

3. Владзиевский А.П. Автоматические линии в машиностроении. Книга первая. – М.: Машгиз, 1958. – 431 с.
4. Волчкевич Л.И., Ковалев М.П., Кузнецов М.М. Комплексная автоматизация производства. – М.: Машиностроение, 1983. – 269 с.
5. Дудюк Д.Л., Загвойська Л.Д. Оцінка накладання втрат робочого часу в послідовних системах методом віртуальних пар// Наукові праці: Зб. праць Лісівничої АН України. – 2004, вип. 3. – С. 110-113.
6. Дудюк Д.Л., Загвойська Л.Д. Віртуальні пари – реальне накладання втрат робочого часу// Наук. вісник УкрДЛТУ: Зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ. – 2005, вип. 15.4. – С. 133-139.
7. Элементы теории автоматических линий/ Д.Л. Дудюк, Л.Д. Загвойська, В.М. Максимів, Сорока Л.Я. – Київ-Львів: ІЗМН. – 1998. – 192 с.
8. Шаумян Г.А. Комплексная автоматизация производственных процессов. – М.: Машиностроение. – 1973. – 640 с.
9. Gershwin S.B. Manufacturing systems engineering – Prentice Hall, 1994. – 501 p.
10. Williams D.I. Manufacturing systems: an introduction to the technologies. – Open University Press Milton Keynes, England. 1988. – 208 p.

УДК 674.047

*Проф. П.В. Білей, д-р техн. наук;
інж. Ю.Л. Безноско, доц. В.М. Павлюст, канд.
техн. наук – НЛТУ України, м. Львів*

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ТЕПЛООБМІННИКА (КАЛОРИФЕРА) СУШИЛЬНОЇ КАМЕРИ

На основі рівняння теплопередачі для елемента площі поверхні теплообміну і рівняння теплового балансу визначена ефективність роботи (коефіцієнт корисної дії) теплообмінника.

Prof. P.V. Bilej, eng. Yu.L. Beznosko – NUFWT of Ukraine, L'viv

Method of determination of output-input ratio of heat exchanger (heater) of drying chamber

On the basis of equalization of heat transfer for the element of area of surface of heat exchange and equalization of thermal balance certain efficiency of work (output-input ratio) of heat exchanger.

Проблема максимального використання теплової енергії в сушильних камерах охоплює багато аспектів: вид теплоносія; конструкція, стан та розміщення теплообмінника (калорифера) в сушильній камері; швидкість омивання калорифера та фізичні характеристики агента сушіння; стан та конструкція загороджень сушильної камери.

Теплова потужність калорифера також є величиною багатofакторною. Вона залежить від кількості (місткості) матеріалу завантаженого в сушильну камеру, породи деревини, розмірів поперечного перерізу і довжини пиломатеріалів, вологості деревини, періоду процесу сушіння, тепло- і гідроізоляції, загороджень сушильної камери, виду теплоносія (повітря, топкові гази, водяна пара, вода), конструкції калорифера (чавунні ребристі труби, гладкі труби, ребристі сталеві труби, ребристі сталеві труби зібрані компактно пластинчасті калорифери, ребристі труби і біметалеві ребристі труби), швидкості руху повітря через калорифер, фізичних властивостей циркулюючого повітря.

У процесі проектування теплообмінників виконують конструкторський тепловий розрахунок, метою якого є визначення площі поверхні обраної

конструкції теплообмінника, яка б забезпечила передачу заданої кількості теплоти від відомого (за параметрами) теплоносія до застосованого (з відомими теплофізичними характеристиками) агента сушіння (середовища). Основним розрахунковим рівнянням є рівняння теплопередачі для елемента площі поверхні теплообміну – dF

$$dQ = k(t_T - t_C) dF, \quad (1)$$

і рівняння теплового балансу

$$\delta Q = M_T dh_T = M_C dh_C + dQ_{\text{втр}}, \quad (2)$$

де: dQ – кількість теплоти яка передається калорифером або теплова потужність калорифера, кВт; k – коефіцієнт теплопередачі калорифера, Вт/м²К; t_T, t_C – відповідно, температура теплоносія і середовища, К; M_T, M_C – відповідно, масові витрати теплоносія і середовища, кг/с; h_T, h_C – відповідно, ентальпія теплоносія і середовища, кДж/кг; $dQ_{\text{втр}}$ – втрати теплоти через огороження, Вт.

У ході передачі теплоти δQ через площу поверхні dF температура теплоносія зменшиться на величину

$$dt_T = \frac{\delta Q}{c_T}, \quad (3)$$

а температура середовища зросте на величину

$$dt_C = \frac{\delta Q}{c_C}, \quad (4)$$

де c_T, c_C – відповідно теплоємності теплоносія і середовища, кДж/кг К.

При цьому, $c_T = Q / (t'_T - t''_T)$, а $c_C = Q / (t''_C - t'_C)$ для одного кілограма маси. Тут одним штрихом позначено початкові температури, а двома штрихами – кінцеві температури.

Розв'язуючи разом рівняння (1...4), отримаємо

$$\frac{d(t_T - t_C)}{t_T - t_C} = \frac{[(t'_T - t''_T) - (t''_C - t'_C)] \cdot k \cdot dF}{Q}, \quad (5)$$

Якщо вважати, що коефіцієнт теплопередачі є постійним ($k = \text{const}$) для всієї поверхні то інтегруючи (2.40) в зазначених границях

$$\int_{t'_T - t''_C}^{t''_T - t'_C} \frac{d(t_T - t_C)}{t_T - t_C} = \int_0^F \frac{[(t'_T - t''_T) - (t''_C - t'_C)] \cdot k \cdot dF}{Q}, \quad (6)$$

отримаємо:

$$\ln \left[\frac{t''_T - t'_C}{t'_T - t''_C} \right] = \frac{[(t'_T - t''_T) - (t''_C - t'_C)] \cdot k \cdot F}{Q}, \quad (7)$$

$$Q = \frac{[(t''_T - t'_C) - (t'_T - t''_C)] \cdot k \cdot F}{\ln \left[\frac{t''_T - t'_C}{t'_T - t''_C} \right]}, \quad (8)$$

де: $t_T'' - t_C' = \Delta t_{\max}$ – максимальна різниця температур для теплообмінника;
 $t_T' - t_C'' = \Delta t_{\min}$ – мінімальна різниця температур для теплообмінника.

Якщо у формулі (1) прийняти середню різницю температур, то її можна записати так

$$\Delta \bar{t} = \frac{Q}{k \cdot F}. \quad (9)$$

І тоді на підставі (8) та (9) отримаємо формулу, яка використовується для розрахунку теплообмінника

$$\Delta \bar{t} = \frac{(\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) \cdot \varepsilon_{\Delta \bar{t}}}{\ln \Delta t_{\max} / \Delta t_{\min}}, \quad (10)$$

де $\varepsilon_{\Delta \bar{t}}$ – поправка на зміну середньої температури.

Згадана вище (формула 10) поправка $\varepsilon_{\Delta \bar{t}}$ враховує зміну середньої різниці температур для різних видів підключення теплообмінника: коли теплоносій і агент обробки рухаються в одному напрямку (прямотечія); коли теплоносій і агент обробки рухаються в протилежних напрямках (протитечія); коли агент обробки рухається перпендикулярно до руху теплоносія (перехресна течія) та інших змішаних видах. Значення поправки, а також методика розрахунку теплообмінних апаратів наводиться в різних літературних джерелах.

Ефективність роботи теплообмінника (калорифера) або його коефіцієнт корисної дії визначається за виразом

$$\eta_k = \frac{c_T(t_T' - t_T'')}{c_{\min}(t_T' - t_C')} = \frac{c_C(t_C'' - t_C')}{c_{\min}(t_T' - t_C')} = \frac{Q}{Q_{\max}}, \quad (11)$$

де $c_{\min}$ – менша з величин теплоємності теплоносія та агента обробки, тобто з c_T та c_C .

Ефективність теплообмінника (калорифера) – η_k визначає відношення між фактично переданою кількістю теплоти

$$Q = c_T(t_T' - t_T'') = c_C(t_C'' - t_C'), \quad (12)$$

та максимально можливою кількістю теплоти ($Q_{\max}$), яку можна отримати в протитечійному теплообміннику з безмежно великою площею поверхні теплообміну

$$\bullet \text{ коли } c_C < c_T, \quad Q_{\max} = c_C(t_T' - t_C'), \quad (13)$$

$$\bullet \text{ коли } c_T < c_C, \quad Q_{\max} = c_T(t_T' - t_C'). \quad (14)$$

Якщо задані величини параметрів t_T', t_C', c_C, c_T , то величина (η_k) повністю визначає умови теплообміну між теплоносієм та агентом обробки. Наприклад, якщо $c_T = c_{\min}$, то величину $\eta_k = (t_T' - t_T'') / (t_T' - t_C')$ можна назвати як термічний коефіцієнт корисної дії процесу, а якщо $c_C = c_{\min}$, то величина $\eta_k = (t_C'' - t_C') / (t_T' - t_C')$ характеризує термічний коефіцієнт корисної дії процесу нагрівання агента обробки теплообмінником. Провівши відповідні розрахунки знайдемо загальну інтегруючу залежність термічного коефіцієнта корисної дії теплообмінника від величини (kF) та відношення $c_{\varepsilon} = c_C / c_T$, яку представлено формулою

$$\eta_k = 0,439 \cdot \left(\frac{k \cdot F}{c_c} \right)^{0,34} / \left(\frac{c_c}{c_T} \right)^{0,18}, \quad (15)$$

де η_k – термічний коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) теплообмінника.

Для інженерних розрахунків доцільно залежність (15) представити графічно, для чого на вісі ординат відкладемо значення (η_k), а по вісі абсцис вираз kF/c_c . Враховуючи те, що теплоємність середовища (c_c) як якісне використовується вологе повітря для якого $c_c = c_{нов} = 1,0 \text{ кДж /м} \cdot \text{К}$, то вираз (kF/c_c) спроститься до виразу (kF) .

$$\eta_k = 43,9 \cdot (kF)^{0,34} / \left(\frac{c_c}{c_T} \right)^{0,18}.$$

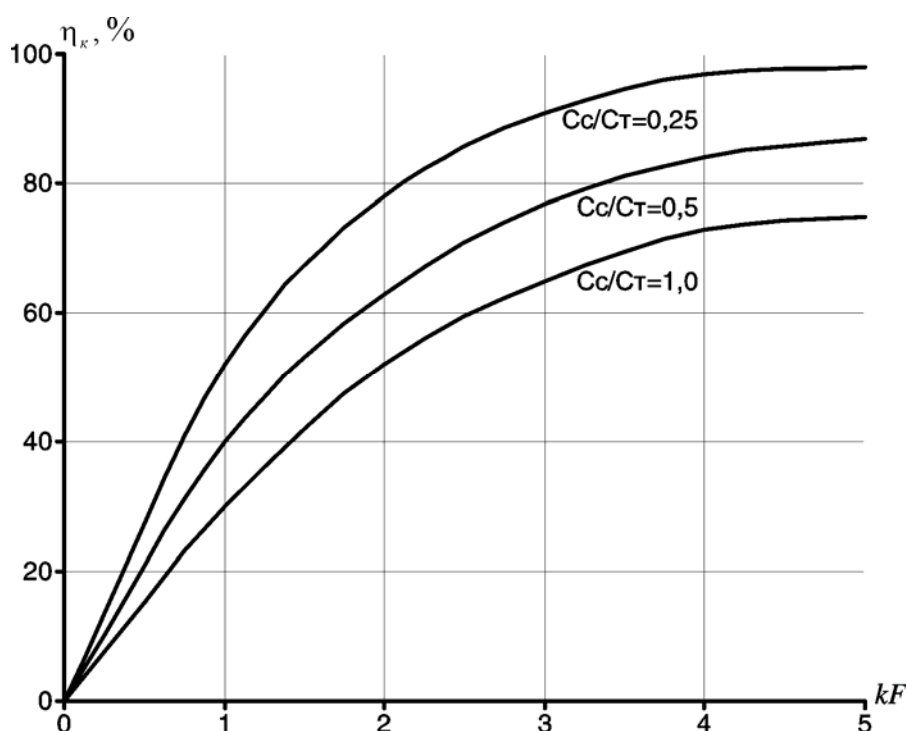


Рис. 1. Залежність η_k від (kF) та c_c/c_T

З графіків (рис. 1) видно, що у випадку застосування як теплоносія рідин з великою теплоємністю, а агентів обробки з малою теплоємністю, то термічний к.к.д. теплообмінника буде зростати. І якщо теплоємність теплоносія зросте до безмежності $c_T \rightarrow \infty$, то кінцева температура агента обробки визначиться за формулою

$$t''_C = t_T - (t_T - t'_C) \cdot e^{-kF}. \quad (16)$$

Якщо використовувати теплоносії та тепло агент обробки з однаковою теплоємністю, то неможливо досягти високих значень термічного к.к.д. теплообмінника. Наприклад, водяна пара має в 1,93 раза вищу теплоємність ніж вологе повітря, а нагріта вода майже в 4 рази має вищу теплоємність ніж вологе повітря. Цей факт говорить на користь застосування у вигляді теплоносія – гарячої води, чим досягається висока ефективність теплового обладнання сушильних камер.