

Розрахунки та обґрунтування вибору теплообмінних апаратів з використанням приведених параметрів

В. Ф. Сіренко, к.т.н., доцент, Сумський національний аграрний університет

Розроблено єдиний уніфікований підхід для визначення величини поверхні теплообміну в рекуперативних теплообмінниках і для визначення ефективності використання енергії гріючого теплоносія.

Для цієї мети застосовано приведення температур теплоносіїв до самої низької початкової температури теплоносія, що нагрівається. Тим самим зменшили кількість змінних величин на 1 одиницю.

Внаслідок спрощення виразів для різниці температур на кінцях теплообмінника отриманий загальний вираз для середньої різниці температур при протиточному і прямоточному русі теплоносіїв в апараті. Нині застосовується вираз, у якому слід попередньо визначати більшу і меншу різницю температур і тільки потім підставляти їх значення у вихідну формулу.

Застосування методу приведених температур також спрощує вираз для визначення коефіцієнта корисної дії теплообмінника.

Введений нами коефіцієнт співвідношення між «правою» і «лівою» різницею температур одночасно увійшов у вирази для визначення поверхні теплопередачі і для визначення коефіцієнта корисної дії теплообмінника. Задаючись значеннями цього коефіцієнта з діапазону допустимих величин, можна визначати співвідношення між площею і ККД теплообмінника вже на стадії ескізного проектування.

Ключові слова: теплообмін, приведені температури, середня різниця температур, поверхня теплопередачі, ККД теплообмінника.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Теплообмінний апарат - пристрій, в якому здійснюється процес передачі теплоти від одного теплоносія до іншого для здійснення різних теплових процесів. При виборі напрямку руху теплоносіїв перевагу надають протитечії і перехресному струму, оскільки в цьому випадку питома теплове навантаження виходить вище, ніж при прямотку.

Споживач теплообмінної апаратури перш за все орієнтується на дотримання технологічних параметрів, зокрема дотримання температури нагріваемого теплоносія і в меншій мірі на ефективність роботи обладнання, зокрема, на величину ККД. Тому вже на початкових стадіях проектування теплообмінного обладнання слід створити доступний алгоритм, що ув'яже енергетичні і масогабаритні показники.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

На сучасному етапі в технічній та навчальній літературі існує єдиний підхід до визначення рушійної сили процесу теплопередачі при змінних температурах теплоносіїв [1,2] на основі знаходження середньологарифмічного значення. В практичних розрахунках для застосування цього підходу рекомендується окремо підраховувати різниці температур на обох кінцях теплообмінника, визначати більше і менше значення, а потім підставляти їх у розрахункову формулу. Нові наукові публікації з цього приводу не досліджуються.

Формулювання цілей статті. Розробити єдиний методичний підхід до розрахунків рекуперативних теплообмінників і до визначення їх енергетичної ефективності на основі

застосування приведених параметрів.

Виклад основного матеріалу дослідження. В процесі теплопередачі тепло переходить від більш нагрітого середовища (рідини, газу, пари) до холодного через розділяючу їх тверду стінку. Тепловий потік, що проходить через стінку визначається рівнянням теплопередачі

$$Q = KF\Delta t_{cp}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

Де K – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$;

F – поверхня теплопередачі, м^2 ;

Δt_{cp} – середня різниця температур теплоносіїв, град.

Середня різниця температур теплоносіїв є рушійною силою процесу теплопередачі.

Для найпростіших випадків напрямків течії теплоносіїв: прототечії (паралельно в одному напрямку) та протитечії (назустріч один одному) середню різницю температур найчастіше рекомендують [1,3] визначати за формулою

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (2)$$

Де Δt_6 , Δt_m – більша та менша різниця температур між гріючим та нагріваемим теплоносіями на кінцях теплообмінників.

В цьому виразі використовуються чотири значення температури:

t_1 , t_2 – температура гріючого теплоносія на вході і виході із теплообмінника;

θ_1, θ_2 – температура нагріваемого теплоносія на вході і виході із теплообмінника, які пов'язані між собою рівняннями теплового балансу і теплопередачі. Тому при розрахунках поверхні

теплопередачі, а, особливо, при оцінці ефективності роботи теплообмінного обладнання, для отримання однозначного рішення використовуються способи поступового наближення.

З метою прискорення вирішень і отримання результатів у всьому діапазоні допустимих значень температури нами запропоновано застосувати метод приведення температури до самої меншої величини. Таким чином зменшується кількість невідомих величин.

Спочатку розглянемо режим протитечії.

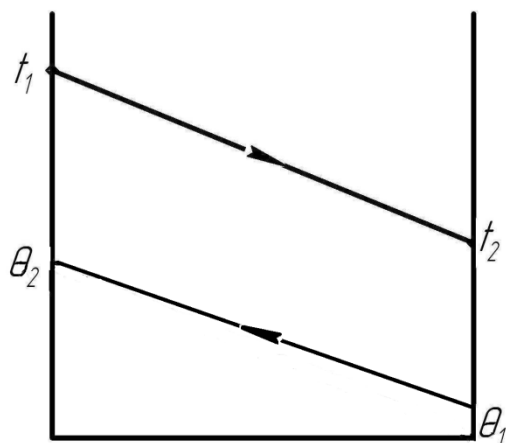


Рис. 1. Температурний графік протитечійного режиму

Із рис.1 видно, що θ_1 – найнижча температура в теплообмінному апараті, тому вирази приведених температур мають вид

$$\theta_2 - \theta_1 = B_2 \quad (3),$$

$$\theta_1 - \theta_1 = B_1 = 0 \quad (4),$$

$$t_1 - \theta_1 = T_1 \quad (5),$$

$$t_2 - \theta_1 = T_2 \quad (6).$$

Після переходу до приведених температур температурний графік при протитечії (рис. 2) отримав вид,

де w_H , w_a – водяні еквіваленти нагріваємого та гріючого теплоносія Вт/град.

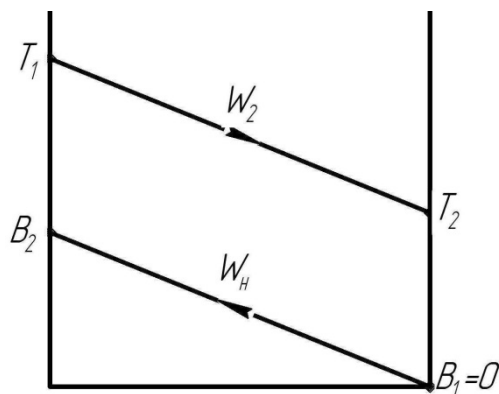


Рис. 2. Температурний графік протитечійного режиму із приведеними температурами

Для визначення середньої різниці температур між гріючим та нагріваємым теплоносіями за виразом (2) запишемо їх

значення для умовно лівого та правого кінців теплообмінного апарата із врахуванням, що $B_1=0$

$$\Delta t_{лів} = T_1 - B_2 \quad (7);$$

$$\Delta t_{прав} = T_2 - B_1 = T_2 \quad (8).$$

Вводимо коефіцієнт співвідношення β між «правою» та «лівою» різницями температур

$$\beta = \frac{\Delta t_{прав}}{\Delta t_{лів}} = \frac{T_2}{T_1 - B_2}, \quad (9)$$

звідсіля

$$T_2 = \beta(T_1 - B_2), \quad (10)$$

$$\text{або } \Delta t_{прав} = \beta \Delta t_{лів}. \quad (11)$$

Якщо

$$\Delta t_{лів} = \Delta t_{прав}. \quad (12)$$

то коефіцієнт $\beta=1$;

Якщо

$$\Delta t_{лів} = \Delta t_{\delta}, \quad (13)$$

і $T_2 = \Delta t_M$ то коефіцієнт $\beta < 1$;

Якщо

$$\Delta t_{лів} = \Delta t_M. \quad (14)$$

і $T_2 = \Delta t_{\delta}$ то коефіцієнт $\beta > 1$

Значення середньої різниці температур при різних коефіцієнтах β знаходимо підставляючи в (2) вирази (11), (12), (13), (14) і використовуючи властивості логарифмів

$$\text{При } \beta=1 \quad \Delta t_{cp} = \Delta t_{лів} = \Delta t_{прав}, \quad (15)$$

При

$$\beta < 1 \quad \Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{лів} - \Delta t_{прав}}{\ln \frac{\Delta t_{лів}}{\Delta t_{прав}}} = \Delta t_{лів} \frac{(1 - \beta)}{\ln \frac{1}{\beta}} = \Delta t_{лів} \frac{\beta - 1}{\ln \beta}, \quad (16)$$

При

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}} = \frac{\beta \Delta t_{лів} - \Delta t_{лів}}{\ln \frac{\beta \Delta t_{лів}}{\Delta t_{лів}}} = \Delta t_{лів} \frac{\beta - 1}{\ln \beta}. \quad (17)$$

Діапазон зміни коефіцієнта співвідношення $0 < \beta < +\infty$.

Незалежно від співвідношення різниць температур і від їх виникнення на різних кінцях теплообмінника отримані однакові вирази для Δt_{cp} .

Режим прямотечії

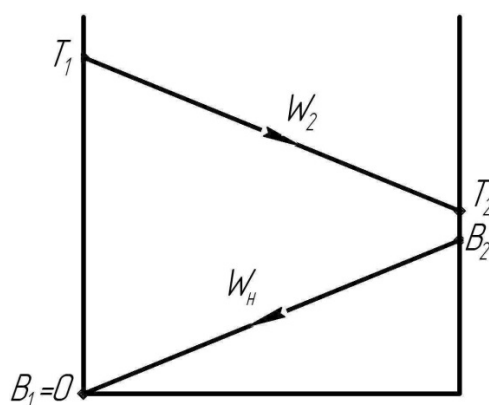


Рис. 3. Температурний графік прямотечійного режиму

руху теплоносіїв із приведеними температурами

До приведених температур у випадку прямотечії переходимо по раніше отриманим формулам (3-6).

Середню різницю температур між гріючим та нагріваємым теплоносіями знаходимо також за виразом (2). Умовно для лівого та правого кінців теплообмінного апарата запишемо різниці температур із врахуванням, що $B_1=0$

$$\Delta t_{\text{лів}} = T_1 - B_1 = T_1 \quad (18);$$

$$\Delta t_{\text{прав}} = T_2 - B_2 \quad (19).$$

Як і в першому випадку вводимо коефіцієнт співвідношення β між «правою» та «лівою» різницями температур

$$\beta = \frac{\Delta t_{\text{прав}}}{\Delta t_{\text{лів}}} = \frac{T_2 - B_2}{T_1} \quad (20)$$

Якщо умовно розглядати рух потоків теплоносіїв зліва направо, тоді

$$\Delta t_{\text{б}} = \Delta t_{\text{лів}} \quad (21),$$

а коефіцієнт $\beta < 1$; а якщо справа наліво, то $\Delta t_{\text{лів}} = \Delta t_{\text{б}}$ (22),

а коефіцієнт $\beta > 1$.

Після підстановки (21-22) до формули (2) отримаємо вирази тотожні (16), (17). Єдина відмінність для прямотечії полягає в тому, що $\beta \neq 1$. Тому межі зміни значень цієї величини $+\infty > \beta > 1$, та $1 > \beta > 0$.

Таким чином, встановлено, що для визначення середнього температурного напору в теплообмінниках з протитечією та прямотечією теплоносіїв, взамін формули (2), в якій щоразу слід визначати більшу та меншу різницю температур, можна використовувати вираз

$$\Delta t_{cp} = \Delta t_{\text{лів}} \frac{\beta - 1}{\ln \beta}, \quad (23)$$

де β визначається як просте співвідношення між «правою» та «лівою» (за схемою) різницею температур.

Тепер із рівняння теплопередачі (1) можна отримати значення основного параметра теплообмінника – його площі.

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}}, \quad (24)$$

Теплове навантаження знаходимо із теплового балансу

$$Q = w_h B_2 = w_c (T_1 - T_2). \quad (25)$$

Після підстановок (7), (23) і (25) в (24) (для режиму протитечії) отримаємо вираз для площі теплообмінника

$$F = \frac{w_h B_2 \ln \beta}{K (T_1 - B_2) (\beta - 1)}. \quad (26)$$

За допомогою цього коефіцієнта β також можна співставити втрати тепла на виході із апарата і величину поверхні теплообміну.

Приклад використання приведених параметрів температури продемонструємо при

визначенні ефективності теплообмінників

Споживач теплообмінної апаратури орієнтується на ефективність роботи обладнання, зокрема, на величину ККД. Спрощеним підходом визначення цього параметру є використання теплового балансу, при якому оцінюються теплові втрати через зовнішні поверхні теплообмінника [3]

$$\eta = Q_{\text{відв}} / Q_{\text{підв}}, \quad (27).$$

де $Q_{\text{відв}}$ – фактична кількість теплоти передана від гріючого до нагріваємого теплоносія;

$Q_{\text{підв}}$ – кількість теплоти, що отримав нагріваємый теплоносій і величина втрат енергії через теплоізоляцію.

В цьому випадку зовсім не враховуються непродуктивні втрати тепла із гріючим теплоносієм, що виходить із апарату. Значно повніше характеризує ефективність використання теплової енергії вираз [4]

$$\eta = Q_{\text{відв}} / Q_{\text{макс}}, \quad (28)$$

де $Q_{\text{макс}}$ – максимально можлива кількість теплоти, що може бути передана від гріючого теплоносія.

На прикладі протитечії руху теплоносіїв складемо вирази для витрат тепла із формули (28)

$$\eta = \frac{w_h B_2 - 0}{w_c T_1 - B_1} = \frac{w_h B_2}{w_c T_1} \quad (29)$$

Співвідношення між $\frac{w_h}{w_c}$ знаходимо із теплового балансу по теплоносіям

$$Q = w_h B_2 = w_c (T_1 - T_2) \quad (30)$$

Після підстановки в (28) маємо

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - B_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (31)$$

Коефіцієнт корисної дії теплообмінника також можна виразити через коефіцієнт β . Зважаючи на (9) для протитечії

$$T_2 = \beta (T_1 - B_2)$$

Після підстановки в (28)

$$\eta = 1 - \beta \left(1 - \frac{B_2}{T_1}\right). \quad (32)$$

Аналогічно можна отримати вираз ККД і для прямотечії.

Вважаючи параметри w_h , K , T_1 , B_2 сталими величинами, ми отримали залежності ефективності роботи (31) і масогабаритного показника – поверхні теплообмінника (25) як функції одного незалежного параметра β . Тепер, вже на стадії ескізного проектування маємо аналітичні залежності для доцільного вибору технологічних і конструктивних параметрів теплообмінного обладнання.

Висновки. Застосовано апарат приведених параметрів (температур). Отримані залежності для визначення поверхні теплопередачі і коефіцієнта корисної дії

теплообмінника від одного спільного параметра –
співвідношення температур на кінцях
теплообмінного апарата.

Список використаної літератури:

1. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. 10-е изд. стереотип., доработ. — М.: ООО ТИД "Альянс", 2004. — 753 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. — М.: Энергоиздат, 1981. — 415 с.
3. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети/Учебник для вузов. :Москва, Издательство МЭИ, 2001. — 472с.
4. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочная серия / Под общ. ред. чл.-корр. РАН А. В. Клименко и проф. В. М. Зорина. — 4-е изд. — М.:Издательский дом МЭИ, 2009. — 632 с.: ил.

Сиренко В.Ф. Расчет и обоснование выбора теплообменных аппаратов с использованием приведенных параметров

Разработан единый унифицированный подход для определения величины поверхности теплообмена в рекуперативных теплообменниках для определения эффективности использования энергии греющего теплоносителя.

Для этой цели применено приведение температур теплоносителей к самой низкой начальной температуре нагреваемого теплоносителя. Тем самым понизили количество переменных величин на 1 единицу.

Вследствие упрощения выражений для разности температур на концах теплообменника получено общее выражение для средней разности температур при противоточном и прямоточном движении теплоносителей в аппарате взамен ныне применяемого выражения, в котором необходимо предварительно определять большую и меньшую разность температур и только потом подставлять в исходную формулу.

Применение метода приведенных температур также упрощает выражение для определения коэффициента полезного действия теплообменника.

Введенный нами коэффициент соотношения между «правой» и «левой разностью температур одновременно вошел в выражения и для определения поверхности теплопередачи и для определения коэффициента полезного действия теплообменника. Задаваясь значениями этого коэффициента из диапазона допустимых величин, можно определять соотношения между площадью и КПД теплообменника уже на стадии эскизного проектирования.

Ключевые слова: теплообмен, приведенные температуры, средняя разность температур, поверхность теплопередачи, КПД теплообменника.

Sirenko V.F. Calculation and justification of the choice of heat exchangers using the above parameters

Developed a single, unified approach to determine the magnitude of the surface heat exchange in the regenerative heat exchangers and to determine the efficiency of energy use and heating of the coolant.

For this purpose, applied to bring the temperature of the coolant to the lowest initial temperature of the coolant heats up. Thereby reduced the number of variables by 1 unit.

Due to simplify the expressions for the temperature difference at the ends of the heat exchanger obtained a General expression for the average temperature difference in counterflow and direct the movement of fluids in the apparatus. But at the present time, have used the expression in which predefine a large and a smaller temperature difference and then substituted into the original formula.

The application of the method given temperature also simplifies the expression to determine the coefficient of performance of the heat exchanger.

We introduced the coefficient of correlation between "right" and "left temperature difference simultaneously entered in the expression for determining the heat transfer surface and to determine coefficient efficiency of the heat exchanger. Specifying the values of this coefficient from the range of admissible values, we can determine the ratio between the size and efficiency of the heat exchanger at the stage of preliminary design.

Keywords: heat transfer, reduced temperature. the average temperature difference, the surface of the heat transfer efficiency of the heat exchanger.

Стаття надійшла в редакцію: 12.05.2015р.

Рецензент: д.т.н., професор Павлюченко А.М.