити теплотієм з труб. Наявність оребрення змінює крок розміщення труб і тим самим технологію складання апаратів.



а – поперечне гвинтове оребрення; б – поперечні кільцеві ребра;
в – спіральні ребра; г – подовжнє оребрення; д – оребрення за допомогою подовжніх приварених лозин; е, ж – пруткове оребрення: кільцеве або спіральне.

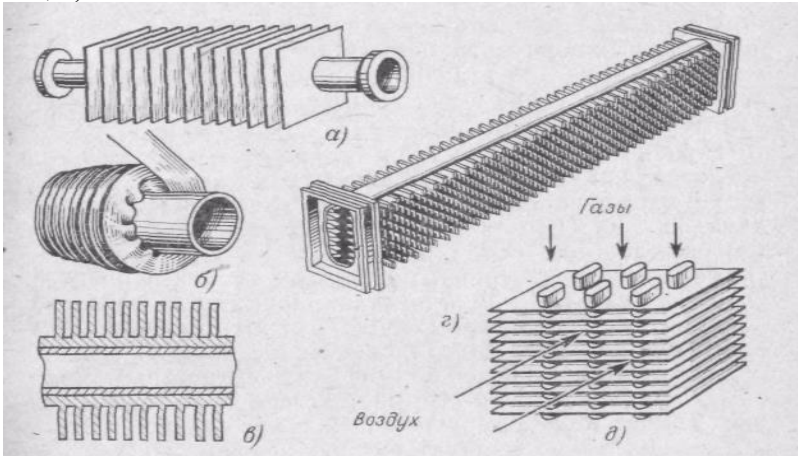
Рисунок 4.13 - Трубно – ребристі поверхні теплообміну:

При охолоджуванні, наприклад, гарячого повітря холодною водою коефіцієнт тепловіддачі від гарячого повітря до стінки не перевищує $100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тоді як від стінки до води, що охолоджує, він складає $1000\text{-}3000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Покращення умов теплопередачі досягається штучним збільшенням поверхні теплообміну шляхом насадження на труби пластин або виготовленням монолітних з тілом труби ребер, виступів або голок на тій стороні стінки, де коефіцієнт тепловіддачі малий.

В даний час набули широкого поширення біметалічні труби з оребренням (рис. 4.13, в). На внутрішню, гладку сталеву трубу

надягається труба із сплаву алюмінію, потім на її зовнішній поверхні накочуються ребра. Накатка ребер збільшує поверхню теплообміну і підсилює контакт між поверхнями труб.

Пучок ребристих труб можна отримати шляхом протягування їх через велике число паралельних пластин, утворюючих додаткову поверхню тепловіддачі. Для таких пучків можуть бути використані як круглі, так і плоскі труби з коридорним або шаховим розташуванням (рис. 4.13, д).



а — труба з прямокутними насадженими ребрами; б — труба з ребрами з навитої стрічки; у — біметалічна труба з накатаними ребрами; г - чавунна труба з двостороннім голчатим оребрением; д — овальні труби з насадженими пластинами.

Рисунок 4.14 - Труби для ребристих теплообмінників

5 РОЗРАХУНОК І ПОСЛІДОВНІСТЬ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

У практиці розрахунків і проектування теплообмінних апаратів прийнято розрізняти тепловий конструктивний, тепловий перевірочний, компоновальний, гідравлічний, механічний і техніко-економічний розрахунки.

Тепловий конструктивний розрахунок виконують з метою створення нового за конструкцією апарату або вибору його з числа стандартних. При цьому відомі витрати, початкові температури і основні властивості теплоносіїв, тепла потужність апарату. Часто, замість теплової потужності задані кінцеві температури теплоносіїв. В результаті розрахунку визначають площу поверхні і основні конструктивні розміри апарату. У перевірочному розрахунку зазвичай потрібно визначити кінцеві температури теплоносіїв або теплову потужність при відомих розмірах, початкових параметрах і властивостях теплоносіїв. Тепловий конструктивний розрахунок проводять зазвичай спільно з компоновальним і гідравлічним розрахунками.

У компоновальному розрахунку встановлюють основні співвідношення між площею поверхні теплообміну, прохідними перетинами каналів для теплоносіїв, числом ходів, габаритними розмірами теплообмінника.

Метою гідравлічного розрахунку є визначення гідравлічних опорів прохідних каналів теплообмінника і витрат потужності на перенесення теплоносіїв і технологічних середовищ. Якщо вони виявляються вище передбачених завданням, що складається з урахуванням умов експлуатації і можливостей виготовлення апарату, то вносять зміни до прийнятих при тепловому розрахунку поперечні і подовжні розміри каналів, швидкості теплоносія, змінюють на цій основі компоновку (наприклад, збільшують або зменшують число ходів, змінюють схему з'єднання секцій апарату і т.і.) або замінюють раніше вибраний тип апарату на інший. Після цього тепловий компоновальний і гідравлічний розрахунок повторюють до тих пір, поки не будуть задоволені вказані обмеження. У завданні можуть бути вказані і інші види обмежень, наприклад по габаритах, масі теплообмінника і т.і.

Як правило, теплообмінники, що розраховуються, вибирають з числа стандартних, таких, що випускаються промисловістю. Детальне проектування і створення нових теплообмінних апаратів виправдане лише в тих випадках, коли апарати, що випускаються промисловістю, не задовольняють заданим умовам їх експлуатації або не можуть бути використані по яких-небудь іншим міркуванням.

Наступним етапом при проектуванні теплообмінних апаратів є механічний розрахунок, тобто перевірка деталей апарату і їх з'єднань на міцність, щільність і жорсткість (ДВСТ 14249-80). При цьому уточнюється товщина трубних решіток, труб, обичайок, днищ і інших деталей. Якщо теплообмінник вибирають із стандартних або нормалізованих (що випускаються по галузевих нормалях), то порівнюють розрахунковий тиск і температуру в апараті з допустимими. В результаті механічного розрахунку також можуть бути внесені зміни в прийняті в тепловому і компоновальному розрахунках розміри деталей апарату, але зазвичай це не позначається на розмірах каналів, площі поверхні і габаритах теплообмінника. Якщо апарат призначений для роботи під тиском більше $0,7 \cdot 10^5$ Па, то його конструктивне виконання повинне відповідати правилам Держміськтехнагляду.

Сукупність теплового конструктивного, компоувачного, гідравлічного, механічного і техніко-економічного розрахунків, в результаті яких визначають витрати на виготовлення, монтаж і експлуатацію теплообмінного апарату, називають проектним розрахунком.

При проектуванні теплообмінних апаратів доводиться зважати на поряд суперечливих чинників. Наприклад, збільшення швидкості теплоносіїв або зменшення поперечних розмірів каналів, з одного боку, інтенсифікує теплообмін, а з іншою, веде до зростання гідравлічних опорів і витрат енергії на привід насосів і вентиляторів. Застосування легованих сталей підвищує корозійну стійкість деталей апарату і збільшує термін його служби, але одночасно приводить до ускладнення процесу виготовлення і зростання вартості теплообмінника. Остаточна відповідь на питання про оптимальні швидкості і параметри теплоносіїв, розміри деталей, апарату і вживаних для їх виготовлення матеріалів дає техніко-економічний розрахунок.

Не дивлячись на велику різноманітність теплообмінних апаратів, основні положення теплових розрахунків залишаються загальними.

Основні розрахункові рівняння для теплового розрахунку теплообмінних апаратів – рівняння теплового балансу і теплопередачі.

Рівняння теплопередачі має вигляд

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta T . \quad (5.1)$$

Рівняння теплового балансу за відсутності теплових втрат в навколишнє середовище є рівністю теплового потоку, який передається, гарячим теплоносієм і теплового потоку, отриманого холодним теплоносієм:

$$Q = Q_1 = Q_2 = G_1 \cdot c_{p_1} \cdot (T_1' - T_1'') = G_2 \cdot c_{p_2} \cdot (T_2'' - T_2') = W_1 \cdot (T_1' - T_1'') = W_2 \cdot (T_2'' - T_2') \quad (5.2)$$

або

$$Q = G_1 \cdot (h_1' - h_1'') = G_2 \cdot (h_2'' - h_2') , \quad (5.3)$$

де G_1, G_2 - масові витрати гарячого і холодного теплоносіїв, кг/с;

c_{p_1} - середні питомі теплоємності теплоносіїв, кДж/(кг·К);

T_1', T_1'' - температури гарячого теплоносія на вході і виході з апарату, К;

T_2', T_2'' - температури холодного теплоносія на вході і виході з апарату, К;

h_1', h_1'' - питомі ентальпії гарячого теплоносія на вході і виході з апарату, кДж/кг;

h_2', h_2'' - питомі ентальпії холодного теплоносія на вході і виході з апарату, кДж/кг;

Величину $W = G \cdot c_p$ (кВт/К) – називають водяним або умовним еквівалентом. Він чисельно визначає масу теплоносія, яка пропорційна теплоємності масових витрат теплоносія, які

розглядаються в одиницю часу. На підставі цього можна записати рівняння теплового балансу

$$\frac{(T_1' - T_1'')}{(T_2'' - T_2')} = \frac{W_2}{W_1} \quad (5.4)$$

тобто зміна температури однофазних теплоносіїв обернено пропорційно до водяних еквівалентів. Рівняння визначає кут нахилу температурних кривих на графіках зміни температур (рис.5.1).

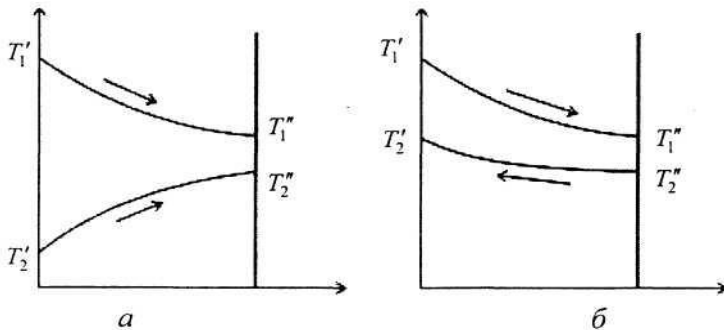


Рисунок 5.1 - Зміна температури робочих тіл в прямоточних (а) і протиточних (б) теплообмінниках.

З наведених графіків витікає, що із зміною температур теплоносіїв змінюється різниця температур між ними, тобто змінюється температурний натиск. У разі зміни агрегатного стану його водяний еквівалент прагне до нескінченності.

Визначення середнього температурного натиску.

Для визначення середнього температурного натиску запишемо рівняння для кількості теплоти, яка передається на елементарній поверхні нагріву dF :

$$Q = k \cdot (T_1 - T_2) \cdot dF \quad (5.5)$$

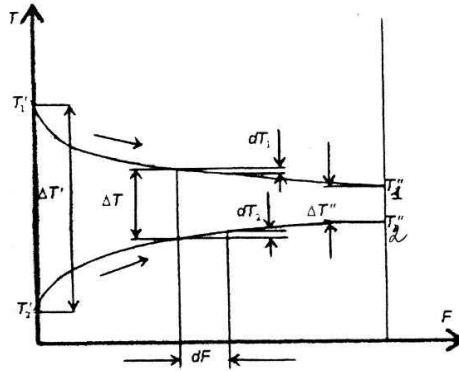


Рисунок 5.2 - Середній температурний натиск

Унаслідок передачі гарячим теплоносієм теплоти dQ знижується його температура на

$$dT_1 = \frac{-dQ}{G_1 \cdot c_{p_1}} = -\frac{dQ}{W_1}. \quad (5.6)$$

Температура холодного теплоносія при цьому підвищується на dT_2

$$dT_2 = \frac{dQ}{G_2 \cdot c_{p_2}} = \frac{dQ}{W_2}. \quad (5.7)$$

З рівняння (5.2) витікає:

$$W_1 = \frac{Q}{T'_1 - T''_1}; \quad W_2 = \frac{Q}{T''_2 - T_2}.$$

Підставимо ці значення в рівняння (5.6) і (5.7) і вирішимо їх з рівнянням (5.5), отримаємо для протічних теплообмінних апаратів:

$$\frac{d(T_1 - T_2)}{T_1 - T_2} = -\left[(T'_1 - T''_1) + (T''_2 - T_2) \right] \cdot \frac{k \cdot dF}{Q} \quad (5.8)$$

Значення теплового потоку через стінку визначають по рівнянню (5.8) після інтегрування:

$$Q = k \cdot F \cdot \left[\frac{(T_1'' - T_2') - (T_1' - T_2'')}{\ln \frac{(T_1'' - T_2')}{(T_1' - T_2'')}} \right] = k \cdot F \cdot \Delta T_{cp}, \quad (5.9)$$

де k – середній на поверхні нагріву коефіцієнт теплопередачі.

Аналогічно для проточних теплообмінних апаратів:

$$Q = k \cdot F \cdot \left[\frac{(T_1' - T_2'') - (T_1'' - T_2')}{\ln \frac{(T_1' - T_2'')}{(T_1'' - T_2')}} \right] = k \cdot F \cdot \Delta T_{cp}. \quad (5.10)$$

Рівняння (5.9) і (5.10) описують процес теплопередачі у всьому апараті. З них зазвичай визначають необхідну площу поверхні F .

Величину Q в цих рівняннях називають продуктивністю або тепловим навантаженням апарату.

Величину ΔT_{cp} називають середнім логарифмічним температурним натиском.

Позначимо велику різницю температур гарячого і холодного теплоносіїв через ΔT_{δ} , а меншу – через $\Delta T_{\mathcal{M}}$; можемо записати загальне рішення для протитечії і прямотечії:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} - \Delta T_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_{\mathcal{M}}}}. \quad (5.11)$$

У разі, коли середній температурний натиск постійний на всій поверхні $\Delta T_{cp} = \Delta T_{\delta} = \Delta T_{\mathcal{M}} = \text{const}$. Коли $\frac{\Delta T_{\delta}}{\Delta T_{\mathcal{M}}} > 0,6$ - середньологарифмічний натиск можна замінити на середньоарифметичний і різниці не перевищуватиме 3%:

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_{\delta} + \Delta T_{\mathcal{M}}}{2}. \quad (5.12)$$

При перехресній течії середній температурний натиск можна визначити з рівняння $\Delta T_{cp} = \varepsilon \cdot \Delta T$, де ε – поправочний коефіцієнт, який визначають залежно від значень P і R з відповідних графіків:

$$P = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2''}, \quad R = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'}. \quad (5.13)$$

Порівняння схем теплообмінних апаратів

Як видно з рис. 5.2 при прямотечії кінцева температура холодного теплоносія завжди нижча за кінцеву температуру гарячого теплоносія. При протитечії кінцева температура холодного теплоносія може бути вище за кінцеву температуру гарячого теплоносія (рис. 5.2). Тобто при однакових початкових температурах холодного

теплоносія при протитечії можна нагрівати його до вищої температури в порівнянні з температурою при прямотечії.

При протитечії середній температурний натиск за однакових умов більш ніж при прямотечії, тому необхідна поверхня нагріву при протитечії менша. Тобто з теплотехнічної точки зору протитечія вигідніше в порівнянні з прямотечією, але на практиці протитечія не завжди допустима із-за можливості перегріву на ділянці, де теплообмінний апарат з двох сторін омивається робочими теплоносіями з найбільшою температурою.

Практика експлуатації рекуператорів довела, що прямотечію можна застосовувати тільки при тонкостінних елементах металевих рекуператорів. У товстостінних елементах, чавунних рекуператорів на ділянці входу димових газів в рекуператор при прямотечії перепад температур в межах стінки настільки зростає, що викликає утворення тріщин. Тому в чавунних рекуператорах найчастіше застосовують протитечію, а при перехресному струмі і багатоходовому рекуператорі – перехресну протитечію.

Під багатоходовим рекуператором розуміють такий рекуператор, в якому струм повітря або димових газів не йде прямолінійно, а змінює свій напрям два, три і більше разів на 180° .

6 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ДЛЯ РЕКУПЕРАТИВНИХ І РЕГЕНЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

6.1 Визначення коефіцієнта теплопередачі для рекуператорів

Коефіцієнт теплопередачі від гарячого теплоносія до холодного залежить від коефіцієнтів тепловіддачі α_1 і α_2 і термічного опору стінки поверхні теплообміну.

Якщо в теплообмінному апараті коефіцієнт теплопередачі значно змінюється на окремих ділянках поверхні теплообміну, вводять середній для поверхні коефіцієнт теплопередачі. Для плоскої стінки коефіцієнт теплопередачі визначається по рівнянню:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (6.1)$$

Для циліндрової стінки, якщо віднести тепловий потік відповідно до внутрішньої та зовнішньої поверхні

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad (6.2)$$

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.3)$$

де α_1 і α_2 – коефіцієнти тепловіддачі в середині і зовні труб, Вт/(м²К)

d_1, d_2 – внутрішній і зовнішній діаметри, м.

Якщо $d_1/d_2 < 1,8$, то можна визначити коефіцієнт теплопередачі по формулі для плоскої стінки:

$$Q = k \cdot \pi \cdot d_0 \cdot l \cdot \Delta T_{cp}, \quad (6.4)$$

де $d_0 = d_2$, якщо $\alpha_1 \gg \alpha_2$, $d_0 = d_1$, якщо $\alpha_2 \gg \alpha_1$;

$d_0 = 0,5(d_1 + d_2)$, якщо $\alpha_1 = \alpha_2$;

l – довжина труб, м.

Якщо ввести лінійний коефіцієнт теплопередачі для циліндрової стінки

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad (6.5)$$

то

$$Q = k_l \cdot \pi \cdot l \cdot \Delta T_{cp}. \quad (6.6)$$

6.2 Визначення коефіцієнта теплопередачі для регенеративних теплообмінників

Поверхня регенеративних теплообмінників поперемінно омивається то первинним («гарячим»), то вторинним («холодним») теплоносієм. Час, за який відбувається нагрівання насадки і охолодження первинного теплоносія τ_1 , називається періодом нагріву, а час, за який відбувається охолодження насадки і нагрівання вторинного теплоносія τ_2 , називається періодом охолодження. Час, за який відбуваються нагрів і охолодження насадки, називають повним циклом або періодом.

Позначимо час повного циклу через $\tau_{\text{пер}}$:

$$\tau_{\text{пер}} = \tau_1 + \tau_2. \quad (6.7)$$

У загальному випадку період нагрівання і охолодження може бути різний тривалості. На відміну від рекуператорів регенератори працюють в умовах нестационарного теплового процесу, тобто відбувається зміна в часі як температури стінки в період нагрівання і охолодження, так і температури теплоносіїв. У цьому одна з труднощів створення теорії теплових розрахунків регенераторів. В

даний час для практичних розрахунків використовують різні наближені методи.

Особливості розрахунку полягають в тому, що всі розрахунки доводиться вести по середніх характеристиках за період (цикл). Тепловий потік відноситься не до одиниці часу, а береться за період.

У основу теплового розрахунку покладені ті ж рівняння, що і при розрахунку рекуператорів. Рівняння теплового балансу практично не відрізняється від рівняння для рекуператорів, а рівняння теплопередачі має вигляд:

$$Q = k_n \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_2), \quad (6.8)$$

де k_n — коефіцієнт теплопередачі за період нагрівання і охолодження, Дж/(м² · К · період);

$\bar{t}_1$ — середня температура первинного теплоносія за період нагрівання;

$\bar{t}_2$ — середня температура вторинного теплоносія за період охолодження.

Кількість теплоти, яка передаватиметься до одиниці поверхні в період нагрівання насадки

$$Q_1 = \alpha_1 \cdot \tau_1 \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_{c1}), \quad (6.9)$$

де α_1 — сумарний коефіцієнт тепловіддачі за період нагрівання;

τ_1 — тривалість періоду нагрівання;

$\bar{t}_1$ — середня температура первинного теплоносія в даному перетині за період нагрівання;

$\bar{t}_{c1}$ — середня температура поверхні в даному перетині за період нагрівання.

Кількість теплоти, яка передаватиметься до «холодного» (вторинному) теплоносія за період охолодження

$$Q_2 = \alpha_2 \cdot \tau_2 \cdot (\bar{t}_{c2} - \bar{t}_2), \quad (6.10)$$

де α_2 — сумарний коефіцієнт тепловіддачі за період охолодження;

τ_2 — тривалість періоду охолодження;

$\bar{t}_{c2}$ — середня температура поверхні в даному перетині за період охолодження;

$\bar{t}_2$ — середня температура вторинного теплоносія за період охолодження;

При сталому стані (циклічності) у відсутність зовнішніх втрат кількості теплоти, яка передається в період нагрівання і віддається вторинному теплоносію в період охолодження, повинні бути однаковими. З цього виходить:

$$\alpha_1 \cdot \tau_1 \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}_{c1}) = \alpha_2 \cdot \tau_2 \cdot (\bar{t}_{c2} - \bar{t}_2), \quad (6.11)$$

Різниця середніх температур поверхні за період нагріву і охолодження $t_{c1} - t_{c2}$ позначимо через Δt_{cr} . Тоді:

$$t_{c2} = t_{c1} - \Delta t_{cr}. \quad (6.12)$$

Підставивши останній вираз в рівняння (6.11) і вирішивши його відносно t_{c1} , отримаємо:

$$t_{c1} = \frac{\alpha_1 \cdot \tau_1 \cdot t_1 + \alpha_2 \cdot \tau_2 \cdot t_2 + \alpha_2 \cdot \tau_2 \cdot \Delta t_{cm}}{\alpha_1 \cdot \tau_1 + \alpha_2 \cdot \tau_2}. \quad (6.13)$$

Прирівнявши вирази (6.9) і (6.10) і підставивши в отриману рівність $t_{c1} - t_{c2} = \Delta t_{cr}$, отримаємо:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}} \cdot \left[1 - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_1 - t_2} \right]. \quad (6.14)$$

Якщо прийняти, що тривалість періодів нагріву і охолодження дорівнює одиниці і припустити, що різниця температур поверхонь $t_{c1} - t_{c2} = \Delta t_{cr} = 0$, то з рівняння (6.14) отримаємо:

$$k_n = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (6.15)$$

Отриманий вираз аналогічно рівнянню коефіцієнта теплопередачі для рекуператора. Тому в розглянутому випадку формули для розрахунку середніх за період температур і теплопередачі в рекуператорах справедливі і для регенеративних теплообмінників.

Якщо в рівнянні (5.14) прийняти $\Delta t_{ст} = 0$, а тривалість періодів τ_1 і τ_2 довільними, то отримаємо вираз для коефіцієнта теплопередачі в так званих «ідеальних регенераторах»:

$$k_{ид} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \tau_2}}. \quad (6.16)$$

Ідеальним називається такий регенератор, в якому середня температура поверхні насадки в період нагріву і період охолодження залишається однаковою. З рівняння (6.14) виходить, що якщо відомі коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 (вони можуть бути обчислені по раніше наведених формулах), то розрахунок регенератора зводиться до обчислення середніх температур поверхні насадки в період нагрівання t_{c1} і в період охолодження t_{c2} .

7 МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Інтенсивність процесу теплообміну в апараті визначається відношенням теплової продуктивності апарату до основних величин, що характеризують рушійну силу процесу і розмір апарату. Для теплообмінника відповідно інтенсивність визначається відношенням кількості переданої теплоти в одиницю часу до температурного натиску і площі поверхні теплообміну.

У загальному випадку процес теплообміну в апараті протікає по схемі, яка показана на рис. 7.1. Два рідких робочих середовища — гаряче і холодне з температурою t_1 розділені твердою непроникною стінкою.

У металевих рекуператорах термічний опір стінки в порівнянні з термічним опором тепловіддачі на димовій і повітряній сторонах дуже малий і тому в питанні інтенсифікації теплопередачі основну увагу приділяють підвищенню коефіцієнта тепловіддачі газів, що омивають поверхню теплообміну.

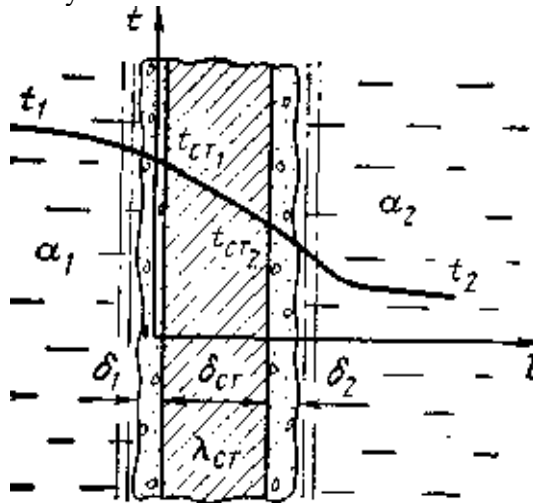


Рисунок 7.1 - Розподіл температур через теплопередаючу стінку при конвективному теплообміні.

Якщо в рекуператорі велика частина тепла передається конвективним шляхом, то на величину тепловіддачі істотний вплив надаватиме конструкція поверхні рекуператорних елементів.

Способами збільшення тепловіддачі поверхні теплообміну є: створення штучним шляхом шорсткості цієї поверхні; пристрій на ній ребер і голок, що збільшують поверхню нагріву з боку руху продуктів згорання і повітря; застосування різних вставок, сердечників і т.п.

Шорсткість обумовлює збільшення тепловіддачі як унаслідок збільшення дійсної поверхні зіткнення газу із стінкою, через яку передається тепло, так і в результаті виникнення завихрень біля стінки. Проте, разом із збільшенням тепловіддачі при створенні шорсткості росте і аеродинамічний опір поверхні теплообміну, а тому вельми важливим є в цьому випадку встановлення зв'язку між зростанням тепловіддачі і збільшенням аеродинамічного опору.

Іншим способом інтенсифікації тепловіддачі поверхні є пристрій на ній ребер, які збільшують тепловіддачу, віднесену до гладкої (умовно — без ребер) поверхні труби, оскільки є додатковою поверхнею нагріву.

Проте збільшення поверхні нагріву за допомогою ребер не в тій же, а у меншій мірі збільшує тепловіддачу, віднесену до дійсної поверхні, оскільки позначається негативна дія термічного опору ребер і погіршення умов обтікання газом поверхні нагріву тому, що наявність ребер сприяє зменшенню швидкостей руху газу біля поверхні теплообміну (з відповідним збільшенням швидкостей в зоні поза ребрами). Чим менше відстань між ребрами, тим гірше умови їх обтікання і нижче тепловіддача до одиниці дійсної поверхні.

Для того, щоб зруйнувати шар газу, рухомого з малою швидкістю у ребристої поверхні, стали розривати ребра і перейшли до зубчатої або голчатої поверхні, яка обумовлює велике завихрення потоку газу, наближення швидкостей у поверхні до максимальних і тим самим збільшення тепловіддачі.

В деяких випадках для інтенсифікації теплопередачі в трубчастих рекуператорах в труби вставляють різні сердечники (спіральні та ін.). Встановлено, що втрата натиску, обумовлена вставкою в трубу спірального сердечника, дуже велика, і якщо ту ж по величині тепловіддачу, що і при вставці сердечника, отримати шляхом збільшення швидкості руху газу в трубці без сердечника, то втрата натиску в останньому випадку буде значно менша. Наприклад,

якщо при вставці сердечника тепловіддача збільшується в шість разів, то аеродинамічний опір зростає в 200 разів, але якщо збільшити тепловіддачу до тієї ж самої величини в результаті підвищення швидкості газу в трубі без сердечника, то опір збільшиться тільки в 60 разів. Слід також врахувати, що вставки збільшують металоємність рекуператорів і ускладнюють їх ремонт.

Таким чином, можна зробити висновок, що вставки доцільно застосовувати тільки в трубчастих рекуператорних установках, що існують вже, для інтенсифікації теплопередачі, якщо, звичайно, є відповідний резерв тиску повітря або газу.

У знов проєктованих конвективних рекуператорах з гладких труб вищий коефіцієнт теплопередачі доцільніше отримувати шляхом збільшення швидкості руху газу в трубах без вставок.

У високотемпературних радіаційних рекуператорах вставки в повітряних трубах, безумовно, корисні, оскільки сприяють пониженню температури стінок труб і тим самим — збільшенню теплостійкості рекуператора. Це можна пояснити тим, що стінки труб, окрім віддачі тепла конвекцією повітрю, додатково віддаватимуть тепло випромінюванням на вставки.

Для повнішого аналізу питання про те, яка конструкція поверхні теплообмінника є оптимальною, слід згадати про вельми цікаву роботу З. Ф. Чуханова, що порівнював ефективність роботи конвективних теплообмінників типу «канал» (теплоносій усередині труб) і теплообмінників типу «пучок» (теплоносій обтікає пучок труб).

Ф. Чухановим встановлене, що практично для всіх умов теплообміну при швидкості газів, що створюються дуттям вентилятора, і при діаметрах труб від 5—10 до 50—100 мм теплообмінник типу «пучок» значно ефективніше і раціональнее теплообмінника типу «канал». При однакових аеродинамічних опорах у теплообмінника типу «пучок» коефіцієнт тепловіддачі в кілька разів вище, чим у теплообмінника типу «канал». Навпаки, при однаковому коефіцієнті тепловіддачі аеродинамічний опір теплообмінника типу «пучок» у декілька разів менше, ніж теплообмінника типу «канал». При малих діаметрах труб ($d = 5\text{—}10$ мм) і однаковій тепловіддачі опір теплообмінника типу «пучок» в 10—20 разів менший, ніж теплообмінника «канал».

На підставі, цих висновків слід прагнути до конструювання таких рекуператорів, у яких з димової і повітряної сторін була б поверхня типу «пучок». Найближче до цього наближається конвективний рекуператор з двосторонньо-голчатих труб. Менш досконалим буде конвективний трубчастий рекуператор, у якого по одному тракту розташована поверхня «пучок», а по іншому — «канал». Найменше здійсненим буде рекуператор типу «термоблок», що має по обох газових трактах поверхню «канал».

Проте при виборі конструкції рекуператора для того або іншого випадку його установки, окрім теплової ефективності поверхні нагріву, повинні обов'язково враховувати засмічуваність і теплостійкість елементів рекуператора, що іноді примушує застосовувати рекуператори з меншою тепловою ефективністю, але більш теплостійкі або менш засмічувані.

У випадку, якщо в рекуператорі основна кількість тепла передається не конвекцією, а випромінюванням (температура димових газів, що входять в рекуператор, вище 900—1000 °C), то конструкція поверхні нагріву рекуператора з димового боку не має істотного значення для тепловіддачі. В цьому випадку для збільшення тепловіддачі випромінюванням димові канали рекуператорів наповнюють, можливо, більшого діаметру з гладкими стінками на димовій стороні, оскільки фігурні стінки, не впливаючи істотно на тепловіддачу, мали б знижену міцність унаслідок великої температурної напруги і ускладнили б очищення від сажа і пилу, що налипають на них.

8 ЕКОНОМІЧНІСТЬ І ЕКОНОМІЯ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

8.1 Економічність теплообмінних апаратів

Економічність теплообмінних апаратів має велике значення, оскільки в більшості галузей промисловості (хімічній, харчовій) ці апарати складають основну частину технологічного устаткування. У машинобудуванні економію отримують, знижуючи металоємність і собівартість виготовлення апаратів.

В умовах виробництва економії досягають завдяки зручностям експлуатації теплообмінних апаратів, надійності конструкції, ремонту, зменшення втрат води, пари і енергії.

Економічність апаратів багато в чому залежить від конструктивного рішення. Розглянемо основні питання, від яких залежить економічність теплообмінних апаратів.

Металоємність апарату залежить від площі поверхні теплообміну і конструктивної форми каркаса, в якому розміщена ця площа.

Відношення площі поверхні до об'єму простору апарату називають – коефіцієнтом компактності. Площа поверхні теплообміну в основному визначає масу всієї теплообмінної установки. Форма і розмір теплообмінного каналу впливають на форму і розмір каркаса. Наприклад, паралельне розташування пластин з маленькою відстанню між ними дозволяє розташувати в певному об'ємі велику поверхню теплообміну. Коефіцієнт компактності трубних апаратів залежить від діаметру трубок. Чим менше діаметр трубок, тим вище коефіцієнт компактності і тим більш економічна конструкція апарату. При малих діаметрах труб коефіцієнти компактності пластинчастих і трубних апаратів стають практично рівними.

У питанні скорочення маси металу вирішальними параметрами є: у трубчатих апаратах – діаметр трубок і швидкість руху робочого середовища, а в пластинчастих – висота і швидкість. Ці параметри визначають енергетичні втрати на переміщення робочого середовища. При заданій потужності і температурному натиску із збільшенням швидкості перебігу робочого середовища різко зменшується площа поверхні теплообміну унаслідок зменшення ширини каналу. Довжина

каналу із збільшенням швидкості збільшується, і збільшуються втрати натиску.

8.2 Економія застосування теплообмінних апаратів

Як було вказано вище, метою установки рекуператорів може бути створення в печі визначених, потрібних технологією, температурних умов або отримання економії палива.

У першому випадку рекуператор є необхідним елементом печі, без якого печі не можна експлуатувати, і при виборі конструкції рекуператора звертають увагу на те, щоб він був відносно дешевий і достатньо надійний в експлуатації.

У другому випадку, тобто при установці рекуператора тільки з метою економії палива, обов'язково, щоб рекуператор самоокуповувався, тобто вартість споруди рекуператора перекривалася б вартістю заощадженого палива раніше, ніж рекуператор вийде повністю з ладу.

Слід звернути увагу на те, що при підігріві повітря до температури вище 400—450 °С необхідна поверхня нагріву рекуператора, а отже, його маса зростають приблизно по гіперболічній кривій, верхня гілка якої асимптотично наближається до лінії, що відповідає температурі вхідних в рекуператор димових газів.

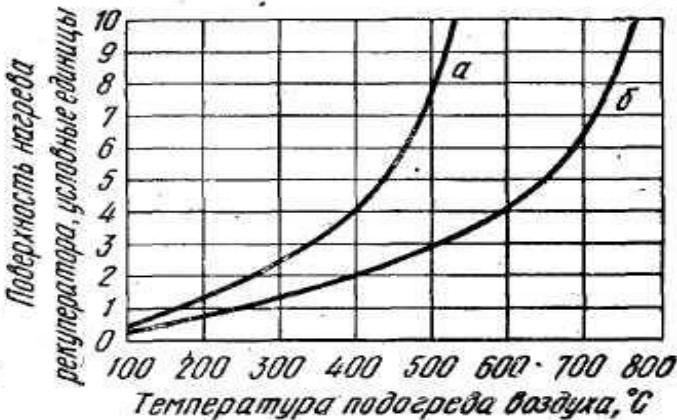


Рисунок 8.1 – Залежність необхідної поверхні нагріву рекуператора від температури підігріву повітря

На рис. 8.1 показано, як змінюється поверхня нагріву рекуператора на одній і тій же печі при зростанні температури підігріву повітря. Перша крива (а) відповідає приблизно умовам установки рекуператора на камерній термічній печі або на методичній нагрівальній печі при температурі димових газів, що входять в рекуператор 700°C (температура в камерній печі або в хвостовій частині методичної нагрівальної печі рівна $800\text{—}850^{\circ}\text{C}$). Друга крива (б) відповідає приблизно умовам установки рекуператора на камерній нагрівальній печі з температурою димових газів, що входять в рекуператор, $900\text{—}950^{\circ}\text{C}$ і температурою газів, що йдуть з печі $1100\text{—}1200^{\circ}\text{C}$.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Іванченко В.В., Барвін О.І, Штонда Ю.М. Конструювання та розрахунок кожухотрубчастих теплообмінних апаратів. Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. 208 с.
2. Константинов С.М. Теплообмін: Підручник. - Київ: ВПІ ВПК "Політехніка": Інрес, 2005. - 304 с.
http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2015/Konstantinov_2005_304.pdf
3. Кулінченко В.Р., Шевченко О.Ю. Теплопередача з елементами масообміну (теорія і практика процесу). Підручник. Київ: Фенікс, 2014.- 920 с.
4. Лабай В .Й. Тепломасообмін. Львів : Тріада Плюс, 2004. 258 с.
5. Лабай В .Й. Приклади і задачі з курсу тепломасообміну. Навчальний посібник. Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2017. 228 с.
6. Застосування теорії подібності для розв'язання задач тепломасообміну / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Бужинський В. В. Вінниця : ВДТУ, 2001. 110 с.
7. Погорелов А.І. Тепломасообмін (Основи теорії і розрахунку) Навчальний посібник. 2-ге видання. Львів: "Новий світ-2000", 2004. 144 с.
8. Ганжа А.Н. Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС: Монография. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. – 169 с.