

Висновки

Отже, вибір оптимальної схеми транспортування нагрітого повітря істотно впливає на втрати тепла.

В схемі транспортування підігрітого повітря по газовому тракту забезпечення оптимальної температури металу поверхонь нагріву здійснюється за рахунок підігріву повітря до певної температури в калориферах з відповідним відкриттям напрямних апаратів. Циркуляція повітря забезпечується за допомогою самотяги, створеної між котлом та димовою трубою. В такій схемі є витрати теплової енергії тільки на нагрів повітря у калориферах.

В схемі з ДРГ напрямні апарати мають знаходитись в закритому положенні для забезпечення циркуляції підігрітого повітря по замкнутому контуру газоповітряного тракту котла, а у разі необхідності – відведення частини повітря в зону непрацюючих котлів. Схема з використанням ДРГ потребує додаткових витрат електроенергії на привід димосмоків рециркуляції газів.

1. Правила збереження устаткування енергоблоків 150, 250, 300 і 800 Мвт у стані довготривалого резерву НД, ГКД 34.25.502-95. – К., 1997. 2. Глазирин А.И., Коспрыкина Е.Ю. Консервация энергетического оборудования. – М., 1987. 3. Янко П.І. Консервация зовнішніх поверхонь котельного обладнання / Энергетика и электрификация. – 1996. – №6. – С. 6 – 7 4. Мисак Й.С., Крук М.Т., Гут П.О., Довготелес Г.А., Сіденко О.П. Втрати тепла, пов'язані з простоюванням газомазутних блоків Трипільської ТЕС у резерві, та заходи щодо їх оптимізації / Энергетика и электрификация, Трипольской ТЕС –30лет, 1999. – №3. – С. 15 – 17. 5. Гут П.О., Крук М.Т., Мисак Й.С. Захист від корозії зовнішніх поверхонь нагріву під час простоювання котлів у резерві / Вісн. НУ “Львівська політехніка”, “Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація.” – 1999. – №2. – С. 47 – 49. 6. Якимів Є.М. Визначення оптимальної температури підігріву повітря для захисту котлів від корозії під час знаходження їх в резерві / Вісн. НУ “Львівська політехніка”, Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація. – 2002. – № 460. – С 128 – 131. 7. Пат. 52703 України, F23L15/00 .Спосіб захисту поверхонь нагріву котельної устави від корозії під час простоювання / Й.С. Мисак, М.Т. Крук, П.О. Гут, Є.М. Якимів (Україна). – №99052723; Заявл.18.05.1999; Опубл.15.01.2003. Бюл. №1.

УДК 536.24

В. Грицай, Я. Юсик

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автоматизації теплових та хімічних процесів

МІНІМІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАТРАТ В КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛОБМІННИКАХ З РІДИННИМИ ТЕПЛОНОСІЯМИ

© Грицай В., Юсик Я., 2003

Questions minimization of power expenses in house-t heat exchanger with liquid heat-carriers is considered.

Передача теплової енергії є невід'ємною частиною більшості хіміко-технологічних процесів. В процесах нагрівання або охолодження теплоносіїв в сучасних виробництвах широко застосовуються кожухотрубні теплообмінники (КТ-ТО). Як теплоносії в КТ-ТО використовуються рідини (Р), гази (Г) або пара (П). Залежно від комбінації теплоносіїв

розрізняють КТ-ТО з незмінним агрегатним станом речовин (типу Г-Г, Р-Р, Г-Р) та КТ-ТО, у яких хоча б в одній речовині змінюється агрегатний стан (П-Г, П-Р). У цій роботі розглядатиметься робота та принципи автоматизації кожухотрубних теплообмінників з рідинними теплоносіями (Р-Р), оскільки такі теплообмінники характеризує дещо складніший процес теплообміну порівняно з іншими [10 – 18].

Математичні моделі (ММ) КТ-ТО, побудовані на основі теплових балансів [1, 3, 5, 19, 20, 21] не враховують особливості теплових процесів, які в них відбуваються. В [1, 3 – 5, 7 – 9] показані сучасні функціональні схеми автоматизації (ФСА) таких теплообмінників. Ці ФСА при нежорстких умовах до перехідних процесів і незначних змінах технологічних параметрів забезпечують задовільні результати. При ускладнених режимах роботи КТ-ТО ці системи автоматизації не можуть забезпечувати необхідної якості регулювання та зниження енергетичних витрат на процес теплообміну.

Мета цього дослідження: розглянути фізичні явища, що відбуваються в КТ-ТО, з метою побудови раціональних ММ; провести аналіз існуючих ФСА для потужних КТ-ТО (площа теплообміну більша за 200 м²); синтезувати оптимальну систему автоматизації для заданих умов роботи, побудовану на основі теплового балансу.

На рис. 1. показано схему передачі тепла від гарячого рідинного теплоносія до холодного рідинного теплоносія через стінку кожухотрубного теплообмінника та розподілу температур.

Тепло з ядра гарячого теплоносія через турбулентний підшар завтовшки δ_{m1} передається ламінарному підшару δ_{r1} , далі через підшар накипу δ_{o1} стінці δ . Тепло, яке пройшло через стінку, від іншого боку стінки передається через шари холодного теплоносія до його ядра. Рушійною силою процесу передачі тепла є різниця температур між теплоносіями $\Delta\theta = \theta_{\bar{a}} - \theta_{\bar{c}}$. Щільність теплового потоку q визначається $\Delta\theta$ та тепловими опорами:

$$R = R_{\alpha 1} + \Sigma R_{\lambda i} + R_{\alpha 2}, \quad (1)$$

$$\text{де } R_{\alpha 1} = \frac{1}{\alpha_1}; R_{\alpha 2} = \frac{1}{\alpha_2}; \Sigma R_{\lambda i} = \frac{\delta_{m1}}{\lambda_{m1}} + \frac{\delta_{r1}}{\lambda_{r1}} + \frac{\delta_{o1}}{\lambda_{o1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_{o2}}{\lambda_{o2}} + \frac{\delta_{r2}}{\lambda_{r2}} + \frac{\delta_{m2}}{\lambda_{m2}};$$

α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі з боку теплоносіїв, Вт/(м²·К);

$\lambda_{m1}, \lambda_{r1}, \lambda_{o1}$ – коефіцієнти теплопровідності турбулентного і ламінарного підшарів та підшару накипу з боку гарячого теплоносія, відповідно, Вт/(м·К);

$\lambda_{m2}, \lambda_{r2}, \lambda_{o2}$ – коефіцієнти теплопровідності турбулентного і ламінарного підшарів та підшару накипу зі сторони холодного теплоносія, відповідно, Вт/(м·К);

λ – коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/(м·К);

δ – товщина стінки, м;

$\delta_{m1}, \delta_{r1}, \delta_{o1}$ – товщини турбулентного і ламінарного підшарів та підшару накипу з боку гарячого теплоносія, відповідно, м;

$\delta_{m0}, \delta_{r0}, \delta_{o2}$ – товщини турбулентного і ламінарного підшарів та підшару накипу зі сторони холодного теплоносія, відповідно, м.

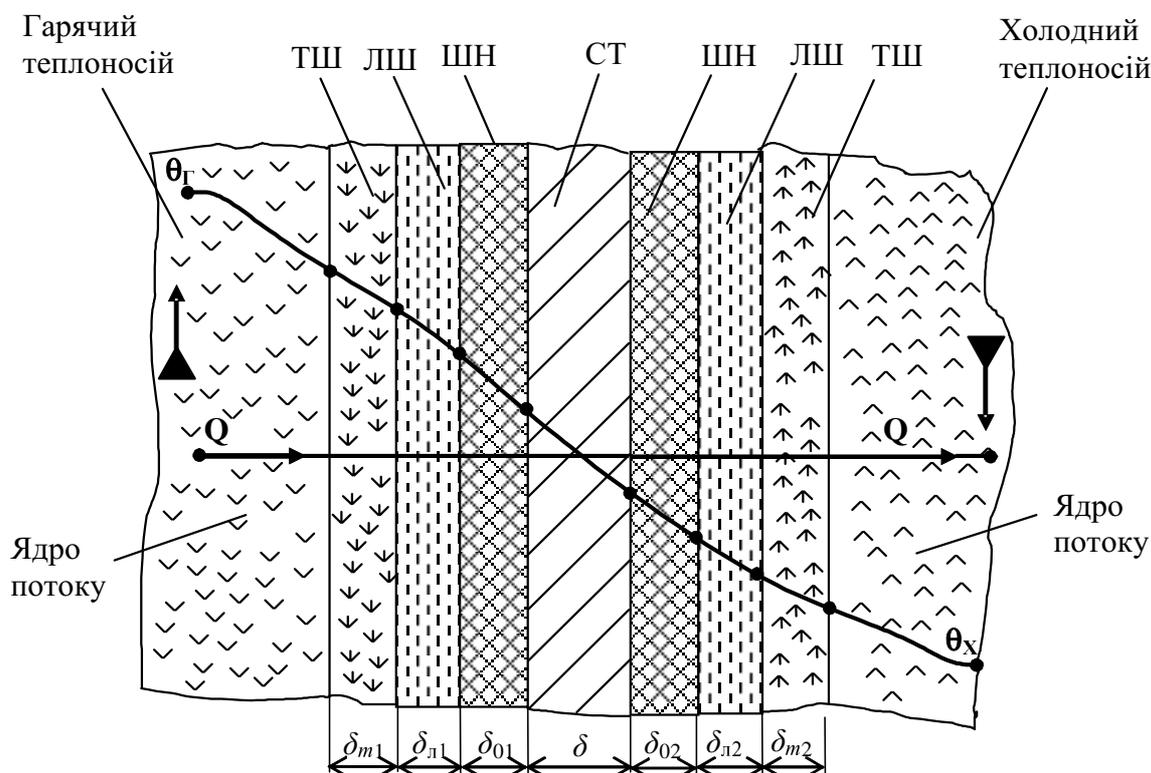


Рис. 1. Схема передачі тепла від гарячого рідинного теплоносія до холодного рідинного теплоносія через стінку КТ-ТО та розподілу температур: ТШ – турбулентний підшар; ЛШ – ламінарний підшар; ШН – підшар накипу; СТ – розділяюча стінка КТ-ТО

В ядрах потоку та в турбулентних підшарах передача тепла відбувається конвекцією та теплопровідністю. В інших шарах – теплопровідністю. Коефіцієнт теплопровідності рідин можна визначити із залежності [12]:

$$\lambda = A \cdot C_p \cdot \rho \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho}{M}}, \quad (2)$$

де A – коефіцієнт, який залежить від ступеня асоціації рідини;

C_p – теплоємність рідини при сталому тиску, Дж/(кг·К);

ρ – густина рідини, кг/м³;

M – мольна маса рідини, кг/моль.

Коефіцієнт λ також залежить і від температури. Для більшості органічних рідин у межах температур 0...120 °С $\lambda=0,25...0,12$ Вт/(м·К), для води в межах вказаних температур $\lambda=0,55...0,69$ Вт/(м·К). Загалом λ для рідин знаходиться в межах від 0,1 до 0,7 Вт/(м·К).

Розділяюча стінка виконується з вуглецевих сталей, для яких $\lambda \approx 50$ Вт/(м·К). Із збільшенням температури коефіцієнт теплопровідності стінки зростає.

Накип, водяний камінь має $\lambda \approx 1,163...3,49$ Вт/(м·К).

Коефіцієнти тепловіддачі α_1 і α_2 залежать від таких чинників:

– режиму течії рідини (швидкості рідини v , її густини ρ і в'язкості μ);

– теплових властивостей рідини (питомої теплоємності C_p , теплопровідності λ , коефіцієнта об'ємного розширення β);

- геометричних параметрів: форми і визначальних розмірів стінки (для труб – діаметр d і довжина l), а також шорсткості стінки ε ;
- параметрів рідини (температури θ , тиску P , ...).

Тоді

$$\alpha = f(v, \rho, \mu, C_p, \lambda, \beta, d, l, \varepsilon, \theta, P, \dots). \quad (3)$$

Внаслідок складної залежності коефіцієнта тепловіддачі від значної кількості чинників неможливо отримати розрахункове рівняння для α . Коефіцієнт α може бути різним в різних точках поверхні теплообміну. Як правило, α змінюється по довжині l . В цьому випадку користуються середнім по поверхні коефіцієнтом тепловіддачі $\bar{\alpha}$. Оскільки, $\alpha = \frac{q}{\Delta\theta}$, то знаючи q і $\Delta\theta$, можна оцінити α при різних режимах роботи КТ-ТО.

Коефіцієнт тепловіддачі в промислових теплообмінниках для мастил становить 60...1800 Вт/(м²·К), для води – 200...1200 Вт/(м²·К).

На рис. 2 показано структурну схему взаємовпливу параметрів і чинників на коефіцієнт α .

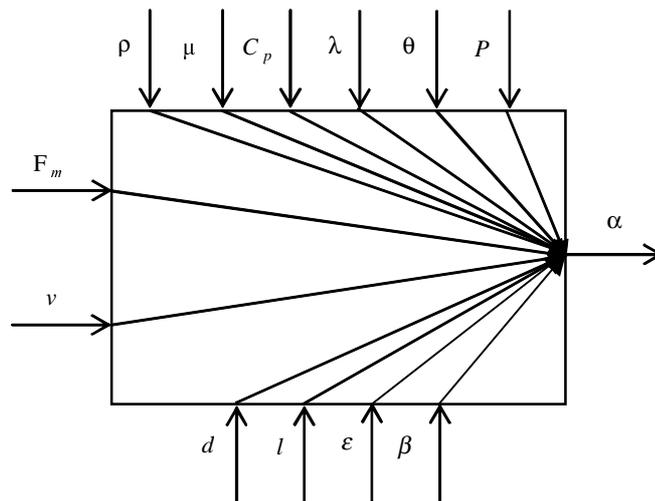


Рис. 2. Структурна схема взаємовпливу параметрів і чинників, що впливають на коефіцієнт α : витрата теплоносія F_m , гідромеханічні параметри течії (v , ρ , μ), теплові властивості (C_p , λ) та коефіцієнт об'ємного розширення β рідини, параметри рідини (θ , P), конструктивні параметри (d , l , ε)

На практиці найчастіше використовуються теплообмінники з протитечійним рухом теплоносіїв. Такі КТ-ТО більш ефективні, і крім того, дають можливість нагріти холодний теплоносій до температури вищої, ніж кінцева температура гарячого теплоносія, чого не можна досягнути в прототечійних КТ-ТО.

На рис. 3 показано розподіл температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообмінника при протитечії.

Як видно з наведеного на роботу КТ-ТО впливає дуже багато чинників, що значно ускладнює його функціонування.

При роботі КТ-ТО з рідинними теплоносіями, як правило, утворюється накип з низьким λ_0 , що значно погіршує ефективність процесу теплообміну. З часом δ_0 збільшується і тепловий опір R_{λ_0} зростає, а q падає, тому при певному значенні R_{λ_0} необхідно робити

промивання теплообмінних поверхонь. Час промивання можна визначити по ККД теплообмінника.

При збільшенні швидкостей теплоносіїв товщина підшарів зменшується, а це призводить до зменшення їх теплових опорів і до зростання коефіцієнта теплопередачі K , оскільки

$$K = \frac{1}{R_{\alpha 1} + \sum R_{\lambda i} + R_{\alpha 2}}. \quad (4)$$

Коефіцієнти $R_{\alpha 1}$, $R_{\lambda i}$, $R_{\alpha 2}$ і, відповідно, K можуть змінюватись в дуже широких межах, тому ефективність роботи КТ-ТО змінюється. Зміна K впливає на лінійність КТ-ТО. Як видно з рис. 3, температура теплоносія по довжині теплообмінника змінюється.

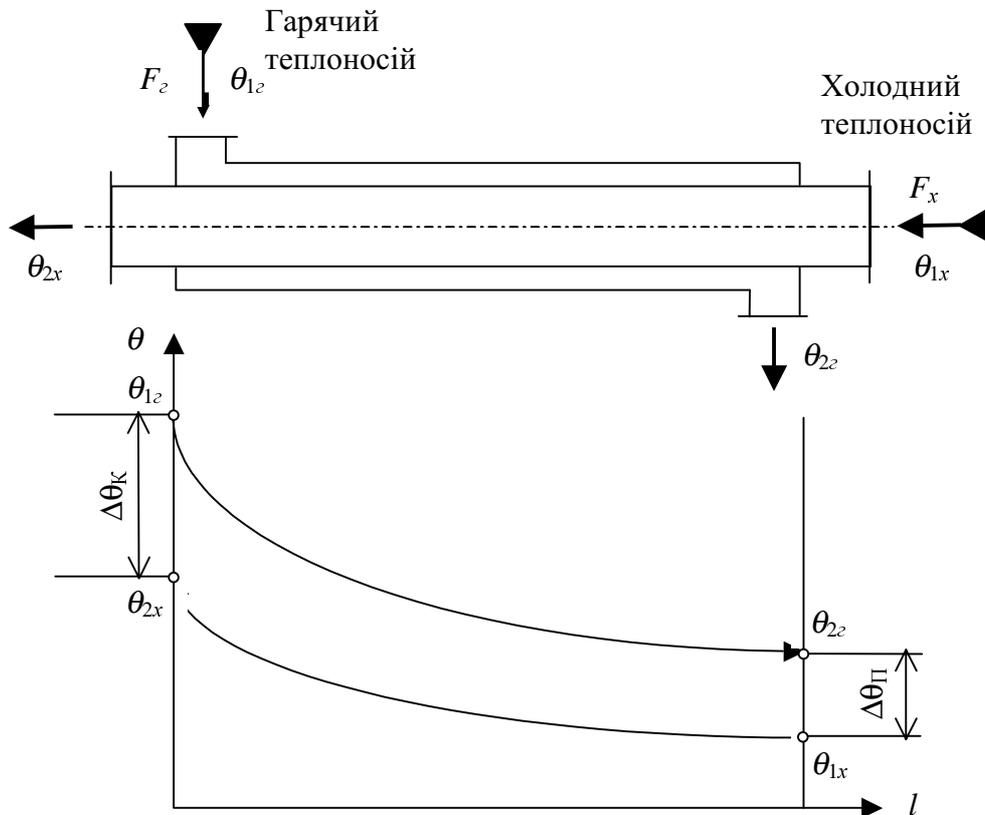


Рис. 3. Розподіл температур теплоносіїв вздовж поверхні теплообміну при протитечії;
 $\Delta\theta_P$, $\Delta\theta_K$ – перепади температур між теплоносійми на кінцях теплообмінника;
 F_z , F_x – масові витрати гарячого і холодного теплоносіїв

Таким чином, наведений аналіз роботи КТ-ТО як об'єкта керування дає можливість зробити висновок, що такий об'єкт є нелінійний з розподіленими параметрами, що значно ускладнює автоматизацію таких об'єктів, оскільки зміна технологічних параметрів F_z , F_x , θ_{1z} , θ_{1x} , P_z , P_x та коефіцієнта K значно збільшує динамічну похибку регулювання. Необхідно зазначити, що КТ-ТО має транспортне та ємнісне запізнення.

Більшість запропонованих математичних моделей КТ-ТО не враховують цих особливостей роботи, тому такі математичні моделі не мають практичного значення.

На рис. 4 показано проходження тепла від гарячого теплоносія до холодного в КТ-ТО. Такий теплообмінник має три основні теплові ємності: гарячу камеру, масу матеріалу передаючих поверхонь, холодну камеру. Особливістю теплових камер є те, що при зміні довжини теплообмінника l змінюється температура теплоносіїв (рис. 3). Це зумовлює

розподіл температур теплоносіїв по координаті l . Якщо температури θ_{1z} , θ_{1x} сталі і $\Delta\theta = \text{const}$, то такі ємності умовно можна вважати зосередженими. Значення теплових ємностей і теплових опорів зумовлює ємнісне запізнення. Теплові ємності в математичному відношенні можна вважати аперіодичними ланками.

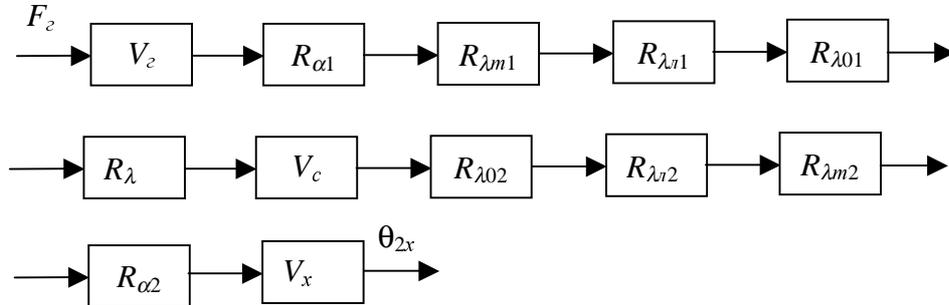


Рис. 4. Структурна схема передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного в КТ-ТО з рідинними теплоносіями:

V_z, V_x, V_c – теплові ємності гарячого і холодного теплоносіїв та розділюючої стінки;
 R – теплові опори відповідних шарів

Тоді по основному каналу збурення $F_z \rightarrow \theta_{2x}$ структурну схему КТ-ТО можна зобразити у вигляді рис. 5.

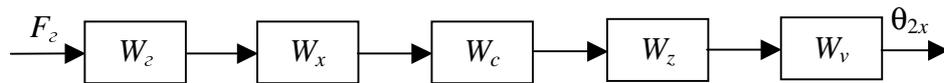


Рис. 5. Структурна схема КТ-ТО по каналу $F_z \rightarrow \theta_{2x}$:

W_z, W_c, W_x – передавальні функції теплових камер;
 W_z, W_v – передавальні функції ланки чистого запізнення та ємнісної

Отже, математична модель КТ-ТО може бути зображена аперіодичною ланкою третього порядку та ланкою запізнення. На рис. 6 показано структурну схему взаємовпливу технологічних параметрів та чинників на основну вихідну величину θ_{2x} .

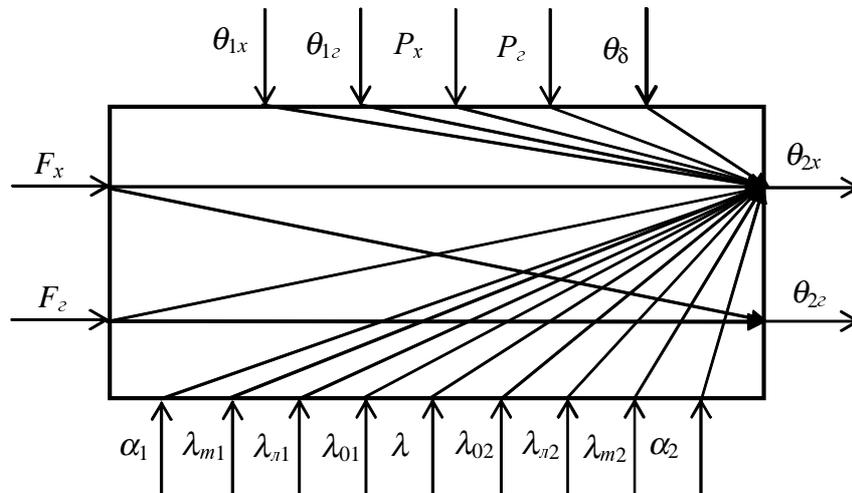


Рис. 6. Структурна схема взаємовпливу між параметрами та чинниками КТ-ТО (на θ_{2z} вплив аналогічний, як на θ_{2x} – на схемі не показано)

До основних збурюючих величин необхідно віднести витрати холодного F_x і гарячого F_2 теплоносіїв, їх початкові температури θ_{1x} , θ_{1z} . Якщо теплоносії змінюють свій хімічний склад (ректифікація, абсорбція, ...), то це призводить до зміни практично всіх теплових величин.

Розробка математичних моделей КТ-ТО повинна ґрунтуватись на реальній роботі КТ-ТО та властивостях теплоносіїв. Кращі математичні моделі можна отримати експериментальним шляхом, оскільки врахувати усі чинники в такому складному об'єкті неможливо.

Аналіз існуючих ФСА КТ-ТО

Існуючі ФСА (площа теплообміну більша ніж 200 м^2) [1, 3, 5, 7 – 9] можна поділити за принципами регулювання на одноконтурні АСР, двоконтурні АСР, АСР побудовані на байпасуванні теплоносіїв в КТ-ТО.

Одноконтурні АСР КТ-ТО. Одноконтурні АСР з використанням ПІ або ПІД-регуляторів, що реалізують принцип регулювання за відхиленням (принцип Рамеллі) завжди мають динамічну похибку регулювання, що є подальшим збуренням в роботі технологічного обладнання. Правильним підбором регулятора та параметрів його настроювання можна домогтись задовільних перехідних процесів при нескладних умовах роботи КТ-ТО (θ_{1x} , $\theta_{1z} = \text{const}$, $F_x = \text{var}$ в незначних межах). При змінних θ_{1x} , θ_{1z} , F_x в широких межах та при зміні хімічного складу теплоносіїв така АСР не може забезпечити високої якості регулювання, оскільки об'єкт регулювання є нелінійним з розподіленими параметрами та із значним запізненням.

Каскадні АСР КТ-ТО. Каскадні АСР бажано використовувати для КТ-ТО з великим запізненням. Основний регулятор бажано вибирати з ПІ або ПІД-законом регулювання, допоміжний – може бути П, ПІ або ПІД-регулятор. Каскадна АСР дає значно меншу динамічну похибку і в багатьох випадках може забезпечити необхідний перехідний процес.

Двоконтурні АСР КТ-ТО. В таких АСР використовують регулятори співвідношення двох потоків з корегуванням по регульованій величині. При зміні витрати холодного теплоносія F_x автоматично змінюється витрата гарячого теплоносія F_2 . Основний і допоміжний регулятори можуть бути з ПІ-законом регулювання. Така АСР реалізує комбінований принцип регулювання і практично знімає вплив зміни F_x , F_2 на перехідний процес. При зміні θ_{1x} і θ_{1z} в широких межах така АСР теж дає значну динамічну похибку регулювання.

АСР з байпасуванням потоків. Такі АСР використовують в тих випадках, коли зміна витрати одного з теплоносіїв є недопустима. Наприклад, коли витрата $F_x = \text{const}$, то тоді F_x перед КТ-ТО ділять на дві витрати F_x' , що проходять через теплообмінник, та F_x'' , що його байпасує, але $F_x = F_x' + F_x'' = \text{const}$. Ці АСР аналогічні до одноконтурних.

Виходячи із аналізу вищенаведених АСР, можна зробити висновок про недоцільність їх використання для складних умов роботи КТ-ТО.

Для регулювання КТ-ТО при складних умовах роботи нами запропоновано використовувати адаптивні АСР або АСР, побудовані на основі теплового балансу КТ-ТО. Крім того, ФСА повинна синтезуватись для кожного КТ-ТО з врахуванням особливостей його роботи.

В адаптивних системах функцію адаптації можна організувати за витратами теплоносіїв.

На рис. 7 показано один із запропонованих нами варіантів спрощеної ФСА КТ-ТО, побудованої на основі теплового балансу при складних умовах роботи КТ-ТО.

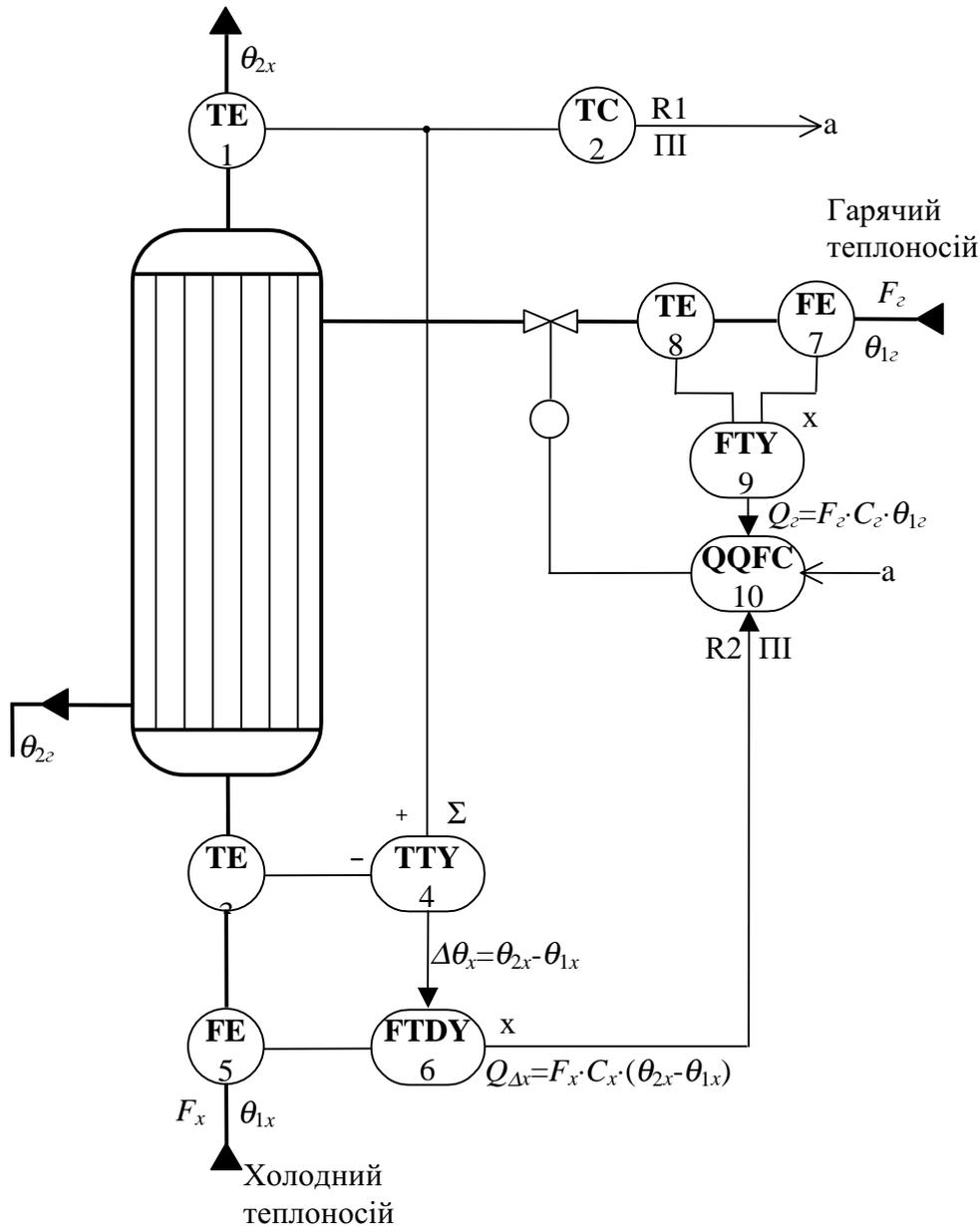


Рис. 7. Спрощена ФСА КТ-ТО:

1, 3, 4, 8 – давачі температури; 5, 7 – давачі витрати теплоносіїв; 6, 9 – блоки множення;
2 – регулятор температури; 10 – регулятор співвідношення теплових потоків

Блок 4 визначає наскільки градусів має бути підігрітий холодний теплоносіє. Блок 6 визначає кількість тепла, яку необхідно підвести до холодного теплоносія. Блок 9 визначає кількість тепла, яку необхідно підвести до стінки КТ-ТО. Регулятор R2 підтримує необхідне співвідношення теплових потоків $\frac{Q_{\Delta x}}{Q_{\bar{a}}}$. Регулятор R1 корегує співвідношення між $\frac{Q_{\Delta x}}{Q_{\bar{a}}}$, у випадку, коли θ_{2x} відхиляється від заданого значення θ_{2x}^0 . Схема наведена для теплоносіїв, коли їх питомі теплоємності рівні. Коли $C_x \neq C_z$, то це може бути враховано коефіцієнтом співвідношення $k = \frac{C_x}{C_{\bar{a}}} = \frac{Q_{\Delta x}}{Q_{\bar{a}}}$. Для теплоносіїв, що мають змінний хімічний склад,

теплоємності визначаються по концентрації однієї із складових. Ця схема враховує зміну всіх основних величин F_x , F_z , θ_{1x} , θ_{1z} і реагує на їх зміну ще до зміни θ_{2x} .

Висновки

В роботі, на основі результатів досліджень, проаналізовано основні технологічні чинники, що впливають на ефективність передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного в кожухотрубному теплообміннику з рідинними теплоносіями. Показано структурну схему взаємовпливу поміж параметрами та чинниками кожухотрубного теплообмінника з рідинними теплоносіями. Запропоновано спрощену ФСА, побудовану на основі теплового балансу для складних умов роботи кожухотрубного теплообмінника з мінімальною затратою теплової енергії.

1. *Автоматическое управление в химической промышленности: Учебник для вузов // Под ред. Е.Г. Дудникова. – М., 1987.* 2. *Шински Ф. Управление процессами по критерию экономии энергии. – М., 1981.* 3. *Шински Ф. Системы автоматического регулирования химико-технологических процессов. – М., 1974.* 4. *Стенцель Й.І. Автоматизація технологічних процесів хімічних виробництв. – К., 1995.* 5. *Полоцкий Л.М., Лапиенков Г.И. Автоматизация химических производств. – М., 1982.* 6. *Эрриот П. Регулирование производственных процессов. – М., 1967.* 7. *Шувалов В.В., Огоджаков Г.А., Голубятников В.А. Автоматизация процессов в химической промышленности. – М., 1989.* 8. *Голубятников В.А., Шувалов В.В. Автоматизация процессов в химической промышленности. – М., 1972.* 9. *Гуров А.М., Починкин С.М. Автоматизация технологических процессов. – М., 1979.* 10. *Плановский А.Н., Ромм В.М., Каган С.З. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. – М., 1987.* 11. *Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М., 1998.* 12. *Лабай В.Й. Теплообмін. – Львів, 1998.* 13. *Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. – М., 1980.* 14. *Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.-Л., 1962.* 15. *Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М., 1967.* 16. *Мак-Адамс Вильям Х. Теплопередача. – М., 1961.* 17. *Михеев М.А., Михеев И.М. Основы теплопередачи. – М., 1977.* 18. *Сукомел А.С. Теплопроводность. – М., 1962.* 19. *Стенцель Й.І. Математичне моделювання технологічних об'єктів керування. – К., 1993.* 20. *Бондарь А.Г. Математическое моделирование в химической технологии. – К., 1973.* 21. *Чермак И., Потерка В., Заворка И. Динамика регулируемых систем в теплоэнергетике и химии. – М., 1972.* 22. *Грицай В.І., Юсик Я.П., Юпин О.І. Визначення факторів технологічної оптимізації впарної установки з природною циркуляцією розчину / Вісн. НУ „Львівська політехніка” „Теплоенергетика. Інженерія докілья. Автоматизація”. – 2002. – № 460. – С. 24 – 33.*