

УДК: 621565

Ю.І. Горпинко, канд. техн. наук

ФІЗИЧНІ ПЕРЕВАГИ І ОСНОВИ ТЕХНОЛОГІЙ ПІДВИЩЕННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО НАТИСКУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

Вступ

Розвиток сучасних технологій передачі тепла між двома потоками через конструктивну поверхню, що їх розділяє, досі визначається ідеями, закладеними в середині минулого сторіччя. Їх сутність зводиться до інтенсифікації теплообміну через створення компактних теплообмінників. Інтенсивність теплопередачі обмежується гідравлічними опорами секцій, складністю виготовлення апаратів. На сьогоднішній день потенціал цих ідей є значною мірою вичерпаним.

Розроблені дотепер технології, в принципі, дозволяють забезпечити близьку до максимальної ефективність теплопередачі в системах з великим енергоспоживанням. Але економічна доцільність їх використання різко падає разом з досягнутим рівнем ефективності. Для теплообмінників не криогенної якості верхньою межею рентабельної ефективності є приблизно 85%. В криогенних системах ефективність внутрішньої теплопередачі є критичною для їх споживачьких характеристик. Рівень ефективності може сягати 95% і вище, але обов'язково обґрунтовується економічним розрахунком.

Для систем малої і мікро-продуктивності притаманні ситуації, коли сучасні технології взагалі не забезпечують досягнення необхідної ефективності; поверхня теплопередачі виявляється непропорційно великою, порівняно з розмірами системи. В таких випадках практично систему оптимізують під теплообмінник. Яскравими прикладами таких ситуацій є рефрижераторні блоки систем криогенної електроніки. Тож розвиток технологій теплопередачі потребує використання нових ідей та підходів. Такими за на-

шою думкою є методи регулювання температурного натиску теплопередачі.

Огляд літератури

Відома можливість підвищення середнього температурного натиску рекуператорів, в яких повні запаси тепла потоків є приблизно рівними, з досягненням малих кінцевих недорекуперацій не конструкторськими методами. Вони зводяться до варіювання розподілом тепловмісту робочого тіла за температурою за рахунок зміни його теплоємності. Вказану можливість вже довгий час практично реалізують розробники мікро-криогенних дросельних систем на основі газових сумішок [1,2,3]. Близькі до гранично високих рівні ефективності 0.98-0.99 досягаються за величини числа Ntu 7-12 [3,4]. В перерахованих вище роботах описані експерименти, в яких підбиралися такі пропорції базового складу сумішей, нижчий і вищий тиск циклу, за яких підвищений середній температурний натиск забезпечував би використання ефективних теплообмінників помірних геометричних розмірів.

Щодо технологій, пов'язаних з конструкцією теплообмінників, то вони, опосередковано, за значного гідравлічного опору секцій, здатні забезпечити суттєву зміну теплоємності потоку. Така ситуація реалізується, наприклад, в найбільш холодному теплообміннику регенерації холоду пари гелієвої дросельної системи з попереднім охолодженням твердим неоном [4,5]. Зменшення співвідношення теплових еквівалентів потоків дозволяє досягти помітного виграшу в ефективності теплопередачі. Подібні результати досягнуті також в протиструмних теплообмінниках повітророзподільних установок середнього

тиску [6], хоч автори давали інше пояснення покращенню ефективності.

Ситуація зміни теплоємності за рахунок дроселювання спряжена з великим гідравлічним опором каналів. Не зважати на цей факт можна в дросельних системах, де тиск потоку від компресора, у будь-якому випадку має бути зменшеним до рівня, близького атмосферному. Для такого випадку не вельми суттєво на якому з елементів системи, теплообміннику чи дроселю це станеться [6]. У більшості випадків це не так. Підвищений гідравлічний опір буде призводити до збільшення затрат на прокачування теплоносіїв.

Регулювання температурних розподілів теплопередачі конструкторськими методами можливе за рахунок вибору схеми течії теплоносіїв. В літературних джерелах з питань теорії теплопередачі, наприклад [7], ретельно відпрацьоване питання розрахунку середнього температурного натиску для різних схем течії потоків (протиток, прямоток й т.п.). Але для вибраної схеми течії середній температурний натиск визначається властивостями теплоносіїв й інтенсивністю теплопередачі.

В роботі [8] запропоновано враховувати додатковий фактор впливу на процеси передачі тепла, який пояснює результати [1-4]. Таким є локальні за об'ємом апарату відхилення пропорцій запасів тепла потоків від співвідношення повних запасів тепла потоків в робочому інтервалі температур. Показано, що для збалансованих теплообмінників локальні нерівності запасів тепла призводять лише до наростання температурного натиску теплопередачі. Встановлено, що локальне превалювання запасу тепла охолоджуваного потоку в більш теплій частині теплообмінника, й локального запасу тепла охолоджуючого – в більш холодній, забезпечує можливість досягнення малих кінцевих недорекуперацій. За обертеної ситуації неминуха поява значних втрат від недорекуперації, незалежно від інтенсивності теплопе-

редачі. На основі аналітичних прогнозів [7] показано, що за постійної величини числа Ntu значення середнього температурного натиску стає тим вищим, чим більшою є нерівність повних запасів тепла потоків.

Підвищення температурного натиску за рахунок збільшення витрати охолоджуючого потоку в інженерній практиці широко використовується для скидання теплоти до довкілля за допомогою теплообмінників невисокої вартості. Враховуючи новий фактор впливу, в роботі [9], обґрунтоване припущення, що у всіх сучасних ефективних рекуператорів із змінними температурами потоків існує загальний недолік. Він полягає в тому, що існуючі конструкції використовують максимальні значення робочого температурного натиску теплопередачі лише в тих випадках, коли повні запаси тепла потоків в робочому інтервалі температур теплообмінника різко вирізняються.

В доповіді [9] апробовано ідеалізовану конструкцію, яка передбачає використання додаткового фактора впливу [8] для підвищення середнього температурного натиску, забезпечуючи при цьому можливість досягнення малих кінцевих недорекуперацій, методика кількісної оцінки доцільності збільшення температурного натиску. Основний матеріал цих досліджень, в силу того, що він надає можливість для запровадження принципово нових технологій ефективної теплопередачі, потребує більш широкого представлення.

Мета і задачі досліджень

Метою досліджень було кількісне порівняння дієвості збільшення середнього температурного натиску та інтенсифікації теплообміну при їх використанні для досягнення високої ефективності теплопередачі, пошук можливих конструкторських способів реалізації альтернативного шляху.

Для досягнення мети було виконано порівняння дієвості основного і альтернативного способів забез-

печення ефективної теплопередачі на основі загальноновизнаної фізичної закономірності – рівняння теплопередачі. Також передбачалася розробка ілюстративної конструкції, яка демонструвала б можливість підвищення середнього температурного натиску і ефективності теплопередачі за рахунок штучно створених введених додаткових конструктивних елементів локальних нерівностей запасів тепла потоків.

Виведення основних співвідношень

В якості базової закономірності для порівняльного аналізу було вибрано рівняння теплопередачі, яке послугоувало основою інженерної практики понад два сторіччя, і досі нею залишається. Згідно з цим рівнянням, у стаціонарному режимі, в одиницю часу, від охолоджуваного до охолоджуючого потоку передається кількість тепла, що відповідає (1):

$$Q^{\text{навант}} = \varepsilon \cdot (m c_p)^{\text{min}} \Delta T_{\Sigma} = k F \Delta T^{\text{середній}}, \quad (1)$$

де: $Q^{\text{навант}}$ – теплове навантаження теплообмінника, ε – ефективність теплопередачі, m – вагова витрата, c_p – теплоємність за постійного тиску, ΔT_{Σ} – різниця вхідних температур потоків, k – коефіцієнт теплопередачі, F – площа поверхні теплопередачі, $\Delta T^{\text{середній}}$ – середній температурний натиск.

Ефективність теплопередачі визначена у традиційний спосіб, як співвідношення між реально переданою від потоку до потоку і максимально можливою до передачі кількостями тепла. В тому випадку, коли запаси тепла потоків у робочому інтервалі температур не співпадають, максимально можлива до передачі кількість тепла відповідає меншому із запасів тепла потоків $Q^{\text{max}} = (m c_p)^{\text{min}} \Delta T_{\Sigma}$.

Якщо розділити ліву і праву частину рівняння (1) на $(m c_p)^{\text{min}}$, то отримаємо безрозмірну форму запису рівняння теплопередачі:

$$\varepsilon = Ntu \cdot \Delta T^{\text{середній}} / \Delta T_{\Sigma}, \quad (2)$$

де $Ntu = k F / (m c_p)^{\text{min}}$ – число одиниць переносу тепла, широко використовується в літературі характеристика інтенсивності теплопередачі.

З літератури відомо, що для збалансованого теплообмінника, у якого теплові еквіваленти рівні між собою, середній температурний натиск співпадає з крайовими недорекупераціями. Використовуючи цю умову, визначення ефективності і рівняння (2), ми можемо виразити середній температурний натиск в такій ситуації.

$$\Delta T^{\text{середній}} / \Delta T_{\Sigma} = 1 / (Ntu + 1) \quad (3)$$

В ситуаціях, коли запаси тепла потоків відрізняються, середній температурний натиск завжди вищий, порівняно зі збалансованими теплообмінниками, при однакових значеннях числа Ntu . Це твердження наочно ілюструється рівнянням (2), коли згадати, що класичні аналітичні розв'язки прогнозують монотонне зменшення мінімальної недорекуперації при посиленні нерівності повних запасів тепла потоків. Отже досягнення високої ефективності спрощується. Будемо аналізувати найважчий випадок збалансованої теплопередачі.

Сучасні конструкторські способи підвищення ефективності теплопередачі зводяться до інтенсифікації теплообміну. При цьому досягається збільшення числа Ntu , найчастіше за рахунок нарощування поверхні теплопередачі й турбулізації потоків, а значить і збільшення гідравлічних втрат. Але основною вадою, органічно притаманною для такого підходу до покращення ефективності теплопередачі є те, що її рушійна сила зменшується разом з інтенсифікацією тепло переносу. Згідно з (3) середній температурний натиск зменшується майже обернено пропорційно збільшенню числа Ntu .

Підставивши (3) в (2) можна отримати загальновідомий вираз для ефективності збалансованої теплопередачі:

$$\varepsilon = Ntu / (Ntu + 1) \quad (4)$$

Таким чином інтенсифікація тепло-переносу є найбільш дієвою при низьких ($Ntu \sim 1$) рівнях базової інтенсивності, коли відповідне зменшення температурного натиску не стає значним. Підвищення ж ефективності, наприклад, з 90% до 99% потребує нарощування числа Ntu з 9 до 99, тобто у десять раз. Такою є ціна, яку доводиться платити за зменшення рушійної сили теплопередачі.

Порівняння дієвості фізичних способів досягнення ефективної теплопередачі

Відповідно до рівняння теплопередачі (див. 2), для збільшення ефективності єдиною альтернативою нарощуванню числа одиниць переносу тепла є підвищення середнього температурного натиску. Припустимо, що він, за рахунок дії якогось фізичного фактору, отримав позитивний приріст $\Delta(\Delta T_{\text{середній}})$. Підставимо величину збільшеного температурного натиску в рівняння (2), отримаємо:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{підвищене}} &= \varepsilon_{\text{базове}} + Ntu \Delta(\Delta T_{\text{середній}}) / \Delta T_{\Sigma} = \\ &= \varepsilon_{\text{базове}} (1 + \Delta(\Delta T_{\text{середній}}) / (\Delta T_{\text{середній}})), \end{aligned} \quad (5)$$

де: $\varepsilon_{\text{підвищене}}$ – ефективність теплообмінника з підвищеним температурним натиском; $\varepsilon_{\text{базове}}$ – ефективність теплообмінника з базовим температурним натиском $\Delta T_{\text{середній}}$.

Відразу ж зазначимо, що збільшення температурного натиску має бути досягнуте в середній частині теплообмінника, супроводжуючись зниженням крайових недорекуперацій. Якщо в результаті процесу теплопередачі крайові недорекуперації збільшуються, це автоматично означає погіршення ефективності. Виявлений досі в літературі фізичний спосіб реалізації такого регулювання температурного натиску – це забезпечення сприятливого розподілу тепловмісту потоків за температурою. Технічно він досягається підбором компонент чи варіюванням тисків потоків газових сумішок.

Порівняємо між собою дієвість двох способів. Відповідно до (4), з нарощуванням числа Ntu на величину ΔNtu підвищена ефективність складе:

$$\varepsilon_{\text{підвищене}} = \varepsilon_{\text{базове}} (1 + \Delta Ntu / (Ntu (Ntu + \Delta Ntu + 1))). \quad (6)$$

З формули (6) випливає, що на будь-якому рівні базової ефективності, за для суттєвого її підвищення, приріст числа Ntu має бути близьким до початкового значення цього числа, більш того, переважати його. При високих рівнях базової ефективності теплопередачі ця задача стає вкрай важкою технічно. Наприклад, коли поставлене завдання підвищення ефективності з 50 до 98 відсотків, число Ntu необхідно збільшити з 1 до 49, тобто майже в 50 раз. При підвищенні з 90 до 98% - з 9 до 49, більше ніж в 5 раз.

Формула (5) прогнозує, що збільшення середнього температурного натиску призводить до суттєвого підвищення ефективності в будь-якій ситуації. Збільшення температурного натиску призводить до підвищення ефективності теплопередачі, пропорційному нарощуванню температурного натиску з ваговим коефіцієнтом Ntu . В цьому зв'язку дієвість способу різко підсилюється за високого рівня базової ефективності. Для підвищення ефективності в ситуації попереднього приклада, з 90 до 98%, достатньо збільшити середній натиск менше ніж на 9%. Таким чином для ефективних теплообмінників, теплообмінників криогенної якості дієвість збільшення температурного натиску вища на два порядки за нарощування числа одиниць переносу тепла.

Розробка ілюстративної конструкції, аналіз її роботи

Спробуємо запропонувати наочний приклад конструкції, здатної до регулювання температурного натиску. Розглянемо протиструмний теплообмінник, витрати теплоносіїв якого рівні між собою, тепловміст є постійними й мають однакову величину. Уя-

вімо собі ситуацію, коли оребрення протиструмного теплообмінника виконане у вигляді поперечних стрижнів однакової довжини, кожен з яких має можливість переміщуватися уздовж своєї осі.

Якщо стрижні знаходяться в середньому положенні ми маємо класичний варіант рекуператора, термічний опір теплопередачі якого знижений за рахунок оребрення. Наявність стрижньових ребер призведе до підвищення ефективності й зниження середнього температурного натиску відповідно співвідношенням (4) й (3). Теплообмінник демонструє нові якості тоді, якщо забезпечена реалізація періодичного процесу, кожен повний цикл котрого зображено на рисунку 1.

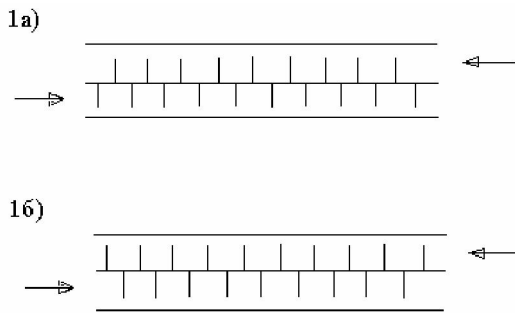


Рис. 1. Цикл ідеалізованого теплообмінника з додатковою системою створення штучної нерівності запасів тепла потоків у вигляді рухомих стрижнів. а) Розподіл стрижнів за першої фази циклу. б) Положення стрижнів за другої фази циклу до зворотного переміщення

На рисунку 1а зображена ситуація першої фази циклу теплообмінника, коли непарні за переліком стрижні повністю переміщені в один з потоків, парні - в інший. Припустимо, що теплоємність стрижнів є дуже великою. Стрижні накопичують, чи віддають тепло з малою зміною температури. Далі проходить швидке переміщення стрижнів в положення, зображене на рис. 1б. Стрижні виводяться з того потоку, в якому вони знаходилися, й повністю занурюються в інший потік. Витримка стрижнів є такою ж за часом, як і в першій фазі, й значно перевищує час їх пере-

міщення. Ті стрижні, які накопичували тепло, віддають його більш холодному потоку, холодні стрижні відбирають його, запасаючи тепло. Після цього стрижні повертаються в початкове положення 1а, цикл повторюється.

Представлена вище конструкція має додаткову систему теплопередачі, наявність якої підвищує загальне число Ntu апарату, а значить зменшує температурний натиск, порівняно з його величиною в відсутності цієї системи. Запасені в стрижнях тепло і холод створюють в тому об'ємі апарату, який огортає стрижень, нерівність запасів тепла охолоджуючого і охолоджуваного потоків. При цьому зменшення температурного натиску теплопередачі проходить в меншому ступені, ніж прогнозує закономірність (3). Потенційний вигравш такого шляху досягнення високої ефективності полягає в тому, що дієвість збільшеного температурного натиску суттєво вища за інтенсифікацію тепло-переносу. Ми встановили цей факт порівнюючи формули (5) і (6). Таким чином додаткова система, забезпечуючи передачу частки тепла від охолоджуваного потоку до охолоджуючого, одночасно перешкоджає зниженню температурного натиску в основній системі.

Відразу зазначимо, що змоделювати ситуацію, такою як за сприятливих розподілів температур змінною теплоємності потоків [8], не вдасться. Уявимо що синхронно змінюються позиції стрижнів лівої і правої частин апарату. В тій фазі, коли стрижні, які накопичили тепло в охолоджуваному потоці, вводяться в охолоджуючий потік, розподіл температур дійсно може відповідати сприятливій зміні теплоємності. Але, при зворотному переміщенні стрижнів, розподіл тепловмісту призводить до зниження температурного натиску в середині апарату і різкого підвищення крайових недорекупераций.

Щоб запобігти появі таких втрат передбачено створення великої кількості зон локальної нерівності запасів тепла потоків (див. Рис. 1). При цьому потен-

цінні втрати від небалансу запасів тепла для зони навколо одного стрижня мають бути малими, порівняно з тепловим навантаженням теплообмінника. Розподіл запасів тепла потоків, в ситуації перемінного чергування багатьох зон превалювання запасів тепла кожного з потоків, в найгіршій ситуації буде створювати несприятливий розподіл температур лише на двох крайніх зонах апарата. Поміж ними буде забезпечене розташування зон сприятливих розподілів запасів тепла потоків.

Зрозуміло, що до представленої конструкції є серйозні запитання, пов'язані з впливом перехідних процесів зі зміною температурних розподілів окремих зон, не кажучи вже про технічну реалізацію апарату. Але ідеалізована модель прояснює багато важливих моментів. Очевидно, що представлена конструкція використовує і регенеративний і рекуперативний способи передачі тепла одночасно. При цьому сенс використання конструкції полягає зовсім не в тому, щоб наростити число одиниць переносу тепла апарату. Практичне підтвердження працездатності цієї, чи аналогічної їй конструкції буде означати появу нового класу теплообмінних апаратів.

Коментарі й міркування

Головними перевагами й стимулом для розвитку запропонованих технологій теплопередачі є їх потенційна здатність до зниження економічно виправданого рівня втрат тепла, а значить і зменшення теплового забруднення довкілля. Практичне покращення споживацьких характеристик можливе у напрямку зниження ваги і габаритів теплообмінних апаратів, здешевлення їх конструкційних матеріалів, зменшення енергетичних витрат на прокачування теплоносіїв.

Спрямування запропонованих технологій видається перспективним для розв'язання багатьох різно-рідних проблем. Такими можуть бути: зменшення теплового забруднення від роботи двигунів внутріш-

нього згоряння мобільних одиниць техніки й підвищення потужності їх енергетичних систем, зменшення ваги й габаритів енергетичних джерел з використанням ядерного палива, мініатюризація електронних систем з використанням криогенних температур, утилізація низькопотенціального тепла та багато інших.

Висновки

Проаналізовані літературні дані за експериментальними підтвердженнями реалізації ситуацій підвищення й погіршення температурного натиску теплопередачі при стабільних величинах інтенсивності тепло-переносу і співвідношення повних запасів тепла потоків .

Аналітичним порівнянням показана від 2 до 100 раз більш висока дієвість підвищення середнього температурного натиску, порівняно з інтенсифікацією тепло-переносу, задля забезпечення високої ефективності теплопередачі..

Розроблена ідеалізована конструкція, яка потенційно здатна збільшувати середній температурний натиск протиструмних теплообмінників.

Список літератури:

1. Бродянский В.М., Ягодин В.М., Никольский В.А., Тащин А.Г. *Перспективы использования дроссельных циклов на смесях в криогенных системах // Химическое и нефтяное машиностроение. 1976 - №1 - М.: Машиностроение. С. 21-23.*
2. Лавренченко Г.К., Дремова Н.В., Волгушев В.В. *Оптимизация режимных и конструктивных параметров дроссельных рефрижераторов // Холодильная техника и технология. - Респ. межвед. науч.-техн. сб. 1988. - Вып. 47.- С.10-16.*
3. Горпинко Ю.И., Гетманец В.Ф., Лобко М.П., Якуба В.В. *Повышение холодопроизводительности дроссельных микрокриогенных систем на основе смесового рабочего тела. // Повышение эффек-*

тивности и надежности систем городского хозяйства. - К.: ИСНО. 1995.- С. 134-138. 4. Горпинко Ю.И. Підвищення холодопродуктивності дросельних рефрижераторів оптимізацією параметрів і втрат регенеративного теплообмінника. Автореф. дис... канд. техн. наук. – Харків, 1997. 24 с. 5. Гетманец В.Ф., Горпинко Ю.И., Левин А.Я. Вопросы тепловой оптимизации противоточных теплообменников криогенных установок. "Cryogenics - 90" 1-st Intern.Conf. about technique of low temperature, Kosice, 1990. P. 236-237. 6. Цветковская Л.Н., Поберезкин А.Э., Горенштейн И.В., Кицис Б.Э. Интенсификация дроссельных теплообменников криогенных установок. // Химической и нефтяное машиностроение. 1989. - №4. - С. 18-19. 7. Kays W.M., London A.L.

(1964). Compact Heat Exchangers. 2 nd ed. New York: McGraw Hill Book Co., 1964. 8. Горпинко Ю.И. Посметный Б.М. Аномальные изменения эффективности теплопередачи. В кн.: Научно-техническая конференция «Аномальные физические явления в энергетике и перспективы создания новых источников энергии». Сборник докладов. Харьков: Изд-во ООО «Инфобанк», - 2005. С. 137 - 146. 9. Горпинко Ю.И. Посметный Б.М. Технологии и преимущества повышения температурного напора теплопередачи В кн.: Научно-техническая конференция «Аномальные физические явления в энергетике и перспективы создания новых источников энергии». Сборник докладов. Харьков: Изд-во ООО «Инфобанк», - 2005. С. 147 - 156.