

Про теплообмін у підігрівачах при конденсації пари з незначним вмістом газів

В.П. Петренко, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій

М.О. Прядко, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій

В.О. Бойко, асистент кафедри теплоенергетики та холодильної техніки, Національний університет харчових технологій

Наведені результати інтервально-ітераційних розрахунків теплообміну при конденсації низькопотенціальної пари з незначним вмістом газів з врахуванням термодифузійних процесів у пристінному шарі. Надано інженерне співвідношення для урахування впливу інертного компонента в парі на теплообмін в підігрівачах секційного типу.

Приведены результаты интервально-итерационных расчетов теплообмена при конденсации низькопотенциального пара с незначительным содержанием газов с учетом термодиффузионных процессов в пристенном слое. Представлено инженерное соотношение для учета влияния инертного компонента в паре на теплообмен в подогревателях секционного типа.

Results of interval-iterative calculations of heat exchange are resulted at condensation of low potential steam with the insignificant maintenance of gases taking into account thermodiffusive processes at a wall layer. The engineering ratio for accounting of influence of an inert component in steam on heat exchange in heaters of section type is presented.

У процесі нагрівання соків парю хвостових корпусів випарних установок (далі ВУ) часто виникає явище низької ефективності нагрівання, незважаючи на достатній рівень швидкості в трубах та відсутності накипоутворення. Як правило, це стосується підігрівачів соку перед основним вапнуванням, що споживають пару 4-го або 5-го корпусів ВУ. Особливого значення проблема набувала при нагріванні соків у багатоходових теплообмінних апаратах (решоферах) за умови верхнього підведення нагрівної пари та наявності лише верхньої газової відтяжки. Те саме стосується не тільки теплообмінників, а й самих випарних апаратів хвостової частини ВУ.

Як правило, зазначені негаразди виникають на заводах з низьким рівнем технічного обслуговування сальників, арматури та насосів, а також фланцевих з'єднань на лініях потоків з тиском менше атмосферного. За даних умов мають місце незначні

присоси повітря в пару яка, крім того, має ще й певну кількість газів, наприклад, аміаку, що виділяється в процесі кипіння розчинів у випарних апаратах.

Очевидно, проблема пригнічення теплообміну в нагрівних камерах теплообмінних апаратів пов'язана з наявністю інертних газів в низькопотенціальній парі. Відомо, що при конденсації пари із парогазової суміші біля міжфазної поверхні концентрується газ, що дифундує у зворотному до пари напрямку (Стефанів потік), утворюючи приграничний шар з підвищеною концентрацією інертного компонента. При цьому на міжфазній границі понижуються парціальний тиск водяної пари, і, відповідно, температура насичення (рис. 1).

Зважаючи на те, що додатковий дифузійний термічний опір тепловіддачі навіть при незначних концентраціях газів значно перевищує термічний опір конденсатної плівки, теплові розрахунки теплообмінників, які споживають низькопотенціаль-

ну теплоту пари із хвостових корпусів випарної установки без врахування реальних умов вентиляції нагрівних камер, є дуже наближеними.

Процеси масообміну в парогазових сумішах були детально досліджені в 60-70-х роках на модельних установках з поперечним обтіканням парогазовим потоком пучків труб відповідно до умов роботи поверхневих конденсаторів потужних парових турбін. Найбільш ґрунтовно результати дослідів та їх узагальнення відображені в роботах Бермана Л.Д. та Боришанського В.М. Пізніше подібні дослідження були виконані К.О. Штангєєвим у наближеному до умов роботи хвостової частини випарної установки діапазоні змін параметрів парогазової суміші.

Узагальнення результатів досліджень масообміну більшість авторів надали у формі залежності дифузійного опору масовіддачі від об'ємного витратного газовмісту ϵ_r та параметра поперечного потоку P_D у вигляді

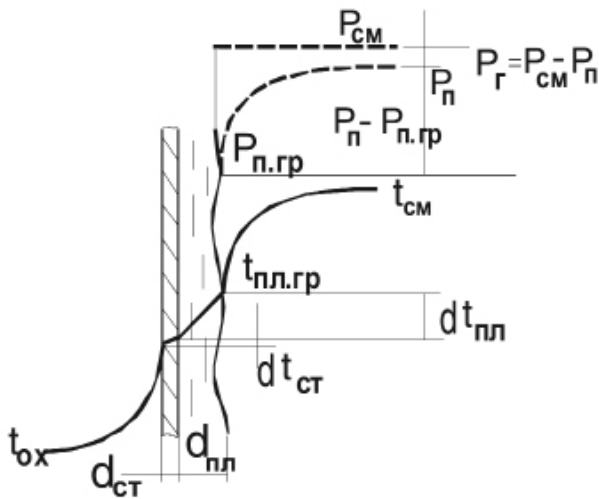


Рис. 1. Профілі температур і парціальних тисків при конденсації із парогазової суміші

$$\frac{Nu_D}{Nu_{D1}} = C \Pi_D^{-n} \varepsilon_r^{-m} \left(\frac{R_n}{R_r} \right)^{-0.1} \quad (1)$$

$\Pi_D = \frac{P_n - P_{n,гр}}{P_{см}}$ де – відношення різниці парціальних тисків водяної пари в потоці P_n та на міжфазній границі $P_{n,гр}$ до тиску суміші $P_{см}$;

$$\varepsilon_r = \frac{P_r}{P_{см}} = \frac{1}{1 + 1,61 \frac{D_n}{G_r}}$$

P_r – парціальний тиск газу в парогазовій суміші; R_r, R_n – газові постійні для газу та пари, відповідно;

$$Nu_D = \frac{\beta_p d}{D_p} \text{ – дифузійне число Нусельта;}$$

Nu_{D1} – дифузійне число Нусельта без урахування впливу поперечного потоку маси з аналогії між тепло- та масообміном;

β_p – коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці парціальних тисків;

$$D_p = D_{12} \frac{M_n}{R_{\mu} T_{см}} \text{ – коефіцієнт дифузії для пари, віднесений до градієнта парціального тиску;}$$

M_n – молекулярна вага пари;

D_{12} – коефіцієнт взаємодифузії пари та газу;

C, n, m – постійні коефіцієнти.

Парціальний тиск пари в парогазовій суміші P_n визначається через витрати пари D_n та газу G_r :

$$P_n = \frac{P_{см}}{1 + \frac{R_r G_r}{R_n D_n}}, \text{ або через газовміст } P_n = P_{см} (1 - \varepsilon_r).$$

Оскільки використання рівняння (1) вимагає знання параметрів суміші на міжфазній границі, розрахунок локального теплового навантаження виконують методом ітерації за умови рівності теплових потоків зліва та справа від міжфазної границі плівки конденсату (рис. 1) за співвідношеннями

$$q = \frac{t_{пл.гр} - t_{ох}}{\frac{1}{\alpha_{ох}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{пл}}} \quad (2)$$

$$q = rj = r\beta_p (P_n - P_{n.гр}), \quad (3)$$

де $\alpha_{ох}$ – коефіцієнт тепловіддачі до охолоджувального середовища від стінки поверхні теплообміну;

$\alpha_{пл}$ – коефіцієнт тепловіддачі при конденсації чистої пари;

P_n – парціальний тиск водяної пари в парогазовій суміші;

$P_{n.гр}$ – парціальний тиск водяної пари на міжфазній границі плівки конденсату при температурі поверхні плівки $t_{пл.гр}$;

$t_{ох}$ – середня температура холодного теплоносія на виділеній ділянці; r – теплота фазового перетворення;

$\delta_{ст}, \alpha_{ст}$ – товщина та теплопровідність матеріалу стінки теплообмінної поверхні.

При конденсації пари в теплообмінному апараті має місце нерівномірність розподілу концентрації газового компонента по поверхні, тому розрахунок теплового потоку для розглянутої системи по усередненим характеристикам не видається можливим. За даних умов коректним є позонний розрахунок з розбиттям теплообмінного каналу на ряд дискретних елементів, в межах якого має місце лінійність змін параметрів парогазової суміші.

Для прикладу виконано позонний інтервально-ітераційний розрахунок режимних параметрів потоку та теплових характеристик процесу теплопередачі вздовж трубної поверхні горизонтального однокотлового теплообмінного апарата з діаметром корпусу 325 мм, з розташованими по шестикутниках 37 труб діаметром 33x1,5 мм, довжиною 5 м із нержавіючої сталі (рис. 2). Газова відтяжка діаметром 50 мм розташована на «холодному» кінці ТО.

Парціальний тиск водяної пари на міжфазній поверхні $P_{n.гр}$ визначено як тиск насичення при температурі міжфазної поверхні $t_{пл.гр}$, яку знаходять з рівняння (2) при відомому або заданому тепловому потоці q

$$t_{пл.гр} = t_{ох} + \frac{q}{\alpha_{ох}} + q \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{q}{\alpha_{пл}}. \quad (4)$$

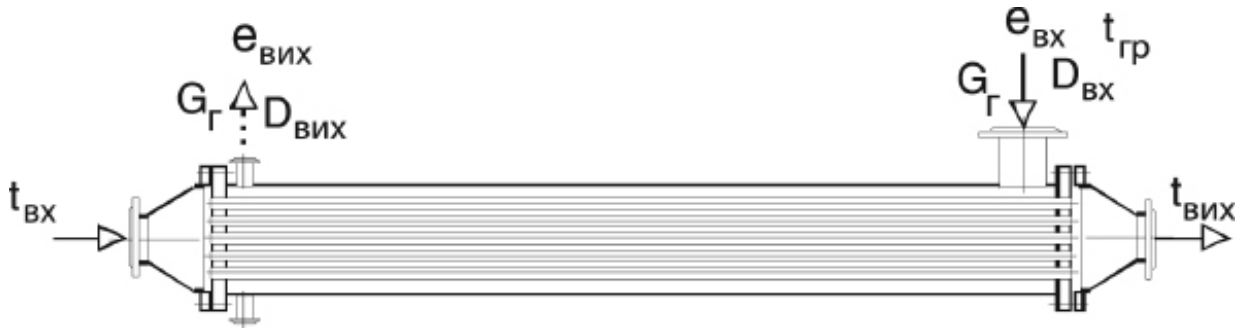


Рис. 2. Конструктивна схема теплообмінного апарата та схема потоків теплоносіїв

Конкретні рівняння для розрахунку процесу масообміну при конденсації пари з парогазової суміші у формі (1) взяті з РТМ 24.031.05 – 72.

На **рисунках 3 і 4** наведені результати розрахунку теплового потоку q , газовмісту ϵ_r та парціального тиску P_n пари вздовж поверхні теплообміну за умови постійного газовмісту у відтяжці

$\epsilon_{\text{вих}} = 0,5$ (50%), але при змінному вмісті газу в нагрівній парі $\epsilon_{\text{вх}} = 0,014 - 0,83\%$. При цьому підтримувався постійний газовміст на «холодному кінці» теплообмінного апарата за рахунок зростання вентиляційного потоку (протяжки) через нагрівну камеру,

відкриттям вентиля газової відтяжки, швидкість суміші в якій u змінювалась відповідно від 0,1 до 3 м/с. Крім того, незмінними для всіх серій розрахунків були: швидкість води в трубах $w = 1,2$ м/с, температура води на вході $t_{\text{вх}} = 80^\circ\text{C}$ та температура парогазової суміші на вході $t_{\text{гр}} = 99,6^\circ\text{C}$.

$$D_{\text{прот}} = \frac{D_{\text{вих}}}{D_{\text{вх}}}$$

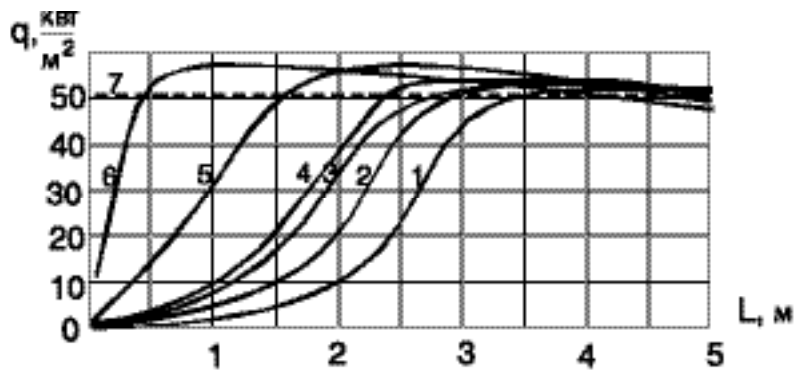


Рис. 3. Залежність $q = f(L)$ при $\epsilon_{\text{вих}} = 0,5$. Крива 7 відповідає середньому тепловому потоку на пучку труб при конденсації чистої пари ($\epsilon_{\text{вх}} = 0$).

- 1 - $\epsilon_{\text{вх}} = 0,008347$; $u_{\text{від}} = 3$ м/с; $D_{\text{прот}} = 0,842\%$;
- 2 - $\epsilon_{\text{вх}} = 0,004474$; $u_{\text{від}} = 2$ м/с; $D_{\text{прот}} = 0,449\%$;
- 3 - $\epsilon_{\text{вх}} = 0,003156$; $u_{\text{від}} = 1,5$ м/с; $D_{\text{прот}} = 0,317\%$;
- 4 - $\epsilon_{\text{вх}} = 0,001984$; $u_{\text{від}} = 1,0$ м/с; $D_{\text{прот}} = 0,199\%$;
- 5 - $\epsilon_{\text{вх}} = 0,0008275$; $u_{\text{від}} = 0,5$ м/с; $D_{\text{прот}} = 0,083\%$;
- 6 - $\epsilon_{\text{вх}} = 0,0001432$; $u_{\text{від}} = 0,1$ м/с; $D_{\text{прот}} = 0,014\%$;

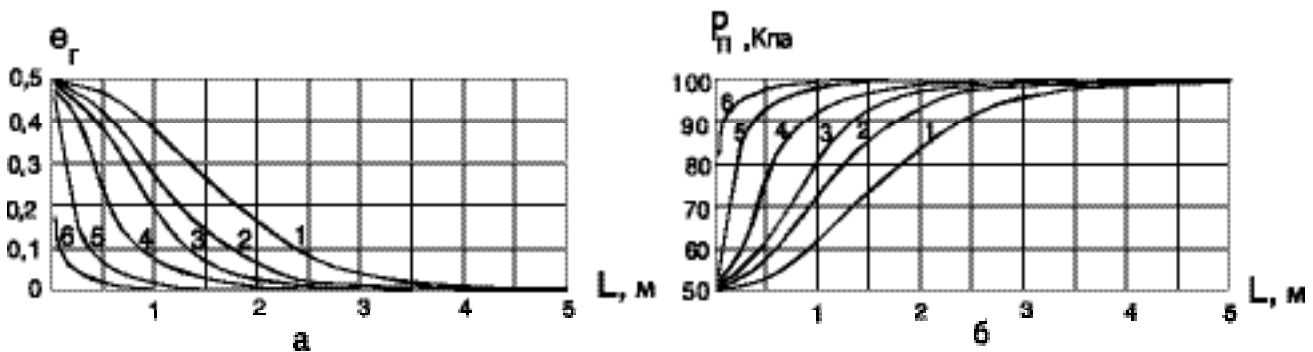


Рис. 4. а) залежність $\epsilon_r = f(L)$ при $\epsilon_{\text{вих}} = 0,5$;
 б) залежність $P_n = f(L)$ при $\epsilon_{\text{вих}} = 0,5$
 (позначення для кривих 1-6 відповідають рис. 3)

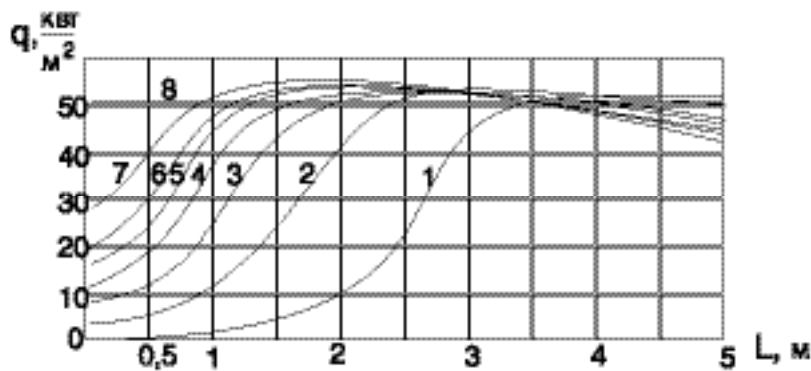


Рис. 5. Залежність $q = f(L)$ при постійній витраті газу на вході в ТО. ($G_z = 2,757 \cdot 10^{-3}$ кг/с); крива 8 відповідає середньому тепловому потоку на пучку труб при конденсації чистої пари $\varepsilon_{ex} = 0$.

Крива 1 відповідає лінії №1 на рис.3.

- 1 - $\varepsilon_{вих} = 0,5$; $\varepsilon_{ex} = 0,008347$; $u_{від} = 3$ м/с; ; $D_{прот} = 0,842\%$;
- 2 - $\varepsilon_{вих} = 0,333$; $\varepsilon_{ex} = 0,005683$; $u_{від} = 4,5$ м/с; $D_{прот} = 1,143\%$;
- 3 - $\varepsilon_{вих} = 0,2$; $\varepsilon_{ex} = 0,00446$; $u_{від} = 7,5$ м/с; $D_{прот} = 1,792\%$;
- 4 - $\varepsilon_{вих} = 0,143$; $\varepsilon_{ex} = 0,004161$; $u_{від} = 10,5$ м/с; $D_{прот} = 2,506\%$;
- 5 - $\varepsilon_{вих} = 0,111$; $\varepsilon_{ex} = 0,004094$; $u_{від} = 13,504$ м/с; $D_{прот} = 3,288\%$;
- 6 - $\varepsilon_{вих} = 0,091$; $\varepsilon_{ex} = 0,003958$; $u_{від} = 16,505$ м/с; $D_{прот} = 3,972\%$;
- 7 - $\varepsilon_{вих} = 0,063$; $\varepsilon_{ex} = 0,003772$; $u_{від} = 24,01$ м/с; $D_{прот} = 5,678\%$;

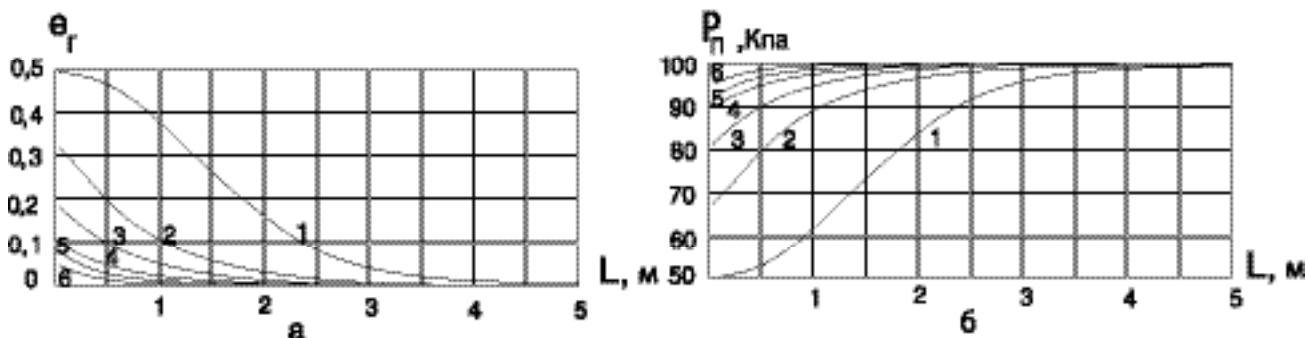


Рис. 4. а) залежність $\varepsilon_z = f(L)$ при $\varepsilon_{вих} = 0,5$; б) залежність $P_n = f(L)$ при $\varepsilon_{вих} = 0,5$ (позначення для кривих 1-6 відповідають рис. 3)

На **рисунках 5 і 6** наведені результати розрахунку q , ε_r та P_n вздовж поверхні теплообміну за умови різного вентиляційного потоку через відтяжку, але при постійній масовій витраті газу G_r , величина якої вибрана відповідно до умов протікання процесу теплопередачі кривої №1 на **рис. 3** ($G_r = 2,757 \cdot 10^{-3}$ кг/с).

Аналогічні криві можуть бути збудовані й для інших значень наявної різниці температур між парою та рідиною на вході в ТО, $(t_{гр} - t_{вх})$.

Очевидно, відношення площі під кривою 7 на **рисунках 3 та 8**, а також на **рисунку 5** (при відсутності інертного компонента в парі) та площі під рештою кривих, що відповідають різному газовмісту в парі на вході, буде характеризувати ступінь пригнічення теплопередачі інертним компонентом, оскільки в процесі зміни пара-

метрів потоку решта термічних опорів змінюються мало у порівнянні з дифузійним опором парогазового прошарку. За даних обставин у певному діапазоні змін режимних параметрів створюються умови отримання співвідношення для спрощеної оцінки впливу інертного компонента в парі на теплообмін в теплообмінних апаратах через інтегральну характеристику – відносне теплове навантаження

$$\psi = \frac{\bar{q}}{\bar{q}_0}$$

як відношення осередненого по довжині труб теплового потоку при наявності газів у парі

$$\bar{q} = \frac{\sum q_i \Delta L}{L}$$

до середнього теплового потоку при конденсації чистої пари \bar{q}_0 .

Зазначений спрощений метод, якщо він можливий, видається виправданим, оскільки позонний інтервально-ітераційний розрахунок за формулами (1, 2, 3) є надзвичайно громіздкий та незручний.

Аналіз графіків розподілу теплового потоку та газовмісту по довжині теплообмінної поверхні (**рис. 3, 5**), а також подібних графіків при інших наявних різницях температур для горизонтальних теплообмінних пучків труб, зображених на **рисунку 2**, показує, що форма узагальнюючого співвідношення для ψ може бути надана, як функція від газовмісту в парі на вході ε_{ex} та характерного параметра вентиляційного потоку – різниці парціальних тисків пари в суміші, що видаляється через відтяжку, $P_{п.вих}$ та тиску пари, що відповідає температурі охолоджувального середовища холодного кінця

теплообмінника, $P_{\text{від}}^{\text{від}}$. Перший параметр характеризує якість пари на вході в нагрівну камеру, другий $(P_{\text{п.вих}} - P_{\text{від}}^{\text{від}})$ – умови експлуатації, тобто ступінь відкриття газової відтяжки на «холодному кінці» або з іншого боку, ступінь протяжки пари через нагрівну камеру.

У діапазоні газовмістів $\epsilon_{\text{вх}} < 0,01$ (до 1%) та наявних температурних напорів на вході $(t_{\text{гр}} - t_{\text{вх}}) = 15-25^{\circ}\text{C}$, за умови протитечійного режиму руху теплоносіїв, отримане співвідношення для ψ має вигляд:

$$\psi = 1 - (5,3 - 0,09\Delta P_{\text{вих}}^{1,1} + 0,1\Delta P_{\text{вих}}^{1,2} - 10^{-6}\Delta P_{\text{вих}}^4)\epsilon_{\text{вх}}^n, \quad (5)$$

$$n = 0,495 + 0,0008\Delta P_{\text{вих}}^{1,52},$$

де $\Delta P_{\text{вих}} = P_{\text{п.вих}} - P_{\text{від}}^{\text{від}}$, кПа; $P_{\text{від}}^{\text{від}}$ – тиск насичення пари у відтяжці при температурі, що на 1°C більше температури охолоджувального середовища на вході в секцію теплообмінника, кПа; $P_{\text{п.вих}}$ – дійсний тиск насичення пари перед відтяжкою, кПа.

Якщо при певному значенні $\Delta P_{\text{вих}}$ величина ψ перевищить 1, приймається $\psi = 1$.

У структуру отриманого рівняння не входить наявна різниця температур, тому співвідношення (5) є наближеним і коректним лише при $(t_{\text{гр}} - t_{\text{вх}}) = 15 - 25^{\circ}\text{C}$ (робочий діапазон для теплообмінних апаратів цукрової промисловості).

Графічне зображення функції (5) при різних значеннях $\Delta P_{\text{вих}}$ наведено на **рисунку 7**.

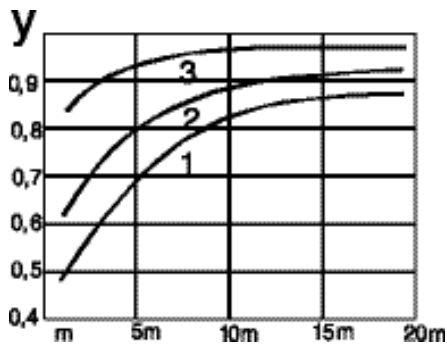


Рис. 7. Графічне зображення залежності $\psi = f(\epsilon_{\text{вх}}, \Delta P_{\text{вих}})$ по співвідношенню (5) 1 – $(P_{\text{п.вих}} - P_{\text{від}}^{\text{від}}) = 2,5$ кПа; 2 – 19; 3 – 32,4; 4 – 38,1; 5 – 41,3

Перевірний розрахунок теплообмінного апарата, (визначення кінцевої температури рідини або середнього теплового потоку) при відомому газовмісті в нагрівній парі, здійснюється ітерацією попередньо заданої температури рідини на виході. За даного способу відома загальна кількість сконденсованої пари, а, відповідно, і кількість газу G_r , що поступає в нагрівну камеру:

$$G_r = \frac{1,61\epsilon_{\text{вх}} D_{\text{вх}}}{1 - \epsilon_{\text{вх}}} = \frac{1,61\epsilon_{\text{вх}} GC(t_{\text{вх}} - t_{\text{вх}})}{1 - \epsilon_{\text{вх}} r}, \quad (6)$$

Парціальний тиск пари на виході з відтяжки визначається як:

$$P_{\text{п.вих}} = \frac{P_{\text{см}}}{1 + 0,622 \frac{G_r}{D_{\text{вх}}}}, \quad (7)$$

де $D_{\text{вх}}$ – витрата пари через відтяжку (вентиляційний потік). Мінімальна величина виходу пари через відтяжку, або мінімальний вентиляційний потік:

$$D_{\text{від}}^{\text{від}} = 0,622 \frac{G_r}{\frac{P_{\text{см}}}{P_{\text{від}}^{\text{від}}} - 1} \quad (8)$$

обмежений умовою, при якій ще зберігається мінімальний температурний напір у хвостовій частині теплообмінного апарата, величина якого прийнята за 1°C . Тобто мінімальний парціальний тиск пари $P_{\text{від}}^{\text{від}}$ у формулі (8) визначається як тиск насичення при температурі $t_{\text{вх}} + 1^{\circ}\text{C}$.

Результати розрахунку відносного теплового навантаження теплообмінної секції, зображеної на **рис. 2**, виконаних за співвідношеннями (5, 6, 7, 8), при витраті води $G = 30$ кг/с з початковою температурою $t_{\text{вх}} = 80^{\circ}\text{C}$ та температурі пари $t_{\text{гр}} = 99,6^{\circ}\text{C}$, за умови різного газовмісту в парі $\epsilon_{\text{вх}}$, та різної величини вентиляційного потоку пари $D_{\text{від}}$ через нагрівну камеру (кратній мінімально допустимій, $m = D_{\text{від}}^{\text{від}}$), наведені на **рис. 8**.

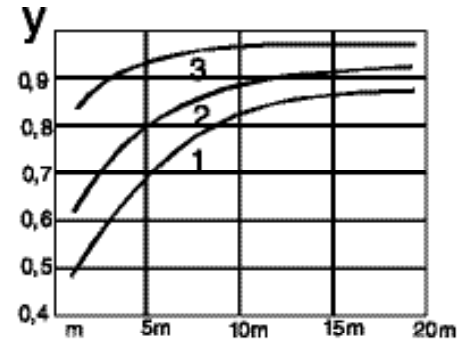


Рис. 8. Залежність $у = f(D_{\text{від}})$

- 1 – $\epsilon_{\text{вх}} = 0,01$ (1,0%);
- 2 – 0,005 (0,5%);
- 3 – 0,001 (0,1%);

$$m = D_{\text{від}}^{\text{від}} = 0,622 \frac{G_r}{\frac{P_{\text{см}}}{P_{\text{від}}^{\text{від}}} - 1}$$

Як видно з наведеного прикладу, при наявній різниці температур 20°C та вмісті газу в нагрівній парі до 0,1% достатньо 2–3 кратного від мінімально необхідного вентиляційного об'єму пари для забезпечення умови $у = 0,9$.

За умови поставленої задачі $D_{\text{від}}^{\text{від}} = 0,0017065$ кг/с; мінімальна швидкість суміші у відтяжці діаметром 50 мм, $u_{\text{від}} = 1,45$ м/с. При вмісті газу в парі 1%

необхідно забезпечити 10–15 кратний до мінімально необхідного вентиляційний потік, зі швидкістю парогазової суміші у відтяжці $u_{від} = 15–20$ м/с, щоб отримати $y = 0,85\%$.

Зрозуміло, що при постійному газомісті в парі зі збільшенням температурного напору зростає кількість сконденсованої пари і, відповідно, в нагрівній камері виділяється більша кількість газів, тому вентиляційний потік повинен також зростати.

Відкритим залишається питання про рівень вмісту газів у парі, оскільки експрес методи його визначення відсутні, а систематичні дослідження не проводились. За результатами досліджень К.О. Штангеева, виконаних у 80-ті роки в ВНДЦП, газоміст у парі, що поступав на конденсатор з останнього корпусу ВУ, не перевищував 1%. Як було зазначено, процент вмісту газів може суттєво коливатися залежно від рівня технічного

обслуговування обладнання, що експлуатується під вакуумом, тобто підсосів повітря. Якщо прийняти, що середня величина газомісту знаходиться в межах 0,2...0,3%, то значення параметра $y = 0,85\%$ досягається при 2–3 кратному від мінімального вентиляційному потоці.

З зазначеного вище зрозуміло, що навіть при відсутності накипоутворення, практика введення в теплові конструктивні та перевірені розрахунки теплообмінників, що споживають вторинну пару 4-го корпусу ВУ, коефіцієнта використання поверхні теплообміну $f = 0,8$ є виправданою.

Очевидно, що за умови верхнього розташування вхідного парового патрубку і газової відтяжки, що має місце в решоферах, більша частина поверхні труб взагалі вимикається з процесу теплообміну. Те саме стосується і нагрівних камер випарних апаратів. Зазначена проблема легко вирішується організацією вентиляційного потоку з

протилежного до вхідного парового патрубку боку.

Таким чином, рівняння (5):

– дає можливість оцінити необхідну величину вентиляційного потоку, діаметр і ступінь відкриття газової відтяжки в залежності від вмісту газу в нагрівній парі;

– визначити відносне теплове навантаження при наявності газів у нагрівній парі залежно від величини вентиляційного потоку;

– суттєво спростити теплові розрахунки теплообмінних апаратів з врахуванням вмісту в нагрівній парі інертного газового компоненту.

Слід підкреслити, що розподіл концентрації газу в нагрівних камерах решоферів і випарних апаратів відрізняється від секційних ТО, тому рівняння (5) коректне лише для нагрівних камер теплообмінних апаратів секційного типу з протитечійним режимом руху теплоносіїв в зазначеному вище діапазоні зміни режимних параметрів.

ЦІКАВІ НОВИНИ

PureCircle починає активне просування нового замітника цукру на основі стевії в США



Один з провідних світових виробників продуктів на основі стевії, компанія «PureCircle», повідомила, що починає активне просування нового замітника цукру на основі стевії, ґрунтуючись на отриманому дозволі від Управління з контролю за продуктами і ліками США на використання свого нового інгредієнта SG95, що містить сім раніше схвалених стевіольних глікозидів, а також Rebaudiosid - A і Rebaudiosid - F, в якості харчового інгредієнта для харчової промисловості на всій території США.

Як заявляють у компанії-виробнику, новий продукт ідеально підходить в якості часткової заміни цукру, при використанні його у виробництві продуктів харчування. Одним з головних його переваг є вартість, яка значно поступається вартості цукру. Сьогодні світовий ринок продуктів на основі стевії продовжує активно розвиватися. Свою головну популярність у світі «PureCircle» отримала завдяки роз-

робці безкалорійного низькоглікемічного підсолоджувача із стевії. Відповідно до планів «PureCircle», на початковому етапі основним ринком збуту SG95 стане США. Згодом цей продукт з'явиться в Європі й інших частинах світу.