

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОВІТРОПІДГРІВНИКА КОТЛА

© Галянчук І.Р., Кузнецова М.Я., 2014

Запропоновано спеціальну структурну схему та відповідну математичну модель повітропідігрівника як системи взаємопов'язаних теплообмінників. Отримані результати можна використати як новий методичний апарат розрахунків повітропідігрівників, так і апарат для виявлення можливих удосконалень об'єкта.

Ключові слова: повітропідігрівник, математична модель, теплоносій, параметри, система.

It is inefficient to use known methods of designing and verification in solving operational problems when determining the influence of various operational changes on the performance of a boiler for air heating, since it is necessary to have a considerable amount of information that is difficult to obtain in operating conditions.

In this paper we propose a block diagram and the corresponding mathematical model of an air heating boiler as a system of interconnected heater exchangers which utilizes only data about incoming and outgoing water temperature in the initial mode. On the basis of operating mode calculations a mathematical model of the heat exchange system, based on a two-way heat exchanger was developed.

Application of the developed mathematical models allows for regime calculations of boilers' heating surfaces knowing only operational parameters (such as coolant temperature in one of the modes of the equipment operation) and objective parameters (coolant flow rate, area and condition of heating surfaces) may remain unknown.

Key words: air heating boiler, mathematical model, coolant, parameter, system.

Постановка проблеми

У котельних агрегатах звичним є застосування трубчастих двоходових повітропідігрівників. Існуючий нормативний метод [1] розрахунків повітропідігрівників вже не відповідає теперішнім потребам і можливостям. Відсутня інформація про загальні властивості таких повітропідігрівників та можливі напрямки їх удосконалень. Основні недоліки наявних методів розрахунку полягають у тому, що для розрахунку використовується найпростіша схема двоходового теплообмінника, в якій закладена умова повного перемішування теплоносіїв у міжходових каналах; фактично перемішування є лише частковим, що зумовлює наявність нерівномірного поля температур; застосовуються коефіцієнти, значення яких подані у формі номограм без математичного опису, що ускладнює комп'ютерні розрахунки; наслідки нерівномірності поля температур залишаються нерозкритими; метод розрахунків не пристосований для визначення наслідків різних режимних змін (витрат та вхідних температур теплоносіїв). Відповідно до цього не розкриваються властивості об'єкта.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Нормативними методами розрахунків котельних агрегатів [1] та теплообмінного обладнання АЕС [2] передбачено виконання розрахунків двоходових теплообмінників за такими самими формулами, як для одноходових перехреснотечійних теплообмінників. За основу приймається температурний напір протитечійного теплообмінника та відповідний поправковий коефіцієнт ϵ . Значення коефіцієнта ϵ визначається за спеціальною номограмою, яка побудована для випадку, коли в міжходових каналах кожен теплоносій поперечно перемішується (перпендикулярно до напрямку руху потоку), а площа і умови теплопередачі у кожному ході є однаковими.

Потреба користування номограмою істотно ускладнює розрахунки, особливо перевірки. Відсутність формул для розрахунку значень коефіцієнта ϵ створює труднощі під час використання автоматизованих систем.

Не визначеним залишається спосіб розрахунку температури теплоносіїв у міжходових каналах, розрахунки теплообмінників з неоднаковими площами теплопередачі ходів [3], а також розрахунків за відсутності перемішування у міжходових каналах.

Для усунення вказаних недоліків та створення можливостей різноманітних розрахункових досліджень повітропідігрівників запропоновано:

- а) двоходовий теплообмінник розглядати як систему взаємоз'єднаних теплообмінників, елементами якої є ходи;
- б) впровадити систематичне використання узагальнених параметрів.

Формулювання цілей роботи

Мета роботи – створити нові методи моделювання і розрахунків повітропідігрівника котла та дослідити його властивості. Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання: розробити основи формування математичних моделей повітропідігрівника котла; дослідити особливості та властивості повітропідігрівника котла.

Виклад основного матеріалу

У цій роботі розглядається одноступеневий трубчастий двоходовий повітропідігрівник котла, у якому загальний напрямок руху теплоносіїв – протитечійний, а в межах кожного ходу – перехресний. Димові гази проходять каналами труб, а повітря – міжтрубним простором, у поперечному напрямку по відношенню до руху димових газів. Ходи розділяє трубна плита без утворення спільного для усіх труб міжходового каналу димових газів. У повітряному тракті існує міжходовий короб, в якому можливе поперечне перемішування потоку повітря.

Доступними даними для розрахунку цього повітропідігрівника є температури повітря на вході $t_1 = 30\text{ }^\circ\text{C}$ і на виході – $t_2 = 190\text{ }^\circ\text{C}$ та температури димових газів на вході $t_3 = 280\text{ }^\circ\text{C}$ і на виході – $t_4 = 150\text{ }^\circ\text{C}$. При цьому залишаються невідомими фактичні значення площі та стану поверхонь нагрівання повітропідігрівника, температури газів і повітря між ходами, а також значення витрати газів і повітря.

З метою проведення розрахунків цього теплообмінника за обмеженої вхідної інформації можна використати модель, у якій за умов наявності перемішування в перепускних коробах повітропідігрівник розглядається як система двох зустрічно з'єднаних теплообмінників.

Формування математичної моделі теплопередавальної системи з двох теплообмінників включає формування системи рівнянь:

- математичних моделей елементів (теплообмінників);
- внутрішніх з'єднань;
- зовнішніх з'єднань.

На основі раніше розробленої математичної моделі [4–6] отримано таку уніфіковану форму математичної моделі теплопередавальної системи:

$$t_{ij} = t_{10} + U_{ij}(t_{30} - t_{10}) = (1 - U_{ij})t_{10} + U_{ij}t_{30}; \quad (1)$$

$$U_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = f_{ij}(P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42}), \quad (2)$$

де U_{ij} – узагальнена температура системи в точці “ ij ”; i – номер потоку на вході чи виході теплообмінника; j – номер теплообмінника; t_{10}, t_{30} – температура нагріваного і гріючого теплоносія на вході у систему; P_{21}, P_{41} – узагальнені температури теплообмінника “1”; P_{22}, P_{42} – узагальнені температури теплообмінника “2”. Початкова система рівнянь та формули для розрахунків узагальнених температур наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Формування моделі двоходового теплообмінника за схемою 1

Схема 1	Рівняння елементів	Рівняння з’єднань
	$t_{22} = (1 - P_{22})t_{12} + P_{22}t_{32}$ $t_{42} = (1 - P_{42})t_{12} + P_{42}t_{32}$ $t_{21} = (1 - P_{21})t_{11} + P_{21}t_{31}$ $t_{41} = (1 - P_{41})t_{11} + P_{41}t_{31}$	<p>Внутрішні</p> $t_{12} = t_{21}$ $t_{31} = t_{42}$ <p>Зовнішні</p> $t_{11} = t_{10}$ $t_{20} = t_{22}$ $t_{32} = t_{30}$ $t_{40} = t_{41}$
Кінцевий вигляд моделі		
$t_{2j} = (1 - U_{2j}) \cdot t_{10} + U_{2j} \cdot t_{30}; \quad U_{2j} = \frac{t_{2j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}};$ $t_{4j} = (1 - U_{4j}) \cdot t_{10} + U_{4j} \cdot t_{30}; \quad U_{4j} = \frac{t_{4j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}.$ $\{U_{2j}, U_{4j}\} = f_j \{P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42}\}.$		
$U_{21} = \frac{P_{21}P_{42}}{1 - P_{21}(1 - P_{42})}$		$U_{20} = U_{22} = \frac{(1 - P_{21})P_{22} + P_{21}P_{42}}{1 - P_{21}(1 - P_{42})}$
$U_{40} = U_{41} = \frac{P_{41}P_{42}}{1 - P_{21}(1 - P_{42})}$		$U_{42} = \frac{P_{42}}{1 - P_{21}(1 - P_{42})}$

Для виявлення впливу відсутності перемішування димових газів у міжходовому короби розглянуто схему з чотирьох теплообмінників.

Структурну схему такого повітропідігрівника, процедуру формування математичної моделі та підсумкові формули наведено у табл. 2.

Формування моделі двоходового теплообмінника за схемою 2

Схема 2	Рівняння елементів	Рівняння з'єднань
	$t_{21} = (1 - P_{21}) \cdot t_{11} + P_{21} \cdot t_{31}$ $t_{41} = (1 - P_{41}) \cdot t_{11} + P_{41} \cdot t_{31}$ $t_{22} = (1 - U_{22}) \cdot t_{12} + U_{22} \cdot t_{33}$ $t_{42} = (1 - U_{42}) \cdot t_{12} + U_{42} \cdot t_{33}$ $t_{23} = (1 - U_{23}) \cdot t_{12} + U_{23} \cdot t_{33}$ $t_{43} = (1 - U_{43}) \cdot t_{12} + U_{43} \cdot t_{33}$ $t_{24} = (1 - P_{24}) \cdot t_{14} + P_{24} \cdot t_{34}$ $t_{44} = (1 - P_{44}) \cdot t_{14} + P_{44} \cdot t_{34}$	<p>Внутрішні</p> $t_{12} = t_{21}$ $t_{13} = t_{22}$ $t_{14} = t_{23}$ $t_{31} = t_{44}$ $t_{32} = t_{43}$ <p>Зовнішні</p> $t_{11} = t_{10}$ $t_{20} = t_{24}$ $t_{33} = t_{30}$ $t_{34} = t_{30}$
<p>Кінцевий вигляд моделі</p> $t_{2j} = (1 - W_{2j}) \cdot t_{10} + W_{2j} \cdot t_{30}; \quad W_{2j} = \frac{t_{2j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}};$ $t_{4j} = (1 - W_{4j}) \cdot t_{10} + W_{4j} \cdot t_{30}; \quad W_{4j} = \frac{t_{4j} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}.$ $\{W_{2j}, W_{4j}\} = f_j\{P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42}, U_{22}, U_{42}, U_{23}, U_{43}\}.$		
$U_{22} = \frac{P_{22}P_{43}}{1 - P_{22}(1 - P_{43})}$	$U_{42} = \frac{P_{42}P_{43}}{1 - P_{22}(1 - P_{43})}$	
$U_{23} = \frac{(1 - P_{22})P_{23} + P_{22}P_{43}}{1 - P_{22}(1 - P_{43})}$	$U_{43} = \frac{P_{43}}{1 - P_{22}(1 - P_{43})}$	
$W_{21} = \frac{(1 - P_{44})P_{21}U_{23} + P_{21}P_{44}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	$W_{41} = \frac{(1 - U_{23})P_{41}P_{44} + P_{41}U_{23}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	
$W_{22} = \frac{(1 - P_{21})U_{22} + P_{21}[(1 - P_{44})U_{23} + P_{44}]}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	$W_{42} = \frac{(1 - P_{21})U_{42} + P_{21}[(1 - P_{44})U_{23} + P_{44}]}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	
$W_{23} = \frac{(1 - U_{23})P_{21}P_{44} + U_{23}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	$W_{43} = \frac{(1 - P_{21})U_{43} + P_{21}[(1 - P_{44})U_{23} + P_{44}]}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	
$W_{24} = \frac{(1 - U_{23})[(1 - P_{21})P_{24} + P_{21}P_{44}] + U_{23}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	$W_{44} = \frac{(1 - U_{23})P_{44} + U_{23}}{1 - P_{21}(1 - P_{44})(1 - U_{23})}$	

Розрахунки та аналіз властивостей повітропідігрівника

Умови розрахунків та аналізу

Для розрахунку повітропідігрівників застосовано новий методичний підхід, який істотно відрізняється від традиційних нормативних методів:

Ї систематично використовуються узагальнені безрозмірні параметри;

Ї двоходові та багатоходові повітропідігрівники розглядаються не як специфічні теплообмінники, а як системи чи підсистеми з'єднаних теплообмінників;

Ў уніфіковано форму запису математичних моделей різних одноходових теплообмінників та систем з'єднаних теплообмінників;

Ў моделі побудовані без застосування коефіцієнтів, значення яких визначаються із номограм (нормативні методи передбачають використання номограм);

Ў у складних системах з'єднаних теплообмінників виділяються теплові підсистеми із заздалегідь опрацьованими моделями;

Ў систематично використовується доведена наявність лінійного взаємозв'язку між змінами температури теплоносіїв.

Послідовність формування математичних моделей різних схем повітропідігрівника, а також підсумкові формули моделей наведені у табл. 1 і 2.

Запропоновані моделі дають змогу розраховувати повітропідігрівник як з однаковими, так і з різними поверхнями нагрівання ходів, а також як з наявністю або з відсутністю поперечного перемішування кожного теплоносія у міжходових каналах.

Базовою для порівняння різних повітропідігрівників прийнята схема двоходового теплообмінника з однаковими поверхнями ходів і наявністю поперечного перемішування потоків міжходових каналів. Нова уніфікована модель такого двоходового теплообмінника вже відома [6]. У табл. 1 вона додатково впорядкована.

Прийнято, що саме такому повітропідігрівнику відповідають наведені раніше значення температури повітря та димових газів на вході і виході повітропідігрівника:

$$\begin{aligned}t_{10} &= 30\text{ }^{\circ}\text{C}; & t_{30} &= 280\text{ }^{\circ}\text{C}; \\t_{20} &= 190\text{ }^{\circ}\text{C}; & t_{40} &= 150\text{ }^{\circ}\text{C}.\end{aligned}$$

З умов ідентичності поверхонь нагрівання ходів впливає рівність значень їх узагальнених параметрів:

$$\begin{aligned}H_1 &= H_2 = H; \\R_1 &= R_2 = R.\end{aligned}$$

Аналогічно

$$\begin{aligned}P_{21} &= P_{22} = P_2; \\P_{41} &= P_{42} = P_4.\end{aligned}$$

Значення узагальнених параметрів у початковому режимі

На основі відомих значень температури повітря та димових газів на вході і виході повітропідігрівника як двоходового теплообмінника чи системи взаємопов'язаних теплообмінників, що розглядаються як єдине ціле, отримаємо:

$$\begin{aligned}U_{20} &= \frac{t_{20} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = \frac{190 - 30}{280 - 20} = 0,6400, \\U_{40} &= \frac{t_{40} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = \frac{150 - 30}{280 - 20} = 0,4800, \\R_0 &= \frac{t_{30} - t_{40}}{t_{20} - t_{10}} = \frac{280 - 150}{190 - 30} = 0,8125.\end{aligned}$$

Значення $H_0 = H_1 + H_2$ для повітропідігрівника загалом не може бути розраховано безпосередньо на підставі тільки температур, заданих як початкова інформація. Лише припустивши, що повітропідігрівник є одноходовим, можна розрахувати $(H_0)_{\text{одн}}$ за формулою

$$(H_0)_{\text{одн}} = \frac{\ln[1 + R \ln(1 - U_{20})]}{-R} = \frac{\ln[1 + 0,8125 \ln(1 - 0,6400)]}{-0,8125} = 2,1815.$$

Розрахунок H_0 для двоходової схеми розглянуто нижче.

Вплив зміни тільки вхідних температур

Відомо [6], що за незмінних значень об'єктних параметрів (k, F, G_1, c_1, G_3, c_3) значення параметрів P_2, P_4 та, відповідно також U_{20}, U_{40} , залишаються постійними, тоді:

$$t_{20} = (1 - U_{20}) t_{10} + U_{20} t_{30} = (1 - 0,6400) t_{10} + 0,6400 t_{30} = 0,36 t_{10} + 0,64 t_{30};$$

$$\Delta t_{20} = (1 - P_2) \Delta t_{10} + P_2 \Delta t_{30} = 0,36 \Delta t_{10} + 0,64 \Delta t_{30}.$$

Тобто:

$$\frac{\Delta t_{20}}{\Delta t_{10}} = 0,36; \quad \frac{\Delta t_{20}}{\Delta t_{30}} = 0,64.$$

За підвищення на 10°C вхідної температури повітря або газів отримаємо

$$\Delta t_2 = 0,36 \Delta t_{10} = 0,36 \cdot 10 = 3,6^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_2 = 0,64 \Delta t_{30} = 0,64 \cdot 10 = 6,4^\circ\text{C}.$$

Аналогічно можуть бути визначені зміни температури відхідних газів:

$$t_{40} = (1 - U_{40}) t_{10} + U_{40} t_{30} = (1 - 0,48) t_{10} + 0,48 t_{30};$$

$$\Delta t_{40} = (1 - U_{40}) \Delta t_{10} + U_{40} \Delta t_{30} = 0,52 \Delta t_{10} + 0,48 \Delta t_{30}.$$

Відносна зміна передаваної потужності може бути розрахована за формулою

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta t_{30} - \Delta t_{10}}{t_{30} - t_{10}}.$$

За підвищення на 10°C вхідної температури повітря або газів отримаємо

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta t_{30}}{t_{30} - t_{10}} = \frac{10}{280 - 30} = 0,025 = 2,5\%,$$

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{-\Delta t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = \frac{-10}{280 - 30} = -0,025 = -2,5\%.$$

Варто значити, що вплив зміни вхідної температури газів на передавану потужність є таким самим за абсолютною величиною, як вплив зміни вхідної температури повітря, але ці впливи є протилежними за знаком.

Значення узагальнених параметрів кожного ходу (кожного одноходового теплообмінника 1 і 2 двоходового повітропідігрівника).

Співвідношення витрат повітря і газів у кожному теплообміннику є таким самим, як і у повітропідігрівнику загалом, тобто:

$$\left(\frac{G_1 c_1}{G_3 c_3} \right)_1 = \left(\frac{G_1 c_1}{G_3 c_3} \right)_2 = \left(\frac{G_1 c_1}{G_3 c_3} \right)_0;$$

$$R_1 = R_2 = R_0 = R = 0,8125.$$

Прийmemo, що обидва ходи конструктивно однакові, тобто:

$$H_1 = H_2 = H = \frac{k F}{G_1 c_1} = 0,5 H_0;$$

$$P_{21} = P_{22} = P_2.$$

Додатково врахуємо, що в кожному одноходовому теплообміннику між параметрами P_4 і P_2 існує такий взаємозв'язок:

$$P_4 = 1 - R P_2.$$

Використаємо ту обставину, що для теплообмінника 1 відомим є значення $U_{41} = U_{40} = 0,4800$.

Тоді, використовуючи формулу з табл. 1, отримаємо

$$U_{40} = U_{41} = \frac{P_{41} P_{42}}{1 - P_{21}(1 - P_{42})} = \frac{(1 - R P_2)^2}{1 - P_2 [1 - (1 - R P_2)]} = \frac{(1 - R P_2)^2}{1 - R P_2^2}.$$

Відомими є значення $U_{40} = 0,4800$ та $R = 0,8125$, невідомим – значення P_2 .

Виконавши відповідні перетворення, отримаємо

$$(R^2 + U_{40}R)P_2^2 + (-2R)P_2 + (1 - U_{40}) = 0;$$

$$P_2 = \frac{1}{R + U_{40}} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{R + U_{40}}\right)^2 - \frac{1 - U_{40}}{R(R + U_{40})}},$$

і підставивши значення $R = 0,8125$ та $U_{40} = 0,4800$, визначаємо, що:

$$P_2 = 0,4521,$$

$$P_4 = 1 - R P_2 = 1 - 0,8125 \cdot 0,4521 = 0,6327.$$

Використовуючи формулу

$$H = \frac{\ln[1 + R \ln(1 - P_2)]}{-R},$$

знаходимо, що $H = 0,8259$.

У підсумку одержимо:

$$P_{21} = P_{22} = 0,4521,$$

$$R_1 = R_2 = 0,8125,$$

$$P_{41} = P_{42} = 0,6327,$$

$$H_1 = H_2 = 0,8259,$$

$$H_0 = 2H_1 = 1,6518.$$

Цієї інформації достатньо для визначення температури у міжходових каналах.

Значення температури у міжходових каналах

На основі формул табл. 1 отримаємо (за $t_{10} = 30^\circ\text{C}$ та $t_{30} = 280^\circ\text{C}$):

для міжходового каналу повітря:

$$U_{21} = U_{12} = \frac{P_{21} P_{42}}{1 - P_{21}(1 - P_{42})} = 0,3430,$$

$$t_{21} = t_{12} = (1 - U_{12}) t_{10} + U_{12} t_{30} = 115,7^\circ\text{C};$$

для міжходового каналу димових газів:

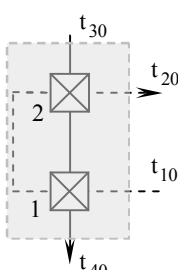
$$U_{42} = U_{31} = \frac{P_{42}}{1 - P_{21}(1 - P_{42})} = 0,7587,$$

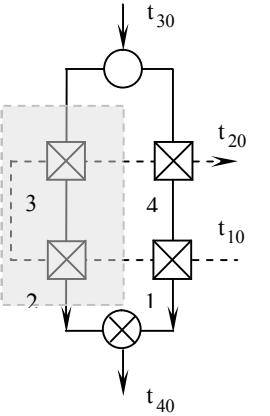
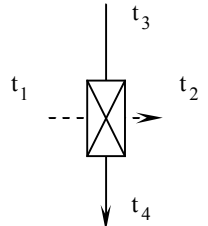
$$t_{42} = t_{31} = (1 - U_{42}) t_{10} + U_{42} t_{30} = 219,7^\circ\text{C}.$$

Вказані значення температур стосуються тільки початкового режиму, для якого задані значення температур теплоносіїв на вході і виході повітропідігрівника. Алгоритм розрахунків вказаний у зведеній таблиці одержаних результатів (табл. 3, схема 1).

Таблиця 3

Особливості моделей та розрахунків

Системи теплообмінників $\left(\begin{matrix} R_{0A} = R_{0B} = R_{0C} = R_0 \\ H_{0A} = H_{0B} = H_{0C} = H_0 = \sum H_j \end{matrix} \right); H_j = h_j H_0$		
Схеми	Початкова інформація	Алгоритми розрахунків
1	2	3
<p>1</p> 	$t_{10} = 30^\circ\text{C}$ $t_{20} = 190^\circ\text{C}$ $t_{30} = 280^\circ\text{C}$ $t_{40} = 150^\circ\text{C}$ $R_j = R_0$ $H_j = h_j H_0$	$t_{ij} = t_{i0} + U_{ij} (t_{30} - t_{10})$ $U_{ij} = f(P_{21}, P_{41}, P_{22}, P_{42})$ $U_{20} = \frac{t_{20} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}; U_{40} = \frac{t_{40} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}}; R_0 = \frac{t_{30} - t_{40}}{t_{20} - t_{10}}.$ $P_{2j} = f(U_{20}, H_j, R_j); H_j = f(P_{2j}, R_j); H_0 = \frac{H_j}{h_j}.$

1	2	3
<p>2</p> 	$t_{10} = 30^{\circ}\text{C}$ $t_{30} = 280^{\circ}\text{C}$ $R_{0B} = R_{0A}$ $H_{0B} = H_{0A}$ $R_j = 2R_0$ $H_j = h_j H_0$	$t_{ij} = t_{i0} + W_{ij} (t_{30} - t_{10})$ $W_{ij} = f(P_{21}, P_{41}, P_{24}, P_{44}, U_{42}, U_{23})$ $U_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{12}}{t_{33} - t_{12}} = f(P_{22}, P_{42}, P_{23}, P_{43}); P_{ij} = f(H_{ij}, R_{ij})$ $t_{40} = 0,5(t_{41} + t_{42})$
<p>3</p> 	$t_1 = 30^{\circ}\text{C}$ $t_3 = 280^{\circ}\text{C}$ $R_C = R_{0A} = R_0$ $H_C = H_{0A} = H_0$	$t_i = t_1 + P_i (t_3 - t_1) \quad P_i = f(H, R)$ $P_2 = 1 - \exp\left[\frac{1 - \exp(-RH)}{-R}\right]; \quad P_4 = 1 - RP_2$

Розрахунки повітряпідігрівника без перемішування димових газів між ходами.

Алгоритм розрахунків вказаний у табл. 3 (схема 2). Використовуються формули табл. 2.

Розрахунки здійснюються за умови, що загальна площа теплопередачі зберігається такою самою, як в схемі з перемішуванням газів, тобто:

$$H_{0B} = H_{0A} = 1,6518.$$

При цьому

$$H_1 = H_2 = H_3 = H_4 = 0,25H_0 = 0,4130,$$

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 2R_0 = 1,6250.$$

Для базового режиму отримано такі результати:

$$\begin{aligned} W_{21} = W_{12} &= 0,2062, & t_{21} = t_{12} &= 81,6^{\circ}\text{C}, \\ W_{22} = W_{13} &= 0,3401, & t_{22} = t_{13} &= 115,1^{\circ}\text{C}, \\ W_{23} = W_{14} &= 0,5115, & t_{23} = t_{14} &= 157,9^{\circ}\text{C}, \\ W_{24} = W_{20} &= 0,6384, & t_{24} = t_{20} &= 189,6^{\circ}\text{C}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{41} &= 0,4587, & t_{41} &= 144,7^{\circ}\text{C}, \\ W_{42} &= 0,5039, & t_{42} &= 156,0^{\circ}\text{C}, \\ W_{43} = W_{32} &= 0,7214, & t_{43} = t_{32} &= 210,4^{\circ}\text{C}, \\ W_{44} = W_{31} &= 0,7938, & t_{44} = t_{31} &= 228,4^{\circ}\text{C}, \end{aligned}$$

$$W_{40} = 0,5(W_{41} + W_{42}) = 0,4813, \quad t_{40} = 0,5(t_{41} + t_{42}) = 150,3^{\circ}\text{C},$$

де $W_{ij} = \frac{t_{ij} - t_{10}}{t_{30} - t_{10}} = f\{P_{ij}\}$ – узагальнена температура теплообмінника j , за умови, що $i = 1$, стосується входу повітря, $i = 2$ – виходу повітря, аналогічно $i = 3$ та $i = 4$ – входу і виходу димових газів.

Зауважимо, що у схемі 1 з перемішуванням теплоносіїв у міжходових каналах було розраховано:

$$\begin{aligned} U_{20} &= 0,6400, & t_{20} &= 190,0^\circ\text{C}, \\ U_{40} &= 0,4800, & t_{40} &= 150,0^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Згідно з розрахунками на основі формул, наведених у табл. 1 для схеми 1, температура повітря дещо вища (на $0,4^\circ\text{C}$), а температура відхідних газів відповідно нижча (на $0,3^\circ\text{C}$), ніж температура в аналогічних точках схеми 2.

Тобто у відношенні теплопередачі схема 2 є менш ефективною, що зумовлено особливостями поля різниці температур. У цій схемі на границі, що розділяє ходи, існує істотний перекик температури димових газів на вході у перший хід ($210,4 \div 228,4^\circ\text{C}$), тоді як у схемі 1 поле температур рівномірне ($219,7^\circ\text{C}$). Перекос температур орієнтований так, що димові гази з вищою температурою ($228,4^\circ\text{C}$) поступають у зону повітря з найнижчою температурою (130°C), а димові гази з нижчою температурою ($210,4^\circ\text{C}$) – в зону вищої температури повітря ($115,7^\circ\text{C}$). Подібне явище притаманне проточним теплообмінникам.

Перемішування димових газів вирівнює їх температуру, що віддаляє схему від властивостей прямого.

Порівняння з одноходовим повітропідігрівником

Припустимо, що в одноходовому повітропідігрівнику значення R_0 та H_0 такі самі, як у розглянутих двоходових:

$$R = R_0 = 0,8125, \quad H = H_0 = 1,6518.$$

За формулою отримаємо

$$P_2 = 1 - \exp\left[\frac{1 - \exp(-RH)}{-R}\right] = 0,5971.$$

Тоді $P_4 = 1 - R P_2 = 0,5149$.

Відповідно:

$$\begin{aligned} t_2 &= (1 - P_2) t_1 + P_2 t_3 = 179,3^\circ\text{C}, \\ t_4 &= (1 - P_4) t_1 + P_4 t_3 = 158,7^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Порівняння:

схема двоходова з перемішуванням	$t_{20} = 190,0^\circ\text{C}; t_{40} = 150,0^\circ\text{C};$
схема двоходова без перемішуванням	$t_{20} = 189,6^\circ\text{C}; t_{40} = 150,3^\circ\text{C};$
схема одноходова	$t_{20} = 179,3^\circ\text{C}; t_{40} = 158,7^\circ\text{C}.$

Вказане порівняння здійснене для умови, що для усіх трьох схем однаковими є $R_0 = 0,8125$ та $H_0 = 1,6518$.

Для забезпечення таких самих вихідних температур як у двоходовій схемі 2 (тобто $t_{20} = 190,0^\circ\text{C}$ і $t_{40} = 150,0^\circ\text{C}$), в одноходовому повітропідігрівнику повинно бути $H_0 = 2,1815$. Відповідно більшою повинна бути площа теплопередачі:

$$\frac{(F_0)_{одн}}{(F_0)_{дво}} = \frac{(H_0)_{одн}}{(H_0)_{дво}} = \frac{2,1815}{1,6518} = 1,321,$$

тобто на 32 % більшою.

У випадку однакових H_0 , одноходовим повітропідігрівником буде передана менша теплова потужність:

$$\frac{Q_{одн}}{Q_{дво}} = \frac{(t_{30} - t_{40})_{одн}}{(t_{30} - t_{40})_{дво}} = \frac{280,0 - 158,7}{280,0 - 150,0} = 0,933,$$

тобто передавана потужність буде на 6,7 % меншою.

Вплив зміни площі теплопередачі

Зміна площі теплопередачі впливає на значення параметра H :

$$H_x = H \frac{F_x}{F}.$$

Відповідно змінюються значення параметрів P_2 і P_4 кожного теплообмінника, а також узагальнених параметрів системи теплообмінників – U_{ij} , W_{ij} .

Використовуючи формули табл. 1 і 2, розраховані залежності вказаних параметрів, а також температур від H , у діапазоні змін $H = 0 \div \infty$.

Графічно залежності зображені на рис. 1 та 2.

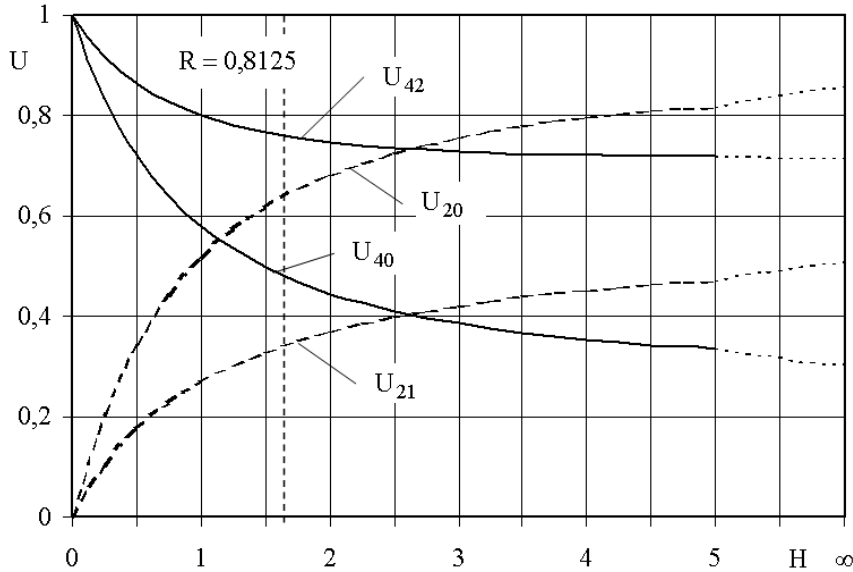


Рис. 1. Температурні характеристики двоходового теплообмінника (схема 1)

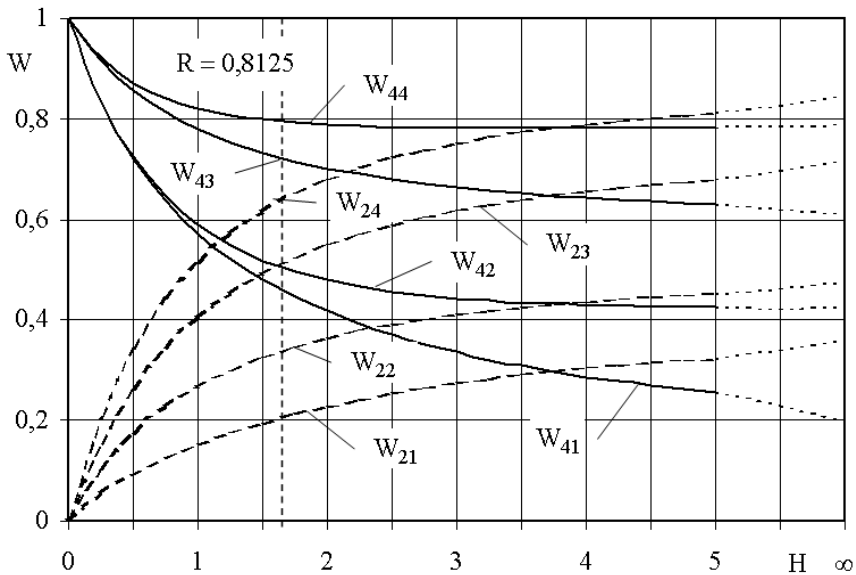


Рис. 2. Температурні характеристики двоходового теплообмінника (схема 2)

З цих двох рисунків бачимо, що із збільшенням H зростає різниця між характеристиками теплообмінників.

У діапазоні $N = 0 \div 3$ зміна значень N впливає на характеристики істотно. За $N > 3$ цей вплив стає значно слабшим.

Висновки

У цій роботі розроблено спеціальну структурну схему та відповідну математичну модель повітропідігрівника як системи взаємопов'язаних теплообмінників. У результаті:

Ў забезпечено врахування нерівномірності поля температур у міжходових каналах;

Ў встановлено, що розрахунки можна виконувати без номограм і без застосування послідовних наближень;

Ў застосовано узагальнені (безрозмірні) параметри, відповідно в узагальненому вигляді можуть бути подані характеристики об'єкта;

Ў можна визначити значення температур не тільки у міжходових каналах, але також на вході і виході кожного теплообмінника;

Ў зручним стало визначення впливу режимних змін.

Отримані результати можна використати як новий методичний апарат розрахунків повітропідігрівників, так і апарат для виявлення можливих удосконалень об'єкта.

1. *Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1978. – 296 с.* 2. *Оборудование теплообменное АЭС. Расчет тепловой и гидравлический. РТМ 108.031.05-84. Издание официальное. Руководящий технический материал. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986. – 180 с.* 3. *Исаченко В.П. Теплопередача // В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.* 4. *Чабан О.И. Взаимосвязь температур в сложных теплообменных установках // О.И. Чабан, Р.В. Остап'юк, М.Г. Сташків // Машиностроение. – 1975. – № 4. – С. 28–30.* 5. *Чабан О.И. Модели і розрахунки елементарних конвективних теплообмінників / О.И. Чабан, І.Р. Галянчук // Вісник ДУ “Львівська політехніка” “Теплоенергетика. Інженерія докілья. Автоматизація”. – 1999. – № 365. – С. 32–40.* 6. *Галянчук І.Р. Математичні моделі теплопередавальної системи для дво- та триходового теплообмінників / І.Р. Галянчук, М.Я. Кузнецова // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2013. – №2/8(62). – С. 29–32.*