

Аналіз ефективності теплообмінників та підігрівників в структурі теплотехнологічного комплексу цукрового заводу

С.М. Василенко, доктор технічних наук, Український науково-дослідний інститут цукрової промисловості

С.М. Самійленко, Національний університет харчових технологій

К.О. Штангесв, кандидат технічних наук, Інститут післядипломної освіти Національного університету харчових технологій

В.В. Шутюк, кандидат технічних наук, Національний університет харчових технологій

В.М. Кухар, генеральний директор ТОВ «Фірма ТМА»

П.І. Лисюк, ТОВ «Фірма ТМА»

27

В статті розглянуто питання про застосування коефіцієнта теплової ефективності підігрівачів та теплообмінників при виборі обладнання та його вплив на техніко-економічні показники теплових схем.

В статье рассмотрен вопрос об использовании коэффициента тепловой эффективности подогревателей и теплообменников при выборе оборудования и его влияние на технико-экономические показатели тепловых схем

In article the question of use of heaters and heat exchangers thermal efficiency coefficient is considered for a choice of equipment and its influence on technical and economic indicators of thermal schemes

В спрощеному вигляді **комплекс заходів з підвищення ефективності (оптимізації) структури теплотехнологічного комплексу цукрового заводу** (в подальшому ТТК) можна звести до наступних взаємопов'язаних дій:

- зменшення витрати теплоти на окремі споживачі;
- максимальне використання вторинних енергоресурсів;
- збільшення кратності випаровування випарної установки з метою компенсації зменшення паровідборів.
- дотримання балансу споживання і виробництва теплової та електричної енергії.

Внаслідок складності ТТК як системи його можна розглядати як сукупність окремих підсистем, кожна з яких, в свою чергу, є складною сукупністю різнорідних елементів. При цьому окремі елементи системи можуть, в залежності від характеру аналізу, розглядатися як складові різних підсистем.

Так, **теплообмінні апарати (ТА) типу «конденсат-сік»**

(теплообмінні апарати типу «рідина-рідина» умовно називатимемо «теплообмінниками», а ТА типу «пара-рідина» називатимемо «підігрівниками») з точки зору технологічних підсистем виконують функцію підтримання температурного режиму на окремих стадіях технологічного процесу, а з точки зору розподілу енергетичних потоків вони служать для використання теплоти вторинних енергоресурсів. Відповідно, для максимального використання теплоти конденсатів, а також для заміщення паровідборів більш високого потенціалу, вони мають працювати при менших температурних напорах і забезпечувати можливо меншу різницю між температурою конденсату (первинного теплоносія) на виході з теплообмінника та початковою температурою соку (вторинного теплоносія).

Парорідинні підігрівники також з точки зору технологічних підсистем виконують функцію підтримання температурного режиму на окремих ста-

діях технологічного процесу, а з точки зору підсистеми розподілу енергетичних потоків вони є споживачами вторинної пари випарної установки. Тому для підвищення кратності випаровування випарної установки, очевидно, парорідинні підігрівники мають працювати при менших температурних напорах і забезпечувати можливо меншу різницю між температурою нагрівної пари (первинного теплоносія) та нагрітого соку (вторинного теплоносія) на виході з підігрівника.

На **першому етапі оптимізації ТТК**, який умовно можна назвати розробкою технічних пропозицій, визначаються можливі варіанти основних принципових схемних рішень та оцінюються ймовірні співвідношення енергетичної та економічної ефективності перспективних варіантів. На цьому етапі оптимізуються, очевидно, характеристики ТА в тому сенсі, в якому вони відповідають вимогам термодинамічної досконалості структури ТТК.

На сьогодні на першому етапі оптимізації структури ТТК застосовується метод аналізу ефективності ТА, в основу якого покладене поняття «теплопродуктивності ТА» («теплого потоку»). Відповідно, цей метод можна вважати таким, що базується на **першому законі термодинаміки**.

Основною характеристикою підігрівників та теплообмінників під час застосування цього методу є «**коефіцієнт ефективності ТА**» (його також в технічній літературі називають «коефіцієнтом корисної дії ТА», «робочою характеристикою ТА», «відношенням підвищення температур ТА», «відношенням підігрівів ТА « тощо)

$$E = Q / Q_{max}, \quad (1)$$

де Q – дійсна теплопродуктивність ТА, $Q = kF\Delta T_{cp}$, Вт; k – середній коефіцієнт теплопередачі, $k = (1/\alpha_1 + \delta_{ct}/\lambda_{ct} + \delta_3/\lambda_3 + 1/\alpha_2)^{-1}$, Вт/(м²К); α_1, α_2 – середні коефіцієнти тепловіддачі відповідно первинного та вторинного теплоносіїв, Вт/(м²К); δ_{ct}, δ_3 – товщини відповідно поверхні теплообміну та шару забруднень, м; λ_{ct}, λ_3 – коефіцієнти теплопровідності відповідно поверхні теплообміну та шару забруднень, Вт/(м·К); F – площа поверхні теплообміну, м²; ΔT_{cp} – середня різниця температур, для теплообмінників в умовах протитечії $\Delta T_{cp} = [(T_{1вх} - T_{2вих}) - (T_{1вих} - T_{2вх})] / \ln[(T_{1вх} - T_{2вих}) / (T_{1вих} - T_{2вх})]$, для підігрівників $\Delta T_{cp} = [(T_{1с} - T_{2вх}) - (T_{1с} - T_{2вих})] / \ln[(T_{1с} - T_{2вх}) / (T_{1с} - T_{2вих})]$, К (°С); $T_{1вх}, T_{1вих}$ – температури первинного теплоносія (конденсату) на вході та виході, К (°С); $T_{1с}$ – температура насичення нагрівної пари, К (°С); $T_{2вх}, T_{2вих}$ – температури вторинного теплоносія (соку) на вході та виході, К (°С); Q_{max} – такий тепловий потік, за якого теплоносій з меншим значенням масової теплоємності матиме на виході температуру, що дорівнює температурі на вході іншого теплоносія, $Q_{max} = C_{min} \Delta T_{max}$, Вт; $\Delta T_{max} = (T_{1вх} - T_{2вх})$ – для теплообмінників, $\Delta T_{max} = (T_{1с} - T_{2вх})$ – для підігрівників, К (°С); C_{min} – менша з масових витратних теплоємностей двох теплоносіїв C_1 та C_2 , Вт/К; $C_{min} = C_1$ – для теплообмінників; $C_{min} = C_2$ – для підігрівників; C_1, C_2 – масові витратні теплоємності двох теплоносіїв, $C_1 = G_{1c1}, C_2 = G_{2c2}$, Вт/К; G_1, G_2 – масові витрати теплоносіїв, кг/с; c_1, c_2 – масові теплоємності теплоносіїв, кДж/(кг·К).

Зменшення витрати пари на випарну установку при підвищенні коефіцієнта ефективності ТА визначиться наступним чином:

1. При збільшенні коефіцієнта ефективності теплообмінника на $\Delta E_{то}$, за умови компенсації зниження кратності випаровування випарної установки, викликаної заміщенням частини паровідбору теплотою конденсатів, витрата пари на випарну установку зменшиться на

$$\Delta D = \Delta E_{то} \cdot C_1 \cdot (T_{1вх} - T_{2вх}) / \Delta h_{fg} \quad (2)$$

де Δh_{fg} – питома теплота конденсації нагрівної пари, кДж/кг.

2. При збільшенні коефіцієнта ефективності підігрівника на $\Delta E_{ндгр}$ кількість нагрівної пари, що ним споживається, збільшиться на

$$\Delta D_{ндгр} = \Delta E_{ндгр} \cdot C_2 \cdot (T_{1с} - T_{2вх}) / \Delta h_{fg} \quad (3)$$

Відповідно, зменшення витрати пари на випарну установку може бути виражене як

$$\Delta D = (n_1 / n_2) \Delta D_{ндгр}, \quad (4)$$

де коефіцієнти n_1, n_2 визначають вплив зміни ефективності відповідного підігрівника на кратність випаровування:

2.1. Коефіцієнт n_1 визначає, на скільки ступенів випаровування зміщується паровідбор $\Delta D_{ндгр}$. Наприклад, якщо станція нагрівання складається з двох послідовних груп парорідинних підігрівників, що нагріваються вторинною парою послідовних корпусів випарної установки, то збільшення ефективності підігрівника першої групи на ΔE змістить частину паровідбору $\Delta D_{ндгр}$ на одну ступінь випаровування. Відповідно, $n_1 = 1$.

2.2. Коефіцієнт n_2 визначає, з якою метою підвищується ефективність підігрівника:

2.2.1. Коефіцієнт ефективності підігрівника збільшується з метою підвищення кратності випаровування, що викликає збільшення кількості випареної води у випарній установці та відповідне зменшення витрати пари на вакуум-апарати першого продукту. Тоді значення n_2 буде дорівнювати номеру корпусу випарної установки, вторинною парою якого нагріваються вакуум-апарати першого продукту, плюс один.

2.2.2. Коефіцієнт ефективності підігрівника збільшується з метою підвищення кратності випаровування для компенсації зниження випарувальної здатності випарної установки, викликаної заміщенням деякого паровідбору вторинними енергоресурсами. В цьому випадку значення n_2 буде дорівнювати номеру корпусу випарної установки, паровідбір з якого заміщений вторинним енергоресурсом. Як правило, в цьому випадку рівняння (4), очевидно, аналізують спільно з рівняннями (2, 3).

Слід відзначити, що, оскільки зміна коефіцієнта ефективності ТА впливає на витрату пари на технологічні потреби та, як наслідок, і на величину витрати конденсату G_1 . Тому розрахунок впливу ефективності ТА на показники ТТК проводиться лише в порядку комплексного розрахунку ТТК.

На **другому етапі оптимізації ТА при порівняльному виборі конфігурації і типу ТА** значення коефіцієнта ефективності пов'язують з параметрами його роботи, розгорнувши залежність (1),

$$E = kF\Delta T_{cp} / (C_{min} \Delta T_{max}), \quad (5)$$

Можна зробити висновок, що для ТА як відповідних елементів ТТК (тобто при заданих $c_1, G_2, c_2, T_{1S}, T_{1BK}, T_{2BK}$) визначальний вплив на ефективність має величина добутку kF . Для підвищення kF можна застосувати ряд заходів, кожний з яких одночасно приводить до відповідного збільшення гідравлічного опору проточної частини ТА.

Тому одночасно з аналізом термодинамічної ефективності ТА на цьому етапі необхідно здійснювати аналіз витрати енергії на забезпечення руху теплоносіїв в його елементах.

Гідравлічний опір (питомі витрати механічної енергії) проточної частини ТА для кожного з теплоносіїв складається із опору тертя (лінійного опору) в його елементах та місцевих опорів

$$\Delta p = \xi \cdot L \rho v^2 / (2d) + \sum \zeta_m \cdot \rho v_m^2 / 2, \text{ Па}, \quad (6)$$

де ξ – коефіцієнт гідравлічного опору тертя; L – довжина проточної частини вздовж руху теплоносія, м; ρ – густина теплоносія, кг/м³; v – середня швидкість руху теплоносія відповідно в трубах, міжтрубному просторі трубних ТА, каналах пластинчастого ТА, м/с; d – відповідно внутрішній діаметр труб, еквівалентний діаметр міжтрубного простору, еквівалентний діаметр плоских каналів (для плоского каналу $d = 2\delta$, м; δ – відстань між пластинами), м; ζ_m – коефіцієнти місцевих опорів; v_m – визначальні швидкості в місцевих опорах, м/с (як правило, місцеві опори розраховують за швидкістю в меншому перерізі).

Електрична потужність, необхідна для подолання гідравлічних опорів відповідного теплоносія,

$$N_i = \Delta p_i \cdot G_i / (\rho \eta_n \eta_{де} \eta_{пр}) \cdot V m, \quad (7)$$

де G_i – масова витрата відповідного теплоносія, кг/с; $\eta_n, \eta_{де}, \eta_{пр}$ – коефіцієнти корисної дії відповідно насоса, електродвигуна, перетворювального пристрою (частотного перетворювача тощо).

Розглянемо заходи з підвищення ефективності теплообмінників на прикладі першої групи нагрівання соку перед гарячою дефекацією конденсатом вторинної пари хвостових корпусів випарної установки (так званим «аміачним» конденсатом) для цукрового заводу потужністю 6000 т переробки буряків на добу. Параметри роботи теплообмінника: витрата соку – 150 % до м.б.; температура соку перед теплообмінником – 56 °С; витрата конденсату – 80% до м.б.; температура конденсату перед теплообмінником – 90 °С.

1. Збільшення площі поверхні теплообміну F при постійному значенні k . Проведено розрахунок та аналіз ефективності секційних теплообмінників, що складаються з двох, чотирьох тощо послідових по соку і конденсату та протитечіно включених секцій з $F = 45 \text{ м}^2$ кожної при чистій поверхні теплообміну (кількість трубок в секції $n = 93$ шт., швидкість руху соку в трубках складала $v =$

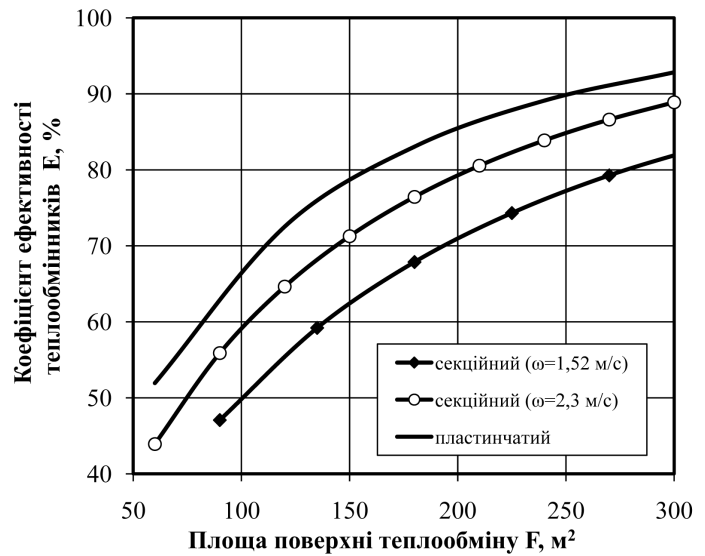


Рис. 1. Залежність коефіцієнта ефективності групи нагріву теплообмінників від площі поверхні теплообміну 1,52 м/с, а конденсату в міжтрубному просторі $v = 0,44 \text{ м/с}$. На рис. 1 наведено динаміку зміни коефіцієнта ефективності групи нагрівання зі збільшенням F при постійному k . Як і очікувалось, зі зростанням F збільшується E , причому темп зростання постійно падає. В той же час сумарна потужність, необхідна для подолання гідравлічних опорів під час руху соку та конденсату (визначались потужності $N_i = \Delta p_i \cdot G_i / \rho_i$, Вт), очевидно, зростає пропорційно збільшенню F (див. рис. 2).

2. Збільшення коефіцієнта теплопередачі k . Існують два способи підвищення k :

2.1. В теплообмінниках з гідравлічно гладкими трубами (каналами) – збільшення значень коефіцієнтів тепловіддачі α_1, α_2 шляхом збільшення швидкостей руху теплоносіїв. Проведено розрахунок та аналіз ефективності груп нагрівання, що складаються з двох, чотирьох тощо послідовних по соку та конденсату та протитечіно включених секцій з $F = 30 \text{ м}^2$ кожної при чистій

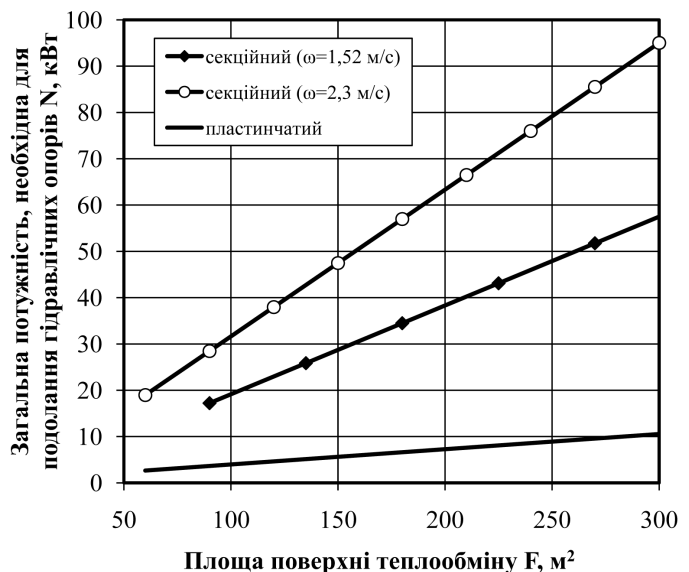


Рис. 2. Залежність загальної потужності, необхідної для подолання гідравлічних опорів, від площі поверхні теплообміну

поверхні теплообміну (кількість трубок в секції $n = 62$ шт., швидкість руху соку в трубках складала $v = 2,3$ м/с, а конденсату в міжтрубному просторі $v = 0,7$ м/с). Результати, наведені на **рис. 1**, свідчать, що, як і очікувалось, значення E перевищують отримані при тих же значеннях F для теплообмінників з нижчою швидкістю, причому динаміка зміни E в залежності від F не залежить від швидкості. В той же час сумарна потужність, необхідна для подолання гідравлічних опорів під час руху соку та конденсату, перевищує значення, отримані для менших значень швидкостей (див. **рис. 2**)

2.2. Застосування теплообмінників з інтенсифікацією теплообміну. Проведено розрахунок та аналіз ефективності групи нагрівання, що складається з пластинчастого теплообмінника, швидкість руху соку в каналах якого складала $v = 0,45$ м/с, а конденсату в міжтрубному просторі $v = 0,26$ м/с. На **рис. 1** наведено динаміку зміни коефіцієнта ефективності теплообмінника, а на **рис. 2** – динаміку зміни сумарних витрат потужності на подолання гідравлічних опорів.

Із аналізу рисунків можна зробити висновок, що пластинчастий теплообмінник забезпечує значно більший коефіцієнт ефективності при значно меншій площі поверхні теплообміну і значно менших сумарних потужностях на подолання гідравлічних опорів.

Розглянемо заходи з підвищення ефективності підігрівників на прикладі першої групи нагрівання соку перед випарною установкою для цукрового заводу продуктивністю 6000 т переробки буряків на добу. Параметри роботи підігрівника: витрата соку – 118% до м.б.; температура соку перед підігрівником – 87°C; температура насичення нагрівної пари – 107°C.

1. Збільшення площі поверхні теплообміну F при постійному значенні k . Проведено розрахунок та аналіз ефективності груп нагрівання, що складаються з одного, двох, трьох послідовно по соку включених десятиходових підігрівників з $F = 300$ м² кожного (ПДС-10-300), швидкість руху соку в трубках яких складала $v = 1,38$ м/с (наки-

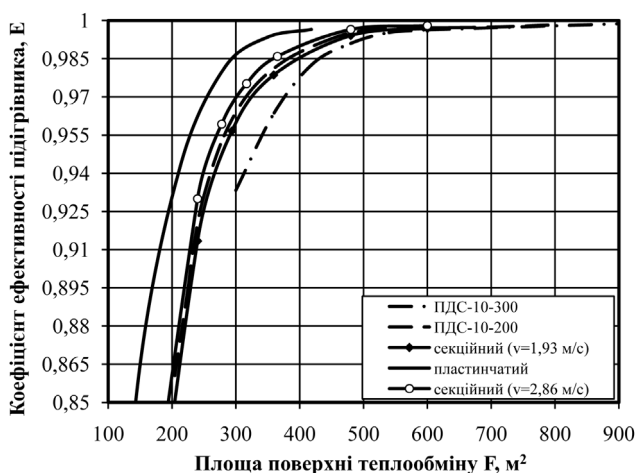


Рис. 3. Залежність коефіцієнта ефективності групи нагрівання підігрівників від площі поверхні теплообміну

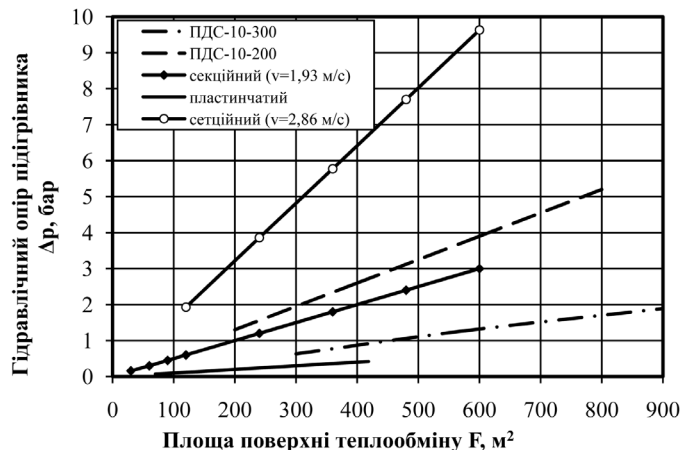


Рис. 4. Залежність гідравлічного опору групи нагрівання підігрівників від площі поверхні теплообміну

поутворенням та впливом на α_1 неконденсованих газів знехтували). На **рис. 3** наведено динаміку зміни коефіцієнта ефективності групи нагрівання зі збільшенням F при постійному k . Як і очікувалось, зі зростанням F збільшується E , причому темп зростання постійно падає. В той же час гідравлічний опір Δp , очевидно, зростає пропорційно збільшенню F (див. **рис. 4**).

2. Збільшення коефіцієнта теплопередачі k . В парорідинних підігрівниках $\alpha_1 \sim \delta_{ст} / \lambda_{ст} \ll \alpha_2$. Відповідно, для збільшення k в першу чергу слід збільшувати α_2 .

Існують два способи підвищення α_2 :

2.1. В підігрівниках з гідравлічно гладкими трубами (каналами) – збільшення швидкості руху рідини.

2.1.1. Проведено розрахунок та аналіз ефективності груп нагрівання, що складаються з одного, двох, трьох послідовно по соку включених десятиходових підігрівників з $F = 200$ м² кожного (ПДС-10-200), швидкість руху соку в трубках яких складала $v = 2,08$ м/с. Результати, наведені на **рис. 3**, свідчать, що, як і очікувалось, значення E перевищують отримані при тих же значеннях F для підігрівників з нижчою швидкістю, причому динаміка зміни E в залежності від F не залежить від швидкості. В той же час гідравлічний опір Δp значно перевищує значення, отримані для меншого значення швидкості (див. **рис. 4**)

2.1.2. Такий же результат отримано для секційних підігрівників з послідовно включених секцій, по 42 трубки діаметром 30/33 мм та довжиною 5,2 м, швидкість руху соку в трубках яких складала $v = 1,93$ м/с, а також секційних підігрівників зі швидкістю соку $v = 2,86$ м/с.

Для наближеного аналізу визначимо зв'язок між показниками ефективності гладкотрубного підігрівника та гідравлічним опором його проточної по соку частини. В першому наближенні вважаємо $k \sim \alpha_2$, приймаємо розподіл температури рідини вздовж руху лінійним та, нехтуючи місцевими опорами, для турбулентного режиму руху рідини отримаємо вирази:

– для величини площі поверхні теплообміну

$$F \sim 47,6 Q_{max} \Delta T_{max}^{-1} E (1-0,5E) - 1 \nu - 0,8 d 0,2 \nu 0,8 \lambda^{-1} P_r^{-0,43}; \quad (8)$$

– для величини гідравлічного опору

$$\Delta p \sim 1,88 Q_{max} G^2 - 1 \Delta T_{max}^{-1} E (1-0,5E) - 1 \nu 1,95 d - 0,05 \rho^2 \nu 1,05 \lambda^{-1} P_r^{-0,43}. \quad (9)$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м²/с; λ – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К); ρ – густина рідини, кг/м³; P_r – безрозмірнісне число Прандтля рідини.

(Інтенсивність теплообміну визначали за формулою М.А. Міхеєва, а значення коефіцієнту опору тертя – за формулою Блазіуса).

З аналізу (8), (9) можна зробити висновок, що в **гладкотрубних підігрівниках** при збільшенні швидкості теплоносія (що при постійній витраті може бути викликано лише зменшенням площі поперечного перерізу труб в одному ході руху теплоносія) за інших постійних характеристик можна зменшити F , одночасно підвищуючи ефективність E , однак Δp при цьому завжди буде зростати випереджаючими темпами.

Одночасно можна зробити висновок, що з точки зору енергетичної ефективності секційні підігрівники не мають жодних переваг перед кожухотрубними, оскільки обидва ТА є гладкотрубними.

2.2. Застосування **підігрівників з інтенсифікацією теплообміну**. Проведено розрахунок та аналіз ефективності групи нагрівання, що складається з пластинчастого підігрівника, швидкість руху соку в каналах якого складала $\nu = 0,3$ м/с. На **рис. 3** наведено динаміку зміни коефіцієнта ефективності групи нагрівання, а на **рис. 4** – динаміку зміни гідравлічного опору зі збільшенням F при постійному k .

Із аналізу рисунків робимо висновок, що пластинчастий підігрівник забезпечує значно більший коефіцієнт ефективності при значно меншій площі поверхні теплообміну і значно меншому гідравлічному опорі.

Як і в п.2.1.2 для наближеного аналізу визначимо зв'язок між показниками ефективності пластинчастого підігрівника та гідравлічним опором його проточної частини. В першому наближенні вважаємо $k \sim \alpha_2$, приймаємо розподіл температури рідини вздовж руху лінійним та, нехтуючи місцевими опорами, для турбулентного режиму руху рідини отримаємо вирази:

– для величини площі поверхні теплообміну

$$F \sim 5,0 Q_{max} \Delta T_{max}^{-1} E (1-0,5E) - 1 \nu - 0,67 d 0,33 \nu 0,67 \lambda^{-1} P_r^{-0,4}; \quad (10)$$

– для величини гідравлічного опору

$$\Delta p \sim 0,765 Q_{max} G^2 - 1 \Delta T_{max}^{-1} E (1-0,5E) - 1 \nu 2,08 d - 0,08 \rho^2 \nu 0,92 \lambda^{-1} P_r^{-0,4}. \quad (11)$$

Інтенсивність теплообміну та значення коефіцієнту опору тертя визначали за наближеними формулами для пластин зі ступеневими гофрами [1].

Як свідчить аналіз рівнянь (10), (11) та **рис. 3, 4**, при всіх інших однакових показниках роботи, включаючи швидкість, пластинчасті підігрівники забезпечують однакову ефективність з гладкотрубними підігрівниками при значно меншій поверхні, при цьому гідравлічний опір не перевищує опір гладкотрубних підігрівників.

З усього вищенаведеного очевидними є переваги пластинчастих ТА перед гладкотрубними. Фізичний сенс цієї переваги заключається в принципово іншому підході до задачі підвищення інтенсивності тепловіддачі однофазних теплоносіїв, а саме, використанні поверхні зі штучною турбулізацією потоку теплоносія. Що важливо, при цьому зростання α_1 , α_2 порівняно з гідравлічно гладкими трубами прямо не пов'язане зі збільшенням швидкості теплоносіїв та, відповідно, швидкісного напору. Тому в пластинчастих ТА відсутнє випереджаюче зростання гідравлічного опору руху теплоносіїв при збільшенні ефективності порівняно з гладкотрубними.

Це дає можливість оптимізувати вибір ТА, варіюючи в широких межах значення площі поверхні теплообміну та величину гідравлічного опору, досягаючи зменшення капітальних витрат та витрат електричної енергії при значно вищих значеннях коефіцієнта ефективності.

На **другому етапі оптимізації ТТК** при порівняльному виборі конфігурації і типу ТА пріоритетним є процес вибору методики порівняння пропонуваніх рішень, яка повинна включати достовірну постановку умов порівняння, вибір критеріїв порівняння, раціональний спосіб їх розрахунку та порівняння. При цьому порівнювані ТА розглядаються як відповідні елементи синтезованої теплотехнологічної схеми. Очевидно, ця методика повинна як **обов'язкові умови порівняння** включати наступні показники:

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ & ІННОВАЦІЇ

– **капітальні витрати**, включаючи оцінку вартості виробничих площ, необхідних для розміщення та обслуговування обладнання, що особливо важливо при реконструкції підприємств з підвищенням продуктивності;

– **витрати електричної енергії** на забезпечення руху теплоносіїв в елементах ТА;

– **експлуатаційні витрати**, включаючи втрату теплоти в навколишнє середовище через зовнішню поверхню ТА.

Тобто можна зробити висновок, що вибір теплообмінників та підігрівників повинен проводитись в режимі «зворотного зв'язку» з процесом оптимізації структури ТТК, оскільки:

– розміщення ТА повинне бути «ув'язаним» із загальнопромисловим компонуванням обладнання (при цьому повинна виконуватись умова так званих «коротких схем потоків», тобто мінімально можливих довжин трубопроводів, що забезпечує мінімізацію витрат електричної енергії на подолання гідравлічних опорів в трубопроводах та втрат енергії в навколишнє середовище з поверхні трубопроводів);

– витрата електроенергії, пов'язана з подоланням гідравлічних опорів при русі теплоносіїв, повинна узгоджуватись із загальнопромисловим балансом виробництва та споживання теплової і електричної енергії;

– характер технологічного процесу значною мірою впливає на взаємодію продуктів виробництва, що нагріваються, з поверхнею теплообміну (забруднення поверхні, накипоутворення).

Тобто, при порівнянні ТА в структурі ТТК таких окремих характеристик як «площа поверхні теплообміну» та «коефіцієнт ефективності», що традиційно використовуються в цукровій промисловості як основні характеристики ТА, недостатньо, адже при порівнянні різних за конструк-

цією ТА зникає безпосередній сенс залежностей між площею поверхні теплообміну ТА та його характеристиками, в тому числі:

– габаритами апарату і його вартістю;

– витратами енергії на прокачування теплоносіїв;

– експлуатаційними витратами.

Наприклад, секційні підігрівники при тому ж значенні енергетичної ефективності, маючи однакову площу поверхні теплообміну з кожухотрубними (оскільки обидва типи ТА є гладкотрубними), мають значно більші загальні габарити та металоемність, а також поступаються останнім з точки зору простоти обслуговування (в першу чергу, очистки поверхні теплообміну).

Щодо порівняння гладкотрубних та пластинчастих ТА, то **на другому етапі** слід також враховувати значно менші габарити пластинчастих ТА при однаковій площі поверхні теплообміну та можливість гнучко змінювати їх площу поверхні теплообміну і її конфігурацію, що є дуже важливим при реконструкції чи модернізації ТТК, особливо при нарощуванні потужності.

В той же час, трубчасті підігрівники значно простіше очищуються від забруднень (накипу) на поверхні теплообміну. Однак, слід врахувати, що в пластинчастих ТА завдяки високій турбулізації потоку та значно меншій механічній шорсткості поверхні при стабільній роботі значно зменшується схильність до забруднення. Тобто, проблема забруднень поверхні теплообміну, очевидно, є комплексною.

Список використаних джерел

1. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т.2 / Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 352 с. : ил.

ЦІКАВІ НОВИНИ

British Petroleum придбала контрольний пакет акцій бразильського виробника цукру та етанолу за 680 млн. дол. США

Найбільша британська нафтогазова компанія «BP» придбала 83% акцій бразильського виробника цукру та етанолу «Companhia Nacional de Açúcar e Alcool» (CNAA) за 680 млн. дол. США.



Після консолідації усіх активів «CNAA» британська компанія планує виробляти до 1,4 мільярдів літрів етанолу в день (9 мільйонів барелів). Продукція призначатиметься як для внутрішнього ринку Бразилії, так і для імпортних поставок.

Після отримання усіх необхідних дозволів і закриття угоди «BP» стане оператором двох з трьох заводів з виробництва етанолу, що належать «CNAA». «Маловуглецеві енергоносії гратимуть все більшу роль в задоволенні світового попиту на енергоресурси. Ця угода повністю відповідає стратегії «BP» з розширення своєї присутності на зростаючих світових енергоринках», - підкреслив голова ради директорів «BP» Карл-Хенрик Сванберг (Carl - Henric Svanberg). В повідомленні пояснюється, що відповідно до огляду енергетичного ринку до 2030 року, проведеного «BP», альтернативні джерела енергії стануть найбільш швидко зростаючим сектором в наступні 20 років. На думку компанії, світове виробництво біопалива до цього терміну збільшиться більш, ніж у 3 рази.

Джерело: bioethanol.ru