

Б.С. Сорока, д-р. техн. наук, професор; М.В. Воробйов, канд. техн. наук, наук. співр.
Інститут газу НАН України
С.О.Хавін канд. техн. наук, доцент; Ю.О. Довбня
Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"

ПОКРАЩЕННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТИВНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ З ВТОРИННИМИ ВИПРОМІНЮВАЧАМИ

У роботі представлені результати порівняльних експериментальних досліджень теплообміну і аеродинаміки в високотемпературних рекуператорах авторської та альтернативних конструкцій. Дослідження проводилися на вогневому стенді з метою порівняння характеристик дослідних секцій ВД гладкотрубних петлевих рекуператорів і зразків з інтенсифікаторами теплообміну різної геометрії: 1) конструкції SP зі спіральними вставками, встановленими по всій довжині теплообмінних труб (відносний крок спіралей $\sigma = s/d = 4,0$). Такі рекуператори відповідають існуючим закордонним аналогам; 2) конструкції MD авторської розробки з гнучкими хрестоподібними вставками – вторинними випромінювачами, встановленими по всій довжині теплообмінних труб. Визначено теплотехнічні та теплогідравлічні переваги запропонованих рекуператорів типу MD порівняно із закордонними конструкціями зі спіральними вставками – турбулізаторами і традиційними вітчизняними гладкотрубними рекуператорами.

Ключові слова: адіабатні вставки, вторинний випромінювач, високотемпературний рекуператор, інтенсифікація теплообміну, спіральний турбулізатор, теплогідравлічна ефективність.

Вступ. Сучасні трубчасті теплообмінники, як правило, забезпечуються внутрішніми вставками для інтенсифікації теплообміну всередині труб. У разі відносно невисоких температур процесів основне призначення вставок або пристінних пристроїв, що збільшують шорсткість поверхонь або викликають регулярні та нерегулярні збурення течії – турбулізація пограничного шару та інтенсифікація конвективного теплообміну. У разі підвищених або високих температур первинного теплоносія (аж до 1000 °C і більше) основне призначення вставок – створення додаткових адіабатних поверхонь, які отримують тепло випромінюванням від теплообмінних труб і передають його конвекцією повітряному чи іншому теплоносію.

Використання вторинних випромінювачів в каналах рекуперативних теплообмінників є ефективним прийомом інтенсифікації теплообміну як у випадку їх встановлення в повітряному потоці (трубчасті конвективні рекуператори), так і в потоці продуктів згоряння (радіаційні щілинні і кошикового типу рекуператори).

На відміну від інтенсифікації за рахунок встановлення різних турбулізаторів, теплообмінна ефективність яких зростає при випереджаючому різкому зростанні гідравлічного опору, вторинні випромінювачі впливають через збільшення поверхні теплообміну простої геометрії при помірному зростанні опору тракту.

Основні характеристики трубчастих рекуператорів провідних світових виробників представлені в табл. 1. Як вставки для високотемпературних рекуператорів деякі зарубіжні фірми використовують спіральні завихрювачі. Така геометрія вставок забезпечує можливість їх розміщення на криволінійних ділянках труб, що виконують роль компенсаторів термічної деформації: в U-подібних елементах петель – для рекуператорів з одною трубної дошкою (рис. 1, а) або на вигнутих ділянках труб (вигин спрямований по або проти потоку первинного теплоносія) – у разі двох трубних дошок (рис. 1, б).

Незважаючи на експериментальне підтвердження принципів переваг використання вставок – вторинних випромінювачів в теплообмінних трубах виявлені в попередніх дослідженнях [1; 2]:

- підвищення температури T_a підігріву теплоносія, що подається в труби;
- зниження температури стінок T_w теплообмінних труб
- зближення температури стінок T_w і повітря T_a (зменшення $T_w - T_a$).

До останнього часу не були визначені системні закономірності, що стосуються теплотехнічних, гідравлічних і теплогідравлічних характеристик теплообмінних труб рекуператорів, в тому числі високотемпературних:

- при розміщенні вторинних випромінювачів безперервно по всій довжині труб, петель, секцій,

незалежно від локальної кривизни, тобто для промислових умов;

• при порівнянні труб зі вставками – вторинними випромінювачами з кращими конструкціями зарубіжних аналогів зі вставками – спіральними турбулізаторами.

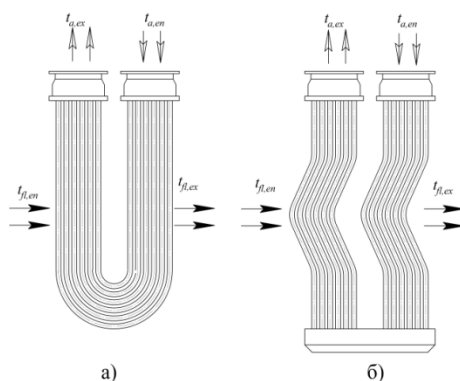


Рис. 1. Основні типи трубчастих рекуператорів:

а) з U-подібними трубами; б) з вигнутими трубами, вигин проти течії первинного теплоносія – потоку продуктів згоряння.

Таблиця 1

Характеристика конвективних рекуператорів провідних світових виробників

№ п.п.	Виробник	Країна-виробник	Характеристики	Літ.
1	Peiler Montanwaerme	Німеччина	$t_{fl,en} \leq 850 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 700 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з прямими та вигнутими трубами, в т.ч. з спіральними вставками	[3]
2	Morgan Construction Co.	США	$t_{fl,en} \leq 705 - 940 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 430 - 650 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з прямими та вигнутими трубами	[4]
3	Hotwork Combustion Technology Ltd.	Велико-британія	$t_{fl,en} \leq 1100 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 560 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з прямими та вигнутими трубами	[5]
4	Encon	Індія	$t_{fl,en} \leq 750 - 940 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 430 - 650 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з прямими та вигнутими трубами	[6]
5	ALSTOM Power Energy Recovery	США	$t_{fl,en} \leq 1100 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 560 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з прямими та вигнутими трубами	[7]
6	Kalfrisa	Іспанія	$t_{fl,en} < 1000 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 700 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з прямими та вигнутими трубами; умови роботи: теплоносії з агресивними компонентами та дисперсними частками	[8]
7	ПрАТ «Кераммаш»	Україна	$t_{fl,en} \leq 900 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 400 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з U-подібними трубами	[9]
8	ПАТ «Днепротяжмаш»	Україна	$t_{fl,en} \leq 1000 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 400 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з U-подібними трубами	[10]
9	Fuel Save Systems & Devices	Індія	$t_{fl,en} \leq 850 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 250 - 350 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з прямими та вигнутими трубами	[11]
10	Beijing Shenwu Environment & Energy Technology Corp	Китай	$t_{fl,en} \leq 600 - 800 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{a,ex} \leq 350 - 500 \text{ }^\circ\text{C}$; рекуператори з прямими та вигнутими трубами з гвинтовими вставками всередині труб	[12]

$t_{fl,en}$ – температура продуктів згоряння на вході в рекуператор;

$t_{a,ex}$ – температура підігріву повітря на виході з рекуператора.

Експериментальна установка і методика проведення досліджень

Мета випробувань полягала у порівнянні між собою основних характеристик: теплообмінних і температурних, гідравлічних і теплогідравлічних – рекуперативних секцій у вигляді трубчастих петель. Оцінювалися можливості поліпшення теплообмінних характеристик за рахунок розміщення вставок

всередині труб, що відповідають авторським розробкам [13], з одного боку, і закордонним аналогам – з іншого.

Експериментальні дослідження проводили на комп'ютеризованому вогневому стенді, розробленому і спорудженому в Інституті газу НАН України. Методологія випробувань полягала в одночасних дослідженнях двох рекуперативних секцій, кожна з яких складається з трьох паралельних U-подібних петель. Секції виготовлені з труб промислового сортаменту $d \times \delta = 89 \times 4,5$ мм, а сумарна довжина трьох петель відповідає петлі промислового рекуператора $3 \times 3385 \approx 10155$ мм.

Для випробувань було обрано такі конструкції трубчастих петльових рекуператорів: 1) гладкотрубної (без вставок) конструкції (BD) – з 3 (трьох) послідовних U-подібних петель без вставок; 2) конструкції зі спіральними вставками – SP , встановленими по всій довжині теплообмінних труб в таких же петлях, як в конструкції BD з відносним кроком спіралей $\sigma = s/d = 4,0$; 3) авторської конструкції з гнучкими хрестоподібними вставками – вторинними випромінювачами, встановленими по всій довжині теплообмінних труб – конструкція MD [13]. Схема дослідних секцій рекуператора, встановлених у вогневій камері експериментального стенда показана на рис. 2.

Відзначимо, що згадані спіральні вставки SP відповідають геометричним характеристикам спіральних турбулізаторів, що використовуються в трубчастих рекуператорах фірми «Peiler Montanwaerme» (Німеччина – США).

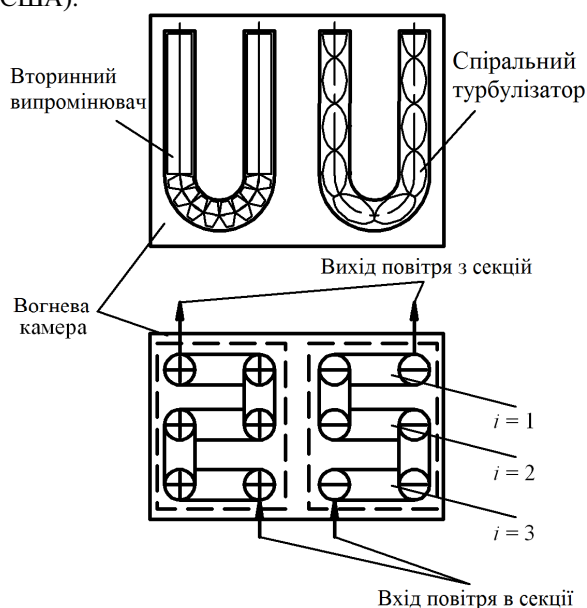


Рис. 2. Схема дослідних секцій рекуператора, встановлених у вогневому стенді.

Дослідження теплотехнічних характеристик рекуператорів зі вставками різної геометрії всередині труб

Порівняння дослідних секцій рекуператора проведено в топковій камері згаданого вогневого стенду при середньому і високому рівні робочих температур в камері 823 – 1273 К (550 – 1000 °С) при автоматичній підтримці в порівнюваних секціях однакових масових витрат повітря \dot{m}_a , рівних відповідно 0,053; 0,061; 0,072 кг/с, що відповідає об'ємним витратам \dot{V}_a – 150; 170; 200 $\text{нм}^3/\text{год}$ відповідно. Вибір зазначених масових і об'ємних витрат визначався можливостями тягодутьових пристроїв.

Нижче наводяться основні характеристики порівнюваних секцій. На рис. 3 представлені залежності зміни вихідної температури повітряного потоку $T_{a,ex}$ (рис. 3, а), середньої температури стінок \bar{T}_w (рис. 3, б), різниці температур: середньої по стінках трьох петель кожної із секцій \bar{T}_w і $T_{a,ex}$ – на виході з секції (рис. 3, в) – від температури продуктів згоряння в топковій камері T_{fl} при витраті повітря через секції $\dot{m}_a = 0,061$ кг/с (170 $\text{нм}^3/\text{год}$). Відзначимо, що розглянуті характеристики для решти витрат повітря, що нагрівається мають такі ж тренди, а відповідні значення для високотемпературного режиму у всьому діапазоні зміни витрат повітря представлені в табл. 2.

Експериментальні дані свідчать про те, що при відносно невисоких температурах в камері ~ 823 К (~ 550 °С) температура нагріву повітря $T_{a,ex}$ (MD) незначно перевищує $T_{a,ex}$ для BD секції (рис. 3 а), але при цьому зменшується температура стінки (на рис. 3, б показана середня температура стінки).

Зменшення різниці температур між стінками труб і підігрівом повітря $\bar{T}_w - T_{a,ex}$ є більш суттєвим при збільшенні температури в топковій камері T_{fl} (рис. 3, в).

При зростанні температури T_{fl} і супутньому підігріві стінок труб зростає не тільки сумарний коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі α_{out} (до стінок труб), але і частка тепловіддачі, що переноситься випромінюванням всередині труби від стінки до вторинного випромінювача, тому зі збільшенням T_{fl} різниця $(T_{a,ex})_{MD} - (T_{a,ex})_{BD}$ збільшується:

$$\partial[(T_{a,ex})_{MD} - (T_{a,ex})_{BD}] / \partial T_{fl} > 0. \quad (1)$$

З рис. 3, а видно, що нагрівання повітря до температури 873 К (600 °С) в секції з хрестоподібними вставками *MD* може бути досягнуте при температурі гріючих газів 1100 К (~830 °С) в той час, як для такого ж нагрівання в секції базової конструкції при тому ж $\dot{m}_a = 0,061$ кг/с буде потрібна температура в топці $T_{fl} = 1273$ К (1000 °С).

При проведенні експериментальних досліджень встановлено, що при невисокому рівні температур в камері (~550 °С = 823 К) температура нагрівання повітря $T_{a,ex}$ у *MD* секції незначно (~20 К) поступається $T_{a,ex}$ для випадку використання секції зі вставками *SP* (рис. 3, а). Середня температура стінок \bar{T}_w (рис. 3, б) для *MD* менше, ніж у *SP*. У той же час різниця температур між стінками труб і підігрівом повітря $\Delta T_{w,a} = (\bar{T}_w - T_{a,ex})$ в секції *SP* переважає над *MD*: $(\Delta T_{w,a})_{MD} < (\Delta T_{w,a})_{SP}$ (рис. 3, в). Зі зростанням температури в камері T_{fl} частка непрямой променистої складової в загальному перенесенні теплоти в системі «внутрішня поверхня труби - вторинний випромінювач - повітряний потік» зростає, і підігрів повітря в секції *MD* при температурі в камері 1273 К (1000 °С) випереджає $T_{a,ex}$ в секції *SP* орієнтовно на 60 К (див. табл. 2.).

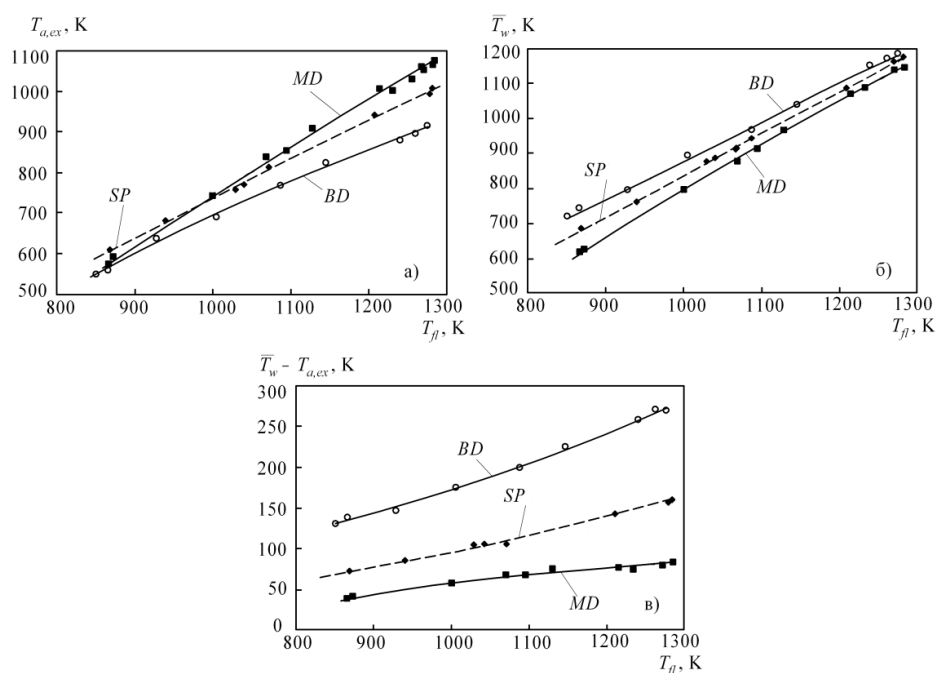


Рис. 3. Залежність основних теплотехнічних характеристик: температури підігріву повітря $T_{a,ex}$ (а), середньої температури стінки \bar{T}_w (б) і різниці температур $\bar{T}_w - T_{a,ex}$ (в) від температури в топковій камері T_{fl} при використанні дослідних секцій рекуператора. Масова (об'ємна) витрата повітря $\dot{m}_a = 0,061$ кг/с ($\dot{V}_a = 170$ нм³/год = *idem*).

Збільшення $T_{a,ex}$ в трубі з хрестоподібної вставкою $(T_{a,ex})_{MD} > (T_{a,ex})_{SP}$ при підвищених температурах продуктів згоряння зумовлено описаною тенденцією: $(\partial T_{a,ex} / \partial T_{fl})_{MD} > (\partial T_{a,ex} / \partial T_{fl})_{SP}$; $\partial[(\Delta T_{w,a})_{MD} - (\Delta T_{w,a})_{SP}] / \partial T_{fl} > 0$, що дає можливість забезпечити додаткову економію палива δB_f . У кінцевому рахунку стає більш вираженою перевага секції *MD* за значенням $\Delta T_{w,a}$ (зближення $T_{a,ex}$ і T_w) і зниження температури стінок T_w (максимальної, локальної та середньої).

Як впливає з рис. 3, переваги секції *MD* зі вставками авторської конструкції посилюються в міру підвищення рівня робочих температур в топковій камері (перед рекуператором) T_{fl} і в теплообміннику в цілому. Це пов'язано з супутнім посиленням ролі радіаційного теплообміну ($q \sim \Delta T^4$) порівняно з

конвективним ($q \sim \Delta T$) у міру підвищення рівня робочих і ефективних температур в системі. Знайдені закономірності, що стосуються використання внутрішньотрубних вставок, більшою мірою можуть бути реалізовані в запропонованій конструкції рекуператора з вторинними випромінювачами всередині труб (позначення *MD*) в порівнянні з використанням трубних петель зі спіральними турбулізаторами (*SP*), інтенсифікують конвективний теплообмін.

Розрахункові криві економії палива δB_f при збільшенні температури підігріву повітря $T_{a,ex}$ (див. рис. 3, а) для дослідних секцій рекуператора *MD*; *SP* і *BD* залежно від T_{fl} представлені на рис. 4. Значення економії палива δB_f по відношенню до випадку холодного (без підігріву) окислювача були знайдені із залежності [14]:

$$\delta B_f = [I_{g,T}(T_a > T_0) - I_{g,T}(T_a = T_0)] / [I_{g,T}(T_a > T_0) - I_{g,ex}] \quad (2)$$

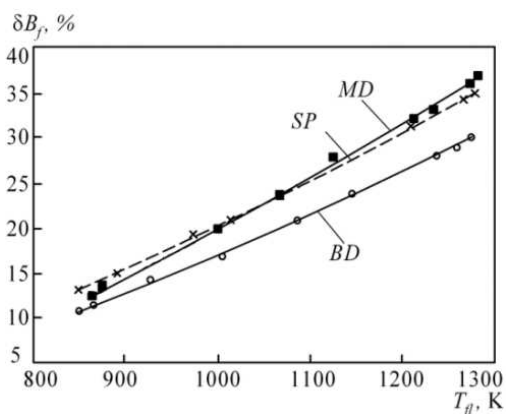


Рис. 4. Залежність економії палива δB_f , % від температури в топковій камері T_{fl} для дослідних секцій рекуператора. Паливо: природний газ – Russ.-Erdgas H, коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,05$.

Як випливає з відомої залежності, отриманої при використанні повних ентальпій в якості енергетичних характеристик [14] можлива економія природного газу δB_f зростає (див. рис. 4), зі збільшенням технологічної температури T_{fl} (умовно – температури продуктів згоряння за топковою камерою, на вході в рекуператор). З числа порівнюваних конструкцій найбільше значення δB_f спостерігається для конструкції рекуперативної секції з хрестоподібними вставками *MD*: при $T_{fl} = 1273$ K (1000 °C) δB_f досягає $\sim 37\%$, що перевершує відповідні значення для *BD* ($\sim 29\%$), а також *SP* ($\sim 34\%$). При цьому слід зазначити, що при подальшому зростанні T_{fl} слід очікувати прогресивного наростання переваг конструкції трубчастого рекуператора зі вставками – вторинними випромінювачами *MD*.

Порівняння гідравлічних характеристик дослідних секцій рекуператора

Гідравлічний опір теплообмінників (втрата напору) є однією з найважливіших експлуатаційних характеристик, яка визначає вибір тягодутьових пристроїв для транспортування теплоносіїв.

На рис. 5 представлена зміна аеродинамічного опору повітряного тракту Δp_a дослідних секцій рекуператора *MD*, *SP* і *BD* в умовах холодних випробувань (при стандартній (індекс «st») температурі $T_{a,st} \approx 300$ K $\approx const$) від витрати повітря $\dot{V}_{a,st}$ через секції.

Як випливає з рис. 5, для будь-якої з секцій «rec» у разі ізотермічних умов задовільно виконується співвідношення:

$$\Delta p_{a,rec} = k_{rec} \cdot \dot{V}_{a,st}^2, \quad (3)$$

де k_{rec} – коефіцієнт пропорційності для секцій «rec»: *BD*, *MD*, *SP*.

При цьому найменший аеродинамічний опір Δp_a має гладкотрубна (без вставок) секція *BD*. Втрати напору $(\Delta p_a)_{MD} < (\Delta p_a)_{SP}$, оскільки в *MD* труба з хрестоподібним вторинним випромінювачем визначає канал простої геометрії, де твірні ребер і труб паралельні між собою. Основним видом втрат напору при цьому є тертя потоку об стінки труб і ребра вторинного випромінювача. У трубі зі спіральними інтенсифікаторами теплообміну, крім істотного подовження тракту, обумовленого гвинтовим характером руху потоку, і супутнього збільшення втрат тиску на тертя, виникають місцеві втрати енергії, обумовлені вихреутворенням. У трубному каналі має місце перекриття прохідного перерізу по відношенню до осової складової швидкості течії, а рух потоку задається підйомом спіралі. Таким чином, додаткові місцеві опори виникають в полі відцентрових сил і пов'язані в загальному випадку з радіальною і тангенціальною складовими швидкості в каналі довільного профілю.

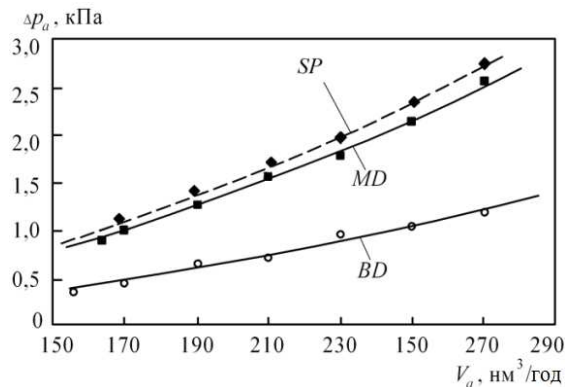


Рис. 5. Залежність втрат напору (аеродинамічного опору) Δp_a по повітряному тракту дослідних секцій рекуператора від витрати повітря \dot{V}_a

Взаємний характер розташування кривих залежності аеродинамічного опору Δp_a для порівнюваних рекуперативних секцій у разі незмінного масового потоку ($\dot{m}_a = const$; $\dot{V}_{a,st} = const$) зберігається при збільшенні технологічної температури T_{fl} у вогневій камері дослідного стенду (рис. 6). При цьому відповідно до базових закономірностей для фіксованого масового потоку газів $\Delta p_a \sim \rho w^2$ спостерігається лінійна зміна Δp_a від визначальної температури (теплоносія):

$$\Delta p_a(T_a) - \Delta p_a(T'_a) = \chi_{rec}(T_{fl} - T'_{fl}), \quad (4)$$

де T_a и T'_a – температури підігріву фіксованого масового потоку \dot{m}_a при зміні температури в топковій камері від T_{fl} до T'_{fl} відповідно; χ_{rec} – коефіцієнт пропорційності для секцій «rec».

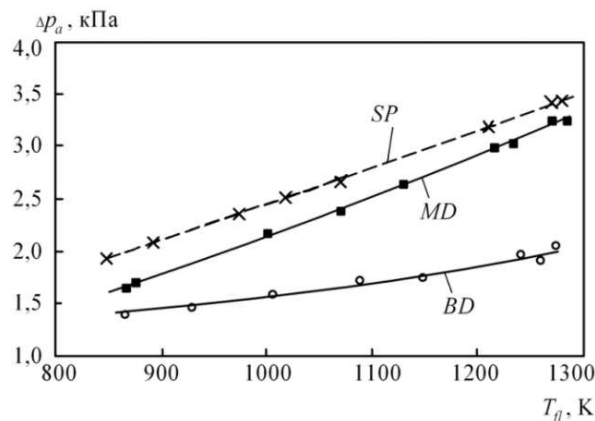


Рис. 6. Залежність втрат напору (аеродинамічного опору) Δp_a вздовж повітряного тракту для дослідних секцій рекуператора від температури в топковій камері T_{fl} . Масова (об'ємна) витрата повітря $\dot{m}_a = 0,061$ кг/с ($\dot{V}_a = 170$ м³/год = *idem*)

Порівняння теплогідравлічної ефективності рекуперативних секцій з інтенсифікаторами теплообміну різної геометрії

Оскільки інтенсифікація теплообміну і підвищення температури підігріву повітря супроводжується зростанням втрат напору, найважливіше значення для оцінки досконалості теплообмінників має комплексна – теплогідравлічна характеристика E , яка пов'язує між собою зміну величин переданого теплогового потоку і втрат напору дуття.

Параметр E є поширеним критерієм, введеним ще М.В. Кирпичовим для оцінки енергетичної ефективності різних способів і пристроїв інтенсифікації теплообміну. В [15] цей критерій називають «ефективністю теплообмінника», а в [16] – «коефіцієнтом потужності». У представленій роботі приведена наступна трансформація залежності, яка в наших позначеннях забезпечує визначення допоміжної теплогідравлічної характеристики:

$$e = E_{mod} \approx (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a. \quad (5)$$

Завдання досліджень і розробок при створенні досконалої конструкції високотемпературного рекуператора полягає в забезпеченні робочого процесу, при якому задане збільшення температури підігріву теплоносія (повітря) і зниження температури стінок теплообмінних труб порівняно з конструкціями аналогів супроводжується прийнятним збільшенням аеродинамічного опору каналів. Таким чином, оптимізація конструкції рекуператора за теплогідрравлічною характеристикою є складовою метою досліджень.

У табл. 2 представлено узагальнення результатів експериментальних досліджень рекуперативних секцій *BD*, *MD*, *SP* на вогневому стенді, де зведені температурні, гідравлічні і теплогідрравлічні характеристики дослідних секцій.

Дослідження були проведені при температурі в топковій камері $T_{fl} = 1273$ К (1000 °С) за умови дотримання однакових масових (об'ємних – при нормальних або стандартних умовах) потоків повітря в секціях *BD*, *MD*, *SP*:

$$\dot{m}_a(BD) = \dot{m}_a(MD) = \dot{m}_a(SP), \quad (6)$$

які відповідають однаковим вхідним числам *Re*. Діапазон зміни відносної масової витрати повітряного потоку $\tilde{m}_a \in \{0,736; 1,0\}$. Діапазон відносної зміни потоків у секціях по числах $\tilde{Re} \in \{0,7; 1,0\}$.

Таблиця 2

Порівняння теплотехнічних (теплообмінних), гідравлічних і теплогідрравлічних характеристик досліджуваних секцій рекуператора. Температура у вогневій камері, $T_{fl} \approx 1273$ К (1000 °С).

Секція	<i>BD</i>			<i>MD</i>			<i>SP</i>		
\dot{V}_a , м ³ /год	150	170	200	150	170	200	150	170	200
\dot{m}_a , кг/с	0,053	0,061	0,072	0,053	0,061	0,072	0,053	0,061	0,072
$T_{a,en}$, К	301	301	301	302	302	302	301	301	302
$T_{a,ex}$, К	915	915	900	1068	1074	1070	995	1005	1004
\bar{T}_w , К	1187	1182	1171	1140	1141	1139	1158	1165	1160
$T_{w,max}$, К	1253	1268	1263	1242	1261	1255	1260	1268	1263
$\Delta T_a = T_{a,ex} - T_{a,en}$, К	614	615	599	767	772	767	694	703	702
Δp_a , Па	1590	2020	2550	2320	3230	3810	2700	3370	4200
\dot{Q}_a , кВт	33,40	39,98	46,10	40,09	49,44	58,44	38,12	44,60	50,31
<i>Nu</i>	67,08	80,90	94,56	115,49	134,49	161,69	84,66	84,40	96,88
<i>Re</i>	27989	33443	39928	26494	30020	35741	26916	30896	34932
$e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a$, К/Па	0,386	0,304	0,235	0,331	0,239	0,201	0,257	0,209	0,167
$\tilde{e} = e_{RD} / e_{BD}$	–	–	–	0,856	0,785	0,857	0,666	0,686	0,711
$\Delta T_{w-a} = (\bar{T}_w - T_{a,ex})$, К	272	267	271	72	67	69	163	160	156

Підтверджено, що зміна втрат тиску завжди випереджає за темпами зростання швидкість зростання переданої кількості теплоти при варіюванні будь-якого параметра. В рамках фіксованого діапазону збільшення масового потоку повітря втрати напору для секції *BD* збільшилися в 1,603 рази, в секції *MD* – в 1,642 рази, а в *SP* – в 1,56 рази (відносний вплив зміни \dot{m}_a). При цьому абсолютні значення втрат тиску в *MD* перевищують втрати тиску в *BD* в 1,46 – 1,494 рази, а опір секцій *SP* перевищує опір *MD* в 1,1 – 1,16 рази (вплив типу секції при $\dot{m}_a = idem$). Оскільки опір тракту Δp_a зростає випереджаючими темпами, саме характеристики тягодуттьових пристроїв визначають вибір типу вставок – інтенсифікаторів теплообміну для рекуперативних секцій.

Кінцевий результат робочого процесу в теплообміннику – зміна температури вторинного теплоносія (повітряного потоку, що нагрівається) по довжині рекуператора $\Delta T_a = T_{a,ex} - T_{a,en}$ – визначається багатьма факторами, але, насамперед, інтенсивністю лімітуючої складової теплообміну (для високотемпературного рекуператора – на повітряній стороні).

Отримано, що теплосприйняття секції *MD* завжди перевищує знімання теплоти секціями *BD*, *SP* (визначається величинами \dot{Q}_a і числами *Nu*). У наведеному діапазоні витрат повітряного потоку приріст корисної теплоти в *MD* в порівнянні з *BD* становить 1,2 – 1,267 раз по \dot{Q}_a і є (1,71 – 1,72) – кратним по

числу Nu. По відношенню показників MD до SP , приріст становить (1,05 – 1,16) разів, а по числу Нуссельта (1,36 – 1,67) разів в залежності від навантаження.

Теплогідравлічні характеристики e секцій BD , MD , SP порівняні між собою у вигляді їх відносних значень, через величину $\tilde{e} = e_{RD} / e_{BD}$ де $RD \in (MD, SP)$. З аналізу експериментальних результатів видно, що абсолютні значення теплогідравлічної характеристики e збільшуються для конструкції рекуператора зі вставками – вторинними випромінювачами MD в порівнянні з SP , проте найбільше значення e звичайно відноситься до гладкотрубної конструкції BD .

Зміну теплогідравлічної характеристики e дослідних секцій рекуператора в залежності від температури у вогневій камері T_{fl} представлено на рис. 7. Секція MD поступається BD у всьому діапазоні температур, однак MD випереджає конструкцію зі спіральними вставками SP , які відповідають конструкціям рекуператорів зарубіжних виробників.

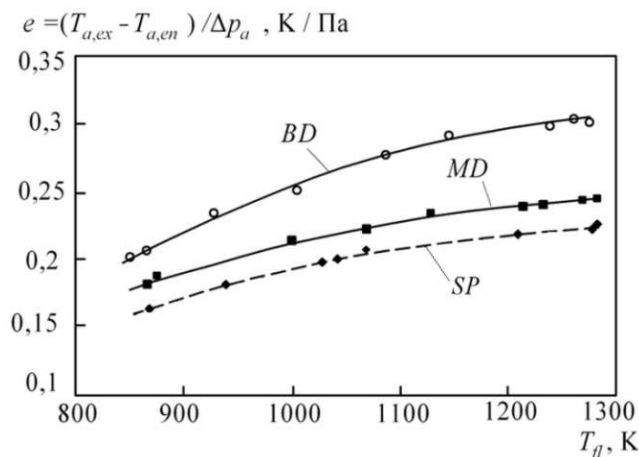


Рис. 7. Залежність теплогідравлічної ефективності $e = (T_{a,ex} - T_{a,en}) / \Delta p_a$ від температури в топковій камері T_{fl} для дослідних секцій рекуператора різних конструкцій. Масова (об'ємна) витрата повітря

$$\dot{m}_a = 0,061 \text{ кг/с} (\dot{V}_a = 170 \text{ м}^3/\text{год} = idem)$$

Таким чином, показані переваги запропонованих рекуператорів з вторинними випромінювачами в порівнянні із зарубіжними аналогами зі спіральними вставками – турбулізаторами та вітчизняними гладкотрубними рекуператорами.

Прямим порівнянням теплотехнічної і теплогідравлічної характеристик секцій при температурі продуктів згоряння в топковій камері $T_{fl} = 1273 \text{ K}$ ($1000 \text{ }^\circ\text{C}$) підтверджена більш висока інтенсивність теплообміну в каналах секції MD з хрестоподібною вставкою в порівнянні з базовою конструкцією BD і конструкцією зі спіральними вставками SP – секціями, що забезпечило наступні переваги каналу MD :

- підвищення температури підігріву повітря $T_{a,ex}$;
- зниження максимальної $T_{w,max}$ і середньої $\overline{T_w}$ температури стінок теплообмінних труб;
- зближення температур стінок труб і потоку повітря що нагрівається та зменшення різниці

$$\Delta T_{w-a} = T_{w,max} - T_{a,ex}, \quad \Delta \overline{T_{w-a}} = \overline{T_w} - T_{a,ex};$$

- підвищення теплогідравлічної характеристики e .

В умовах високих температур продуктів згоряння ($\sim 1000 \text{ }^\circ\text{C}$) можна однозначно рекомендувати рекуператори з вторинними випромінювачами, оскільки вони мають найвищу теплогідравлічну характеристику e (по відношенню до аналогів – рекуператорів зі спіральними вставками) при прийнятному зростанні аеродинамічного опору тракту.

Висновки

1. Проведені експериментальні дослідження теплообміну і аеродинаміки в газо-газових теплообмінниках (рекуператорах), при використанні двох способів інтенсифікації теплообміну в каналах: встановленні в трубах інтенсифікаторів конвективного теплообміну – спіральних турбулізаторів, з одного боку, і вторинних випромінювачів у формі гнучких вставок хрестоподібного перерізу, з іншого. В цілому роль вставок з точки зору можливостей теплопередачі завжди позитивна і монотонно збільшується по мірі зростання температури продуктів згоряння, які омивають труби рекуператора, а також збільшення поверхні вставок. Дослідами доведено, що інтенсифікація високотемпературного

теплообміну за рахунок встановлення вторинних випромінювачів призводить до випереджаючого зростання аеродинамічного опору тракту, що знижує узагальнену теплогідрравлічну характеристику рекуператора e .

2. Для рекуперативних секцій у формі трубчастих петель винайдено істотне (до 170 К) підвищення температури підігріву повітряного потоку $T_{a,ex}$, зниження температури стінки труб $\overline{T_w}$ і $T_{w,max}$, а також різниці температур $T_w - T_{a,ex}$ при розміщенні в трубах плоских радіальних вставок, зокрема, хрестоподібного перерізу, в порівнянні з гладкотрубною конструкцією петель.

3. Показано, що характеристики запропонованих рекуператорів з вторинними випромінювачами перевершують такі для зарубіжних аналогів, оснащених спіральними вставками – турбулізаторами, за теплотехнічними показниками: підвищення температури підігріву повітряного потоку $T_{a,ex}$ (на 60 К), зниження температури стінки труб T_w (не менш ніж на 20 К), гідравлічними характеристиками: зменшений аеродинамічний опір повітряного тракту Δp_a , а також теплогідрравлічна ефективність e . Перевищення ефективності e для секції MD порівняно із закордонним прототипом SP знаходиться в межах 14,5%.

4. Особливо значними є переваги конструкції MD по найбільш представницькому температурному критерію – різниці температур $\Delta \overline{T_{w-a}} = \overline{T_w} - T_{a,ex}$: близько 4-кратного зменшення в порівнянні з BD -конструкцією, більше 2-кратного скорочення в порівнянні з SP – конструкцією.

Наведені переваги дозволяють рекомендувати вторинні випромінювачі запропонованої конструкції як більш ефективні в порівнянні зі спіральними вставками – турбулізаторами для трубчастих високотемпературних рекуператорів.

Список літератури

1. Сорока Б.С., Воробьев Н.В., Кудрявцев В.С., Згурский В.А. Комплексный анализ рабочего процесса в высокотемпературном рекуператоре // Энерготехнологии и ресурсосбережение, №4, 2012. – С.71 – 80.
2. Сорока Б.С., Воробьев Н.В., Згурский В.А., Кудрявцев В.С. Теплообмен и сопротивление в высокотемпературном рекуператоре // XIV Минский международный форум «Тепломассообмен ММФ-2012» (10– 13 сентября 2012 г.). – Минск: АНК «Институт тепло- и массообмена им. А.В.Лыкова» НАНБ: 2012.– С. 148 – 151.
3. The Peiler Convection Recuperator // Helmut Peiler Montanwärme. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.peiler-montanwaerme.de/en/convectionrecu.htm#>
4. Smith D.P. Design of recuperators to preheat combustion air for energy efficiency in furnace operations // Industrial Heating, 1991. Vol. LVIII, No. 2., – P. 26 – 28.
5. Recuperators // Hotwork Combustion Technology. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://ccgi.hotworkct.plus.com/cms/index.php?page=company-introduction&hl=en>
6. Encon Recuperator // ENCON Thermal Engineers. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.encon.co.in/recuperators.html>
7. Technical data bulletins: Schack canal recuperators // Alstom power energy recovery. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: www.amschack.com
8. Convective Recuperators // Kalfrisa S.A. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.kalfrisa.com/convectivereducuperators.aspx>
9. Металлические трубчатые петлевые рекуператоры // ЧАО «Кераммаш» [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.keramash.ua/rus/index.htm>
10. Рекуператоры петлевые трубчатые // Каталог продукции НПГ «ДнепроТехсервис» – 161 стр. [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dtm.dp.ua/product.php>
11. Recuperator // Fuel Save Systems & Devices (P) Ltd [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.fuelsavesystems.com/recuperator.htm>
12. Combustor (Burner) series: Recuperator // Beijing Shenwu Environment & Energy Technology Co. Ltd [Електронний ресурс]. – Режим доступа: http://www.shenwu.com.cn/english/index.php?app=product&act=view&column_id=137&id=187
13. Патент України на винахід 101124, МПК: F23L 15/04; F27D 17/00. Рекуператор. Сорока Б.С., Шандор П., Кудрявцев В.С., Воробьев Н.В. / заявник та патентовласник Інститут газу НАНУ. № а201201938 Заявл. 21.02.2012; Опубл. 25.02.2013, Бюл. 4, 2013.
14. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах // Киев: Наукова думка, 1993. – 416 с.
15. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках // М.: Наука, 1982.– 472 с.
16. Воронин Г.И. Эффективные теплообменники./ Воронин Г.И., Дубровский Е.В. // М.: Машиностроение, 1973. – 96 с.

B.S. Soroka, M. V. Vorobiov
Gas Institute of National Academy of Sciences of Ukraine
S.O. Khavin, Y O Dovbnia

National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"

**ENHANCEMENT OF THERMAL AND HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF
RECUPERATIVE HEAT EXCHANGERS WITH SECONDARY EMITTERS**

In frame of the presented work the results of comparative experimental investigations carried out on heat transfer and fluid dynamics processes within high temperature recuperators of the authors' and alternative designs are discussed. The researches were fulfilled at firing rig with a purpose of comparison the characteristics of the test sections of smooth tube recuperator (BD) and the specimens with the facilities of different geometry providing heat transfer intensification: 1) the designs SP with the spiral inserts installed by the whole length of heat exchange tubes with the relative pitch of the spirals $s/d = 4,0$. These recuperators meet the existing foreign analogous prototypes; 2) design MD of authors' design with flexible cross-shaped inserts – the secondary emitters installed by the whole length of heat-exchange tubes. The heat engineering and combined heat and hydraulic advantages of proposed recuperators of MD type in comparison with the foreign designs with the spiral inserts – turbulators and with traditional native smooth-tube recuperators (BD) have been identified.

It has been stated that especially appreciable results of the tests make the advantages of MD design regarding the most representative temperature criterion – temperature difference ΔT_{w-a} between the tube walls and of an air flow. This value for authors' design is decreased approximately 4 times in comparison with BD design and more than 2 times lower in comparison with that for foreign designs SP.

Key words: adiabatic inserts, combined heat and hydraulic efficiency, heat transfer enhancement, high-temperature recuperator, secondary emitter, spiral turbulator.

1. Soroka B.S., Vorobiov M.V., Kudriavtsev V.S., Zghurskiy V.A. Kompleksnyy analiz rabocheho protsessa v vysokotemperaturnom rekuperatore // *Energotekhnologii i resursosberezhenie*, №4, 2012. – P. 71 – 80.

2. Soroka B.S., Vorobiov M.V., Zghurskiy V.A., Kudriavtsev V.S. Teploobmen i soprotivleniye v vysokotemperaturnom rekuperatore // XIV Mynskyy mezhdunarodniy forum «Teplomassoobmen MMF -2012» (10– 13 September 2012 г.). – Minsk: ANK «Institut teplo- i massoobmena im. A.V.Lyikova» NANB: 2012.– P. 148 – 151.

3. The Peiler Convection Recuperator // Helmut Peiler Montanwärme. [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.peiler-montanwaerme.de/en/convectionrecu.htm#>

4. Smith D.P. Design of recuperators to preheat combustion air for energy efficiency in furnace operations // *Industrial Heating*, 1991. Vol. LVIII, No. 2., – P. 26 – 28.

5. Recuperators // Hotwork Combustion Technology. [Electronic resource]. – Access mode: <http://cgi.hotworkct.plus.com/cms/index.php?page=company-introduction&hl=en>

6. Encon Recuperator // ENCON Thermal Engineers. [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.encon.co.in/recuperators.html>

7. Technical data bulletins: Schack canal recuperators // Alstom power energy recovery. [Electronic resource]. – Access mode: www.amschack.com

8. Convective Recuperators // Kalfrisa S.A. [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.kalfrisa.com/convectiverecuperators.aspx>

9. Metallicheskiye trubchatyye petlevyye rekuperatory // ChAO « Kerammash » [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.kerammash.ua/rus/index.htm>

10. Rekuperatory petlevyye trubchatyye // Product catalog NPG "Dneprotechservice"– 161 p. [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.dtm.dp.ua/product.php>

11. Recuperator // Fuel Save Systems & Devices (P) Ltd [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.fuelsavesystems.com/recuperator.htm>

12. Combustor (Burner) series: Recuperator // Beijing Shenwu Environment & Energy Technology Co. Ltd [Electronic resource]. – Access mode: http://www.shenwu.com.cn/english/index.php?app=product&act=view&column_id=137&id=187

13. Ukraine patent for invention 101124, IPC: F23L 15/04; F27D 17/00. Recuperator. Soroka B.S., Shandor P., Kudriavtsev V.S., Vorobiov M.V. / applicant and patent owner Gas Institute, National Academy of Sciences. № a201201938 appl. 21.02.2012; Publish. 25.02.2013, Bulletin. 4, 2013.

14. Soroka B.S., Intensifikatsiya teplovykh protsessov v toplivnykh pechakh // Kyiv: Naukova dumka, 1993 – 416 p.

15. Zhukauskas A.A. Konvektivnyy perenos v teploobmennikakh // M.: Nauka, 1982.– 472 p.

16. Voronin G I Effektivnyye teplobmenniki./ Voronin G.I., Dubrovskiy E.V. // M.: Mashinostroenie, 1973. – 96 p.

УДК 519.6:536

Б.С. Сорока, д-р техн. наук, профессор; Н.В. Воробьев, канд. техн. наук, науч. сотр.

Институт газа НАН Украины

С.А.Хавин канд. техн. наук, доцент; Ю.А. Довбня

Национальный технический университет Украины "Киевский политехнический институт"

УЛУЧШЕНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ С ВТОРИЧНЫМИ ИЗЛУЧАТЕЛЯМИ

В работе представлены результаты сопоставительных экспериментальных исследований теплообмена и аэродинамики в высокотемпературных рекуператорах авторской и альтернативных конструкций. Исследования проводились на огневом стенде с целью сравнения характеристик опытных секций ВД гладкотрубных петлевых рекуператоров и образцов с интенсификаторами теплообмена различной геометрии: 1) конструкций SP со спиральными вставками, установленными по всей длине теплообменных труб (относительный шаг спиралей $\sigma = s/d = 4,0$). Такие рекуператоры соответствуют существующим зарубежным аналогам; 2) конструкции MD авторской разработки с гибкими крестообразными вставками – вторичными излучателями, установленными по всей длине теплообменных труб. Определены теплотехнические и теплогидравлические преимущества предложенных рекуператоров типа MD по сравнению с зарубежными конструкциями со спиральными вставками – турбулизаторами и традиционными отечественными гладкотрубными рекуператорами.

Ключевые слова: адиабатные вставки, вторичный излучатель, высокотемпературный рекуператор, интенсификация теплообмена, спиральный турбулизатор, теплогидравлическая эффективность.

Надійшла 25.02.2015

Received 25.02.2015

УДК 621.311

А. В. Волошко, д-р техн. наук, доцент, Д. В. Филянин

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИСТОЧНИКОВ ГАРМОНИЧЕСКИХ ИСКАЖЕНИЙ В ТОЧКЕ ОБЩЕГО ПОДКЛЮЧЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ УПРОЩЕННОЙ МОДЕЛИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СЕТИ

Актуальность работы обусловлена необходимостью достоверного определения источников гармоник в распределительной сети для эффективного функционирования системы штрафов и санкций. В статье проведен обзор существующих методов определения виновников нарушения синусоидальности кривой напряжения в точке общего подключения распределительной сети. На примере упрощенной модели предложен новый подход к определению источников гармоник в распределительной сети по методу, основанному на измерении знака и величины искажающей мощности.

Ключевые слова: качество электроэнергии, гармоники, мощность искажения, коэффициент гармоник, источник искажения.

Введение. Наличие нелинейных нагрузок и рост числа систем распределенной генерации приводят к искажению формы кривых напряжения и тока в системах электроэнергетики электроснабжения (СЭС), то есть появляются гармоники тока и напряжения. При этом энергосистема обязана поставлять электроэнергию только основной частоты 50Гц с постоянной амплитудой.

Проблема гармоник в СЭС не нова. Еще в 30-х годах XX-го века в генераторах наблюдались искажения кривых тока и напряжения. Воздействие гармоник чревато нарушением работы энергетического оборудования и вредным воздействием на электроприемники потребителя. Некоторые последствия воздействия гармоник включают в себя [1, 2]:

1. Выход из строя батарей конденсаторов. При превышении гармониками тока допустимых уровней, конденсаторные батареи не меняют своих характеристик, но быстро выходят из строя.