

УДК 620.9:33

Кучер А.В.

Україна, м.Київ, НТУУ «КПІ» ІЕЕ

## ВИБІР ПІДГРІВНИКІВ В СТРУКТУРІ ТЕПЛО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОМПЛЕКСУ ЦУКРОВОГО ЗАВОДУ

*Досліджено системний підхід підвищення рівня енергоефективності цукрового заводу, проведено аналіз ефективності теплообмінних систем цукрового заводу.*

## ВЫБОР ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ В СТРУКТУРЕ ТЕПЛО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА САХАРНОГО ЗАВОДА

*Исследовано системный подход повышения уровня энергоэффективности сахарного завода, проведен анализ эффективности теплообменных систем сахарного завода.*

## A CHOICE OF HEATERS IN STRUCTURE OF WARM-TECHNOLOGICAL OF COMPLEX OF SUGAR-HOUSE

*It is investigational by means of approach of the systems of increase of level of power – efficient of sugar-house, the analysis of efficiency of the heat-exchange systems of sugar-house is conducted.*

**Вступ.** Сучасний цукровий завод є єдиним тепло-технологічним комплексом, що включає елементи технологічного, теплообмінного, механічного обладнання, пов'язані між собою складною схемою різнорідних зв'язків, та в якому одночасно протікають, тісно взаємодіючи, складні фізико-хімічні процеси. Саме ця складність внутрішніх взаємозв'язків процесів, їх параметрів та характеристик визначає необхідність системного підходу

**Мета та завдання.** Визначення системного підходу до аналізу реального функціонування тепло-технологічного комплексу цукрового заводу, оцінки його ефективності та розв'язання задачі оптимізації .

**Результати дослідження.** В спрощеному вигляді заходи з оптимізації структури тепло-технологічного комплексу можна звести до наступних дій:

- зменшення витрати пари на окремі споживачі;
- максимальне використання вторинних енергоресурсів;
- збільшення кратності випаровування на випарній установці з метою компенсації зменшення.
- дотримання балансу споживання і виробництва теплової та електричної енергій.

Внаслідок складності теплотехнологічного комплексу 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, парорідинні підігрівники з точки зору технологічних підсистем виконують функцію підтримання

температурного режиму на окремих стадіях технологічного процесу, а з точки зору підсистеми розподілу енергетичних потоків вони є споживачами вторинної пари випарної установки.

Відповідно, спільний аналіз ієрархії задач оптимізації структури теплотехнологічного комплексу (система, підсистема, елемент) дозволяє умовно розділити задачу оптимізації підігрівників на **наступні стадії**:

На **першому етапі**, який умовно можна назвати розробкою технічних пропозицій, визначаються можливі варіанти основних принципових схемних рішень та оцінюються ймовірні співвідношення енергетичної та економічної ефективності перспективних варіантів (слід підкреслити, що саме на цьому етапі приймається рішення про доцільність кардинальної реконструкції чи лише модифікації теплотехнологічного комплексу). На цьому етапі оптимізуються, очевидно, характеристики теплообмінних апаратів в тому сенсі, в якому вони відповідають вимозі термодинамічної досконалості структури теплотехнологічного комплексу.

Так, 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 теплообмінника. Тому на першому етапі основною характеристикою підігрівників є «коефіцієнт ефективності підігрівника» (його також в технічній літературі називають «коефіцієнтом корисної дії теплообмінників», «робочою характеристикою теплообмінників», «відношенням підвищення температур», «відношенням підігрівів» тощо)

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

де  $Q$  – дійсна теплопродуктивність теплообмінника,  $Q = kF\Delta T_{cp}$ , Вт;  $k$  – середній коефіцієнт теплопередачі,  $k = (1/\alpha_1 + \delta_{ct}/\lambda_{ct} + \delta_3/\lambda_3 + 1/\alpha_2)^{-1}$ ,  $Вт/(м^2К)$ ;  $\alpha_1, \alpha_2$  – середні коефіцієнти тепловіддачі відповідно первинного та вторинного теплоносіїв,  $Вт/(м^2К)$ ;  $\delta_{ct}, \delta_3$  – товщини відповідно поверхні теплообміну та шару забруднень, м;  $\lambda_{ct}, \lambda_3$  – коефіцієнти теплопровідності відповідно поверхні теплообміну та шару забруднень,  $Вт/(м\cdotК)$ ;  $F$  – площа поверхні теплообміну теплообмінника,  $м^2$ ;  $\Delta T_{cp}$  – середня різниця температур, для парорідинних підігрівників  $\Delta T_{cp} = [(T_{1S} - T_{2вх}) - (T_{1S} - T_{2вих})] / \ln[(T_{1S} - T_{2вх}) / (T_{1S} - T_{2вих})]$ ,  $К$  ( $^{\circ}C$ );  $T_{1S}$  – температура насичення нагрівної пари,  $К$  ( $^{\circ}C$ );  $T_{2вих}$  – температура вторинного теплоносія на виході з підігрівника,  $К$  ( $^{\circ}C$ );  $Q_{\max}$  – максимально можлива теплопродуктивність теплообмінника (такий тепловий потік, при якому теплоносій з меншим значенням масової витратної теплоємності  $C_{\min}$  буде залишати теплообмінник, маючи 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 з однофазними теплоносіями,  $\Delta T_{\max} = (T_{1S} - T_{2вх})$  – для парорідинних підігрівників,  $К$  ( $^{\circ}C$ );  $T_{1вх}, T_{2вх}$  – вхідна температура відповідно первинного та вторинного теплоносіїв,  $К$  ( $^{\circ}C$ );  $C_{\min}$  – менша з масових витратних теплоємностей двох теплоносіїв  $C_1$  та  $C_2$ ,  $Вт/К$ ;  $C_{\min} = C_2$  – для парорідинних підігрівників;  $C_1, C_2$  – масові витратні теплоємності двох теплоносіїв,  $C_1 = G_1c_1, C_2 = G_2c_2$ ,  $Вт/К$ ;  $G_1, G_2$  – масові витрати теплоносіїв,  $кг/с$ ;  $c_1, c_2$  – масові теплоємності теплоносіїв,  $кДж/(кг\cdotК)$ .

Наприклад, при збільшенні коефіцієнта ефективності парорідинного підігрівника на  $\Delta E$  кількість нагрівної пари, що ним споживається, збільшиться на

$$\Delta D_{\text{пдгр}} = \Delta E \cdot C_2 \cdot (T_{1S} - T_{2\text{вх}}) / \Delta h_{\text{fg}}, \quad (2)$$

де  $\Delta h_{\text{fg}}$  – питома теплота конденсації нагрівної пари, кДж/кг.

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

$$\Delta D = (n_1 / n_2) \Delta D_{\text{пдгр}}, \quad (3)$$

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

1. Коефіцієнт  $n_1$  визначає, на скільки ступенів випаровування зміщується паровідбор  $\Delta D_{\text{пдгр}}$ . 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  $\Delta E$  змістить частину паровідбору  $\Delta D_{\text{пдгр}}$  на одну ступінь випаровування. Відповідно,  $n_1 = 1$ .

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

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. Коефіцієнт ефективності підігрівника збільшується з метою підвищення кратності випаровування для компенсації зниження випарувальної здатності випарної установки, викликаній заміщенням деякого паровідбору вторинними енергоресурсами. В цьому випадку значення  $n_2$  буде дорівнювати номеру корпусу випарної установки, паровідбір з якого заміщений вторинним енергоресурсом.

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

- **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 підігрівника;

- **експлуатаційні витрати**, включаючи втрату теплоти в навколишнє середовище через зовнішню поверхню підігрівників.

Таким чином, вибір теплообмінників повинен проводитись в режимі “зворотного зв’язку” з процесом оптимізації структури теплотехнологічного комплексу, оскільки:

- розміщення теплообмінників повинне бути “ув’язаним” із загальновиробничим 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 витрат енергії в навколишнє середовище з поверхні трубопроводів);

- витрата електроенергії, пов’язана з подоланням гідравлічних опорів при русі теплоносіїв, повинна узгоджуватись із загальновиробничим балансом виробництва та споживання теплової та електричної енергії;

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

Тобто, при порівнянні теплообмінних апаратів в структурі теплотехнологічного комплексу цукрового заводу таких окремих характеристик як «коефіцієнт ефективності» чи «площа поверхні теплообміну», що традиційно використовується в цукровій промисловості як основна характеристика теплообмінників, недостатньо, адже при порівнянні різних за конструкцією теплообмінників зникає сенс залежностей між площею поверхні теплообміну теплообмінника та його характеристиками, в тому числі:

- габаритами апарату і його вартістю;
- витратами енергії на прокачування теплоносіїв;
- експлуатаційними витратами.

На другому етапі оптимізації теплообмінників значення коефіцієнта ефективності пов’язують з параметрами його роботи залежністю

$$E = kF\Delta T_{cp} / (C_{min}\Delta T_{max}), \quad (4)$$

Можна зробити висновок, що для підігрівника як відповідного елемента тепло технологічного комплексу (тобто при заданих  $G_2, c_2, T_{1S}, T_{2Bx}$ ) визначальний вплив на ефективність підігрівників має величина добутку  $kF$ . Для підвищення  $kF$  можна застосувати ряд заходів, кожний з яких одночасно приводить до відповідної зміни гідравлічного опору проточної частини теплообмінника.

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

Гідравлічний опір (питомі витрати механічної енергії) проточної частини теплообмінника складається із опору тертя (лінійного опору) в теплообмінних трубах та місцевих опорів

$$\Delta p = \xi \cdot L \rho v^2 / (2d) + \sum \zeta_m \cdot \rho v_m^2 / 2, \text{ Па}, \quad (5)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт гідравлічного опору тертя;  $L$  – довжина проточної частини вздовж руху теплоносія, м;  $\rho$  – густина теплоносія,  $\text{кг/м}^3$ ;  $v$  – середня швидкість руху теплоносія в трубах (каналах пластинчастого теплообмінника) підігрівника, м/с;  $d$  – внутрішній діаметр труб (еквівалентний діаметр каналів  $d = 2\delta$ ), м;  $\delta$  – ширина каналу пластинчастого теплообмінника (відстань між пластинами), м;  $\zeta_m$  – 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,

$$N = \Delta p \cdot G_2 / (\rho \eta_n \eta_{дв} \eta_{пр}), \text{ Вт}, \quad (7)$$

де  $\eta_n$ ,  $\eta_{дв}$ ,  $\eta_{пр}$  – коефіцієнти корисної дії відповідно насоса, електродвигуна, перетворювального пристрою (частотного перетворювача тощо).

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

**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  $F = 300\text{м}^2$  кожного (ПДС-10-300), швидкість руху соку в трубах яких складала  $v = 1,38$  м/с (накипоутворенням знехтували). Як і очікувалось, зі зростанням  $F$  збільшується  $E$ , причому темп зростання постійно падає. В той же час гідравлічний опір  $\Delta p$ , очевидно зростає пропорційно збільшенню  $F$ .

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

Існують два способи підвищення  $\alpha_2$ :

**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  $F = 200\text{м}^2$  кожного (ПДС-10-200), швидкість руху соку в трубах яких складала  $v = 2,08$  м/с. Результат 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  $\Delta p$  значно перевищує значення, отримані для меншого значення швидкості.

**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 трубах яких складала  $v = 1,93$  м/с, та 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.

Для наближеного аналізу визначимо зв'язок між показниками ефективності 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

$$F \sim 47,6 Q_{\max} \Delta T_{\max}^{-1} \ln [(1-E)^{-1}] v^{-0,8} d^{0,2} v^{0,8} \lambda^{-1} Pr^{-0,43}, \quad (8)$$

- для величини гідравлічного опору

$$\Delta p \sim 1,88 \ln [(1-E)^{-1}] c v^{1,95} d^{-0,05} \rho^2 v^{1,05} \lambda^{-1} Pr^{-0,43}. \quad (9)$$

де  $c$  – масова теплоємність рідини, кДж/(кг·К);  $v$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м<sup>2</sup>/с;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К);  $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  $Pr$  – 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 викликане лише зменшенням площі поперечного перерізу труб в одному ході руху теплоносія) за інших постійних характеристик можна зменшити  $F$ , одночасно підвищуючи ефективність  $E$ , однак  $\Delta p$  при цьому завжди буде зростати випереджаючими темпами.

При цьому стає очевидним, що секційні підігрівники (які в Україні та Росії некоректно називають «швидкісними») не мають переваг перед кожухотрубними з точки зору енергетичної ефективності. Напроти, кожухотрубні при тій же енергетичній ефективності мають перевагу в компактності компоновки, металомісткості та простоті експлуатації.

**2.2. Застосування теплообмінників з інтенсифікацією теплообміну.** Проведено розрахунок та аналіз ефективності групи нагрівання, що складається з пластинчастого теплообмінника, швидкість руху соку в трубках якого складала  $v = 0,3$  м/с.

Як і в п.2.1.2 для наближеного аналізу визначимо зв'язок між показниками ефективності 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

$$F \sim 5,0 Q_{\max} \Delta T_{\max}^{-1} \ln [(1-E)^{-1}] v^{-0,67} d^{0,33} v^{0,67} \lambda^{-1} Pr^{-0,4}, \quad (10)$$

- для величини гідравлічного опору

$$\Delta p \sim 0,765 \ln [(1-E)^{-1}] c v^{2,08} d^{-0,08} \rho^2 v^{0,92} \lambda^{-1} Pr^{-0,4}. \quad (11)$$

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

Як свідчить аналіз рівнянь (10), (11), при всіх інших однакових показниках роботи, включаючи швидкість, пластинчасті теплообмінники забезпечують однакову ефективність з гладкотрубними підігрівниками при поверхні, практично на порядок нижчій, при цьому гідравлічний опір не перевищує опір гладкотрубних підігрівників.

Очевидними є переваги цього типу теплообмінників перед гладкотрубними. Фізичний сенс цієї переваги заключається в принципово іншому підході до задачі підвищення інтенсивності тепловіддачі однофазних теплоносіїв, а саме, використанні поверхні зі штучною шорсткістю. Що важливо, при цьому зростання  $\alpha_2$  порівняно з гідравлічно гладкими трубами прямо не пов'язане зі збільшенням швидкості та, відповідно, швидкісного напору. Тому в пластинчастих теплообмінниках відсутнє випереджаюче зростання гідравлічного опору при збільшенні ефективності порівняно з гладкотрубними.

Це дає можливість оптимізувати вибір підігрівників, 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.

Крім того, слід врахувати значно менші габарити пластинчастих теплообмінників та можливість гнучко змінювати їх площу поверхні теплообміну і її конфігурацію, що є дуже важливим при реконструкції чи модернізації теплової схеми, особливо при нарощуванні потужності.

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.