Фрагмент дистанційного курсу з дисципліни «Фізика теплообмінних апаратів» для студентів 4 курсу спеціалізації 6.040204 «Прикладна фізика»

1. Теоретичне заняття. Тема **«Улаштування і розрахунок ємних теплообмінних апаратів.**

Укладач: доцент кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енерглефективності ХНУ імені В. Н. Каразіна О. О. Алексахін

Область застосування ємних теплообмінних апаратів – системи з суттєвою нерівномірністю використання теплоти, наприклад системи гарячого водопостачання споруд. Наявність добових піків споживання гарячої води обумовлює необхідність для більшості схем приєднання водонагрівної установки розрахунок потрібної поверхні теплообміну виконувати на максимальне (пікове) теплове навантаження. Через те, що пікове навантаження має незначну тривалість у добовому розподілі, це приводить до збільшення питомих капітальних вкладень у підігрівну установку. Скоротивши пікові витрати теплоти під час максимального водорозбору, стає можливим зменшити площу нагріву теплообмінників системи гарячого водопостачання. Це може бути досягнуте застосуванням ємних теплообмінних апаратів. Схема теплового пункту при закритій системі теплопостачання з ємним підігрівником показана на рис.1. Застосування теплообмінних апаратів даного типу дозволяє здійснювати акумулювання гарячої води і проводити природну циркуляцію гарячої води у місцевій системі. При цьому на першому ступені установки слід використовувати швидкісні теплообмінні апарати, тому що у разі об’єднання першого та другого ступенів у нічні години за відсутності водорозбору теплоносій з системи опалення буде охолоджувати воду у водопідігрівнику гарячого водопостачання.



 Рис. 1. Схема теплового пункту при закритій системі теплопостачання з ємним підігрівником:

*1* – регулятор температури води; *2* – ємний водопідігрівник; *3* – водопідігрівник першого ступеня; *4* – вхід холодної води; *5* – теплова мережа; *6* – гідравлічний зворотний клапан; *7* – водорозбірний пристрій системи гарячого водопостачання

Об’єм корпусу ємного водопідігрівника визначають згідно з графіком споживання гарячої води (по годинах доби) з урахуванням прийнятого режиму відпускання теплоти (рис.2).



Рис. 2. Безрозмірний графік витрат гарячої води за добу максимального споживання води



Рис. 3. Інтегральний графік витрат теплоти

 На основі погодинного графіка будують інтегральні графіки виробленої та витраченої теплоти у системах гарячого водопостачання (рис.3) для визначення розрахункового об’єму підігрівника. Різниця ординат на лініях, що відповідають виробленню (лінія *1*) та споживанню (лінія *2*) теплоти у певний час доби, є кількість теплоти, яка у даний час може акумулюватися об’ємом апарата (). Якщо об’єм води змінний, а її температура постійна ємність водопідігрівника дорівнює

V=/*C(* , (1)

 Якщо об’єм води постійний, а температура її змінюється, то

V=/*C(*, (2)

де різниця ординат на інтегральному графіку, що характеризує найбільшу величину акумульованої теплоти; температури гарячої і холодної води; максимальна та мінімальна температури гарячої води (згідно з [1] можна приймати 75 ºС,  = 40 ºС).

Інтегральні графіки витрат теплоти на гаряче водопостачання будують у такій послідовності. За даними натуральних вимірювань або на основі типових безрозмірних графіків (рис.3) у координатах (години доби – витрати гарячої води) будують добовий графік витрат теплоти. На основі добового будують інтегральний графік витрат теплоти у вигляді ломаної лінії, нахил відрізків якої (кут  на рис.4) характеризує середню інтенсивність теплоспоживання у даний відрізок часу, а ордината – кількість витраченої теплоти з початку відліку (як правило, від нуля годин) до моменту часу, що розглядається. Таким чином, кінцева ордината (момент часу 24 години) показує витрачену за добу кількість теплоти. З’єднуючи вершини ординат ломаною лінією, одержують графік витрати теплоти . При цілодобовій роботі водопідігрівника лінія вироблення теплоти  може бути знайдена з’єднанням початку координат (від нуля) з вершиною ординати 24 години. Кут нахилу одержаної лінії . Найбільша різниця між лініями вироблення і споживання теплоти вказує на інтегральному графіку потрібну продуктивність акумулятора теплоти системи гарячого водопостачання.

Потрібну площу поверхні нагрівання змійовиків ємних водопідігрівників визначають згідно з рівнянням теплопередачі

*F=Q*/(*k,* (3)

де *Q* – розрахункові годинні витрати теплоти на гаряче водопостачання; *k* – коефіцієнт теплопередачі; – розрахункова різниця температур.

Точне обчислення розрахункової різниці температур є досить складна задача, тому що температура води, що нагрівається у ємності, суттєво відрізняється в різних точках водопідігрівника. В [2] рекомендується проводити розрахунок за середньоарифметичним рядом значень, які обчислені для різних моментів роботи теплообмінника, що характеризуються різним кутом нахилу ліній подачі та витрачення теплоти на інтегральному графіку. Якщо tg – це вказує, що з підігрівника відбирається більше теплоти, ніж віддає змійовик. Теплоносій з середньою температурою що рухається всередині змійовика, нагріває воду від до деякої і розрахункова різниця температур обчислюється за формулою

 , (4)

Якщо tg, то до змійовика поступає не тільки холодна вода знизу, але також і рециркуляційні струміні вже нагрітої у водопідігрівнику води. В цьому випадку рекомендована формула

 . (5)

Випадок tg =0 має місце, коли вода з підігрівника не розбирається і холодна вода в нього не подається; змійовик оточує вода з середньою температурою . При цьому .

При tg теплообмінник віддає споживачам теплоту в такій кількості, в якій отримує її від змійовика, і розрахункова формула має вигляд

 =0,5().

З достатньою для більшості інженерних розрахунків похибкою можна користуватися формулою [1]

=, (6)

де і – початкова та кінцева температури теплоносія; і початкова та кінцева температури води, що нагрівається.

При обігріванні змійовика парою використовують формулу (6) з урахуванням того, що 0,5(= (- температура насиченої пари).

Для рекуперативних теплообмінників періодичної дії, до яких належать водопідігрівники-акумулятори, при обчисленні поверхні теплообміну частіше використовують рівняння [3]

*F*=, (7)

де – питома продуктивність апарата; – коефіцієнт теплопередачі.

Рівняння для визначення питомої продуктивності апарата може бути одержане шляхом інтегрування диференційного рівняння теплопередачі та теплового балансу для інтервалу часу , за який температура води підвищується на .

У випадку парового обігрівання питома продуктивність апарата визначається за формулою [4]

=ln , (8)

де – маса води у ємності, кг; питома теплоємність води у ємності; – початкова та кінцева температури нагрівання води у ємності; – температура насиченої нагрівної пари; – час нагрівання.

Середню та кінцеву температури води, що нагрівається, обчислюють відповідно за формулами (9), (10)

 ; (9)

*.*  (10)

Витрати пари визначають за рівнянням

*D* = (11)

У випадку обігрівання змійовика водою в [4] запропоновано розрахункову залежність

(12)

де – витрати нагрівної води, кг/с; – початкова та кінцева температури нагрівної води.

Середня та кінцева температури води, що нагрівається, визначається за допомогою рівнянь (13) та (14) відповідно:

 ; (13)

 ;

(1 (14)

Коефіцієнт теплопередачі *k* обчислюють за формулою для плоскої стінки. У [1] для парового обігрівання коефіцієнт теплопередачі рекомендується приймати рівним для сталевого змійовика 696 Вт/(м2), для мідного або латунного змійовика – 835 Вт/(м2); для теплоносія – води, відповідно 290 та 348 Вт/(м2). Точніше коефіцієнти теплопередачі можуть бути обчислені з використанням наведених у довідковій літературі формул для коефіцієнтів тепловіддачі для відповідного режиму руху.

Втрати тиску водою, що нагрівається, у ємних підігрівниках можна визначити за формулою

0,75, (15)

де  – швидкість води у подавальному трубопроводі.

У практичних розрахунках систем гарячого водопостачання, що обладнані баками-акумуляторами та ємними підігрівниками, виникає необхідність обчислення часу охолодження води у об’ємі акумулятора.

При відсутності підведення теплоти поверхнею теплообміну балансове співвідношення для кількості теплоти, яка віддається нагрітою до температури водою в оточуюче середовище з температурою , та зміни тепловмісту води в об’ємі підігрівника має вигляд

*VC* *dt=* (16)

де – поверхня ємності, що стикається з водою; – коефіцієнт теплопередачі через неізольовану стінку;  – коефіцієнт ефективності теплоізоляції зовнішньої поверхні ємності;  і  – питома теплоємність та густина води; – зміна температури води на відрізку часу .

Після інтегрування одержуємо

*A,*

, (17)

де *A* =V/ – температура гарячої води через відрізок часу .

Для невеликих перепадів температур ( – у межах 5–15 ºС можна користуватися приблизною формулою при визначенні часу зниження температури до [5]

*A,*  (18)

або при обчисленні кінцевої температури , якщо відома тривалість охолодження води формулою

. (19)

Задача визначення температури гарячої води у ємності (у припущенні постійного об’єму) для будь-якого моменту часу при відомих поверхні теплоти  або гарячої води  розглянута в [2]. Результат розв’язання диференційного рівняння, одержаного на основі теплового балансу має вигляд

=, (20)

де – середня температура теплоносія (прийнята постійною); – температура води, що нагрівається, у початковий момент часу (); *k* –коефіцієнт теплопередачі від теплоносія до води; V – об’єм води; –температура води, що нагрівається. Рівняння отримане у припущенні *C*=1ккал/(кг; =1кг/с.

Інтеграл у формулі (20), що містить функцію зміни відпуску теплоти у часі , можна визначити за допомогою численних методів. У практичних розрахунках графік відпускання теплоти у систему споживання має вигляд набору прямокутників. Температуру води, що знаходиться у ємності, в такому випадку можна обчислити, поступово переходячи від однієї години до наступної. Оскільки протягом години навантаження при цьому приймається постійним, його можна винести за знак інтегралу, і рівняння (20) набуває вигляду

)(1- , (21)

де Q –відпуск теплоти з ємності у момент часу, що розглядається.

Для кожного наступного розрахункового інтервалу часу за величину слід використовувати обчислене на попередньому інтервалі часу значення температури .

Загальний вигляд пароводяного ємного підігрівника та основні конструктивні розміри наведені на рис.4 і у табл. 1.



Рис. 4 - Пароводяний ємний водопідігрівник.

Таблиця 1 –Горизонтальні ємні пароводяні підігрівники.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Модель | Ємність | Габарити, мм | Змійовик | Маса (без води), кг |
| загаль-на | робо-ча | *D* | *H* | *L* | *h* | *F*,м2 | *l*,мм | *d*tp,мм | *n*\* |
| 3068306930703071 | 1180188028904460 | 1000160025004000 | 91691612161216 | 1130113014301430 | 2280338030324432 | 260260260260 | 1,32,063,164,78 | 1558238628454160 |  | 3344 | 4275697061030 |
| 30733074 | 440690 | 400640 | 712712 | 12501250 | 15172157 | 200200 | 0,470,76 | 9001567 |  | 22 | 210260 |
| 3075307630773078 | 1125176026804400 | 1000160025004000 | 91691612161216 | 1454145417541753 | 2157315748134813 | 260260260260 | 1,221,932,884,7 | 1727190621933693 |  | 3344 | 408529678950 |

*Примітка*:\* n – кількість труб.

Вказані апарати призначені переважно для систем гарячого водопостачання з періодичним розбором гарячої води і для нагрівання робочого об’єму води від 5 до 75 ºС протягом години при тиску пари у змійовику 0,5 МПа. На корпусі водопідігрівника монтують термометр, манометр, запобіжний клапан, діаметр якого залежить від параметрів теплоносія, але не менше 40 мм, корпус апарата встановлюють з ухилом 0,01 у бік випускного патрубка; зовні наносять теплову ізоляцію. Основні розміри ємних підігрівників “Енергія” подані на рис.5 і в табл. 2. Загальний вигляд і конструктивні параметри теплообмінної поверхні до цих апаратів наведені на рис.6 і в табл. 3.



Рис.5. Загальний вигляд ємного теплообмінного апарата "Енергія"

 Таблиця 2.- Основні розміри ємних підігрівників “Енергія”

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № з/п | Ємність, л | Розміри, мм | Маса\*, кг |
| загальна | робоча | *D* | *L* | *L*1 | *L*2 | *B* | *H* |  |  |
| 1234567 | 49068310001485205032505290 | 4456209251315183029104610 | 620620729920100011401400 | 1877250225902806314637524042 | 1350197520502000230028003000 | 210210221255275325370 | ---76583010101170 | ---570590650690 | 4445566 | 55578810 | 2212643104785878591230 |

\* *Примітка*: наведена загальна маса без змійовика



Рис. 6. Поверхня нагріву змійовиків до підігрівників “Енергія”

##### Таблиця 3. – Змійовики до підігрівників «Енергія»

|  |  |
| --- | --- |
| Номер підігрівника | Номер змійовика |
| 1234567 | 111---- | 222---- | 3333--- | -4444-- | -55555- | --66666 | ----777 | ----888 | ----999 | -----1010 | -----1111 | -----1212 | ------13 | ------14 | ------15 |

Рекомендована література

1.Зингер Н.М. Пластинчастые теплообменники в системах теплоснабжения / Н.М.Зингер, А.М. Тарадай, Л.С. Бармина М.: Энергоатомиздат, 1995.256 с.

2. Хлудов А.В. Горячее водоснабжение / А.В. Хлудов. – М.: Стройиздат, 1957. –464 с.

3. Лебедев П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / П.Д. Лебедев, А.Н. Щукин. М.: Энергия, 1970.408 с.

4 Теплотехнический справочник /В.Н. Юренев, П.Д.Лебедев и др. /под ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева. т.2.М.:Энергия, 1976.896 с.

5. Методические указания по тепловым и гидравлическим расчетам пластинчастых теплообменников (водонагревателей), применяемых в системах теплоснабжения. – Киев,1998.49 с.

6. Повышение эффективности работы системы горячего водоснабжения / Н.Н. Чистяков, М.М. Грудзинский, В.И.Ливчак и др. – М.: Стройиздат, 1988.314 с.

7. Кулиниченко Р.В. Справочник по теплообменным расчетам / Р.В. Кулиниченко. Киев: Тэхника, 1990.164 с.

1. Практичне заняття. Тема: **«Улаштування і розрахунок ємних теплообмінних апаратів.**

Укладач: доцент кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енерглефективності ХНУ імені В. Н. Каразіна О. О. Алексахін

***Завдання 1.***Виконати розрахунок параметрів ємного водопідігрівника, призначеного для роботи у системі гарячого водопостачання. Нагрівання водопровідної води від температури =5 до =65 за інтервал часу =4 год здійснюється мережною водою, температура якої змінюється в апараті від =77, до =42. Витрати мережної води *G*=0,5 кг/с. Середньогодинні витрати теплоти за добу найбільшого споживання води становлять *Q*=33496 Вт. Для розрахунків використати графік споживання води, наведений на рис. 2.

*Розв’язання.*

На підставі безрозмірного графіка споживання води (див. рис.2) знаходимо розрахункові витрати теплоти по годинах доби. За 1,0 прийняті витрати =33496 Вт. Результати розрахунків наведені у табл. 1.1.

Вигляд інтегрального графіка, побудованого за загальними витратами теплоти, наведений на рис. 3. Співставляючи точки на лініях вироблення та витрачання теплоти, знаходимо найбільшу різницю між ординатами. Для прийнятого графіка споживання гарячої води вона відповідає часу =18 год. і становить =206420 Вт (743,1106 Дж за 1 годину).

##  Таблиця 1.1.-Вихідні дані для побудови інтегрального графіка споживання теплоти

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Період роботи при незмінних витратах теплоти, годин | Нерівномірність витрат теплоти,  | Витрати теплоти, Вт |
| початок | кінець | всього | Годинні,  | сумарні |
| за інтервал часу | всього |
| 016710121518202223 | 1671012151820222324 | 15132332211 | 0,80,051,01,30,80,50,91,62,72,21,4 | 267971674,8334964354526797167483014653593,6904397369146894 | 26797\*1=267971674,8\*5=837433496\*1=3349643545\*3=13063426797\*2=5359416748\*3=5024430146\*3=9043953593,6\*2=10718790439\*2=18087873691\*1=7369146894\*1=46894 | 267973517168667199301252895303139393578500765681643755334802228 |

Необхідний об’єм водо підігрівника

V= = =2958 л.

Підбір потрібної теплообмінної поверхні змійовика здійснено згідно з [3].

Питома теплова продуктивність водопідігрівника

*kF=GC*ln= 0,54187ln=2789 Вт/

Середня температура води у ємності обчислюється за наближеною формулою

== 77 =43,5 .

Для обчислення коефіцієнта теплопередачі приймаємо швидкість води у трубках =0,7 м/с та визначаємо режим руху у них

Re = = = 39 37510 000–турбулентний режим

де 0,48–коефіцієнт кінематичної в’язкості мережної води.

Коефіцієнт тепловіддачі від нагрівної (мережної) води до стінок трубок може бути визначений за формулою

 = 2350 = 3628 = 4220

 (додаток 1)

Середня температура гріючої води

=0,5() = 0,5(77+42) =59,5 .

Середня температура стінок трубок

=0,50,5(43,5+59,5)=51,5

Критерій Грасгофа

Gr = = =23,24\*;

273) = 3,16 1/

51,5 43,5=8

тут = /с – коефіцієнт кінематичної в’язкості води, що нагрівається, при =43,5 (див. додаток 2); =0,035 м – зовнішній діаметр труб.

За величиною (GrPr)=97,75106 (Pr=4,12 – критерій Прандтля при ; визначається за додатком 2). Розрахункова формула для критерію Нуссельта має вигляд

 =0,135 =0,135 =58,1.

Коефіцієнт тепловіддачі від труб до води, що нагрівається

 = = 1104 Вт/

де =0,637 Вт/(м – коефіцієнт теплопровідності води, що нагрівається (див. додаток 2).

Задаючись величиною термічного опору відкладень на стінках труб *r*=2\*10-4 м2/Вт, знаходимо коефіцієнт теплопередачі

== =740,5 Вт/(м2).

Перевіряємо прийняте значення температури стінки

 = =43,5+8 = 54,2

Оскільки розраховане значення достатньо близьке до прийнятого раніше , уточнення коефіцієнту теплопередачі не проводимо.

Площа поверхні теплообміну змійовика

*F== =*3,77

Згідно з табл. 2, 3 попереднього заняття (теоретичне заняття) обираємо підігрівник №6 з робочим об’ємом баку 2910 л, обладнаний змійовиком №6 з теплообмінною поверхнею 3,73 м2.

***Завдання 2****.* У ємному теплообмінному апараті, призначеному для роботи у системі гарячого водопостачання, у начальний момент часу знаходиться 1500 кг води з температурою 55Обчислити зміну температури води на виході з апарата впродовж часу, якщо витрати води на виході з апарата дорівнюють 0,2 кг/с, а надходження до нього холодної води з температурою 15 становить 0,1 кг/с. Тепловий потік від теплообмінної поверхні, що розміщена всередині ємності, дорівнюють 20 кВт, а втрати теплоти в оточуюче середовище через бокову поверхню апарату становлять 0,8 кВт.

*Розв’язання.*

1. Температуру води на виході з підігрівника визначаємо з рівняння теплового балансу, яке для заданих умов має вигляд

 *С*- *С* = *C* - - (, (2.1)

у якому – маса води у апараті початковий момент часу, – маса води через розрахунковий інтервал часу , , – температура води у ємності на початку і у кінці інтервалу часу *С* – питома теплоємність води.

Розв*’*язуючи рівняння (2.1), отримуємо формулу для обчислення температури на виході з апарата через розрахунковий проміжок часу

. (2.2)

2. Приймаємо розрахунковий інтервал часу 1000 с. Вихідні дані для обчислень на першому відрізку часу такі:=1500 кг, = 55, = ( =1500 (0,20,1)1000 = 1400 кг

Температура на виході з теплообмінника через 1000 с після початку режиму дорівнює

= 55,37

3. Для обчислень на наступному часовому інтервалі як початкову температуру води у ємності приймаємо значення 55,37 . Вихідні дані для обчислень для моменту часу 2000 с наступні:=1400 кг (дорівнює масі води у кінці попереднього інтервалу часу), =55,37,= =1400 (0,20,1)1000 = 1300 кг.

4. За формулою (4.13) обчислюємо нове значення температури (через 2000 с) і т.д. Результати обчислень подано у табл.2.1, які свідчать, що задані умови роботи апарата забезпечують необхідний температурний режим протягом не більше 7000 с.

Таблиця 2.1.- Режимні показники ємкого підігрівника

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Час роботи апарата, с |
| 0 | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 | 5000 | 6000 | 7000 |
| Маса води , кг | 1500 | 1400 | 1300 | 1200 | 1100 | 1000 | 900 | 800 |
| Температура води , | 55 | 55,4 | 55,7 | 56,1 | 56,5 | 56,8 | 57,2 | 57,6 |

***Завдання 3*** Ємний підігрівник здійснює відпускання до системи гарячого водопостачання споруди 0,9 кг/с нагрітої води. В той самий час до нього надходить 0,5 кг/с холодної води з температурою 20Прийнявши розрахунковий інтервал часу =600 с, обчислити температуру води на виході з апарата. Маса і температура води у момент часу =0 дорівнюють відповідно 1830 кг і 60. Площу встановленої всередині поверхні теплопередачі прийняти рівною 8,8. Трубний пучок теплообмінної поверхні складено з 10 труб діаметром 32 мм. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб поверхні теплопередачі прийняти рівним =30 Вт/м. Температура нагрівної (мережної) води на вході до апарату та її витрати дорівнюють 95 та 0,8 кг/с, відповідно. Втрати теплоти в оточуюче середовище через бокову поверхню апарата не враховувати.

Попередні пояснення :

На кожному розрахунковому інтервалі часу вважаємо процес квазістаціонарним. Температуру нагрітої води на виході з апарата визначаємо з рівняння теплового балансу, яке у даному випадку має вигляд

С С = (, (3.1)

у якому *k* – коефіцієнт теплопередачі

 (3.2)

Тепловіддача від нагрівної води до внутрішніх стінок труб поверхні нагріву здійснюється при вимушеній конвекції, теплообмін зовнішньої поверхні труб і води в ємності протікає в умовах вільної конвекції. Теплофізичні параметри води, що нагрівається, визначено при температурі нагрівної води при (.

*Розв’язання*

1. Попередньо приймаємо температуру нагрівної води на виході з апарата =80

2. Середня температура нагрівної (мережної) води

(0,5(95+80 = 87,5.

3. Середня температура води, що нагрівається,

= 60 (прийнято).

4. Середня температура стінки поверхні теплопередачі

0,5( = 0,5(60 +87,5) = 73,75.

5. Площа перерізу труб для руху води

=/4 = 3,14\*(4=0,00804 .

6. Швидкість руху води у трубах

=/(\*) = 0,9/(1000\*0,00804) = 0,112 м/с

7. Критерій Рейнольдса

Re = = = 10 855 >10 000 – турбулентний режим руху;

де =/с коефіцієнт кінематичної в’язкості для води при 87,5 .

8. Критерій Нуссельта

=0,021(=0,021((=

=45,53

=2,05критерій Прандтля для води при 87,5 2,4критерій Прандтля для води при 73,75

9. Коефіцієнт тепловіддачі від трубок поверхні нагріву до води

= = = 966 Вт/(м2,

0,679 Вт/м - коефіцієнт теплопровідності для води при

= 87,5

10. Критерій Грасгофа

Gr = = = 9,25\*,

0,00048 –температурний коефіцієнт об’ємного розширення води; =73,75–60 =13,75 – різниця температур поверхні труб і води, що нагрівається; /с – коефіцієнт кінематичної в’язкості для води при 60 .

11. Обираємо критеріальне рівняння для обчислення тепловіддачі від горизонтальних труб при вільній конвекції

= 0,135(Gr = 0,135(9,253 = 38,6;

3,0 –критерій Прандтля для води при температурі 60

12. Коефіцієнт тепловіддачі від труб до води у ємності

= = = 795 Вт/(м2\*),

0,659 Вт/м – коефіцієнт теплопровідності для води при 60

13. Коефіцієнт теплопередачі

*k* = = = 420 Вт/(м2),

0,003 м – товщина стінки труби; =30 Вт/м – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб поверхні теплопередачі.

14. Тепловий потік через стінки труб до води у ємності

*Q = kF*( – ) = 4208,8(87,5 – 60) = 101640 Вт

15. Уточнюємо температуру стінки

 = *Q*/( *F*)= 60+101640/(7958,8) =74,5

(відмінність від прийнятого раніше у п.4 значення дорівнює

74,5–73,75)\*100 %/73,75 = 1,06 %, що є задовільним).

16. Уточнення середньої температури граючої води

= + *Q*/(F)= 74,5+101640/(9668,8) = 86,46

(відмінність від прийнятого раніше значення дорівнює

4,6 ––87,5)\*100 %/87,5 = 1,2 %, що є задовільним).

17. Температура води на виході з апарата через 600 с

=60,95,

= = 1830– (0,9–0,5)\*600 =1590 кг – маса води у ємності через інтервал часу =600 с.

Приймаючи для обчислень на наступному часовому інтервалі як початкову температуру води у ємності її значення у кінці розрахункового інтервалу часу, аналогічно визначаємо температуру для всіх наступних моментів часу. Результати обчислень подано у табл.3.1.

Таблиця 3.1.- Режимні показники ємного підігрівник

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Час роботи апарата, с |
| 0 | 600 | 1200 | 1800 | 2400 |
| Маса води у апарат, кг | 1830 | 1590 | 1350 | 1110 | 870 |
| Температура води , | 60,0 | 60,93 | 60,15 | 60,96 | 60,69 |

***Контрольні питання і завдання для самостійної роботи***

1. Назвати сферу застосування ємкісних теплообмінних апаратів

2. Назвати переваги ємкісних теплообмінних апаратів

3. Назвати недоліки ємкісних теплообмінних апаратів

4. Назвати етапи конструктивного розрахунку ємкісних теплообмінних апаратів

5. Навести основні рівняння для теплового розрахунку ємкісних теплообмінних апаратів

6.Назвати основні конструктивні елементи ємкісних теплообмінних апаратів

***Завдання 1.***У ємному теплообмінному апараті, призначеному для роботи у системі гарячого водопостачання, у начальний момент часу знаходиться 1100 кг води з температурою 55Обчислити зміну температури води на виході з апарату впродовж часу, якщо витрати води на виході з апарату дорівнюють 0,15 кг/с, а надходження до нього холодної води з температурою 15 становить 0,2 кг/с. Тепловий потік від теплообмінної поверхні, що розміщена всередині ємності, дорівнюють 10 кВт, а втрати теплоти в оточуюче середовище через бокову поверхню апарату становлять 0,8 кВт.

Відповідь. Результати обчислень подано у табл.4.15.

Таблиця4.15 –Температура води на виході з підігрівника

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Час, Т с | 0 | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 |
|  Температура,  | 55 | 50,54 | 46,90 | 43,49 | 41,44 |

***Завдання 2****.* ***Завдання 3*** Ємний підігрівник здійснює відпускання до системи гарячого водопостачання споруди 0,9 кг/с нагрітої води. В той самий час до нього надходить 0,5 кг/с холодної води з температурою 20Прийнявши розрахунковий інтервал часу =600 с, обчислити температуру води на виході з апарата. Маса і температура води у момент часу =0 дорівнюють відповідно 1830 кг і 60. Площу встановленої всередині поверхні теплопередачі прийняти рівною 8,8. Трубний пучок теплообмінної поверхні складено з 10 труб діаметром 32 мм. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб поверхні теплопередачі прийняти рівним =30 Вт/м. Температура нагрівної (мережної) води на вході до апарату та її витрати дорівнюють 95 та 0,8 кг/с, відповідно. Втрати теплоти в оточуюче середовище через бокову поверхню апарата не враховувати.

#### Додаток 1

**Значення множників у формулах для обчислення коефіцієнтів тепловіддачі**

|  |  |
| --- | --- |
| Водяна пара, що конденсується | Вода при турбулентному режимі |
| Температура насичення,  | А1 | А2 | А3 | А4103 | Температура, | А5 |
| 2030405060708090100110120130140150160170180 | 5,167,8811,415,620,927,134,542,751,560,770,382,094,0107122136150 | ------72257470767478558020814082208300834084008340 | ------1043910835112051152411809120391224912375124691255412579 | 1,882,392,963,564,214,915,686,487,308,088,909,8510,811,812,914,015,0 | 2030405060708090100110120130140150160170180 | 17461909206422132350249026162740285029573056315032353312338534503505 |

3. Теоретичне заняття. Тема « **Експлуатація теплообмінних апаратів на теплових пунктах»**

У процесі експлуатації підігрівники забруднюються накипом, шламом, продуктами корозії, причому у системах гарячого водопостачання найбільше з боку водопровідної води, загальна жорсткість якої може становити 14 мг-екв/л, загальний солевміст до 500 мг/л. Величина відкладень по довжині трубок кожухотрубчастих апаратів становить 0,3–0,5 мм. Утворені ці відкладення через винос окислів заліза з перехідників, у яких зафіксована найбільша висота корозійних відкладень (до 10–20 мм).

Забруднення поверхонь водопідігрівників призводить до збільшення гідравлічного опору та зниження коефіцієнтів теплопередачі. Характер зміни коефіцієнтів гідравлічного опору кожухотрубчастих апаратів після очищення за результатами випробувань на ЦТП [1] показаний на рис.1. Аналіз результатів випробувань показує, що незалежно від методів очищення гідравлічний опір при русі води у трубах водопідігрівників другого ступеня гарячого водопостачання збільшується у 2–3 рази у порівнянні з розрахунковим значенням через 1–2 місяці після початку експлуатації. Протягом наступних 6–8 місяців експлуатації коефіцієнт гідравлічного опору повільно збільшується. Опір підігрівників першого ступеня зростає не більше, ніж у два рази після 1–2 місяців експлуатації, подальше зростання коефіцієнта гідравлічного опору відбувається повільніше, ніж у апаратах другогоступеня.



Рис. 1. Зміна коефіцієнта гідравлічного опору по тракту водопровідної води підігрівників у системах гарячого водопостачання:*1* – перший ступінь; *2* – другий ступінь.

Зміну опору можна враховувати введенням додаткових множників до формули втрат тиску. Так, якщо втрати тиску у трубах нового апарата на одну секцію при її довжині 4 м обчислюють за формулою, Па

5300 (1)

для водопідігрівника, що був в експлуатації, але після очищення

7500 (2)

Урахування впливу забруднень на стінках труб відбувається введенням у формулу (3.86) коефіцієнта  на забруднення поверхні, значення якого обчислюється за результатами експлуатаційних випробувань (у [1] запропонована величина =4). Тоді з урахуванням кількості секцій водопідігрівника формула має вигляд

7500(, (3)

де – швидкість води у трубках; – кількість секцій на першому та другому ступенях, відповідно.

Утворення шару відкладень на трубах теплообмінної поверхні призводить до недогріву води у апаратах через зниження коефіцієнтів теплопередачі, яке за даними теплових випробувань становить при дворічній експлуатації 30 %, через 3 роки після очищення – 50 %.

Як заходи для зниження інтенсивності корозійних відкладень або зменшення їх впливу на підвищення опору кожухотрубчастих водопідігрівників можна назвати захист решіток латунним листом, металізованими або іншими покриттями, емалювання перехідників між секціями. Одним з засобів боротьби з корозією, а також з карбонатними відкладеннями є недопустимість навіть на короткі терміни перевищення температури нагрівання гарячої води понад 60 ºС. При нагріванні води її рН знижується, внаслідок чого вода стає більш агресивною. Від температури залежить також і рівновага розчинних у воді вуглекислих сполучень. При температурах більш 55–65 ºС вуглекисла рівновага руйнується, що призводить до випадання з води карбонату кальцію і відкладенню його на трубах підігрівників у вигляді твердих кристалічних сполук.

Хімічне очищення внутрішньої поверхні водопідігрівників виконують за схемою, показаною на рис.2, з використанням пересувної установки, розміщеної на базі колісного причепа, яка складається з ємності об’ємом 2 м2, кислотостійкого насоса і гумових шлангів.Внутрішня поверхня ємності покрита кислотостійким лаком, який витримує температуру 100 ºС. Ємність має водомірне скло, завантажувальний люк, патрубки для подавання та повернення розчину для промивання, зливний патрубок. Підключення водопідігрівників до установки відбувається за допомогою гумових шлангів типу ВГ діаметром 40–50 мм, які приєднують за допомогою муфти та контргайки до спеціальних штуцерів, вварених у нижній частині перехідних патрубків апаратів.

Хімічне очищення виконують у такій послідовності:

∘ оглядають арматуру та обладнання і переконуються у відсутності витікань;

∘ відключають водопідігрівник від водопроводу та місцевої системи, встановлюючи сталеві заглушки товщиною 3–5 мм у місцях, вказаних на схемі;

∘ під’єднують зливний шланг до спеціальних штуцерів у нижній частині перехідних патрубків водопідігрівників і, відкриваючи повітряний, а потім запірний вентиль, зливають воду з трубного простору водопідігрівника (воду можна використати для приготування розчинів для промивання);

∘ для підтримання температури розчину для промивання 60–70ºС частково закривають засувку, встановлену на трубопроводі мережної води;

∘ приєднують шланги установки до перехідних частин водопідігрівника;

підготовлюють розчин для промивання, додаючи у ємність порошок кислоти, інгібітор, потім наливають підігріту до 40–50 ºС воду і розчин перемішують протягом 1–2 хв. При заповненні ємності холодною водою перемішують до досягнення розчином указаної температури у процесі циркуляції.;

∘ відкривають вентилі на приєднувальних патрубках та заповнюють водопідігрівник розчином до появи розчину у повітряному крані, після чого повітряний кран закривають;

∘ проводять очищення шляхом створення безперервної циркуляції розчину через водопідігрівник за допомогою насоса; швидкість розчину у трубках при цьому повинна бути не менше 0,3 м/с;

∘ на початку очищення та через кожні 15–30 хв при тій самій температурі розчину ареометрами визначають густину розчину, попередньо відфільтрувавши його;

∘ закінченням хімічного очищення слід вважати час, коли останнє значення густини не відрізняється від попереднього на 0,001 шкали ареометра;

∘ вимикають насос, відкривають повітряний кран та зливають розчин у ємність, від’єднують шланги, закривають повітряний кран;

∘ промивають водопідігрівник водою, швидкість промивання повинна бути не менше 1,5 м/с. Відведення води відбувається у систему каналізації до відсутності кольору індикаторного паперу у воді, що видаляється; після промивання водопідігрівник випробують на щільність.



### Рис. 3.38. Схема хімічного очищення водо підігрівників:

*1* – ємність для розчину; *2* – насос; *3* – гумові шланги; *4* – водопідігрівники; *5* – приєднувальні патрубки з вентилем; *6* – місця встановлення заглушок; *7* – перехідний конус; *8 –* повітряний кран; *9* – люк; *10* – водомірне скло; *11* – випускний патрубок; *12* – патрубок для подавання розчину; *13* – грязьовик

Механічне очищення водопідігрівника проводять у такій послідовності: апарат від’єднують від трубопроводів холодної та гарячої води; з трубного простору зливають воду; від’єднують перехідники та з’єднувальні патрубки; металевою щіткою чистять трубну решітку; металевим йоржем чистять внутрішню поверхню труб; труби промивають водою; за допомогою компресора труби продувають стислим повітрям; установлюють перехідники та з’єднувальні патрубки; водопідігрівник заповнюють водою і випробують.

Найпоширенішими несправностями кожухотрубчастих водопідігрівників є порушення щільності у стінках латунних труб та у місцях їх кріплення у трубних решітках. Такі порушення можна визначити під час гідравлічних випробувань міжтрубного простору при відключеному та порожньому трубному просторі по витіканню води з труб чи в місцях їх кріплення у решітках або методом хімічного аналізу води, який базується на різниці жорсткості водопровідної (2 – 4 мг–екв./л) та мережної (2 мг–екв/л) за методикою, викладеною у [37].

Негерметичність фланцевих з’єднань ліквідують заміною прокладок, підтягуванням болтових з’єднань або виправленням перекосів фланців.

Постійні зміни температурних та гідравлічних режимів призводять до відповідних лінійних деформацій прокладок пластин та болтів. Деформації, що при цьому виникають, викликають порушення щільності теплообмінників і витікання речовин у оточуюче середовище. Як вказується у [30], в якій подано детальний аналіз роботи пластинчастих теплообмінників у системах теплопостачання м. Харкова, витікання речовин мало місце у випадках, коли ущільнююча гума не відповідала умовам за такими параметрами як термостійкість та пругкість. Невідповідність гуми технічним умовам експлуатації легко визначалося візуально при розбиранні теплообмінників. Нетермостійкі та недостатньо вулканізовані гумові прокладки були повністю деформовані і не мали залишкової пругкості.

Теплообмінники, зібрані на прокладках з термостійкої та вулканізованої гуми, витримували нормальну експлуатацію без заміни прокладок протягом декількох опалювальних сезонів при відповідному їх розбиранні та механічному очищенні.

Найбільш інтенсивні витікання зафіксовані у теплообмінниках Р-0,6, які виникали при коливанні тиску між речовинами у каналах приблизно 3 кгс/см2. Значно менша кількість витікань, але все ж була зафіксована, у других ступенях теплообмінників Р-0,3 при перепадах тиску 6 кгс/см2 і більше. Розбірні теплообмінники Р-0,3 та Р-0,6 на перших ступенях установок гарячого водопостачання та у незалежних схемах опалення, як правило, витікань не давали. Це пояснюється більш низькими температурами середовищ на першому ступені установок гарячого водопостачання та стабільними гідравлічними режимами установок незалежних схем опалення.

Найкращі показники за багаторічний термін експлуатації зафіксовані для напіврозбірних теплообмінників РС-0,5П та РС-0,5Р. У цих апаратах пластини зварені попарно, що забезпечує жорсткість конструкції незалежно від перепадів тиску речовин. У теплообмінниках витікання не зафіксовано навіть при тимчасовому припиненні подачі однієї з речовин та високих параметрах другої (перепаду температур до 100 ºС і тиску до12 кгс/см2).

Багаторічна практика свідчить, що у теплообмінниках, які працюють за схемою “пара–теплофікаційна вода ” та “ теплофікаційна вода – вода квартальної або будинкової систем опалення” ніяких відкладень не виникає, тому немає потреби у розбиранні теплообмінників.

У водопідігрівниках системи гарячого водопостачання гідравлічний опір тракту водопровідної води суттєво зростає при збільшенні тривалості експлуатації внаслідок постійного збільшення шару відкладень на стінках пластин. Залежність коефіцієнту гідравлічного опору від тривалості експлуатації теплообмінників після очищення наведена на рис.3.39. Дані отримані за результатами випробувань теплообмінних апаратів з пластинами 0,3 м2, установлених на мікрорайонній ТРС м.Харкова [2]. Через 10,5 місяців експлуатації коефіцієнт гідравлічного опору по тракту руху водопровідної води зростає більше, ніж удвічі. На величину гідравлічного опору по тракту руху мережної води, яка проходить хімічне очищення на джерелах теплопостачання, термін експлуатації практично не впливає. Під час теплових випробувань указаних теплообмінників зафіксоване зниження коефіцієнтів теплопередачі внаслідок зростання термічного опору на 10 % через 5,5 місяців експлуатації і приблизно на 20 % – через 10,5 місяців.

Практично всі відкладення, що виникають у процесі експлуатації теплообмінників. можуть бути своєчасно видалені хімічним способом і тому, як описано у [3], потреби у розбірних конструкціях теплообмінників для системи теплопостачання немає. Залежно від конкретного хімічного складу водопровідної води в разі невиконання регламентів хімічної підготовки води можуть виникати ситуації, коли хімічне очищення теплообмінної поверхні апарата ускладнюється і єдиним можливим шляхом стає механічне очищення. Для його проведення необхідне роз’єднання пластин. У тих випадках, коли одна речовина недостатньо хімічно оброблена або для апаратів системи гарячого водопостачання, рекомендовано [3] застосовувати напіврозбірні теплообмінники РМ-0,5П та РС-0,5, а також РС-0,53РС та РС-0,3РС. Хімічно очищену деаеровану воду або пару подають у зварні порожні ємності, друге середовище – у розбірні.



Рис. 3.39. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору від тривалості періоду експлуатації пластинчастих теплообмінників:

*1* – тракт водопровідної води; *2* – тракт мережної води

Хімічне очищення теплообмінників відбувається водним розчином фосфорної або іншої кислоти концентрацією 2–6% з додаванням інгібітору (уповільнювача) корозії.

Як виняток можливе механічне очищення, що відбувається у такій послідовності:

∘ від’єднують частину трубопроводів від натискної плити для того, щоб можна було її відсунути;

∘ розтискають теплообмінник рівномірно всіма болтами, не припускаючи перекосів натискної плити;

∘ розкривають теплообмінник тільки після його охолодження до температури оточуючого середовища, інакше можуть пошкодитися гумові прокладки;

∘ обережно відокремлюють пластини одна від одної, якщо вони склеїлися між собою, не порушуючи при цьому положення прокладок; детально оглядають пластини і прокладки.

Очищення пластин здійснюють щітками з різних матеріалів (капроновими, нейлоновими і т.п., крім сталевих) так, щоб не пошкодити поверхню пластин та прокладок. При утворенні значних відкладень на поверхні пластин допускається попереднє очищення виконувати шляхом простукування дерев’яним молотком по поверхні пластин або по торцях.Після очищення необхідно провести промивання поверхні пластин водопровідною водою.

Характерні, найпоширеніші або можливі несправності пластинчастих теплообмінників та засоби їх усунення наведені у табл. 1.

Таблиця 1– Основні несправності пластинчастих теплообмінників та методи їх усунення

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Найменування несправності  | Вірогідна причина | Метод усунення |
| Витікання рідини між пластинами | Секція пластини недостатньо стиснута | Підтягнути секції пластин у межах розміру, вказаного на кресленні загального вигляду  |
| Те ж саме | Гумові прокладки у процесі експлуатації втратили свої властивості | Підтягнути секцію. Якщо витікання не припинилося, замінити прокладку |
| Те ж саме | Зміщення прокладки (значна залишкова деформація, розриви і т.п.) | Розібрати апарат. Закріпити прокладку або замінити запасною |
| Те ж саме | Між пластинами під ущільнюючий паз на прокладку потрапили тверді частинки | Розібрати апарат, очистити і промити водою |
| Перетікання рідини у суміжну порожню ємність | Невірно встановлені суміжні пластини, не перевернуті відносно одна до одної на 180º | Розібрати апарат, очистити і промити водою |
| Те ж саме | Порушена суцільність металу пластини | Розібрати апарат. Замінити пошкоджену пластину запасною |
| Витікання рідини з апарата, перетікання рідини у суміжну порожню ємність | Пластини підвішені на штанзі зі зміщенням по вертикалі; ущільнюючий паз попередньої пластини повністю не стикується з прокладкою наступної пластини | Розібрати апарат, оглянути пластини, перевірити вірність кріплення пластин на штанзі |

***Контрольні питання і завдання для самостійної роботи***

1. Охарактеризувати вплив відкладень на поверхнях теплопередачі теплообмінників на гідравлічний режим апарату

2. Охарактеризувати вплив відкладень на поверхнях теплопередачі теплообмінників на тепловий режим апарату

3.Назвати засоби боротьби з відкладеннями на поверхнях теплообмінників, що виникають у процесі експлуатації.

4.Назвати основне обладнання установки хімічного очищення водопідігрівників

5.Назвати послідовність робіт при проведенні хімічного очищення водопідігрівників:

***Завдання* 1.***.* Визначити, у скільки разів знизиться теплова продуктивність теплообмінника гарячого водопостачання, якщо через рік експлуатації на його поверхні утвориться шар відкладень з термічним опором 0,0004 /Вт. Коефіцієнти тепловіддачі прийняти рівними 00 Вт/ товщина стінки 1 мм, коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки 30 Вт/м

 ***Завдання* 2.***.*Для умов попереднього завдання обчислити, як зміниться теимпература нагріву води у теплообміннику гарячого водопостачання через рік експлуатації, якщо температура на вході до теплообмінника дорівнює 15 середня логарифмічна різниця температур становить 17,5, площа поверхні теплопередачі дорівнює 150 . Температура води, що нагрівається, у незабрудненому апараті дорівнює 56,8 Витрати води, що нагрівається, становлять 5 кг/с.

.

**Список літератури:**

1. Повышение эффективности работы системы горячего водоснабжения / Н.Н. Чистяков, М.М. Грудзинский, В.И.Ливчак и др. – М.: Стройиздат, 1988.314 с.

2. Методические указания по тепловым и гидравлическим расчетам пластинчастых теплообменников (водонагревателей), применяемых в системах теплоснабжения. – Киев,1998.49 с.

3.Зингер Н.М. Пластинчастые теплообменники в системах теплоснабжения / Н.М.Зингер, А.М. Тарадай, Л.С. Бармина М.: Энергоатомиздат, 1995.256 с.

4. Ильченко О.Т. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / О.Т. Ильченко, Б.А. Левченко, В.Г. Павловский, В.С.ФокинХарьков: Вища школа, 1985.384 с.

5. Товажнянский Л.Л Пластинчатые теплообменники в промышленности : учеб. пособие / Л.Л. Товажнянский, П.А.Капустенко, Г.Л. Хавин и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.

## 3. Теоретичне заняття. Тема **«Визначення режимних показників підігрівників у нерозрахункових умовах».**

Укладач: доцент кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енерглефективності ХНУ імені В. Н. Каразіна О. О. Алексахін

При конструктивному розрахунку теплообмінних апаратів обчислення площі поверхні теплопередачі здійснюють для найнапруженіших умов роботи апаратів. Наприклад, для теплообмінних апаратів, що встановлюють у системах опалення розрахунковим є режим при найменшій температурі зовнішнього повітря у даній місцевості, при якій витрати теплоти на опалення приміщень максимальні. Площу поверхні підігрівників гарячого водопостачання обчислюють із умови забезпечення нагрівання холодної води до температури 60 при її максимальних витратах (піковому споживанні). Розрахунок апаратів гарячого водопостачання виконують на мінімальну температуру нагрівного теплоносія (для систем централізованого теплопостачання це – температура води в подавальному трубопроводі теплової мережі).

При роботі теплообмінних апаратів в умовах, що відрізняються від розрахункових, виникає необхідність визначення температури, до якої може бути підігріта вода для гарячого водопостачання при розрахунковому водорозборі та заданих витратах мережної води або визначення витрат мережної води, які забезпечують нагрівання необхідної кількості водопровідної води до заданої температури за відомою тепловою продуктивністю підігрівальної установки у нерозрахункових умовах.

Визначення теплової продуктивності апаратів у таких режимах пов’язане з необхідністю використання послідовних наближень для знаходження величини у рівнянні теплопередачі *Q=kF* Обчислення значно спрощуються при використанні безрозмірних характеристик теплообмінників, що, як правило, відомі. В такому випадку теплову продуктивність усіх видів рекуперативних теплообмінних апаратів можна визначити за формулою (3.1), в якій враховується не середня різниця температур між робочими середовищами , а максимальна різниця температур у апараті, яка дорівнює різниці початкових температур середовищ

*Q* = (, (3.1)

де – безрозмірна питома теплова продуктивність;  – найменше з двох значень теплових еквівалентів середовищ; – температура гріючого теплоносія на вході у апарат; – температура середовища, що нагрівається, на вході у апарат.

**Величину можна розглядати як теплову продуктивність теплообмінника, віднесену до одиниці найменшого з двох теплових еквівалентів потоків речовин та 1 максимальної різниці температур.** Для протиточного руху теплоносіїв у теплообмінному апараті формула для розрахунку питомої безрозмірної теплової продуктивності має вигляд

/ , (3.2)

де  *kF/* – режимний коефіцієнт; *к* – коефіцієнт теплопередачі; *F* – теплообмінна поверхня апарату; та – менше та більше значення теплових еквівалентів потоків робочих середовищ.

Існує простіша формула, що апроксимує залежність (3. 2) лінійною (розбіжність не більше 3 – 4%),

 (3. 3)

Нерівність (3.3) вказує, що величина не може бути більше 1, тому що температура середовища, що нагрівається, не може перевищувати температуру нагрівної речовини. Для дотримання нерівності використовують таке правило: якщо за формулою (3.3) отримують < 1, то це значення приймають для подальших розрахунків; у тому випадку, коли за формулою (3. 3) отримують > 1, то для розрахунків приймають =1.

Згідно з формулою (3.3) безрозмірна питома теплова продуктивність протиточного підігрівника є відношенням теплової продуктивності даного апарата до теплової продуктивності апарата з нескінченною площею поверхні теплообміну за умов однакових в обох випадках значень меншого теплового еквівалента потоків робочих середовищ та однакової максимальної різниці температур.

Коефіцієнт тепловіддачі підігрівника є величиною змінною, яка залежить від умов роботи теплообмінника. У швидкісних апаратах коефіцієнт теплопередачі у значній мірі залежить від швидкості потоків робочих середовищ, тому при зміні витрат речовин режимний коефіцієнт *ω* також змінюється і може бути винайденим шляхом перерахунку за формулою

 , (3.4)

де Ф – параметр підігрівника, який визначається за умов розрахункового режиму,

Ф=(3.5)

З урахуванням викладеного формула для питомої теплової продуктивності даного теплообмінника для відмінних від розрахункових витрат потоків робочих середовищ має вигляд

 (3.26)

Таким чином, знаючи теплові еквіваленти потоків та , параметр підігрівника Ф та температури середовищ на вході в установку і , легко знайти за формулою (3.6) величину , а далі за формулою (3.1) – теплову продуктивність теплообмінного апарата при будь-якому режимі.

Параметр підігрівника Фдля даної установки – величина практично постійна у широкому діапазоні зміни та . Але при зміні температурного режиму роботи підігрівників гарячої води параметр Фзмінюється згідно з залежністю коефіцієнтуа теплопередачі від температур середовищ. Неврахування цієї обставини може призвести до помітної помилки при визначенні необхідної теплообмінної поверхні. У [2,3] наведено формули, що уточнюють параметр Фдля кожухотрубчастих підігрівників гарячого водопостачання при зміні середньої температури середовищ. Залежність апроксимовано окремими відрізками прямої лінії з урахуванням фактичного діапазону зміни середніх температур води у кожному ступені двоступінчастої нагрівної установки гарячого водопостачання:

0,615+0,385); (3.7)

0,565+0,435), (3.8)

де та – значення параметрів підігрівника відповідно на першому та другому ступенях установки; – значення параметра у розрахункових умовах; – відношення середніх температур води у підігрівнику при режимі, що розглядається, та при основному.

Середня температура води у апараті визначається як півсума середніх температур речовин. Однак при розрахунках режимів, відмінних від основного, температури середовищ у апараті, як правило, невідомі, тому попередньо приймають орієнтовні значення цих температур. У [2,3] рекомендовано середню температуру визначати залежно від температури зовнішнього повітря :

для першого ступеня при < 0 ˚С =(30)/30;

для другого ступеня при < 0 ˚С =(60)/30;

для обох ступенів при 0 ˚С = 1.

Порядок визначення температури, до якої нагрівається вода, для розрахункового водорозбору та заданих витрат мережної води наступний. Для відомої теплової продуктивності та параметрів нагрівної води і води, що нагрівається, (витрати та температури води на вході у підігрівник і на виході з нього) за рівнянням теплопередачі визначають величину (*KF*) для розрахункових умов і за формулою (3.5) – параметр підігрівника Ф. Далі за формулою (3.6) знаходять питому теплову продуктивність установки та за формулою (3.1) – теплову продуктивність *Q* . Температуру, до якої нагрівається вода в установці, обчислюють за формулою

*t*=+*Q*/(*C*). (3.9)

При визначенні необхідних витрат мережної води для нагрівання води до необхідної температури при розрахункову водорозборі для відомої теплової продуктивності у нерозрахункових умовах слід ураховувати, що витрати води, що нагрівається, як правило, є меншими з двох потоків речовин у теплообміннику. Порядок розв’язання задачі наступний. Визначають витрати мережної води, необхідні для нагрівання тієї ж кількості води від температури до . Так саме, як у попередньому випадку, визначають параметр підігрівника Ф*.* Визначивши необхідну продуктивність установки у розрахунковому режимі, приймаючи , за формулою (3.1) обчислюють безрозмірну питому теплову продуктивність

*(* (3.10)

Розв’язуючи рівняння (3.26) відносно , визначаємо витрати мережної води.

У практиці проектування нагрівних установок при неможливості здійснити підбір апарата з необхідною стандартною поверхнею теплообміну часто встановлюють, як правило, два теплообмінних апарата (рис.3.1). Така необхідність частіше виникає при компоновці першого ступеня за ходом руху води, що нагрівається. Наявність двох теплообмінників ускладнює обчислення, особливо при знаходженні параметрів нагрівальної установки в цілому для умов, що відрізняються від розрахункових. При розробленні математичних моделей процесів, що протікають у теплотехнологічному обладнанні, іноді зручніше користуватися не системою рівнянь, складеною з рівнянь для окремих ступенів установки, а рівнянням (3.10, *а*) з введенням до нього еквівалентної безрозмірної теплової продуктивності , яка враховує параметри складових елементів установки.

 , (3.10, *а*)

–максимальна різниця температур речовин в теплообмінному апараті.

Теплову продуктивність еквівалентної одноступінчастої установки, наведеної на рис.3.1,*б*, можна записати у вигляді суми продуктивності апаратів вихідної схеми (рис.3.1,*а*)

 , (3.11)

де *W*М1, *W*М2 – менші теплові еквіваленти витрат речовин у апаратах вихідної схеми; – питома теплова продуктивність апаратів вихідної схеми;  *,*  – максимальні різниці температур середовищ для першого та другого апаратів, відповідно; – температура середовища,що нагрівається після першого теплообмінника.

Різницю температур можна знайти з рівняння теплового балансу для першого теплообмінника вихідної схеми

 , (3.12)

де – теплові еквіваленти витрат середовищ через теплообмінники установки; *τ*21 – температура нагрівної речовини на виході першого ступеня.

Розв’язуючи рівняння (3.10,*а*) і (3.11), отримуємо формулу для еквівалентної питомої теплової продуктивності

, (3.13)

Співвідношення мінімальних теплових еквівалентів витрат речовин для теплообмінників вихідної та еквівалентної схем залежить переважно від призначення і конструктивних особливостей схеми. Так, наприклад, для двоступінчастої послідовної схеми приєднання теплообмінників при середньодобових витратах гарячої води (*Wh*.сер) найвірогіднішим є співвідношення *W*м *= Wh*.сер; *W*1м *= W*2м *=* W*h*.сер. Для двоступінчастої змішаної схеми приєднання апаратів: для першого ступеня більш вірогідним є співвідношення *W*м *= Wh* (*Wh* – тепловий еквівалент витрат води, що нагрівається), *W1*М = *W*2М = *W*h . Для другого ступеня при температурах зовнішнього повітря, близьких до розрахункової для опалення у даній місцевості більш вірогідним є співвідношення *W*м *= W*2*; W*1м *= W*2м *= W2* (*W*2 – еквівалент витрат нагрівного теплоносія через другий ступінь установки), а при температурах зовнішнього повітря, близьких до значення у точці злому графіка температур – співвідношення *W*м *= Wh , W*1м *= W*2м *= Wh* . Результати розв’язання рівняння (3.13) для різних співвідношень витрат середовищ у теплообмінниках подано у табл.3.1.

Таблиця 3.1. – Формули для обчислення еквівалентної питомої теплової продуктивності

|  |  |
| --- | --- |
| Умови застосування | Розрахункова формула |
|  *;*  *W*1м *= W*2м *=Wh* |  |
|  |  |
|  |  |



 *а б*

Рис.3.6. Конструктивне оформлення підігрівної установки (або окремого її ступеня):*а* – послідовне приєднання теплообмінників *1* і *2* (за ходом руху води, що нагрівається); *б* – еквівалентна одноступінчаста схема.

Установка двох апаратів з однаковою теплообмінною поверхнею за схемою, що наведена на рис 3.6,*а*, обумовлює рівність значень питомої теплової продуктивності апаратів , що спрощує наведені у табл.3.3 формули.

Рекомендована література

1. Повышение эффективности работы системы горячего водоснабжения / Н.Н. Чистяков, М.М. Грудзинский, В.И.Ливчак и др. – М.: Стройиздат, 1988.314 с.

2. Методические указания по тепловым и гидравлическим расчетам пластинчастых теплообменников (водонагревателей), применяемых в системах теплоснабжения. – Киев,1998.49 с.

3.Зингер Н.М. Пластинчастые теплообменники в системах теплоснабжения / Н.М.Зингер, А.М. Тарадай, Л.С. Бармина М.: Энергоатомиздат, 1995.256 с.

5. Товажнянский Л.Л Пластинчатые теплообменники в промышленности : учеб. пособие / Л.Л. Товажнянский, П.А.Капустенко, Г.Л. Хавин и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.

## 4. Практичне заняття. Тема: **«Визначення режимних показників підігрівників у нерозрахункових умовах».**

Укладач: доцент кафедри теплофізики, молекулярної фізики та енерглефективності ХНУ імені В. Н. Каразіна О. О. Алексахін

***Завдання 1.*** Обчислити витрати мережної води, що забезпечують нагрівання води у теплообміннику від =5 до =60 при розрахунковому водозборі =10 кг/с, якщо температура нагрівної води знизилася до =67 . Температура нагрівної води у розрахунковому режимі =77 ,=42 . Теплоємність води прийняти *С* = 4187 Дж/кг.

*Розв’язання*

Теплова продуктивність у розрахунковому режимі

*Q*==104187(60 – 5) = 2,303 Вт.

Витрати нагрівної води у розрахунковому режимі

= = =15,7 кг/с.

Середня логарифмічна різниця температур у апараті для розрахункового режиму

*= = = =* 25,7.

Визначаємо величину () та параметр Ф:

(*k = =* 89610 Вт/;

Ф = = = = 1,7

 = = =41870 Вт/.

За формулою (3.1) визначаємо питому безрозмірну теплову характеристику апарата

 *= =* 0,89

і, розв’язуючи рівняння (3.6) відносно , визначаємо тепловий еквівалент витрат сітьової води =108526 Вт/ та витрати нагрівної води для нових умов =25,92 кг/с. Таким чином, для умов завдання зниження температури гріючої води для забезпечення потрібної температури нагрівання гарячої води обумовлює збільшення витрат у 1,65 разів.

***Завдання 2****.* Визначити, до якої температури відбувається нагрівання гарячої води у водопідігрівнику при її витратах =10 кг/с, витратах нагрівної води =18 кг/с, початкових температурах середовищ у теплообміннику = 50 , =15 , якщо у розрахунковому режимі при параметрах нагрівної речовини =77, = 42 водопровідна вода у кількості =5 кг/с нагрівається від 5 до 60 .

*Розв’язання*

Теплова продуктивність водопідігрівної установки у номінальному режимі

 *=*54187(605) = 1,15 Вт.

Витрати нагрівної води у номінальному режимі:

 = = 7,85 кг/с;

7,854187 = 32868 Вт/.

Середня логарифмічна різниця температур у апараті у номінальному режимі =25,7 (див. попереднє завдання ).

Визначаємо величину (*k*та параметр Ф

*k =* = 44747 Вт/;

Ф = = = 1,7;

 =54187 = 20935 Вт/;

7,85 = 32868 Вт/.

Питома теплова характеристика апарату

 = =0,78

 = 104187 = 41870 Вт/;

 = 184187 =75366 Вт/

Теплова продуктивність водопідігрівної установки у «нових умовах»

Q = \*( =0,78\*41870(5015) = 1142320 Вт

Температуру нагрівання води у «нових умовах» обчислюємо за формулою

=15+=42,3

***Завдання* 3**. Максимальні витрати теплоти для потреб опалення й гарячого водопостачання мікрорайону дорівнюють відповідно 7 МВт та 5МВт. Воду для потреб гарячого водопостачання підігрівають від 5 до 60 в установці, теплообмінні апарати якої приєднано до теплових мереж за двоступінчатою змішаною схемою. Розрахунковий режим для гарячого водопостачання характеризується такими показниками: температура мережної води становить 77 (подавальний трубопровід) і (зворотний трубопровід); температура нагріву води на першому ступені установки 3; коефіцієнти теплопередачі теплообмінників на першому та другому ступенях дорівнюють відповідно =1170 Вт/=1300 Вт/площа поверхні теплопередачі підігрівників на ступенях установки становить =102,7, =146,1 Витрати води через систему опалення дорівнюють 20,9 кг/с.

Обчислити теплову продуктивність теплообмінних апаратів на ступенях та інші показники роботи підігрівної установки гарячого водопостачання при температурі зовнішнього повітря –23 (температура води у подавальному й зворотному трубопроводах теплової мережі відповідно =150 =70.

*Розв’язання*

1. Тепловий еквівалент витрат гарячої води

= /(=5/(605) = 0,0909Вт/.

2. Тепловий еквівалент витрат мережної води на опалення

 = С\* = 418720,9 = 0.0875Вт/

3. Теплова продуктивність теплообмінного апарата першого ступеня у розрахунковому режимі

== 5 = 2,73Вт

4. Теплова продуктивність підігрівника другого ступеня у розрахунковому режимі

=- = (5 2,73) = 2,27Вт

5. Тепловий еквівалент витрат мережної води через другий ступінь установки у розрахунковому режимі

 =/( ) =2,27/(7735) = 0,078 Вт/

6. Параметр теплообмінного апарата другого ступеня підігрівної установки

 = = =2,26

= Вт/ більший з теплових еквівалентів витрат речовин у апараті другого ступеня; = Вт/ менший з теплових еквівалентів витрат речовин на другому ступені.

7. Тепловий еквівалент витрат мережної води через перший ступінь установки у розрахунковому режимі для двоступінчастої змішаної схеми приєднання

= + = (0,078+0,0875)Вт/

8. Параметр теплообмінного апарата першого ступеня установки

 = = =0,98

= Вт/більший з теплових еквівалентів витрат речовин у теплообмінному апараті другого ступеня; = Вт/менший з теплових еквівалентів витрат речовин на другому ступені.

9 Для температури 23 попередньо приймаємо величину еквівалента витрат мережної води через другий ступінь підігрівної установки =0,045Вт/ і за формулою (3.6) обчислюємо значення питомої теплової продуктивності теплообмінника другого ступеня

 = = = 0,88,

=менший з теплових еквівалентів витрат на другому ступеню;

 більший з теплових еквівалентів витрат речовин на другому ступеню.

10. Питома теплова продуктивність теплообмінника першого ступеня

 = = = 0,58

= менший з теплових еквівалентів витрат на першому ступені.

0,045+0,0875= 0,1325Вт/більший з теплових еквівалентів витрат речовин на першому ступені.

11.У даному випадку маємо таке співвідношення витрат речовин через підігрівну установку:=, =. Відносні витрати мережної води через другий ступінь обчислюємо за рівнянням

++ (3.14)

;

=(

; =,

яке для заданих умов має вигляд

33,58+76,8918,24 = 0.

Розв’язуючи квадратне рівняння, отримуємо два корені =2,5 і =0,217. Приймаємо друге значення, тому що перше не задовольняє фізичному сенсу. Таким чином, еквівалент витрат мережної води через другий ступінь дорівнює

 = = 0,2170,0875 =0,019 Вт/.

Розбіжність обчисленого у п.11 значення і прийнятого раніше у п. 9 становить приблизно 58%, тому повторюємо розрахунок з п.9, приймаючи для подальших обчислень нове значення еквівалента витрат мережної води.

Рівняння (3.14) приймає вигляд

42,48+85,57 21,49= 0,

коренями якого є значення =2,24, =0,226.

12. Еквівалент витрат мережної води через другий ступінь

 = = 0,2260,0875 =0,0198 Вт/

= =4%

Розбіжність обчисленого і прийнятого раніше значень становить приблизно 4%, що є задовільним.

13. Температуру мережної води на вході до першого ступеня обчислюємо за формулою

== = =65,02

14. Теплова продуктивність теплообмінника першого ступеня

 = ( ) = 0,52865,025) = 2,88Вт.

15. Теплова продуктивність теплообмінника другого ступеня

= = (52,88) = 2,12Вт.

16. Температура води, що нагрівається, після першого ступеня

= + /= 5+2,88\*/ = 36,7

17. Температура мережної води після першого ступеня

 = /( = 65,022,88/ (0,0198+0,0875) =38,2.

18. Температура мережної води після другого ступеня

= / = 150 2,12/0,0198∙= 42,93

19. Витрати теплоти через тепловий пункт мікрорайону

 = (( ) = (0,0198+0,0875)15038,2)= 12Вт

**Завдання для самостійної роботи**

***Завдання* 4***.* Теплообмінний апарат гарячого водопостачання, приєднаний до теплових мереж за одноступінчастою паралельною схемою, розраховано для нагрівання води від температури =5 до =60. Площа поверхні теплообміну і коефіцієнт теплопередачі дорівнюють відповідно 209,4 і 1300 Вт/Температура води у тепловій мережі у розрахунковому режимі становить =77 (подавальний трубопровід), =42 (зворотний трубопровід). Обчислити витрати мережної води через теплообмінний апарат, якщо температура мережної води становитиме =85 (подавальний трубопровід),=47(зворотний трубопровід).

Відповідь. Витрати мережної води 37,74 кг/с. У порівнянні з розрахунковим режимом вони зменшаться в 1,27 рази.

***Завдання* 5.** Характеристики розрахункового режиму теплообмінників гарячого водопостачання, що приєднані до теплових мереж за двоступінчастою змішаною схемою, наведені у табл. 3.2. З’ясувати, чи зможе забезпечити розрахункова поверхня теплообмінника першого ступеня нагрівання середніх витрат гарячої води ( =5,9 кг/с) від температури =5 до =60. Витрати і температура мережної води на вході до першого ступеня дорівнюють відповідно 14,93 кг/с і 70.

Таблиця 3.2. Показники розрахункового режиму підігрівної установки гарячого водопостачання

|  |  |
| --- | --- |
| Показник | Значення |
| Температура холодної водиТемпература гарячої води Температура - нагріву води на першому ступені | 56030 |
| Температура мережної води, - подавальний трубопровід- зворотний трубопровід  | 7742 |
| Максимальні витрати гарячої води, , кг/с | 15,2 |
| Витрати мережної води через систему опалення, кг/с | 14,93 |
| Коефіцієнт теплопередачі, Вт/  | 1300 |

Відповідь. У нових умовах експлуатації теплообмінний апарат першого ступеня забезпечить нагрівання, тому що теплова продуктивність теплообмінника перевищує витрати теплоти, необхідні для нагрівання води (2,971,36 МВт).

***Завдання 6.***Опалювальний теплообмінник при розрахунковому режимі, показники якого подано у табл.4.18, забезпечує теплову продуктивність 1,2МВт. Обчислити температуру води у зворотному трубопроводі системи опалення, яка необхідна при температурі зовнішнього повітря 0 , якщо температура води у подавальному трубопроводі теплових мереж дорівнює 85

Таблиця 3.3.–Характеристики розрахункового режиму опалювального теплообмінного апарату

|  |  |
| --- | --- |
| Показник | Значення |
| Розрахункові температури, : зовнішнього повітря  внутрішнього повітря у приміщеннях мережної води у подавальному трубопроводі (на вході до до апарата) мережної води на виході з апарата води на вході до системи опалення  води на виході з системи опалення Параметр теплообмінного апарата Ф, Вт/ | 23181508095701,59 |

Відповідь. 49,3