

ОСОБЛИВОСТІ КОНДЕНСАЦІЇ ПАРИ З ПАРОГАЗОВОЇ СУМІШІ**Шафаренко М. В., Воробйова О.В.****КПІ ім. Ігоря Сікорського, volya020786@gmail.com**

Багато процесів теплообміну супроводжуються переносом маси одного компонента відносно маси другого. Так відбуваються при конденсації пари з парогазової суміші. Робоче середовище складається з пари та газів. Температура насиченої пари вище температури поверхні стінки, а температура насичення газів значно нижча за неї. Внаслідок цього пара конденсуватиметься, а гази - не будуть. Таким чином гази, що не конденсуються, накопичуються біля стінки апарату і частинкам пари доводиться дифундувати через шар парогазового середовища. Таким чином, у ситуації виникає додатковий термічний опір, який значно знижує інтенсивність теплообміну. Так, за наявності в водяній парі, що конденсується, 2% повітря значення коефіцієнта тепловіддачі зменшується втричі в порівнянні зі значенням коефіцієнта тепловіддачі при конденсації чистої пари.

Коли стінка непроникна, то її температура t_c нижча за температуру парогазової суміші t_{no} і по сторінці тече плівка конденсату, то питома кількість теплоти, яка передається поверхні плівки, дорівнює [1]:

$$q = \alpha(t_{no} - t_{n,нов}) + j_{n,нов} \cdot i_{n,нов}, \quad (1)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі від парогазової суміші до плівки конденсату; $t_{n,нов}$ – температура парогазової суміші біля плівки конденсату; $j_{n,нов}$ – густина потоку маси; i – ентальпія.

Якщо знехтувати переохолодженням конденсату, то густину теплового потоку на стінці можна описати наступним рівнянням [1]:

$$q_c = \alpha(t_{no} - t_{n,нов}) + r \cdot j_{n,нов}, \quad (2)$$

де r – теплота фазового переходу.

При розрахунку q_c можна використати рівняння [1]:

$$q_c = \alpha_{cm}(t_{no} - t_c). \quad (3)$$

Коефіцієнт тепловіддачі α_{cm} враховує різні термічні опори (термічний опір фазового переходу R_ϕ , термічний опір конденсату R_κ , дифузійний термічний опір R_δ).

Якщо прийняти $R_\phi = 0$ та $R_\kappa = 0$, тоді коефіцієнт тепловіддачі дорівнює:

$$\alpha_{cm} = \frac{1}{R_\delta + \frac{1}{\alpha}}, \quad (4)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі при конвективному теплообміні.

Дифузійний термічний опір розраховується [2]:

$$R_o = \frac{t_{no} - t_{n,нов}}{\alpha(t_{no} - t_{n,нов}) + r \cdot \beta(\rho_{no} - \rho_{n,нов})}, \quad (5)$$

де ρ – густина парогазової суміші.

Середній коефіцієнт масовіддачі [2]:

$$\beta = \frac{Nu_\delta \cdot D}{d}, \quad (6)$$

де D – коефіцієнт дифузії; де d – лінійний розмір поверхні стінки.

Дифузійний критерій Нуссельта [2]:

$$Nu_\delta = c \cdot Re^{0.5} \cdot y^{-0.6} \cdot \pi_D^{-0.33}, \quad (7)$$

де Re – критерій Рейнольдса; y – вміст газу в паровій суміші;

$$\pi_D = \frac{P_{no} - P_{n,нов}}{p}, \quad (8)$$

де p – тиск парової суміші [1].

З рівняння (4) випливає, що коефіцієнт тепловіддачі α_{cm} залежить від інтенсивності взаємозв'язаних процесів тепло- та масообміну в парогазовій суміші та в плівці.

Практично важливим завданням є процес тепло- і масообміну при плівковій конденсації пари з пароповітряної суміші, що рухається, на горизонтальних одиночних трубах і трубах, зібраних в пучок. У формулі (7) множник c має чисельне значення: для одиночної труби $c = 0,47$; для першого ряду пучка труб $c = 0,53$; для наступних: $c = 0,82$. Критерій Рейнольдса знаходиться за швидкістю парогазової суміші, яка омиває трубу (або ряд труб). Визначальним розміром є зовнішній діаметр труб, визначальною температурою температура суміші.

Список використаної літератури:

1. Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. Сборник статей / ред. С. С. Кутателадзе. Ленинград : Госэнергоиздат, 1961. 392 с.
2. Филимонов С. С. Двухфазные потоки и вопросы теплообмена: сборник / ред. И. Т. Аладьев. Москва : Наука, 1970. 162 с.