

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ
ІМ. А.М. ПІДГОРНОГО

ГАНЖА АНТОН МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 66.045.1 : 536.27

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПОВЕРХНЕВИХ ТЕПЛОМАСООБМІННИХ
АПАРАТІВ ШЛЯХОМ РОЗВИНЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ РОЗПОДІЛУ
ЛОКАЛЬНИХ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків–2011

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Національному технічному університеті „Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України, м. Харків

Науковий консультант:

доктор технічних наук, професор

Братуга Едуард Георгійович,

Національний технічний університет

„Харківський політехнічний інститут”,

професор кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор

Безродний Михайло Костянтинович,

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут", за-

відувач кафедри теоретичної та промислової теплотехніки

доктор технічних наук, професор

Маляренко Віталій Андрійович,

Харківська національна академія міського господарства, науковий керівник центру

енергозберігаючих технологій, завідувач кафедри

доктор технічних наук, старший науковий співробітник

Перцев Леонід Петрович,

ВАТ Український науково-дослідний і конструкторський інститут

хімічного машинобудування УКРНДІХІММАШ, науковий консультант

Захист відбудеться “ 26 ” травня 2011 р. о 14 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

Автореферат розісланий “ 23 ” квітня 2011 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
доктор технічних наук

О.Е. Ковальський

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Як відомо, від ефективності роботи тепломасообмінних апаратів істотно залежить ККД енергетичних установок і параметри енергоносіїв, що відпускаються споживачам. Теплообмінники по габаритах, вазі, металоємності, а деколи і вартості порівнянні з установками, де вони використовуються, а найчастіше і – перевершують їх. У зв'язку з зношенням основного обладнання, встановленого на енергоустановках і системах ще у роки колишнього СРСР, що особливо має місце у останні роки, деякі теплообмінники не виконують функції, покладені на них, що призводить до зниження ефективності установок, підвищення витрат палива і енергії, матеріалів та збільшення втрат від зупинок і ремонтів. Тому актуальною є задача розробки нових теплообмінників, обґрунтування встановлення стандартних апаратів, модернізації існуючих та аналізу їх ефективності і ресурсу.

Традиційно при розробці, проектуванні та аналізі ефективності поверхневих теплообмінників в основному використовуються математичні моделі та методики, що включають спрощені емпіричні залежності для визначення інтегральних характеристик (середніх температурних напорів, ефективності), не в повній мірі враховують особливості компонування та нерівномірність розподілу теплових і гідравлічних параметрів і експлуатаційні фактори. Ці моделі не достатньо відображають вплив роботи апаратів на ефективність і надійність установок, де вони експлуатуються, та в основному призначаються для окремих видів розрахунків на етапі проектування.

Таким чином, задача підвищення ефективності та ресурсу поверхневих рекуперативних тепломасообмінних апаратів, що експлуатуються, модернізуються чи розроблюються з урахуванням особливостей їх компонування та конструкції, нерівномірності розподілу теплових і гідравлічних параметрів, режимів та умов експлуатації є актуальною і важливою науково-прикладною проблемою. Вирішення даної задачі призведе до зменшення витрат палива, енергії та матеріальних ресурсів, зменшення негативного впливу на навколишнє середовище та поліпшення якості енергоносіїв, що відпускаються споживачам.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планам, темами. Дисертаційна робота є складовою частиною науково-дослідних робіт Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" (НТУ "ХПІ") по підвищенню енергоефективності, створенню, модернізації і удосконаленню тепломасообмінного обладнання. Напрямок роботи відповідає "Енергетичній стратегії України на період до 2030 року", затвердженої Розпорядженням Кабінету Міністрів України від 15.03.2006 р. № 145-р; "Комплексній державній програмі з енергозбереження", затвердженої Постановою Кабінету Міністрів України від 05.02.1997 р. № 148; "Державній цільовій економічній програмі енергоефективності на 2010–2015 роки",

затвердженої Постановою Кабінету Міністрів України від 01.03.2010 р. № 243. Результати роботи були використані при виконанні держбюджетної теми по державному замовленню з Міністерством освіти і науки України ДР № 0108U008056 "Підвищення ефективності тепломасообмінного обладнання енергетичних установок на базі системного аналізу", у якій здобувач був науковим керівником.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності тепломасообмінного обладнання, що дозволить зменшити витрати палива, енергії та матеріалів, підвищити теплову і економічну ефективність, експлуатаційну надійність, ресурс та екологічну безпеку енергетичних установок і систем та поліпшити якість енергоносіїв, що відпускаються споживачам.

Основною задачею дисертаційної роботи є розроблення нових уточнених аналітичних залежностей і методик розрахунку із застосуванням основних положень класичної теорії тепломасообміну, перевірка їх адекватності, обґрунтування та узагальнення. Створені залежності, методи та засоби повинні більш адекватно відображати процеси в тепломасообмінному обладнанні, враховувати особливості компонування та нерівномірність розподілу теплових і гідравлічних параметрів, режимні та експлуатаційні фактори.

У цілях практичної реалізації поставленої мети потрібно:

- провести аналіз впливу особливостей компонування, нерівномірності розподілу теплових і гідравлічних параметрів, режимних та експлуатаційних факторів на ефективність та ресурс апаратів. Розробити рекомендації по підвищенню ефективності;

- розробити, уточнити та узагальнити залежності та методики підвищення ефективності апаратів шляхом багатопараметричної техніко-економічної оптимізації з урахуванням факторів експлуатації;

- виконати дослідження ефективності, працездатності та ресурсу з застосуванням імітаційного моделювання та системного аналізу, виконати аналіз впливу основних факторів та розробити рекомендації по підвищенню ресурсу апаратів.

Об'єкт дослідження – процеси в рекуперативних тепломасообмінних апаратах енергетичних установок та систем в умовах експлуатації.

Предмет дослідження – поверхневі рекуперативні тепломасообмінні апарати енергетичних установок та систем в умовах експлуатації; ефективність та ресурс апаратів.

Методи дослідження. Для визначення теплового стану поверхні, середніх та інтегральних характеристик та ефективності використовується математичне моделювання процесів теплопередачі та гідроаеродинаміки з урахуванням особливостей компонування теплообмінника та експлуатаційних факторів. У алгоритмах розрахунку використовуються аналітичні і

дискретні моделі. Для підвищення ефективності апаратів використовуються дослідження з урахуванням розподілу параметрів поверхні і теплоносіїв та багатопараметрична оптимізація. Для аналізу ефективності, надійності, працездатності та ресурсу використовується чисельний експеримент, імітаційне моделювання забруднення поверхні та системний аналіз.

Наукова новизна одержаних результатів. Розроблено і розвинуто систему уточнених залежностей для аналізу і підвищення ефективності поверхневих тепломасообмінних апаратів шляхом врахування розподілу локальних теплогідравлічних параметрів, які залежать від особливості течії теплоносіїв, компонування поверхні та факторів експлуатації. При розробці цієї системи одержано такі нові наукові результати:

- вперше одержано уточнені аналітичні залежності для отримання температур теплоносіїв по їх плину у довільній точці узагальнених теплообмінників з класичним та складним перехресним плином. На базі залежностей розподілу локальних температур вперше одержано уточнені залежності для середніх температур теплоносіїв та температурних напорів;

- вперше уточнено залежності теорії Нуссельта для розрахунку тепловіддачі і теплопередачі у процесі конденсації пари на трубах, що охолоджуються іншим теплоносієм, де враховано просторовий розподіл локальних температурних напорів;

- вперше одержані уточнені аналітичні залежності визначення локальних, середніх та інтегральних температурних і теплових характеристик та ефективності узагальнених багатосекційних теплообмінників зі складною змішаною схемою плину та нерівномірним розподілом параметрів поверхні та теплоносіїв;

- отримали подальший розвиток методи підвищення ефективності апаратів на підставі запропонованої у роботі узагальненої економічної характеристики та багатопараметричної оптимізації з урахуванням особливостей конструкції, локального розподілу параметрів та умов експлуатації;

- вперше на підставі розробленої імітаційної моделі забруднень виявлено основні фактори впливу на ефективність і ресурс поверхневих теплообмінних апаратів та запропоновано рекомендації по підвищенню цих показників.

Практична цінність одержаних результатів полягає у:

- забезпеченні більш точного визначення теплогідравлічних параметрів роботи теплообмінників, що дозволило зменшити їх масогабаритні характеристики та витрати енергії на їх функціонування;

- підвищенні ефективності і ресурсу простого і складного тепломасообмінного обладнання, що проектується чи експлуатується, шляхом відповідного перекомпонування поверхні;

- забезпеченні максимальної теплової і економічної ефективності теплообмінників з урахуванням обмежень, що забезпечують експлуатаційну надійність;

- виборі з існуючого набору апаратів найбільш раціонального теплообмінника для відповідних режимів роботи установки і умов експлуатації, що дозволяє зменшити питомі витрати енергії та матеріалів до 2 разів;

- підвищенні експлуатаційної ефективності та надійності тепломасообмінних апаратів за рахунок визначення впливу забруднень на розподіл локальних теплогідравлічних параметрів у вузлах і елементах застосуванням імітаційної моделі та виявленні факторів, від яких у найбільшій мірі залежить працездатність і ресурс апаратів та ліквідації негативного впливу.

Створені залежності, методики, алгоритми та на їх основі програмно-обчислювальні комплекси застосовано для широкого спектру теплообмінників, що використовуються у промисловості, енергетичній галузі та комунально-побутовому секторі: апарати повітряного охолодження, повітропідігрівники і повітроохолоджувачі ГТУ і компресорних станцій, пароводяні теплообмінники енергоустановок ТЕС і АЕС, калориферні установки, теплообмінники систем тепlopостачання і опалення. В результаті застосування створених методів і засобів економія палива і енергії складає від 4 до 50 %, зменшуються витрати матеріалів та забезпечуються необхідні параметри енергоносіїв, що відпускаються споживачам, зменшується негативний вплив на оточуюче середовище.

Розроблені уточнені залежності і методики використовуються для оптимального вибору режимів завантаження теплообмінного обладнання у найбільш енергоємних виробництвах ВАТ "МК АЗОВСТАЛЬ", м. Маріуполь (довідка від 11.08.2008 р.). Методика визначення ефективності теплообмінників з урахуванням умов експлуатації та технологічних факторів була використана для аналізу, оцінки і підвищення енергетичних показників роботи ККП "Донецькміськтепломережа" (довідка від 04.12.2007 р.), а також – КП "Криворіжтепломережа", Луганського ГКП "Теплокомуненерго", КП "Харківські теплові мережі" та ін. Створені аналітичні залежності, методики, комплекси алгоритмів аналізу та підвищення ефективності, надійності і ресурсу теплообмінників використовуються для підготовки спеціалістів та магістрів теплоенергетиків та енергоменеджерів у вищих навчальних закладах (акт від 28.08.2010 р.).

Особистий внесок здобувача. Наукові положення і результати, викладені у дисертаційній роботі, отримані автором самостійно. У наукових працях, опублікованих у співавторстві, здобувачем:

- розроблено уточнені залежності та методики для отримання розподілу локальних температур теплоносіїв у узагальнених теплообмінниках з класичним та складним перехрес-

ним плином та зроблено їх аналіз і перевірку адекватності [5, 7, 15, 16, 28, 31];

– створено уточнені залежності та методики визначення локальних, середніх та інтегральних температурних і теплових характеристик, ефективності узагальнених одноходових та багатоходових багатосекційних теплообмінників зі складною змішаною схемою плинку та нерівномірним (дискретним) розподілом параметрів поверхні та теплоносіїв, зроблено алгоритмізацію на базі аналітичних залежностей та дискретного розрахунку розбивкою на мікро-теплообмінники [6, 7, 9–11, 13, 17, 20–23, 25–27]. Зроблено аналіз та проведено розрахунки теплообмінників: апаратів повітряного охолодження, теплообмінників систем опалення будинків, калориферних установок, повітропідігрівників і повітроохолоджувачів ГТУ і компресорних станцій, пароводяних теплообмінників з використанням розроблених методик і комплексів алгоритмів [4–7, 9–11, 13, 20, 23, 26, 32];

– уточнено і доповнено та узагальнено залежності і методики багатопараметричної оптимізації теплообмінників з використанням запропонованої узагальненої економічної з урахуванням особливостей конструкції апаратів, локального розподілу теплогідравлічних параметрів та умов їх експлуатації. На базі створених методів і засобів проведено техніко-економічну оптимізацію секційних водо-водяних підігрівників для систем теплопостачання, підігрівників низького тиску у енергоблоках електростанцій, повітропідігрівників і повітроохолоджувачів ГТУ і компресорних станцій [8, 12, 14, 18, 21, 22];

– досліджено ефективність, надійність, працездатність і ресурс теплообмінників з урахуванням особливостей конструкції апаратів, локального розподілу теплогідравлічних параметрів та умов їх експлуатації з використанням імітаційного моделювання забруднень і системного аналізу, виявлено основні фактори, що впливають на ресурс та розроблено рекомендації щодо його підвищення [23, 25].

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи доповідались на V Мінському Міжнародному форумі з тепломасообміну, Мінськ, 2004; Міжнародних конференціях MicroCAD "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я", Харків-Мішкольц-Магдебург, 2003, 2008, 2009; X, XI, XII, XIII, XIV, XV Міжнародних конгресах двигунобудівників, с. Рибаче, АРК Крим, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009, 2010; Міжнародній науково-практичній конференції "Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання", Харків-Зміїв, 2006; Міжнародній науково-практичній конференції "Енергетичний потенціал Харківської області: стан та перспективи розвитку", Харків, 2007; Міжнародній конференції з математичного моделювання (МКММ-2008), Херсон-Феодосія, 2008; Міжнародній науково-практичній конференції Інтегровані технології та енергозбереження–2009, м.Алушта; Міжнародній науково-практичній конференції "Про-

блеми економії енергії", Львів, 2008; Всеукраїнському науковому семінарі молодих учених та студентів "Еколого-економічні аспекти теплоенергетики", Рівне, 2009; Міжнародній науковій конференції "Проблеми енергозбереження України та шляхи їх вирішення", Харків, 2008, 2009, 2010.

Публікації. Результати роботи опубліковано у 32 наукових працях, з них 1 наукова монографія і 27 статей у наукових фахових виданнях України.

Структура й обсяг дисертаційної роботи. Робота містить вступ, 7 розділів, висновки, додатки та список використаних джерел. Повний обсяг складає 403 стор., де 1 таблиця і 122 ілюстрації (з них 20 повних стор.), 3 додатки на 52 стор., список використаних джерел з 175 найменувань на 20 стор.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовані актуальність та наукова новизна теми дослідження, його мета та завдання дослідження, практичне значення одержаних результатів, наведена загальна характеристика роботи.

У першому розділі дисертаційної роботи зроблено аналіз стану проблеми створення, використання і експлуатації поверхневого тепломасообмінного обладнання, що виконує функції регенеративного підігріву повітря та живильної води на теплових та атомних електростанціях, регенерації та утилізації теплоти, охолодження повітря і інших речовин, забезпечення технологічного процесу на різних установках, системах теплопостачання та опалення.

У результаті зробленого дослідження показано, що для проектування, розрахунків, аналізу, підвищення ефективності досліджуваних теплообмінників створено багато залежностей та методик відомими вченими: Г.А. Дрейцером, А.Е. Пііром, В.Б. Кунтишом, Г.Є. Канівцем, Л.Д. Берманом, В.М. Марушкіним, С.С. Іващенко, Б.Ф. Вакуленко, Я.Л. Полиновським, Т.Я. Кульмухаметовим, В.А. Пермяковим, В.К. Мігаєм, Л.В. Арсенєвим, В.М. Антуф'євим, Ю.М. Дедусенко, Ю.Н. Васильєвим, В.Д. Нестеровим, Ю.Я. Соколовим, Л.Л. Товажнянським, Л.П. Перцевим, Л.М. Коваленко, А.Ф. Глушковим, Н.М. Зінгером, А.М. Тарадаєм, П.А. Капустенко, Л.М. Ульєвим, Е. Гаддісом, Е. Шлюндером та ін. Комплекси методик і алгоритмів проектування, удосконалення, аналізу і розрахунків цих теплообмінників також розроблені відомими організаціями: ЦКТІ, ВТІ, УкрНПХІММаш, ВНПНафтомаш та ін.

У результаті аналізу показано, що на етапі проектування і дослідження апаратів враховуються не всі фактори і чинники, що впливають на ефективність теплообмінників. В процесі експлуатації ефективність, працездатність і надійність теплообмінних апаратів, як правило, знижується унаслідок виникаючих відкладень і забруднень на поверхні, ерозійно-

корозійного зносу, порушення герметичності і технології виготовлення та режиму експлуатації. При цьому збільшується аеродинамічний і гідравлічний опір апаратів. Усі ці фактори призводять до зниження ресурсу роботи тепломасообмінних апаратів і установок у цілому, до перевитрат палива, енергії та матеріальних ресурсів, зниження якості енергоносіїв, що відпускаються споживачам.

Встановлено, що при проектуванні та аналізі роботи досліджуваних апаратів звичайно використовують залежності для середнього температурного напору, ефективності чи безрозмірної питомої теплової продуктивності у вигляді укрупнених емпіричних залежностей чи спрощених формул, що, як правило, не враховують особливості компоновання, нерівномірність розподілу параметрів, забруднення і не включають весь діапазон параметрів, що можуть бути у цих апаратах. Для переважної більшості випадків компоновання узагальнених апаратів залежності даються у графічному виді. Але для деяких частинних випадків існують аналітичні залежності ефективності нагріву, що розроблені відомими вченими: В. Нуссельтом, Г. Мейсоном, Р. Стівенсоном, Х. Фернандесом, Г. Вольфом, Ф. Ніколем, К. Гарднером, П. Шмідтом, Х. Кнудсенем. Стосовно середніх температур теплоносіїв у відомій літературі говориться про складність одержання залежностей для схем, відмінних від класичного протитоку чи прямогоку. Коректність розрахунку середніх температур теплоносіїв і температурних напорів впливає на обчислення теплофізичних властивостей теплоносіїв і матеріалів стінок труб, що, у свою чергу, впливають на обчислення таких параметрів, як коефіцієнти тепловіддачі і теплопередачі, термічні опори стінок, число одиниць переносу теплоти, і, у підсумку, – на визначення ефективності охолодження чи нагрівання у всьому апараті. Тому актуальною задачею є одержання уточнених залежностей для середніх, інтегральних температурних характеристик, ефективності для поверхневих теплообмінних апаратів, у тому числі – для узагальнених складних апаратів зі змішаними плинном.

Локальний розподіл температур теплоносіїв використовується для визначення теплового стану поверхні з урахуванням режимів роботи, технології виготовлення, відкладень і забруднень, зносу поверхні, що виникли або можуть виникнути при експлуатації. Відзначено, що у відомій літературі локальні температури теплоносіїв встановлюються тільки для деяких окремих випадків. Крім того говориться про важкість одержання аналітичних залежностей для локальних температур, особливо у схемах, де обидва теплоносії цілком перемішуються або не перемішуються та у складних схемах з частковим перемішуванням середовища по ходу.

Традиційно в розрахунках тепловіддачі і теплопередачі при конденсації пари на зовнішній поверхні вертикальних чи горизонтальних охолоджуваних труб в умовах, якщо рух

плівки конденсату по поверхні труб ламінарний чи ламінарно-хвильовий та пара рухається повільно, використовуються формули з теорії Нуссельта. Багато зробили для уточнення і доповнення цих залежностей відомі вчені П.Л. Капіца, К.Д. Воскресенський, М.В. Зозуля, А.С. Сукомел, В.П. Ісаченко, Д.А. Лабунцов, М.К. Безродний та ін. Однак на практиці зазвичай визначається середній коефіцієнт тепловіддачі, де приймається постійність різниці температур між парою і зовнішньою стінкою по довжині ділянки труби. Досліджено, що коли зсередини труба безупинно охолоджується потоком іншого середовища передумови сталості різниці температур пари і зовнішньої стінки по довжині труби будуть некоректними. Тому актуальною задачею є розробка уточнених залежностей для розрахунку процесу тепловіддачі і теплопередачі при конденсації пари на трубах, що охолоджуються.

Одним зі шляхів підвищення ефективності теплообмінних апаратів є інтенсифікація процесів теплообміну. Проблемі теоретичного і експериментального дослідження тепловіддачі при конвективному плинні однофазних і двофазних середовищ у каналах різної форми, інтенсифікації тепловіддачі поверхонь і каналів, підвищення ефективності теплообміну турбулізацією потоків присвячена достатня кількість досліджень. Цими проблемами багато років займаються наукові школи, куди входять відомі вчені Г.А. Дрейцер, В.К. Мігай, А.І. Леонтєв, Є.Ф. Дибан, Е.Я. Епик, Є.М. Письменний, А.А. Халатов, А.Е. Піір, В.Б. Кунтиш, В.Г. Павловський, А.А. Жукаускас, В.Т. Буглаєв, Ф.В. Васильєв, Ю.Н. Васильєв, В.Я. Васильєв, О.В. Сорока, В.Д. Нестеров, В.В. Олімпієв, Д. Керн, А. Краус, В.М. Кейс, А.Л. Лондон та ін. і у цьому напрямку вже досягнуто великий прогрес. Не дивлячись на те, що інтенсифікація теплообміну і турбулізація потоків, як правило, розглядається разом з пошуком оптимальної форми поверхні (оребріння, насічок, лунок, навивки та ін) по ефективності теплообміну, вартість виготовлення інтенсифікованих теплообмінних поверхонь може перекрыти економічний ефект від їх застосування. Тому у дисертаційній роботі показано, що у цілях підвищення ефективності інтенсифікацію поверхонь доцільно проводити разом з техніко-економічною оптимізацією всього теплообмінника. Актуальною задачею є розробка уточнених залежностей і методик багатопараметричної оптимізації з урахуванням особливостей конструкції апаратів та умов їх експлуатації. Методики оптимізаційних розрахунків розглянуто у роботах відомих вчених М.В. Кирпичова, В.М. Антуф'єва, Л.Л. Товажнянського, Г.Є. Канівця, Ю.М. Дедусенко, А.М. Тарадая, Д.Д. Калафаті, В.В. Попалова. Але стосовно конструкції, умов роботи теплообмінників, що досліджуються у даній роботі, залежності і методики можуть бути доопрацьовані, уточнені і доповнені.

Показано, що ефективність складних апаратів залежить також від схеми включення секцій, їх кількості, числа рядів труб в одній секції і їх компонування по ходах, степені пере-

мішування кожного теплоносія по ходу. Таким чином, ще одним шляхом підвищення ефективності є перекомпонування поверхні з урахуванням розподілу локальних теплогідравлічних параметрів.

Від надійності роботи тепломасообмінного обладнання залежить теплотехнічна та економічна ефективність самого об'єкта чи системи, де воно встановлено. Від загального та міжремонтного ресурсу апаратів залежить собівартість кінцевого продукту. Досліджено, що одними з типових та найпоширеніших теплообмінників, що піддаються сильному забрудненню поверхні в експлуатації, нерівномірним тепловим навантаженням, є апарати, що використовуються в ГТУ і компресорних станціях. Сучасні дослідження впливу відкладень і забруднень на тепловіддачу поверхонь розглянуто у роботах відомих вчених М.В. Зозулі, В.Г. Горобця та інших авторів. Показано, що забруднення поверхні сильно впливає на ефективність апаратів і призводить до зниження їх ресурсу та відключення, що суттєво впливає на ККД всієї установки, або знижує якість стисненого газу. Тому задача підвищення ефективності та ресурсу таких апаратів є актуальною задачею для економії палива, енергії та матеріалів.

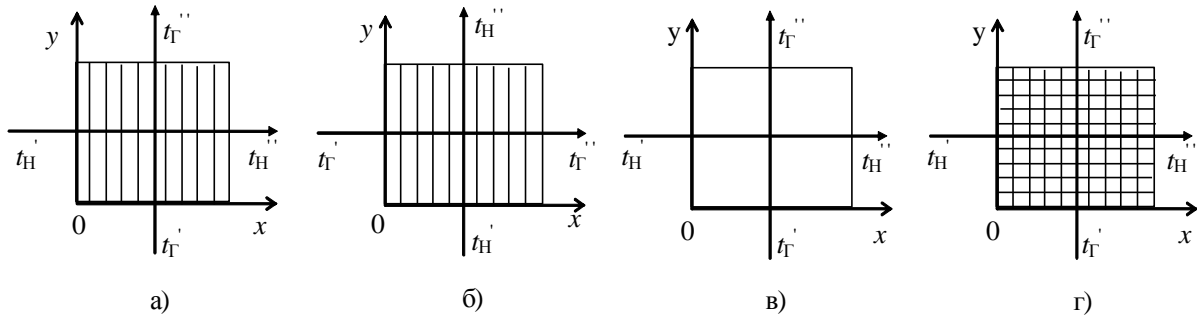
На основі зробленого аналізу у даному розділі дисертаційної роботи сформульована мета роботи та поставлено задачі дослідження.

Другий розділ дисертаційної роботи присвячено одержанню аналітичних залежностей для визначення розподілу локальних температур теплоносіїв, середніх і інтегральних температур та температурних напорів, теплових потоків, ефективності та визначенню теплового стану поверхні теплообмінних апаратів.

В основі розв'язання задачі побудови локальних температурних характеристик лежить вихідна система рівнянь математичної моделі, що складається з рівнянь теплового балансу та теплопередачі для елементарних інтервалів поверхні з урахуванням характерних особливостей течії струменів теплоносіїв. Прийнято допущення про рівномірність розподілу коефіцієнта теплопередачі по поверхні теплообміну.

Для схем рис. 1 а) і б) і в) вирішення для локальних температур і їх різниць має відносно простий вид. Для більш складної схеми рис. 1 г) розв'язання вихідної системи рівнянь стосовно локальної різниці температур теплоносіїв отримано у вигляді інтегрального рівняння Вольтера від двох координат. Рівняння розв'язано методом невизначених коефіцієнтів та перетворено до більш зручного виду (1) через функцію Бесселя. У підсумку одержані вирішення

$$\overline{\Delta t}_{xy} = \frac{\Delta t_{xy}}{t_{\Gamma}' - t_{\text{H}}'} = e^{-NTU_2 \cdot \bar{x}} \cdot e^{-R \cdot NTU_2 \cdot \bar{y}} \cdot I_0(2NTU_2 \sqrt{R \cdot \bar{x} \cdot \bar{y}}); \quad (1)$$



а) перемішується теплоносії, що нагрівається; б) перемішується теплоносії, що гріє;
в) обидва теплоносії перемішуються; г) обидва теплоносії не перемішуються; t – температура;
"Г" – теплоносії, що гріє; "Н" – теплоносії, що нагрівається; "''" – вхід; "'''" – вихід

Рис. 1. Схеми теплообмінників з класичним перехресним плином.

$$\bar{t}_{Н xy} = \frac{t_{Н xy} - t'_Н}{t'_Г - t'_Н} = 1 - e^{-NTU_2 \bar{x}} \cdot e^{-R \cdot NTU_2 \bar{y}} \cdot \sum_{m=0}^n \left[\left(\sqrt{R \frac{\bar{y}}{\bar{x}}} \right)^m \cdot I_m(2NTU_2 \sqrt{R \cdot \bar{x} \cdot \bar{y}}) \right]; \quad (2)$$

$$\bar{t}_{Г xy} = \frac{t_{Г xy} - t'_Н}{t'_Г - t'_Н} = e^{-NTU_2 \bar{x}} \cdot e^{-R \cdot NTU_2 \bar{y}} \cdot \sum_{m=0}^n \left[\left(\sqrt{\frac{1}{R} \frac{\bar{x}}{\bar{y}}} \right)^m \cdot I_m(2NTU_2 \sqrt{R \cdot \bar{x} \cdot \bar{y}}) \right]; \quad (3)$$

де \bar{x} і \bar{y} – поточні відносні координати (від 0 до 1); інші позначення відповідають рис. 1;

n – кількість елементів нескінченного ряду, що визначається збіжністю;

I_0 і I_m – модифіковані функції Бесселя 1-го роду нульового порядку і порядку m ;

NTU_2 і R – число одиниць переносу теплоти і відношення водяних еквівалентів теплоносіїв:

$$NTU_2 = \frac{K \cdot F}{c_{pН} \cdot G_H} \quad \text{і} \quad R = \frac{c_{pН} \cdot G_H}{c_{pГ} \cdot G_G}, \quad (4)$$

де K і F – коефіцієнт і площа теплопередачі; c_p і G – питома ізобарна теплоємність і масова витрата теплоносія.

Досвід і практика розрахунків показали, що при великих значеннях параметра NTU_2 для схеми з двома неперемішаними теплоносіями (рис. 1, г) користуватися формулами дуже важко (виникають обчислювальні погрішності при розрахунку нескінченних рядів). Для великих значень NTU_2 формули перетворені через асимптотичний вид (розкладання) модифікованих функцій Бесселя.

Для теплообмінників зі складним перехресним плином теплоносіїв з довільним роз-

поділом температур внутрішнього теплоносія на вході (рис. 2) розв'язання вихідної системи рівнянь отримано вирішенням рекурентних інтегральних перетворень (приклад для схеми рис. 2, а)

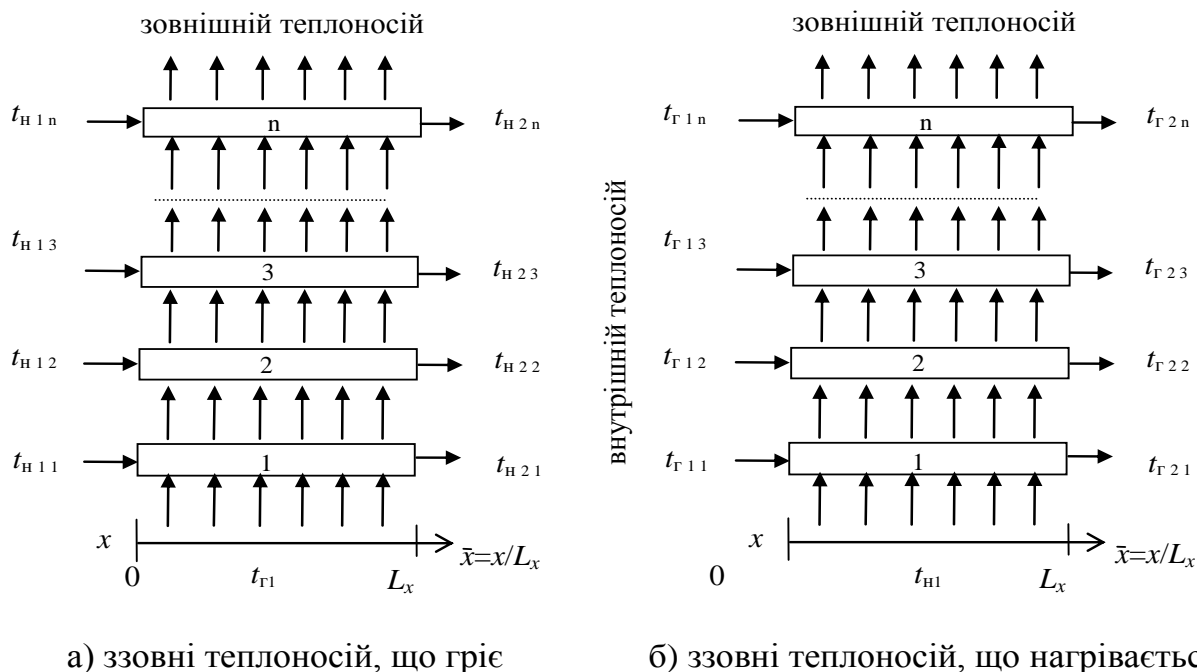


Рис. 2. Одноходовий теплообмінник з складним перехресним плинном теплоносіїв

$$a = \frac{n}{R} \left(1 - e^{-\frac{R \cdot NTU}{n}} \right); \beta_{x0} = 1 - e^{-a\bar{x}}, \quad (5)$$

$$\beta_{xj} = -e^{-a\bar{x}} \cdot \sum_{l=0}^{j-1} \binom{j-1}{l} \cdot \left(1 - \frac{aR}{n} \right)^{j-1-l} \left(\frac{aR}{n} \right)^{l+1} \cdot \frac{\bar{x}^{l+1}}{(l+1)!}, \quad j = 1 \dots n, \quad (6)$$

$$t_{H_i}(x) = t_{H1i} + \sum_{j=0}^{i-1} (t_{H1j} - t_{H1i}) \cdot \beta_{xj}, \quad (7)$$

де 1 – вхід, 2 – вихід, i – номер елемента (ряду), n – кількість елементів.

Також отримані залежності для локальних температур зовнішнього теплоносія по ходу його омивання елементів (труб, рядів труб, секцій) та максимальних і мінімальних температур цього теплоносія в межах кожного елемента.

Для класичних перехресноплинних теплообмінників середні температури теплоносіїв визначаються шляхом осереднення локальних температур по довжині чи по площі поверхні. Для складних перехресноплинних теплообмінників, наведених на рис. 2, розроблено методику одержання середніх температур теплоносіїв. Як приклад для теплообмінника на рис. 2, а)

відносна середня температура теплоносія, що нагрівається в межах елемента, буде такою

$$\vartheta_{Hi} = \int_0^1 \frac{t_{Hxi} - t_{Hli}}{t_{r1} - t_{H1}} d\bar{x} = \int_0^1 \frac{\sum_{j=0}^{i-1} (t_{r1} - t_{H1})^{\bar{j}} \cdot \beta_{xj}}{t_{r1} - t_{H1}} d\bar{x} = \frac{\sum_{j=0}^{i-1} (t_{r1} - t_{H1})^{\bar{j}} \cdot I_{Hj}}{t_{r1} - t_{H1}}, \quad (8)$$

$$I_{H0} = \int_0^1 \beta_{x0} d\bar{x} = 1 - \frac{1 - e^{-a}}{a}, \quad a = \frac{n}{R} \left(1 - e^{-\frac{R \cdot NTU_2}{n}} \right), \quad (9)$$

$$I_{Hj} = \int_0^1 \beta_{xj} d\bar{x} = -\frac{1}{a} \sum_{l=0}^{j-1} \binom{j-1}{l} \cdot \left(1 - \frac{aR}{n} \right)^{j-1-l} \left(\frac{aR}{n} \right)^{l+1} \cdot \frac{a^{l+1}}{(l+1)!} \cdot \left(1 - e^{-a} \cdot \sum_{m=0}^{l+1} \frac{a^m}{m!} \right). \quad (10)$$

Залежності одержано і для інших відносних середніх температур теплоносіїв в межах елемента і всього апарату, а також для схеми на рис. 2, б).

У дисертації показано, що за допомогою цих залежностей вирішується задача пошуку середніх температурних напорів, що використовуються при розрахунках інтегральних характеристик апаратів та їх ефективності.

Показано, що відносну середню різницю температур можна легко визначити після знаходження середніх температур теплоносіїв

$$\Delta\vartheta = \frac{t_{r\text{сер}} - t_{H\text{сер}}}{t_{r1} - t_{H1}} = \frac{\Delta t_{\text{сер}}}{\Delta_1} = \vartheta_r - \vartheta_H; \quad \Delta t_{\text{сер}} = \Delta\vartheta \cdot (t_{r1} - t_{H1}). \quad (11)$$

Середні температури теплоносіїв знаходяться через їх відносні значення

$$t_{H\text{сер}} = t_{H1} + \vartheta_H \cdot (t_{r1} - t_{H1}), \quad t_{r\text{сер}} = t_{H1} + \vartheta_r \cdot (t_{r1} - t_{H1}). \quad (12)$$

Середні температури теплоносіїв використовуються для розрахунку теплофізичних властивостей середовищ, коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі, і далі – у методиці визначення теплового стану поверхні.

Функцію ефективності (інтегральна характеристика, звичайно приймається степінь нагрівання) можна визначити по залежності

$$P = \frac{t_{H2} - t_{H1}}{t_{r1} - t_{H1}} = \frac{t_{H2} - t_{H1}}{\Delta t_{\text{сер}}} \cdot \frac{\Delta t_{\text{сер}}}{t_{r1} - t_{H1}} = NTU_2 \cdot \frac{\Delta t_{\text{сер}}}{\Delta_1} = NTU_2 \cdot \Delta\vartheta. \quad (13)$$

Одержані узагальнені формули функції ефективності були зіставлені з наявними залежностями для частинних випадків і отримано, що вони повністю співпадають. Це говорить про достовірність створених залежностей і методик для локальних і середніх температурних

характеристик.

Створено узагальнену методику для визначення теплового стану поверхні апарату у кожній її точці з урахуванням технологічних та експлуатаційних факторів. Параметри, що характеризують тепловий стан поверхні, також необхідні в ітеративних розрахунках теплообмінників.

Таким чином, вперше одержано уточнені аналітичні залежності розподілу локальних температур теплоносіїв по їх ходу у довільній точці теплообмінників з класичним та складним перехресним плином. Це дозволило одержати уточнені рівняння для середніх температур теплоносіїв і температурних напорів, що забезпечило більш точне визначення теплогідравлічних параметрів теплообмінників. Результати дисертаційної роботи, одержані у даному розділі, дозволяють також визначити тепловий стан поверхні теплообмінного апарату.

Третій розділ присвячений побудові уточнених залежностей для розрахунку тепловіддачі і теплопередачі у процесі конденсації пари на трубах, що широко застосовується у тепломасообмінних апаратах.

Традиційно в розрахунках тепловіддачі і теплопередачі при конденсації пари на зовнішній поверхні вертикальних чи горизонтальних охолоджуваних труб використовуються формули з теорії Нуссельта в умовах, якщо рух плівки конденсату по поверхні труб ламінарний чи ламінарно-хвильовий та пара рухається повільно. Тут звичайно приймається постійність частинного температурного напору "пара-стінка" (тобто температури зовнішньої стінки) чи локальної щільності теплового потоку по всій довжині труби. Однак, якщо зсередини труба безупинно охолоджується потоком іншого середовища передумови сталості частинних температурних напорів чи щільності теплового потоку по довжині труби будуть некоректними.

У результаті досліджень одержано залежності для локальних коефіцієнтів тепловіддачі, теплопередачі, частинного температурного напору "пара-стінка", щільності теплового потоку від загальної різниці температур між теплоносіями при конденсації практично нерухомої пари на верхньому ряді горизонтальних труб розв'язанням рівняння 4-ої степені (отримано у результаті перетворень рівняння теплопередачі) методами Декарта-Ейлера і Кардано

$$y^4 - \frac{B_{\Gamma} R_0}{\Delta t_x} y - \frac{1}{\Delta t_x} = 0, \quad y = \Delta t_{s-cT_x}^{-\frac{1}{4}} = \frac{G_x}{B_{\Gamma} R_0}, \quad (14)$$

де Δt_x , Δt_{s-cT_x} – локальний температурний напір між теплоносіями, локальний частинний температурний напір "пара-стінка";

R_0 , B_{Γ} – сумарний термічний опір тепловіддачі від зовнішньої стінки труби до охоло-

джуючого середовища і сумарний коефіцієнт перед $\Delta t_{s-ct_x}^{-\frac{1}{4}}$ у рівнянні Нуссельта для коефіцієнту тепловіддачі для горизонтальних труб з урахуванням поправочних множників;

G_x – параметр, що залежить від загального температурного напору:

$$G_x = \frac{1}{2} z_x^{-\frac{1}{3}} \left(\sqrt{D_x} + \sqrt{\frac{2}{\sqrt{D_x}} - D_x} \right), \quad D_x = \sqrt[3]{\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{64}{27} z_x} + \frac{1}{2}} - \sqrt[3]{\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{64}{27} z_x} - \frac{1}{2}}, \quad (15)$$

де z_x – безрозмірний параметр, $z_x = \frac{\Delta t_x}{B_\Gamma R_0^{-\frac{1}{4}}}$, $z = \frac{\Delta t_{x=0}}{B_\Gamma R_0^{-\frac{1}{4}}}$.

У результаті одержано узагальнений вираз для локальних Δt_{s-ct} і α при конденсації пари на горизонтальній трубі в залежності від локального температурного напору між теплоносіями

$$\Delta t_{s-ct_x} = \frac{\Delta t_x}{1 + G_x}, \quad \alpha_x = B_\Gamma \Delta t_{s-ct_x}^{-\frac{1}{4}} = \frac{G_x}{R_0}. \quad (16)$$

Показано, що для визначення локальних та середніх значень Δt_{s-ct} і α важливим є розподілення загальної різниці температур між теплоносіями Δt_x по довжині труби. Розв'язання отримано інтегруванням системи рівнянь теплового балансу і теплопередачі для елементарного інтервалу зовнішньої поверхні труби методом розділення змінних та з урахуванням вирішення рівняння 4-ої степені для Δt_{s-ct_x} через Δt_x

$$3 \ln \frac{G_x}{G_{x=0}} + 4 \left(\frac{1}{G_{x=0}} - \frac{1}{G_x} \right) = \bar{x} \cdot NTU_0, \quad (17)$$

де G_x та $G_{x=0}$ – функції (15) на координаті x та 0, де загальні температурні напори Δt_x та Δt_1 відповідно;

NTU_0 – кількість одиниць переносу теплоти при відсутності конденсатної плівки,

$$NTU_0 = \frac{\pi d_3 L}{c_{pH} G_H R_0}.$$

Рівняння (17) може бути вирішено методами послідовних наближень для параметра

Δt_x на відносній довжині труби $\bar{x} = \frac{x}{L}$.

Проведено аналіз розподілу локальних теплових параметрів при конденсації пари, що

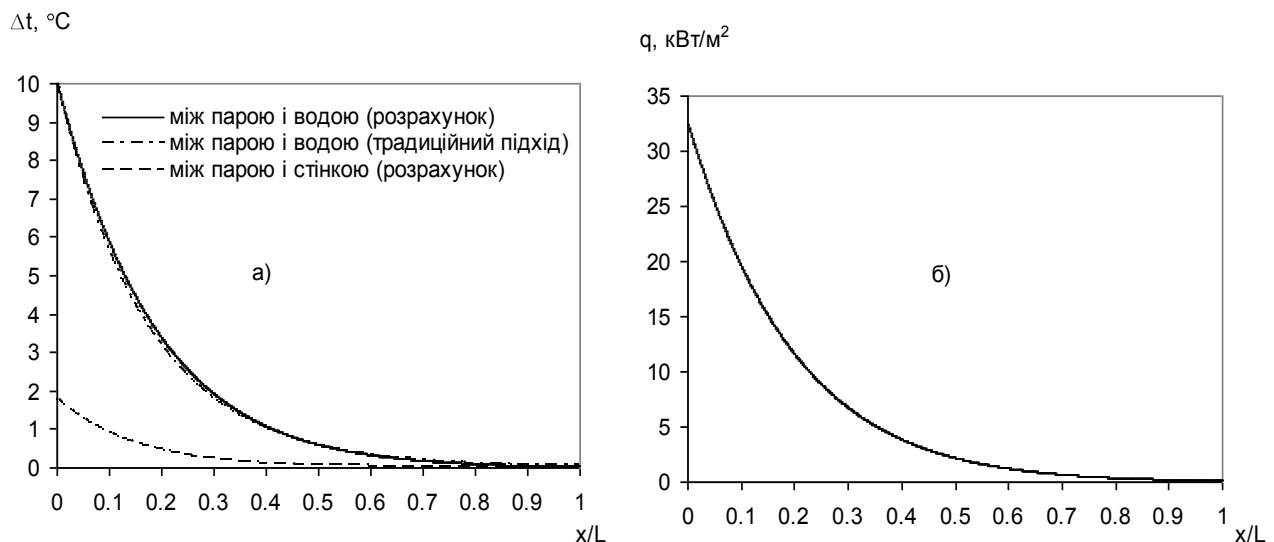
практично не рухається, по довжині труби (плоского змійовика, що являє собою елемент поверхні пароводяного теплообмінника). Як приклад, на рис. 3 наведено результати розрахунку розподілу локальних параметрів при збільшеній довжині труби змійовика до 50 м.

Як видно з результатів аналізу, приблизно 30 % ділянки труби на кінці практично нічого не вносить у процес теплообміну. Показано, що некоректність визначення локальних температурних напорів традиційним підходом значно збільшується при збільшенні довжини труби.

Зроблено аналіз впливу розподілу локальних температурних напорів на розрахунок середніх та інтегральних температурних і теплових характеристик. Середні щільність теплового потоку і різниці температур ($\Delta t_{\text{сер}}$) визначаються з рівнянь

$$\bar{q} = \frac{c_{p_H} G_H}{\pi d_H L} (\Delta t_1 - \Delta t_2) = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{NTU_0 R_0}, \quad \frac{\Delta t_{\text{сер}} G_{\text{сер}}}{1 + G_{\text{сер}}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{NTU_0}, \quad (18)$$

де $G_{\text{сер}}$ – функція (15), де замість температурного напору Δt_x підставляється $\Delta t_{\text{сер}}$. Рівняння вирішується методами послідовних наближень відносно $\Delta t_{\text{сер}}$; Δt_1 і Δt_2 – температурні напори між теплоносіями на вході та на виході з ділянки труби.



а) різниці температур; б) щільність теплового потоку

Рис. 3. Результати розрахунку розподілу локальних параметрів

У результаті досліджень одержано залежність співвідношення необхідних довжин труби, що є поправкою до розрахунку традиційним підходом

$$\varphi_L = \frac{L}{L_{\text{тр}}} = \frac{F}{F_{\text{тр}}} = (R_0 \alpha_{\text{тр}}) \frac{\ln(1-P) - \frac{4}{G_1} \left(1 - \frac{G_1}{G_2} (1-P)^{\frac{1}{3}} \right) + 3 \ln \frac{G_1}{G_2}}{\ln(1-P) (R_0 \alpha_{\text{тр}}) + 1}, \quad (19)$$

де G_1 та G_2 – параметри G_x (15) на вході і виході;
індекс "тр" відноситься до традиційного підходу.

Проведений аналіз показав, що поправка φ_L залежить тільки від двох безрозмірних величин: ступеня нагрівання P теплоносія і комплексу z , що є функцією початкових параметрів – розташовуваного (максимального чи початкового) температурного напору $\Delta t_1 = \Delta t_{x=0}$ і умов теплопередачі (властивостей пари і конденсату, розміру труби, сумарного термічного опору всередині труби і стінки). Графік поправки φ_L показано на рис. 4. Як видно з графіку, для розрахунку інтегральних та середніх характеристик при конденсації практично нерухомої пари на горизонтальних трубах при значенні параметра P до 0,95 можна без значних погрешностей використовувати традиційну залежність Нуссельта без врахування поправки на розподіл локальних частинних температурних напорів по довжині.

Одержано розподіл локальних температурних напорів по довжині ділянки конденсації на вертикальній трубі. Вирішення отримано інтегруванням методом розділення змінних системи рівнянь теплового балансу і теплопередачі для елементарної ділянки труби. Підсумкове розв'язання залежить від взаємного плинку плівки конденсату і теплоносія, що охолоджує:

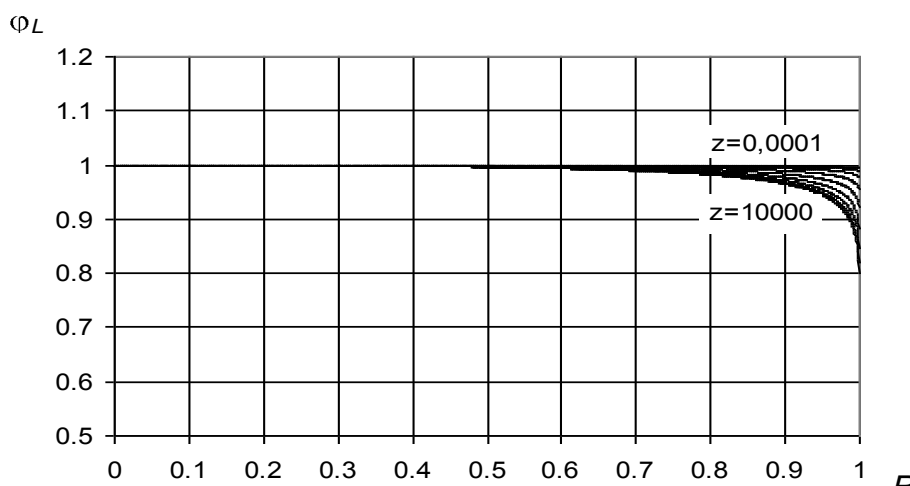


Рис. 4. Графік поправки при конденсації пари на горизонтальних трубах

а) супутній рух

$$\bar{x} \cdot NTU_0 = \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_x} + \frac{\Delta t_{13}}{B_0 R_0} \cdot \left(\sqrt{3} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{3} \left(1 - \frac{\Delta t_x}{\Delta t_1}\right)^{\frac{1}{3}}}{2 + \left(1 - \frac{\Delta t_x}{\Delta t_1}\right)^{\frac{1}{3}}} - \frac{1}{2} \ln \frac{\left(1 - \left(1 - \frac{\Delta t_x}{\Delta t_1}\right)^{\frac{1}{3}}\right)^2}{1 + \left(1 - \frac{\Delta t_x}{\Delta t_1}\right)^{\frac{1}{3}} + \left(1 - \frac{\Delta t_x}{\Delta t_1}\right)^{\frac{2}{3}}} - 3 \left(1 - \frac{\Delta t_x}{\Delta t_1}\right)^{\frac{1}{3}} \right); \quad (20)$$

б) протиток

$$\bar{x} \cdot NTU_0 = \ln \frac{\Delta t_x}{\Delta t_2} + \frac{\Delta t_{23}}{B_0 R_0} \cdot \left(3 \cdot \left(\frac{\Delta t_x}{\Delta t_2} - 1\right)^{\frac{1}{3}} - \frac{1}{2} \ln \frac{\left(1 + \left(\frac{\Delta t_x}{\Delta t_2} - 1\right)^{\frac{1}{3}}\right)^2}{1 - \left(\frac{\Delta t_x}{\Delta t_2} - 1\right)^{\frac{1}{3}} + \left(\frac{\Delta t_x}{\Delta t_2} - 1\right)^{\frac{2}{3}}} - \sqrt{3} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{3} \left(\frac{\Delta t_x}{\Delta t_2} - 1\right)^{\frac{1}{3}}}{2 - \left(\frac{\Delta t_x}{\Delta t_2} - 1\right)^{\frac{1}{3}}} \right); \quad (21)$$

де B_0 – комплекс, $B_0 = \left(\frac{4B^4 \pi d_H}{3c p_H G_H}\right)^{\frac{1}{3}}$, B – сумарний коефіцієнт перед $\Delta t_{s-ст_x} - \frac{1}{4}$ у

рівнянні Нуссельта для коефіцієнту тепловіддачі для вертикальних труб з урахуванням поправочних множників;

x – координата, що відрховується від верху труби;

Δt_1 и Δt_2 – загальні температурні напори між теплоносіями на вході та на виході теплоносія, що охолоджує, з ділянки труби.

Рівняння (20) і (21) складні та неявні, вони можуть бути вирішені для локального загального температурного напору між теплоносіями Δt_x при заданій відносній координаті \bar{x} тільки методами послідовних наближень.

Як видно з результатів аналізу (рис. 5), розподіл локальних температурних напорів для супутнього руху і, особливо, для протитоку буде відрізнятися від розрахованого з використанням традиційного підходу. При протитоці локальні товщини плівки на всій довжині менші, а передана теплота більша.

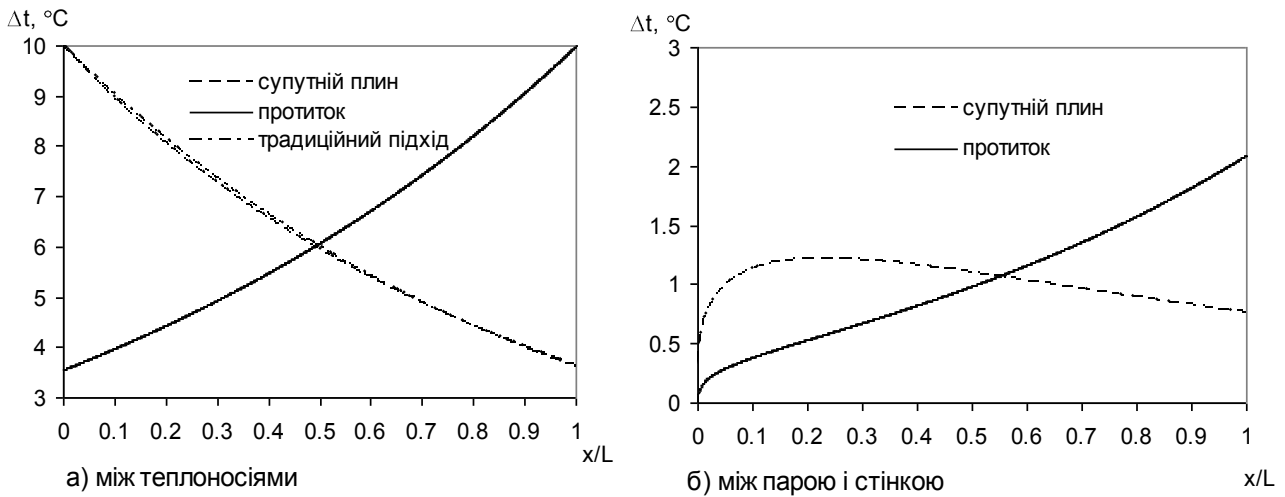


Рис. 5. Результати розрахунку розподілу локальних температурних напорів при конденсації пари на вертикальній трубі

Шляхом усереднення локального загального температурного напору по довжині ділянки труби одержано залежність середньої різниці температур, що буде однаковою для супутнього і протитоків руху

$$\Delta t_{\text{сеп}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{NTU_0} + \frac{3}{4} \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{NTU_0 B_0 R_0} = \bar{q} \cdot R_0 + \frac{\bar{q}}{\alpha} = \frac{\bar{q}}{K}. \quad (22)$$

Звідси середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{\alpha} = \frac{4}{3} B_0 \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\Delta t_1 - \Delta t_2} = \frac{4}{3} \alpha_{x=L}. \quad (23)$$

Аналіз виразів (22) і (23) дозволив зробити висновки:

- середній і локальний коефіцієнт тепловіддачі на кінці ділянки конденсації при однакових заданих температурах теплоносія на вході і виході не залежить від схеми плинку конденсаційної плівки і теплоносія, що охолоджує. Результати будуть тотожними при визначенні по теорії Нуссельта чи по запропонованій методиці. При цьому довжини ділянок конденсації, середні щільності теплового потоку, частинні та загальні температурні напори, товщини плівки конденсату будуть різними;

- середній коефіцієнт тепловіддачі при однакових температурах теплоносія на вході і виході дорівнює $4/3$ локального коефіцієнта тепловіддачі на кінці ділянки. Ці висновки цілком відповідають відомій теорії Нуссельта;

- при однаковій довжині ділянки вертикальної конденсації температура охолодного теплоносія на виході для супутнього руху та протитоків буде різною і тим самим будуть різ-

ними середні коефіцієнти тепловіддачі, теплопередачі, товщина плівки та частинні температурні напори, величина теплового потоку, що передається. У цьому і полягає відмінність одержаних результатів інтегральних і середніх характеристик для вертикальних труб від загальновідомих.

Одержано вирази поправок до необхідної площі поверхні (довжини ділянки конденсації) при однакових температурах теплоносія на вході і виході:

а) супутній рух плівки конденсату і охолодного середовища

$$\varphi_L = \frac{L}{L_{\text{тр}}} = \frac{(R_0 \alpha_{\text{тр}}) \ln(1-P) - \frac{1}{P^{1/3}} \left[\frac{4}{\sqrt{3}} \arctg \frac{\sqrt{3} P^{1/3}}{2+P^{1/3}} - \frac{2}{3} \ln \frac{1-P^{1/3}}{1+P^{1/3}+P^{2/3}} \right] + 4}{\ln(1-P) (R_0 \alpha_{\text{тр}}) + 1}; \quad (24)$$

б) протитоківий рух плівки конденсату і охолодного середовища

$$\varphi_L = \frac{L}{L_{\text{тр}}} = \frac{-(R_0 \alpha_{\text{тр}}) \ln(1-P) - \frac{1}{\rho^{1/3}} \left[\frac{4}{\sqrt{3}} \arctg \frac{\sqrt{3} \rho^{1/3}}{2-\rho^{1/3}} + \frac{2}{3} \ln \frac{1+\rho^{1/3}}{1-\rho^{1/3}+\rho^{2/3}} \right] + 4}{-\ln(1-P) (R_0 \alpha_{\text{тр}}) + 1}, \quad (25)$$

де ρ – параметр, $\rho = \frac{P}{1-P}$; $P = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\Delta t_1}$.

Параметр z для вертикальних труб буде: $z = \Delta t_1 \cdot L \cdot \left(\frac{4}{3} B \cdot R_0 \right)^{-4}$. Параметр z у цьому

випадку вже залежить від довжини труби і його необхідно ув'язувати з параметрами

NTU_0 і $\xi = \frac{\Delta t_1}{B_0 R_0}$. Розроблено спеціальний алгоритм пошуку необхідної довжини ділянки конденсації у традиційному підході. Дійсна необхідна ділянка вираховується за допомогою

поправки φ_L .

У результаті зробленого аналізу (рис. 6) встановлено, що, для супутнього руху необхідно більше довжини, ніж для протитоку. У двох- та багатоходових теплообмінниках з вертикальними трубними пучками супутній рух та протиток плівки конденсату та охолодного теплоносія взаємно компенсуються. Однак, у одноходових теплообмінниках з вертикальними трубами і великими відстанями між перегородками, що відводять конденсат, (тобто значеннями параметра P у ділянці перевищуючими 0,5) поправки на розподіл локальних температурних напорів по довжині уже враховувати необхідно.

У розділі також розглядаються додаткові фактори і чинники, що впливають на процес теплопередачі при конденсації пари.

Таким чином, у даному розділі дисертаційної роботи уточнено методику розрахунку процесу теплопередачі при конденсації пари, у результаті чого одержано закономірності розподілу температур та теплових потоків, що в свою чергу дозволяє зменшити необхідну поверхню теплообміну.

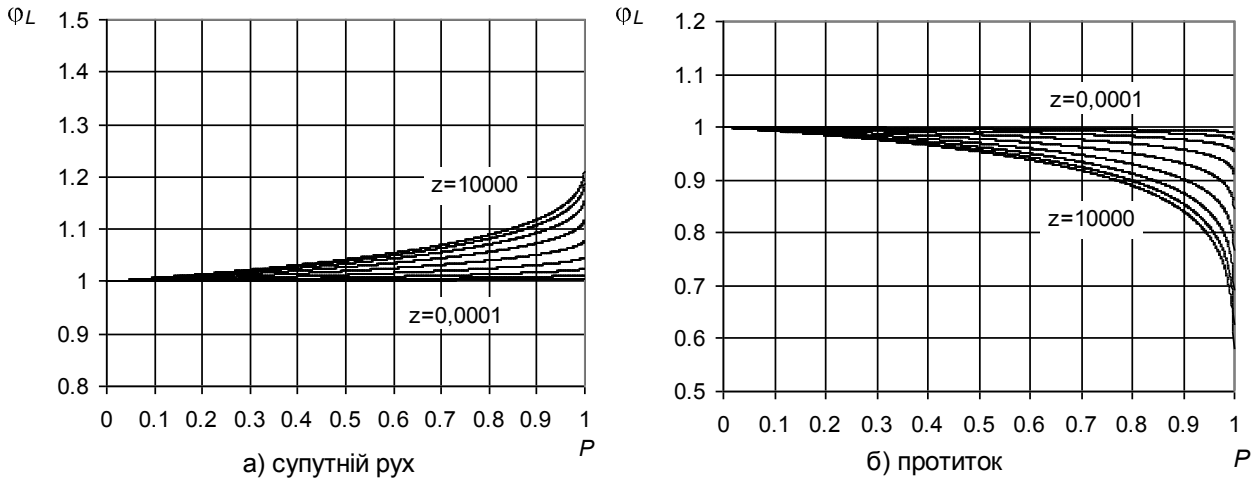


Рис. 6. Графіки поправки при конденсації пари на вертикальних трубах

У четвертому розділі наведено розроблені у роботі уточнені аналітичні залежності та алгоритми визначення локальних, середніх та інтегральних температурних і теплових характеристик, ефективності узагальнених теплообмінників зі складною змішаною схемою плинуну (приклади на рис. рис. 7).

Для одержання залежностей і алгоритмів використовуються результати для теплообмінників з одноходовим складним перехресним плинном (другий розділ). Приклад алгоритмізації для узагальненого теплообмінника рис. 7, б), де теплоносій 1 – це той, що нагрівається, а теплоносій 2 – це той, що гріє, наведено далі. У розробленому аналітичному алгоритмі визначаються локальні температури середовища, що гріє, та ефективність всього теплообмінника:

а) для першого ряду в секції ($i = 1$)

$$\frac{t_{\Gamma \bar{x} 1k} - t_{\Gamma 1k}}{t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 1k}} = e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \omega_{1k} = \left[e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \left[\Phi_{\star-1} + \theta_{\text{співп}} + \theta_{\text{прот}} \right] \right], \quad (26)$$

$$\theta_{\text{співп}} = -\left(\frac{a}{n}\right) \cdot \sum_l \sum_{i=1}^n \left(t_{\Gamma \bar{x} il} - Ra \cdot e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \int_0^{\bar{x}} e^{R \cdot a \cdot \bar{x}} t_{\Gamma \bar{x} il} d\bar{x} \right), \quad (27)$$

$$\theta_{\text{прот}} = \left(\frac{a}{n} \right) \cdot \sum_{m=1}^n \sum_{i=1}^n \left(\overline{t_{\Gamma} \overline{x} \overline{i} m} - e^{-R \cdot a \cdot \overline{x}} \cdot \overline{t_{\Gamma} \overline{x}=1 \overline{i} m} - Ra \cdot e^{-R \cdot a \cdot \overline{x}} \cdot \int_0^{\overline{x}} e^{R \cdot a \cdot \overline{x}} \overline{t_{\Gamma} \overline{x} \overline{i} m} d\overline{x} \right), \quad (28)$$

де l – номери співпадаючих по напрямку з координатою x від входу в елемент усіх попередніх секцій; $l = z, z-2, z-4 \dots \overline{\kappa} - 2$, якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія збігається з напрямком в останній секції z ; і $l = z-1, z-3 \dots \overline{\kappa} - 2$, якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія в поточній секції не збігається з напрямком в останній секції z ;

m – номери протилежних по напрямку з координатою x від входу в елемент усіх попередніх секцій; $m = z-1, z-3 \dots \overline{\kappa} - 1$, якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія збігається з напрямком в останній секції z , і $m = z, z-2, z-4 \dots \overline{\kappa} - 1$, якщо напрямок руху внутрішнього теплоносія в поточній секції не збігається з напрямком в останній секції z ;

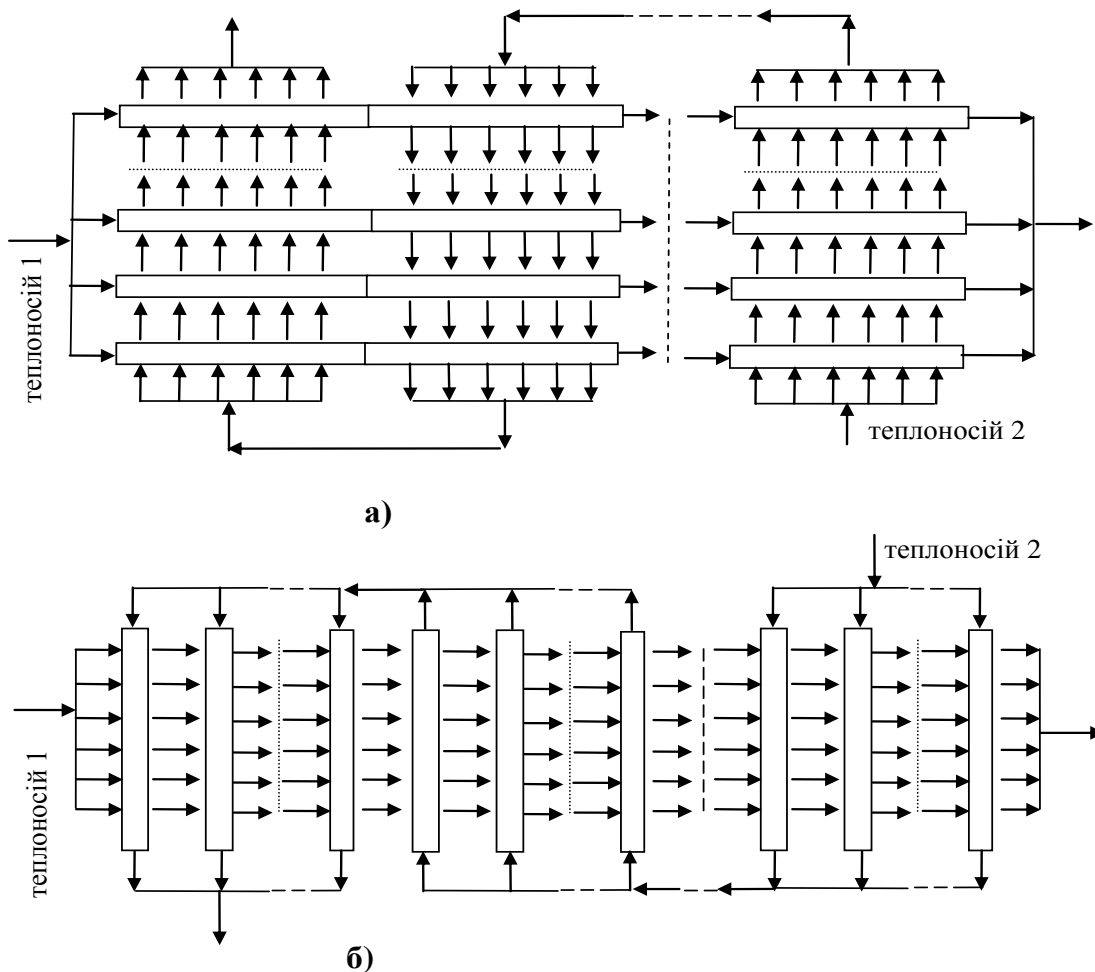


Рис. 7. Варіанти багатোধодових теплообмінників з складним перехресним плином теплоносіїв і звичайним протитоком

\bar{x} – відносна координата від входу внутрішнього середовища в межах секції, $\bar{x} = \frac{x}{L}$,

L – довжина ряду труб у секції; i – номер ряду у секції, n – число рядів у секції;

R і NTU_2 – відношення водяних еквівалентів теплоносіїв і число одиниць переносу

теплоти в секції, $R = \frac{W_H}{W_T}$, $NTU_2 = \frac{K \cdot F}{W_H}$, $a = n \cdot (1 - e^{-NTU_2/n})$;

K і F – коефіцієнт та площа теплопередачі в поточній секції,

б) для наступних рядів поточної секції ($i = 2 \dots n$)

$$\frac{t_{\Gamma 1k} - t_{\Gamma x ik}}{t_{\Gamma 1} - t_{H1}} = e^{-R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot \omega_{ik}, \quad i = 2 \dots n, \quad (29)$$

$$\omega_{ik} = \left(1 - \frac{a}{n}\right) \cdot \omega_{i-1, k} + R \cdot a \cdot \left(\frac{a}{n}\right) \int_0^{\bar{x}} \omega_{i-1, k} d\bar{x}, \quad i = 2 \dots n, \quad \omega_{1k} = e^{R \cdot a \cdot \bar{x}} \cdot t_{\Gamma x 1k}. \quad (30)$$

Відзначено, що в схемі з протитоком локальні температури середовища, що гріє, можуть бути визначені тільки після розрахунку параметрів $\bar{\varphi}_k$ шляхом вирішення всієї системи рівнянь методом послідовних наближень при значенні відносної координати $\bar{x} = 1$

$$\bar{\varphi}_k^q = \bar{\varphi}_{k-1}^{q-1} + \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{t_{\Gamma x i k} - t_{H1}}, \quad \bar{\varphi}_0^0 = \bar{\varphi}_0^q = 0, \quad (31)$$

де q – індекс поточного наближення.

Температура середовища, що гріє, перед поточною секцією

$$t_{\Gamma 1k} = t_{\Gamma 1 ik} = t_{\Gamma 1} - \bar{\varphi}_{k-1} \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{H1}). \quad (32)$$

Ефективність теплообмінника і температури середовищ на виході

$$P = \frac{\bar{\varphi}_z}{R}; \quad t_{H2} = t_{H1} + P \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{H1}); \quad t_{\Gamma 2} = t_{\Gamma 1} - P \cdot R \cdot (t_{\Gamma 1} - t_{H1}). \quad (33)$$

Такі ж залежності та алгоритми розрахунку локальних температурних характеристик, ефективності на основі аналітичних вирішень розроблено і для інших схем (протиток чи прямоток, ходи з'єднуються звичайно чи реверсивно, всього 16 варіантів узагальнених теплообмінників).

З аналізу вищенаведеного алгоритму видно, що розв'язання системи рівнянь складне, супроводжується ітераціями, рекурентним обчисленням інтегральних перетворень. Для багатоходових секцій розв'язання ще більш ускладнюються.

Результати розрахунків ефективності для деяких частинних випадків теплообмінників були зіставлені з відомими залежностями і номограмами. При цьому отримано їх розходження менше 0,5 %, що говорить про відповідність запропонованих залежностей та алгоритмів і про вірогідність результатів.

Встановлено, що розроблені методики та комплекс алгоритмів на основі аналітичних вирішень можна використовувати для теплообмінників, де коефіцієнти теплопередачі та властивості теплоносіїв однакові в межах одного ходу в секції при нескінченному числі струменів зовнішнього теплоносія (елементів у ряді). У цих схемах секції та ходи мають однакове значення. Однак секції також можуть бути одноходовими чи багатходовими (трьохвимірною схемою з частковим перемішуванням теплоносіїв по ходу). Узагальнена схема багатходового багатосекційного теплообмінника зі змішаною схемою плинину теплоносіїв і протитоковим включенням ходів представлена на рис. 8.

Для спрощення процедури визначення ефективності теплообмінників з складною змішаною схемою току та нерівномірним (дискретним) розподілом параметрів поверхні та теплоносіїв запропоновано методику та алгоритм дискретного розрахунку, де елементами, з яких скомпонований теплообмінник (див. рис. 8, вид А), є найпростіші схеми однократного перехресного плинину з повним перемішуванням обох теплоносіїв по ходу (приведено на рис. 1, в). Зазначено, що більшість традиційних підходів до дискретного розрахунку теплообмінників передбачає розбивку поверхні на велике число елементів (кінцевих різностей), де, як правило, не враховуються особливості руху середовищ в елементах. Доцільність розбивки теплообмінника з метою зменшення кількості розрахункових точок не на кінцеві різності, а на мікротеплообмінники, показана також у відомих роботах.

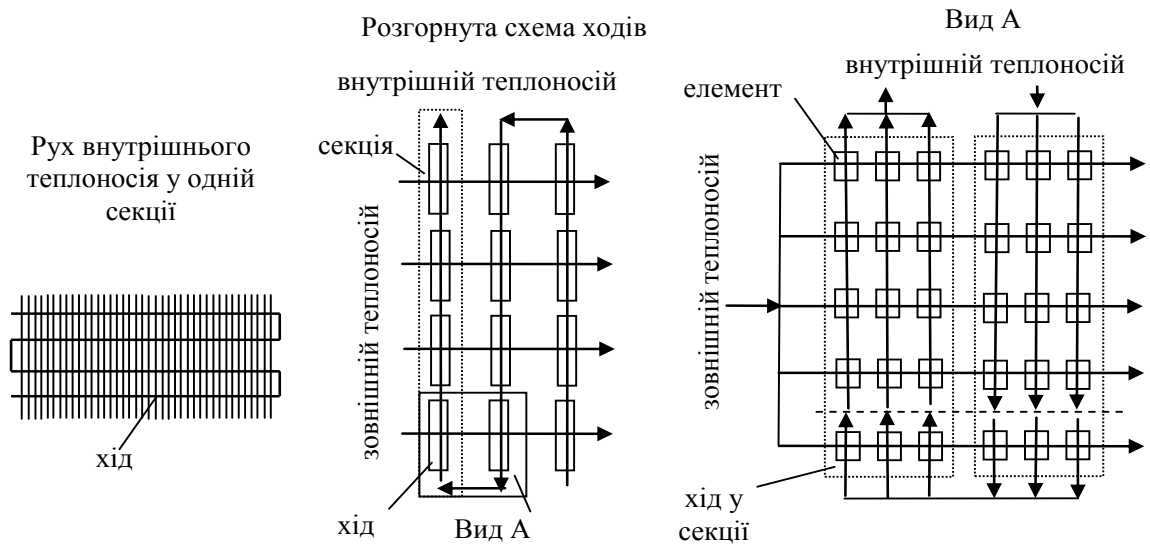


Рис. 8. Узагальнена схема руху теплоносіїв у багатосекційному теплообміннику зі складною змішаною схемою току

Запропоновано ефективність кожного перехресноплинного елемента з рис. 8 (тобто мікротеплообмінника) та температури теплоносіїв на виході з елементів визначати по відомій залежності для класичної схеми перехресного плинну з повним перемішуванням обох теплоносіїв (див. рис. 1, в):

$$P_e = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{2e}}} + \frac{R_e}{1 - e^{-R_e \cdot NTU_{2e}}} - \frac{1}{NTU_{2e}}}, \quad (34)$$

$$t_{H_{2e}} = t_{H_{1e}} + P_e (t_{H_{1e}} - t_{H_{1e}}), \quad t_{T_{2e}} = t_{T_{1e}} - P_e R_e (t_{T_{1e}} - t_{T_{1e}}), \quad (35)$$

де "e" – індекс, який позначає, що параметри визначаються в елементі; "1" – вхід середовища в елемент, "2" – вихід середовища з елемента.

Результати проведених у даному розділі розрахунків з застосуванням розроблених аналітичних залежностей і дискретного алгоритму були зіставлені при умові однаковості коефіцієнтів теплопередачі та властивостей теплоносіїв. Відзначено, що при числі дискретних елементів у ряді більше $40/z$ (для кількості ходів $z \leq 4$) і 10 при більшому числі ходів розходження в результатах складають менше 0,1 %. При використанні традиційного підходу кінцевих різниць для досягнення такої ж точності необхідно розбивати поверхню у $10 \div 100$ разів більше. Однак, як правило, кількість елементів на ряді у апараті визначається кількістю ребер.

Результати проведених розрахунків по розроблених залежностям і алгоритмах для деяких частинних випадків компоновання були зіставлені з відомими номограмами і одержано

розходження не більше 0,5 %, що говорить про вірогідність розроблених залежностей та алгоритмів. На відміну від відомих формул і номограм для частинних випадків, створена методика дозволяє розраховувати характеристики апаратів з довільною кількістю рядів, секцій і ходів, у тому числі – і з дискретним розподілом параметрів теплопередачі.

Гідравлічний та аеродинамічний опір течії теплоносіїв у межах кожного елемента, ряду, секції чи всього апарату визначається з урахуванням місцевих втрат та від тертя і нерівномірності розподілу теплофізичних властивостей.

Відзначено, що комплекс алгоритмів дискретного розрахунку дозволяє проводити перерозподіл параметрів поверхні та теплоносіїв по секціях, ходах, рядах та усередині рядів. Комплекс алгоритмів може бути також застосований для всіх простих та складних змішаних схем, а також для класичних схем подовжнього та поперечного плинину. Методика дозволяє враховувати вплив забруднень і відкладень на поверхнях і місць їх скупчення на ефективність теплообмінних апаратів. Комплекс алгоритмів є простим в реалізації на ЕОМ.

Таким чином, у даному розділі дисертаційної роботи вперше одержано уточнені аналітичні залежності визначення локальних, середніх та інтегральних температур теплоносіїв, температурних напорів і теплових потоків для теплообмінників зі складною змішаною схемою плинину та нерівномірним розподілом температур поверхні та теплоносіїв. Встановлено відповідну адекватність цих аналітичних залежностей та методики дискретного розрахунку. У результаті обґрунтована можливість підвищення ефективності і ресурсу тепломасообмінного обладнання, що проектується чи діє, шляхом відповідного перекомпонування поверхні.

П'ятий розділ присвячено дослідженням, які спрямовано на підвищення ефективності досліджуваного тепломасообмінного обладнання.

Досліджено ефективність апаратів повітряного охолодження (АПО) в залежності від кількості секцій, і параметрів, які визначають інтенсивність теплообміну і відношення витрат теплоносіїв (тобто режимні та експлуатаційні характеристики). Показано, що інтенсифікація теплообміну неоднозначно впливає на ефективність апарата в цілому, підвищення ефективності апаратів можна забезпечити шляхом перекомпонування поверхні і оптимізації.

Розроблено залежності та алгоритми, що дозволяють одержати розподіл локальних параметрів, визначити ефективність рекуперативних повітропідігрівників ГТУ, повітроохолоджувачів компресорів ГТУ і компресорних станцій з урахуванням особливостей процесів, що відбуваються в кожній точці теплообмінника. На рис. 9 приведені результати аналізу ефективності повітропідігрівника в залежності від кількості секцій. Для порівняння отриманих результатів проведений подібний аналіз по традиційній інтегральній методиці, де використовуються емпіричні залежності для ефективності, властивості теплоносіїв визначаються

по середньоарифметичним температурам і тискам у всьому апараті, параметри теплообмінника рівномірно розподілені по теплообміннику і секціям.

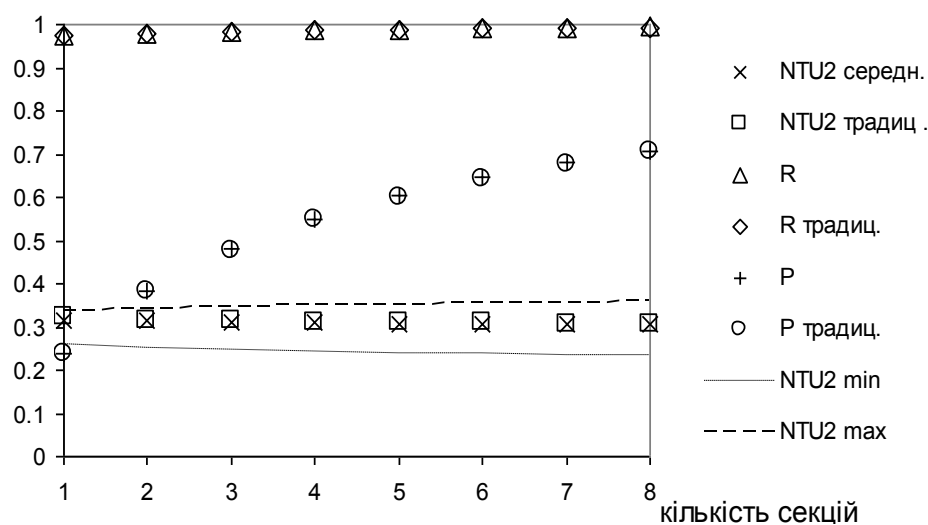


Рис. 9. Характеристики повітропідігрівника від кількості секцій

Досліджено, що у результатах розрахунку по запропонованій методикою існує нерівномірність розподілу між максимальним і мінімальним числом одиниць переносу теплоти NTU_2 в кожній точці: від 1,29 в односекційному до 1,53 у восьмисекційному теплообміннику (див. рис. 9). Однак розбіжність між одержаними результатами складає менш 1%. Це свідчить про адекватність представленої математичної моделі, методики розрахунку і про вірогідність отриманих результатів. Встановлено, щоб одержати ступінь регенерації 0,7 потрібно застосовувати восьмисекційний повітропідігрівник із площею поверхні 7980 м^2 . При цьому аеродинамічний опір зростає по повітрю в 8,16 разів, а по газах у 8,6 разів у порівнянні з односекційним апаратом.

Досліджено вплив на ефективність повітроохолоджувача числа заглушених труб у зв'язку з їх забрудненням через незадовільну якість циркуляційної води. Встановлено, що температура охолоджуваного повітря на виході з апарата (розрахункова $40 \text{ }^\circ\text{C}$) істотно збільшується (до $59 \text{ }^\circ\text{C}$ при заглушінні 50 % і до $86\div 88 \text{ }^\circ\text{C}$ при заглушінні 80 %). Нерівномірність розподілу заглушених труб по апараті починає проявлятися при заглушінні більш 50 % труб. Якщо заглушені труби розташовані переважно знизу, то ефективність охолодження буде менше, ніж при рівномірному їх заглушінні по рядах. Температура стиснутого повітря при тиску 0,6 МПа буде складати: $150 \text{ }^\circ\text{C}$ при чистому повітроохолоджувачі; $175 \text{ }^\circ\text{C}$ при заглушінні 50 % труб; $215 \text{ }^\circ\text{C}$ при заглушінні 80 % труб; $272 \text{ }^\circ\text{C}$ при повному заглушінні. Відповідно зменшується його густина. Потужність, споживана компресором, буде збільшуватися на: 3 % при заглушінні 50 % труб; 7,5 % при заглушінні 80 % труб; 14 % при повному заглушінні. При заглушінні більше 80 % труб швидкості води збільшуються до 2,2 м/с і більш, що приводить до прискореного їх подальшого забруднення, підвищенню гідравлічного опору апарата і збільшенню необхідної потужності циркуляційних насосів.

Створено методи і засоби підвищення ефективності і удосконалення теплообмінників системи опалення будинків з застосуванням розроблених залежностей. Виконано аналіз для

стояка системи опалення 9 поверхового будинку з приладами опалення у виді однорядних конвекторів "Акорд" А20 із площею 1 екв.кв.м. на кожному поверсі і подачею теплоносія "униз". Розрахунок зроблений у двох варіантах: з розрахунковою витратою води через прилади за графіком якісного регулювання і перевищенням цієї витрати в 2 рази. Додатково зроблений розрахунок при заміні на 1 і 2 поверхах приладів опалення на дворядні конвектори "Акорд" 2А16 із площею 1,47 екв.кв.м. Показано, що в обох випадках існує нерівномірність розподілу теплових потоків по поверхах. У першому варіанті температура внутрішнього повітря на нижніх поверхах нижче нормативної. Теплове навантаження всього стояка й усереднена температура внутрішнього повітря по поверхах дорівнюють проектним значенням. У випадку перевищення витрати теплоносія в 2 рази тепловий потік і температура внутрішнього повітря на верхніх поверхах більше нормативних. У цьому випадку перевитрата теплової енергії дорівнює 6 % від розрахункової витрати. У третьому випадку, коли існують неконтрольовані переробки, спостерігається велика нерівномірність розподілу температур по поверхах і при цьому перевитрата теплової енергії склала 4 % від розрахункової витрати. На рис. 10 приведені результати розрахунку перерозподілу площі опалювальних приладів по поверхах за умови, щоб витрата теплової енергії була зменшена до проектних значень і температура повітря усередині приміщень усіх поверхів була нормативною (тобто 18°C).

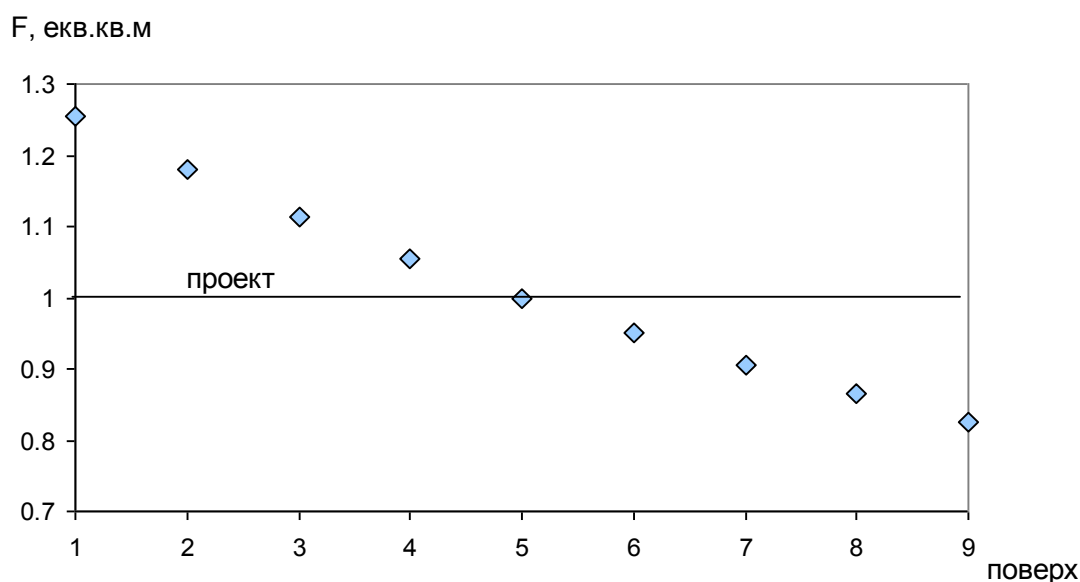


Рис. 10. Перерозподіл площі опалювальних приладів

Розроблено методи і засоби аналізу і підвищення ефективності систем калориферного підігріву повітря, як одних з найбільш складних у компонованні теплообмінних установок. Як видно з проведеного у роботі аналізу (рис. 11), у всьому діапазоні температури зовнішнього повітря існує перевищення продуктивності калориферної установки (особливо при відсутності регулювання витрати теплоносія). У результаті застосування розроблених методів і засобів визначено новий закон регулювання витрати мережної води на калориферну установку в залежності від температури зовнішнього повітря та зроблена заміна паралельної схеми на послідовну (перекомпоновання поверхні), що дозволило вийти на проектний рівень температури вентиляційного повітря, що подається, та зменшити перевитрати теплової енергії у системі на 20÷28 %, а при відсутності у вихідній установці регулювання витрати теплоносія

– до 50 %.

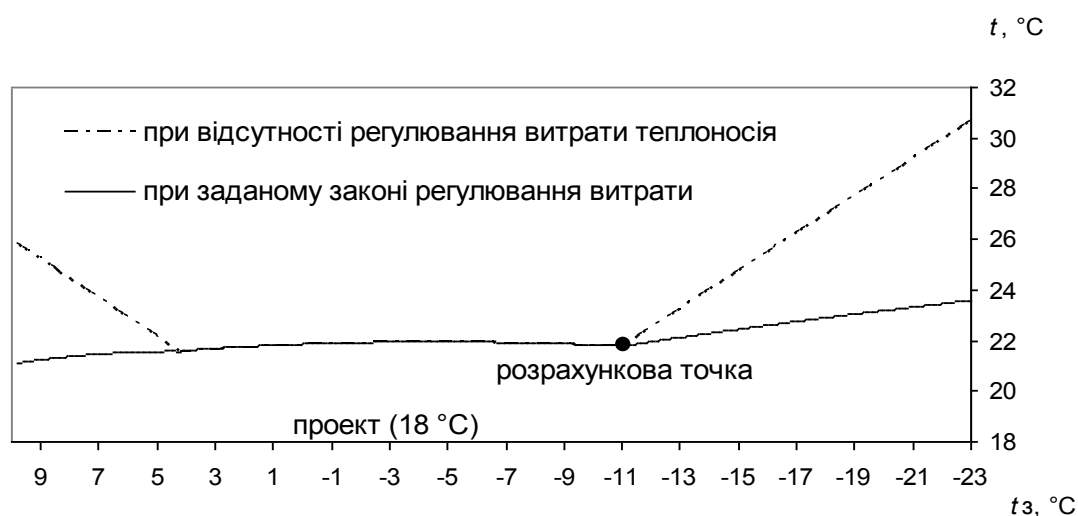


Рис. 11. Температура вентиляційного повітря

Методи і засоби дослідження, аналізу і підвищення ефективності пароводяних теплообмінників енергоустановок ТЕС і АЕС були уточнені і доповнені розробленими у цій роботі залежностями визначення температурних і теплових характеристик і ефективності складних багатоходових багатосекційних теплообмінників зі змішаним плинном; уточненими залежностями розрахунку процесу конденсації пари; удосконаленнями методу пошуку рішення послідовними наближеннями. Результати розрахунків інтегральних характеристик по уточнених методиках і алгоритмах були зіставлені з даними теплових випробувань і одержано розходження не більше 1 %.

Таким чином, у даному розділі дисертаційної роботи досліджено та підвищено ефективність апаратів повітряного охолодження, теплообмінників систем опалення та вентиляції, ГТУ і компресорних станцій. Показано що у результаті застосування розроблених залежностей і алгоритмів підвищується теплова ефективність теплообмінників і установок в цілому. Економія енергії складає від 4 до 50 % при забезпеченні проектних параметрів енергоносіїв, що відпускаються споживачам.

Шостий розділ присвячено підвищенню ефективності тепломасообмінного обладнання шляхом багатопараметричної оптимізації. Запропоновано, що цільовою функцією у техніко-економічній оптимізації є мінімум річної питомої ціни споживання, що відбиває витрати на поверхню і циркуляцію теплоносіїв через неї, з урахуванням коефіцієнтів дисконтування та умов експлуатації, що відноситься до переданого теплового потоку грн./($\text{kBt} \cdot \text{рік}$):

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{сп}}}{Q} = \frac{C_F \cdot F + C_N \cdot N \cdot 10^{-3}}{Q} = \frac{C_F}{q} + \frac{C_N \cdot 10^{-3}}{E}, \quad (36)$$

де N , Q , q , E – потужність нагнітачів і тепловий потік, Вт; щільність теплового потоку, Вт/м²; критерій Кирпичова (енергетичний коефіцієнт, ефективність теплообміну);

C_F і C_N – сумарні капітальні та експлуатаційні річні питомі витрати на поверхню і нагнітачі, грн./(м²·рік) та грн./(кВт·рік).

Проведені дослідження показали, що мінімум питомої ціни споживання залежить не від значень C_F і C_N окремо, а від їхнього відношення (узагальненої економічної характеристики (показника) теплообмінника):

$$C = \frac{C_F \cdot 10^3}{C_N}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (37)$$

У результаті досліджень показано, що використання характеристики C дозволяє узагальнити результати оптимізації для різних випадків комбінації річних витрат, зв'язаних з вартістю й експлуатацією поверхні і нагнітачів.

Створені у даному розділі залежності, методи і засоби призначено для характерних конструкцій апаратів (кожухотрубчасті з подовжнім і поперечним плином теплоносіїв), є універсальними при будь-якій розташуванні нагнітачів у загальній схемі установки. Методики дозволяють враховувати вплив забруднень і відкладень на поверхнях і місць їхнього скупчення.

Показано, що одними з найбільш поширених кожухотрубчастих апаратів з подовжнім взаємним плином теплоносіїв є секційні водо-водяні підігрівачі для систем тепlopостачання. Встановлено, що підвищення ефективності таких апаратів передбачає оптимізацію по двох параметрах – шагу розбивки труб у пучку та швидкості внутрішнього теплоносія.

На рис. 12 приведені значення відповідних цін споживання та відсоток приросту питомої ціни споживання по відношенню до оптимального підігрівника. Як видно з результатів проведеного аналізу у заданих економічних умовах та вихідних даних доцільно використовувати стандартні підігрівники 2x16 чи 3x17, параметри яких близькі до оптимальних. При використанні підігрівників 3x19 чи 2x14 питома ціна споживання збільшується на 20÷25 %. Якщо використовуються підігрівники 3x21 чи 2x12, їх заміна на підігрівники 3x17 чи 2x16 приведе до зменшення річних витрат у 1,5÷2 рази відповідно. Показано, що такого ж ефекту можна досягти і при зменшенні витрати внутрішнього теплоносія у цих підігрівниках і наближення його швидкості до оптимальної. Забезпечення необхідної продуктивності у цьому випадку можна здійснити перекомпонуванням поверхні (включенням паралельних секцій).

Для більш ефективного використання теплоти перегріву пари, що відбирається з турбіни, і зменшення недогрівів води в пароводяних підігрівниках встановлюються пароохоло-

джувачі. Для досліджуваного апарата мінімум питомої ціни споживання забезпечують оптимальне число Рейнольдса внутрішнього теплоносія і оптимальне відношення чисел Рейнольдса теплоносіїв.

Проведено аналіз впливу економічної характеристики C на оптимальні параметри досліджуваного пароохолоджувача ПН-400, що встановлювався на найпоширеніших енергоблоках потужністю 250÷300 МВт. Проведені дослідження при заданих обмеженнях дозволили одержати мінімальну площу поверхні вбудованого пароохолоджувача, що склала $\approx 39 \text{ м}^2$. У пароохолоджувачі стандартного підігрівника ПН-400-26-7-І площа поверхні складає 93 м^2 .

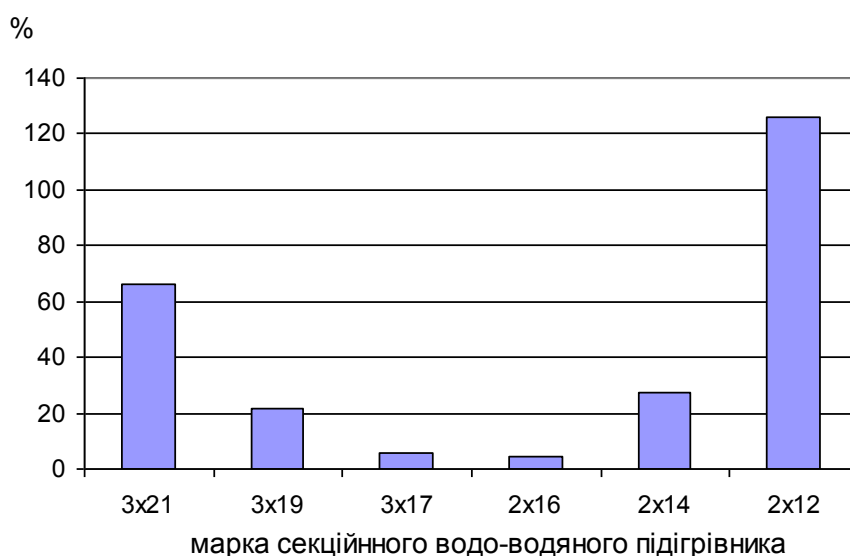


Рис. 12. Порівняльна характеристика підігрівників

Результати цієї оптимізації можуть бути застосовані при розробці нових, або модернізації працюючих підігрівників ПН-400. Тому була поставлена більш проста задача: пошук оптимальної витрати основного конденсату через убудовані пароохолоджувачі діючих підігрівників ПН-400-26-7-І без зміни їх конструкції. Оптимальну витрату можна забезпечити підбором дросельної шайби на вихідному патрубку для води. Проведено аналіз впливу економічної характеристики C на оптимальну витрату пари через пароохолоджувач. Також досліджено залежність мінімальної локальної температури пари і зовнішньої стінки труби. Для її знаходження була використана розроблена методика визначення локальних температур у (розділи 2 і 4). Ці дані необхідні для виявлення ймовірного утворення конденсату на трубках охолоджувача пари і виникнення краплевдарної ерозії зовнішньої поверхні труб і кожуха пароохолоджувача.

Досліджено підвищення ефективності повітропідігрівників і повітроохолоджувачів ГТУ і компресорних станцій. При незмінному числі труб у повітроохолоджувачі оптимальна

швидкість внутрішнього теплоносія буде відповідати оптимальній витраті охолодної рідини через повітроохолоджувач. У повітропідігрівнику розрахункові витрати теплоносіїв залишаються незмінними і визначаються з матеріального балансу витрат повітря, палива і газів у ГТУ. Однак, зміна витрати гарячих газів через повітропідігрівник можлива шляхом перепуску частини газів повз апарат на вихлоп.

Проведено аналіз впливу економічної характеристики C на оптимальні витрати охолодної води через повітроохолоджувач і газів через повітропідігрівник (рис. 13). Аналіз показав, що після значень узагальненої економічної характеристики $C=4,8$ у повітроохолоджувачі і $C=2,4$ у повітропідігрівнику перепуск стає недоцільним (витрати води і газів будуть номінальними). Однак доцільність перепуску газів у повітропідігрівнику до значення $C=2,4$ повинна бути підтверджена техніко-економічними розрахунками всієї установки.

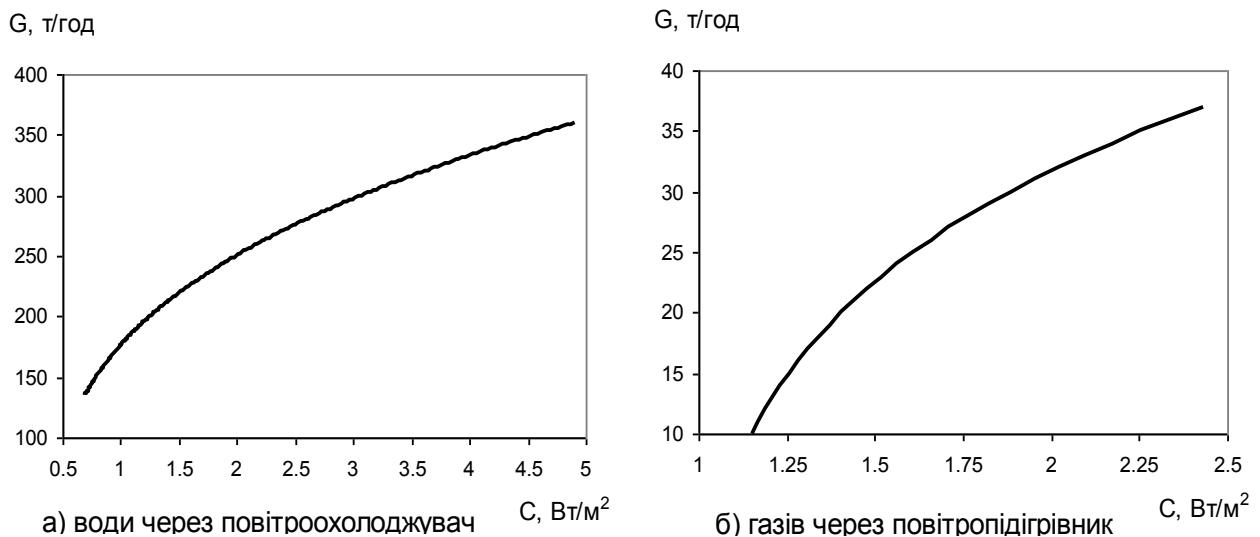


Рис. 13. Оптимальна витрата внутрішнього теплоносія

У результаті проведеної оптимізації встановлено, що при значенні узагальненої економічної характеристики $C=1,6$ у повітропідігрівнику існує максимум енергетичного коефіцієнта $E=11,5$ і мінімум питомої ціни споживання, а у повітроохолоджувачі цей екстремум відсутній.

Також у результаті дослідження показано, що при відомому значенні економічної характеристики C оптимальні витрати води і газів відповідають максимуму енергетичного коефіцієнта і мінімуму питомої ціни споживання. Середні щільності повітря в нагнітачах визначаються з урахуванням режимів роботи і дійсних потужностей компресорів, умов експлуатації ГТУ.

Після визначення оптимальних параметрів з розрахунку локальних характеристик по розроблених і приведених у розділах 2 і 4 залежностях і алгоритмах у результаті досліджен-

ня були знайдені значення мінімальних і максимальних температур стінок поверхні в характерних точках апаратів, що впливають на надійність і ресурс. Таким чином, створені методи і засоби системного аналізу та оптимізації є базовими для підвищення ефективності всієї ГТУ з урахуванням режимів роботи і умов експлуатації.

Проведено подібну оптимізацію і проміжного повітроохолоджувача компресорної станції (рис. 14). У дослідженнях враховувалось забруднення (заглушіння) труб апарату у процесі експлуатації зі сторони охолодної води.

Показано, що для чистої внутрішньої поверхні оптимальна витрата охолодної води досягає свого граничного значення (тобто розрахункового через апарат) при величині економічної характеристики $C=4,8$, коли температура охолоджуваного повітря буде ≈ 56 °С. При заглушінні 50 % труб у результаті забруднення оптимальна температура охолоджуваного повітря на виході з апарата приймає постійні значення $79\div 80$ °С при значенні економічної характеристики $C > 4,8$ і практично не залежить від витрати охолодної води, а енергетичний коефіцієнт буде менше, ніж у чистої поверхні. Нерівномірність розподілу заглушених труб у апараті починає виявлятися при заглушінні більш 50 % труб.

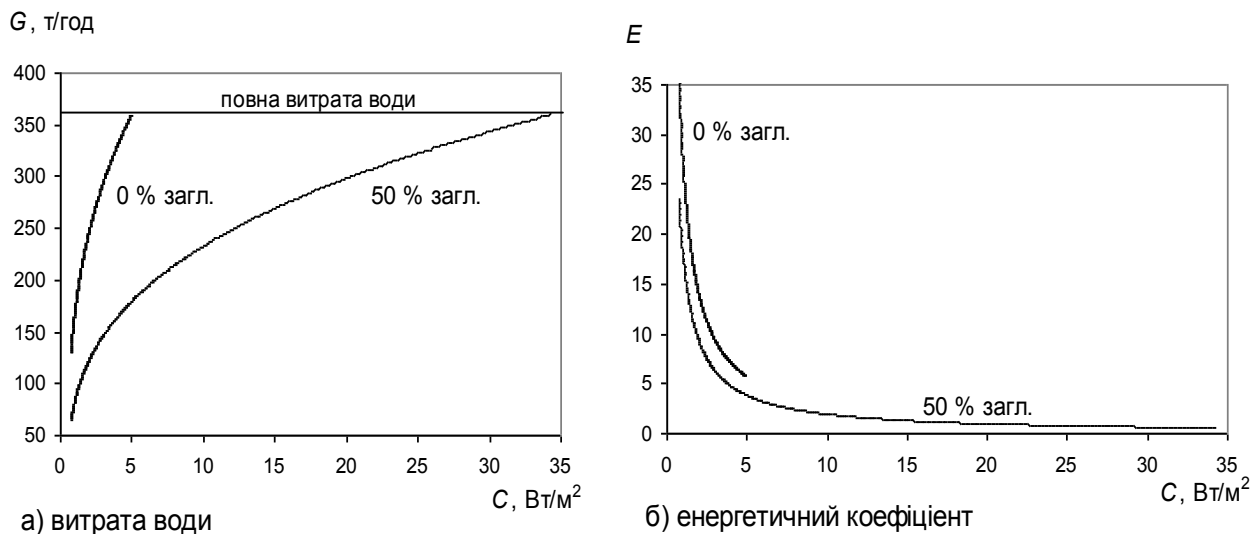


Рис. 14. Оптимальна витрата води через повітроохолоджувач компресора і енергетичний коефіцієнт

При детальному аналізі всієї системи виробництва стиснутого повітря (чи інших технічних газів) необхідно враховувати зміну густини і температури газу, що подається у мережу, і кількість утилізованої теплоти, у залежності від оптимальних параметрів і ступеня забруднення повітроохолоджувача.

Таким чином, у даному розділі дисертаційної роботи отримали подальший розвиток

методи багатопараметричної оптимізації апаратів з використанням запропонованої узагальненої техніко-економічної характеристики. У результаті забезпечується максимальна теплова і економічна ефективність теплообмінників з урахуванням обмежень по експлуатаційній надійності. Оптимізація секційних водо-водяних підігрівників систем тепlopостачання дозволила зменшити річні капітальні та експлуатаційні витрати до 2 разів. Для пароводяних теплообмінників ТЕС і АЕС знайдено можливість зменшити площу поверхні теплообміну парохолоджувача порівняно зі стандартним апаратом у 2,4 рази та одержано оптимальну витрату води через нього з точки зору мінімальної витрати енергії. Для теплообмінників ГТУ та повітроохолоджувачів компресорів запропоновано методику розрахунку оптимальної витрати газів чи води у тому числі з урахуванням факторів забруднення поверхні.

У сьомому розділі наводяться дослідження ресурсу теплообмінників з урахуванням розподілу локальних теплогідравлічних параметрів та з використанням імітаційної моделі забруднень та системного аналізу.

Як показано у Розділі 5, при забрудненні і заглушенні 80 % поверхні та більше теплообмінний апарат перестає повністю виконувати свою функцію, тобто вичерпує свій ресурс. Однак і при менших значеннях забруднень, кількість теплоти, відведеної від охолоджуваної середі, буде зменшуватись, а затрати електроенергії на перекачування оборотної чи мережної води будуть залишатися практично постійними.

Встановлено, що забруднення і заглушення окремих труб теплообмінника в процесі експлуатації залежить від безлічі факторів: випадкових відхилень якості води і її забруднень домішками і продуктами зупиночної корозії та ін., випадкових відхилень у структурі поверхні труб, випадкових відхилень технології виготовлення апарата, кількістю зупинок та ін. Процес забруднення починається, як правило, з нижньої частини і поступово заповнює всю поверхню.

Створено модель процесу забруднення поверхні теплообмінника. У зв'язку з тим, що процес забруднення носить переважно випадковий характер, запропоновано для його аналізу використовувати імітаційну модель. У створеній імітаційній моделі генерується розподіл випадкових величин, що характеризують забруднення, і впливають на локальний розподіл теплогідравлічних параметрів по поверхні: звуження діаметра на вході, довжина забрудненої ділянки, кількість цілком заглушених труб у кожному ряді і нижніх рядів.

Наступним кроком є гідравлічний розрахунок з визначенням витрат і швидкостей води в кожному ряді труб з урахуванням випадкової кількості цілком заглушених труб. Місцеві опори на вході в кожен ряд визначаються з урахуванням величин, що імітують звуження діаметра на вході та довжини забрудненої ділянки. Для розрахунку розподілу витрат викорис-

товуються алгоритми теорії графів. Після визначення швидкостей і витрат води в кожному ряді труб виконується тепловий і аеродинамічний розрахунок апарата з визначенням температур повітря і води у кожній точці поверхні (Розділи 4 та 2). В алгоритмі передбачено, що повторення гідравлічного і теплового розрахунку відбувається до досягнення допустимої збіжності по перепаду тисків і тепловій продуктивності.

Приклад одержаного розподілу температур повітря та води для досліджуваного апарату згідно генерованого розподілу випадкових величин, що характеризують забруднення поверхні, наведено на рис. 15.

У результаті проведеного аналізу і розрахунків встановлено, що в чистому апараті температура повітря на виході буде $37,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, а в забрудненому – $41,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Подальше забруднення буде призводити до повного заглушіння нижніх рядів і росту температури повітря на виході, швидкостей у верхніх рядах, гідравлічному опору теплообмінника. Опір апарата буде впливати на загальний напір мережі, куди він включений, і, отже – буде зменшуватися подача води, яку забезпечує насос.

Час ресурсу апарата визначається методами імітаційного моделювання інтенсивності нагромадження подальших забруднень і повного заглушення труб чи по відомим залежностях, що враховують зміну коефіцієнта теплопередачі у часі.

Для системного аналізу запропоновано розрахунки по визначенню працездатності й ефективності повітроохолоджувача вести в комплексі з насосним устаткуванням і гідравлічним розрахунком мережі чи системи оборотного водопостачання. Основним етапом аналізу є гідравлічний розрахунок водяної мережі, куди включений повітроохолоджувач. Місцеві і гідравлічні опори всієї мережі визначаються з урахуванням діаметрів трубопроводів, їх з'єднання і встановленої арматури. Розподіл тисків по точках мережі визначається з урахуванням висот на місцевості й активного напору, що створює насос, відповідно до його характеристики. Для розрахунку розподілу витрат застосовуються алгоритми теорії графів з використанням методу поправочних контурних витрат.

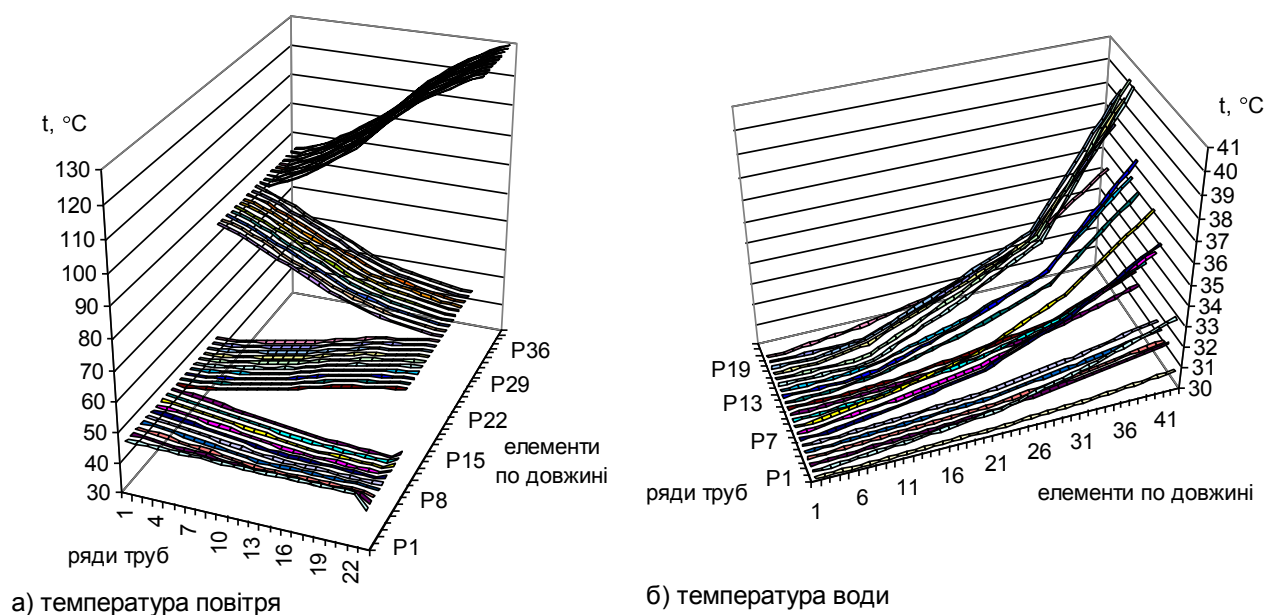


Рис. 15. Розподіл температур забрудненому повітроохолоджувачі

У підсумку визначається кількість теплоти, відведеної від стисненого повітря, витрата води через мережу (апарат), опір апарата і мережі, напір, що розвивається насосом, потужність, що споживає електродвигун, з урахуванням коефіцієнта навантаження та характеристик агрегатів.

Досліджено систему проміжного охолодження двоступінчастого компресора з охолодженням мережною водою (система утилізації теплоти).

Запропоновано у імітаційній моделі забруднень розглядати два крайніх випадки: нижні ряди труб цілком заглушені, а верхні – чисті; рівномірне заглушення по кожному ряду труб. Граничний випадок цих варіантів – максимальне заглушення, при якому нижні ряди цілком заглушені, а верхні – на 95% й більш. Для виявлення залежності від нерівномірності заглушення на ефективність і ресурс апарата генерується розподіл випадкових величин, що характеризують забруднення і впливають на розподіл витрати води в кожному ряду труб: звуження діаметра на вході, довжина забрудненої ділянки, кількість цілком заглушених труб у кожному ряду.

Проведений аналіз показав (рис 16), що зміна шуканих параметрів сильно залежить практично від однієї величини ϕ , що являє собою відношення чистої площі (вихідна площа за винятком площі цілком або частково забруднених труб) до вихідної площі поверхні. Встановлено, що нерівномірність розподілу забруднень по рядах труб мало впливає на характеристики

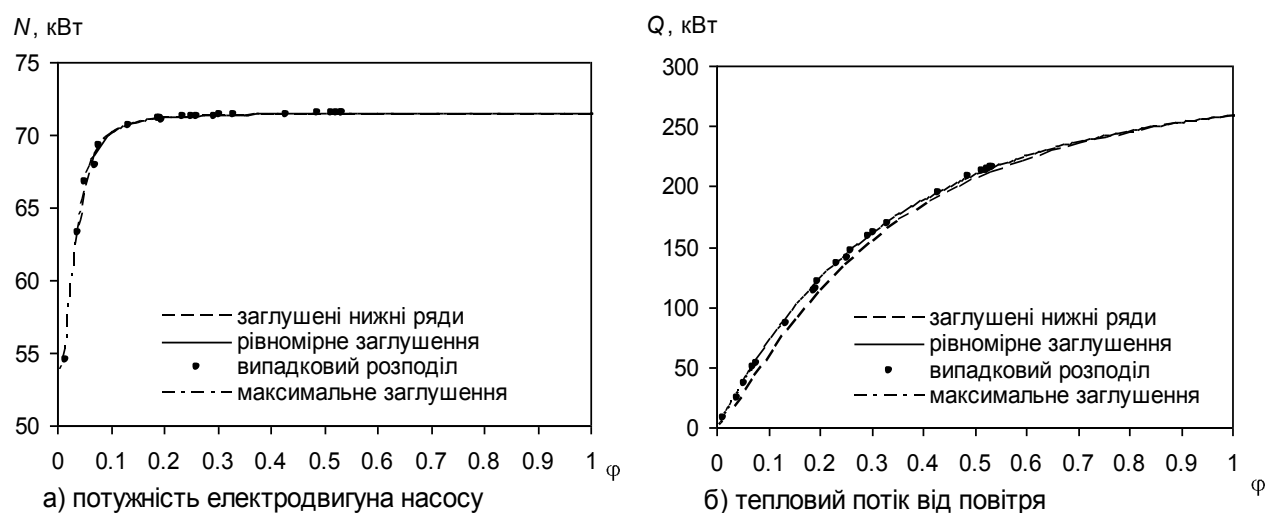


Рис. 16. Характеристики системи проміжного охолодження компресора

повітроохолоджувача та системи в цілому (див. рис 16). Ефективність при цілком рівномірному заглишінні трохи вище, ніж при повному заглишінні тільки нижніх рядів. Випадкові точки, отримані з використанням імітаційної моделі розподілу параметрів забруднення поверхні, лежать між цими кривими. При заглишінні до 80% поверхні витрата мережної води і потужність приводу насоса залишаються практично незмінними, хоча теплота, відведена від повітря, зменшується практично в 2 рази. Питома витрата електроенергії на відпущену теплоту також зростає у 2 рази. При заглишінні більш 80% поверхні починає суттєво падати витрата мережної води через ріст опору апарата та дуже зростає питома витрата електроенергії на відпущену теплоту. При збільшенні забруднень поверхні перевитрата потужності компресора збільшується до 14%, а сумарна питома витрата електроенергії у компресорній установці з системою охолодження, що віднесена до об'єму стисненого повітря, збільшується на 30÷50 %.

Розглянуто особливості підвищення ресурсу апаратів, що піддаються забрудненню поверхні, що включає заходи по очищенню оборотної чи мережної води та дослідження з використанням створених методів і засобів.

Наведено особливості визначення, прогнозування і підвищення ресурсу теплообмінників, що піддаються нерівномірним тепловим навантаженням на поверхню. Характерними представниками таких апаратів є регенератори-повітропідігрівники газотурбінних установок. Для трьохходового трубчастого регенератора ГТУ (узагальнена схема рис. 7, а) зроблений аналіз теплового стану поверхні у двох варіантах: гарячі гази ззовні омивають трубний пучок і гарячі гази знаходяться усередині труб. Результати отриманого розподілу локальних температур стінок труб наводяться на рис. 17.

У результаті проведеного дослідження виявлено найбільш небезпечні місця. У цих мі-

сцях на стику ходів існують великі різності температур між максимальною температурою стінки (зі сторони газів) і мінімальною (зі сторони повітря у суміжному ході). Максимальна температура стінки у варіанті, де газ ззовні, складає 332°C , а де газ усередині, – 317°C . Різниця між максимальною і мінімальною температурами стінки на цій трубці складає $80\div 81^{\circ}\text{C}$, на стиках ходів – $42\div 44^{\circ}\text{C}$. Ефективність нагріву повітря у обох варіантах однакова – зі 197°C до 287°C . Таким чином варіант, де газ усередині (жаротрубний), кращий з точки зору надійності і ресурсу: температури стінок труб менші і швидкості середовищ більш прийнятні. Для уникнення проблеми великих різностей температур стінок труб на стику ходів (розтріскування поверхні) доцільно застосувати жаротрубну схему з вертикальними трубами (див. рис. 7, б). З урахуванням подальших розрахунків на міцність розробляється раціональний режим регулювання завантаження (наприклад перепуском одного з теплоносіїв), що забезпечує максимально можливий ресурс.

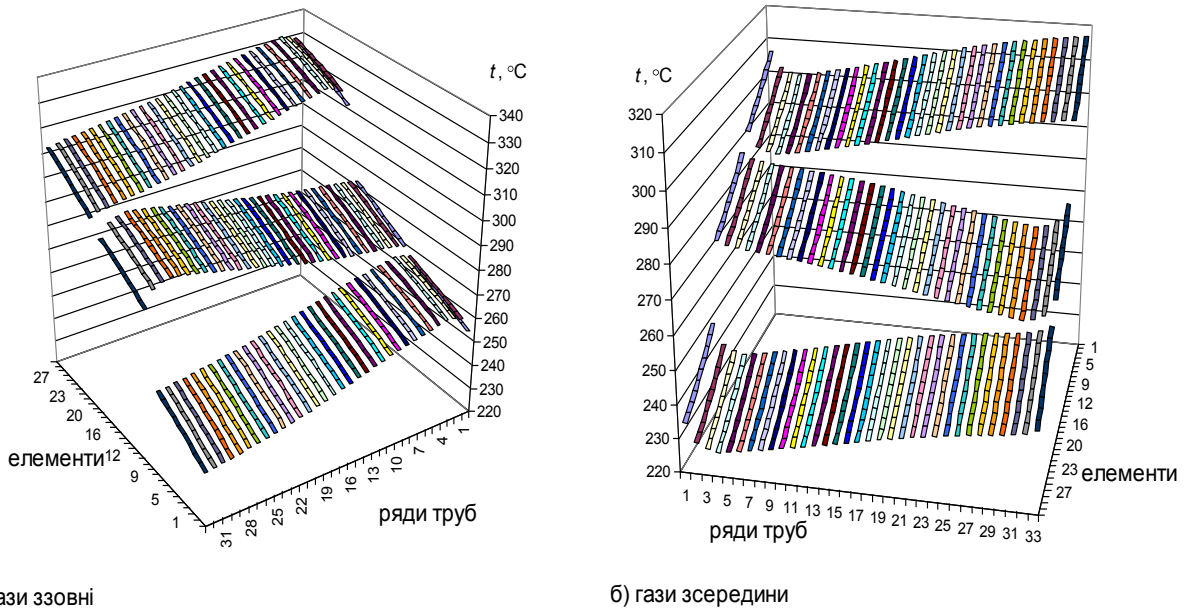


Рис. 17. Розподіл температур стінок (зі сторони гарячих газів) у трьохходовому трубчастому регенераторі ГТУ

Таким чином, у даному розділі дисертаційної роботи на підставі запропонованої методики моделювання впливу забруднення поверхні теплообмінників визначено обумовлену зміну розподілу локальних теплогідравлічних параметрів у вузлах і елементах проміжного повітроохолоджувача компресора. Ці результати використовуються у системному аналізі енергоефективності компресорних установок, системах утилізації теплоти та теплопостачання. Виявлено, що при забрудненні більш 80 % поверхні перевитрата потужності приводу компресора збільшується до 14%, сумарна питома витрата електроенергії у компресор-

ній установці з урахуванням роботи системи охолодження збільшується на 30÷50 %, а питома витрата електроенергії у системі утилізації теплоти збільшується до 2 разів. Виявлено вплив нерівномірності розподілу локальних температур стінок поверхні на ресурс повітропідігрівника ГТУ та розроблено рекомендації по його підвищенню.

У додатках наводяться доведення залежностей, методики багатопараметричної оптимізації, відомості щодо практичного використання результатів.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі наведено нове вирішення важливої науково-прикладної проблеми по підвищенню ефективності поверхневих тепломасообмінних апаратів шляхом розвинення закономірностей розподілу локальних теплогідравлічних параметрів. Вирішення поставленої наукової проблеми призводить до зменшення витрат палива, енергії та матеріалів, підвищення енергоефективності установок і систем, скорочення робочого часу на усунення несправностей, забезпечення необхідних параметрів енергоносіїв, що відпускаються споживачам, та зменшення негативного впливу на навколишнє середовище. У процесі дисертаційного дослідження одержано такі основні наукові і практичні результати:

1. Проведений аналіз існуючих залежностей і методик розрахунків для проектування та дослідження поверхневих тепломасообмінних апаратів показав, що суттєвим резервом підвищення їх ефективності є відповідне врахування закономірностей розподілу локальних теплогідравлічних параметрів та умов експлуатації.

2. Одержано уточнені аналітичні залежності розподілу локальних температур теплоносіїв по їх ходу у довільній точці теплообмінників з класичним та складним перехресним плином. Це дозволило одержати уточнені рівняння для середніх температур теплоносіїв і температурних напорів, що забезпечило більш точне визначення теплогідравлічних параметрів теплообмінників, що дозволяє зменшити їх масогабаритні характеристики на 10÷30 % та витрати енергії на їх функціонування до 14÷40 %.

3. Уточнено методику розрахунку процесу теплопередачі при конденсації пари на ділянках вертикальних і горизонтальних труб, у результаті чого одержано закономірності розподілу температур та теплових потоків, що в свою чергу дозволило зменшити необхідну поверхню теплообміну.

4. Одержано уточнені аналітичні залежності визначення локальних, середніх та інтегральних температур теплоносіїв, температурних напорів і теплових потоків для теплообмінників зі складною змішаною схемою плинку та нерівномірним розподілом температур поверхні та теплоносіїв. Встановлено відповідну адекватність цих аналітичних залежностей та методики дискретного розрахунку. У результаті обґрунтована можливість підвищення ефекти-

вності і ресурсу тепломасообмінного обладнання, що проектується чи діє, шляхом зміни закономірності розподілу локальних теплогідравлічних параметрів відповідним перекомпонуванням поверхні.

5. Як приклад реалізації впровадження запропонованої методики здійснено підвищення ефективності апаратів повітряного охолодження, теплообмінників систем опалення та вентиляції, теплообмінників ГТУ і компресорних станцій. При цьому економія енергії складає від 4 до 50 % при забезпеченні проектних параметрів енергоносіїв, що відпускаються споживачам.

6. Отримали подальший розвиток методи багатопараметричної оптимізації апаратів з використанням запропонованої у роботі узагальненої техніко-економічної характеристики. У результаті забезпечується максимальна теплова і економічна ефективність теплообмінників з урахуванням обмежень, що забезпечують експлуатаційну надійність. Оптимізація секційних водо-водяних підігрівників систем тепlopостачання дозволила зменшити річні капітальні та експлуатаційні витрати до 2 разів. Для пароводяних теплообмінників ТЕС і АЕС знайдено можливість зменшити площу поверхні теплообміну пароохолоджувача порівняно зі стандартним апаратом у 2,4 рази та одержано оптимальну витрату води через нього з точки зору мінімальної витрати енергії. Для теплообмінників ГТУ та повітроохолоджувачів компресорів запропоновано методику розрахунку оптимальної витрати газів чи води у тому числі з урахуванням факторів забруднення поверхні.

7. На підставі запропонованої у роботі методики моделювання впливу забруднення поверхні теплообмінників визначено обумовлену цим зміну розподілу локальних теплогідравлічних параметрів у вузлах і елементах проміжного повітроохолоджувача компресора. Ці результати використовуються у системному аналізі енергоефективності компресорних установок, системах утилізації теплоти та тепlopостачання. Виявлено, що при забрудненні більш 80 % поверхні перевитрата потужності приводу компресора збільшується до 14%, сумарна питома витрата електроенергії у компресорній установці з урахуванням роботи системи охолодження збільшується на 30÷50 %, а питома витрата електроенергії у системі утилізації теплоти збільшується до 2 разів.

8. Виявлено вплив нерівномірності розподілу локальних температур стінок поверхні повітропідігрівника ГТУ на ресурс роботи та розроблено рекомендації по його підвищенню.

9. Результати дисертаційної роботи можуть бути застосовані для підвищення ефективності будь-яких аналогічних теплообмінних апаратів, що проектуються, модернізуються, або діють, та використовуються у компресорних, газотурбінних, паротурбінних, теплонасосних, когенераційних та ін. установках, системах тепlopостачання з урахуванням індивідуа-

льних особливостей експлуатації.

10. Одержані наукові результати використовуються для оптимального вибору режимів завантаження теплообмінного обладнання у найбільш енергоємних виробництвах ВАТ "МК АЗОВСТАЛЬ", м. Маріуполь (довідка від 11.08.2008 р.), аналізу, оцінки і підвищення енергетичних показників роботи ККП "Донецькміськтепломережа" (довідка від 04.12.2007 р.) та інших теплопостачальних підприємств, а також для підготовки спеціалістів та магістрів теплоенергетиків та енергоменеджерів у вищих навчальних закладах (акт від 28.08.2010 р.).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ганжа А. Н. Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС / А. Н. Ганжа – Х. : НТУ "ХПИ", 2002. – 169 с. – (Библиотека журнала "Інтегровані технології та енергозбереження").

2. Ганжа А. Н. Особенности расчета поправочных коэффициентов к среднелогарифмическому температурному напору в перекрестноточных теплообменниках / А. Н. Ганжа // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2002. – № 4. – С. 52–58.

3. Ганжа А. Н. Особенности расчета теплопередачи при конденсации пара на охлаждаемых трубах теплообменного оборудования / А. Н. Ганжа // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" : сб. науч. трудов : тематический выпуск "Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование". – Х. : НТУ "ХПИ", 2003. – Т. 2, Вып. 9. – С. 49–54.

4. Братута Э. Г. Эффективность пароводяных теплообменников регенеративной схемы энергоблока мощностью 300 МВт / Э. Г. Братута, А. Н. Ганжа, В. П. Слесар // Коммунальное хозяйство городов : сер. "Технические науки и архитектура". – 2004. – Вып. 55. – С. 95–101.

5. Ганжа А. Н. Анализ эффективности аппаратов воздушного охлаждения / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 81–85.

6. Ганжа А. Н. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 94–97.

7. Ганжа А. Н. Особенности анализа эффективности трубчато-ребристых теплообменных аппаратов энергетических установок / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Проблемы машиностроения. – 2007. – Т. 10, № 1. – С. 67-70.

8. Ганжа А. Н. Техничко-экономическая оптимизация трубчатого водо-водяного подо-

гревателя / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко, О. А. Сковородко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 85–90.

9. Марченко Н. А. Анализ циклов многокамерных ГТУ / Н. А. Марченко, А. Н. Ганжа // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. 92–95.

10. Ганжа А. Н. Моделирование процессов в воздухоохладителях стационарных ГТУ / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 93–97.

11. Ганжа А. Н. Исследование эффективности воздухоохладителей компрессорных установок / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 9. – С. 32-37.

12. Братута Э. Г. Оптимизация характеристик встроенных пароохладителей в подогревателях низкого давления турбоустановок ТЭС и ТЭЦ / Э. Г. Братута, А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" : зб. наук. праць : тематичний випуск "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування". – Х. : НТУ "ХПІ", 2008. – №. 6. – С. 83–87.

13. Братута Э. Г. Уточненная методика определения тепловой производительности калориферов в системах вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления / Э. Г. Братута, А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2008. – № 4. – С. 8-13.

14. Братута Э. Г. Оптимальный расход основного конденсата через встроенные пароохладители в подогревателях низкого давления турбоустановок мощностью 300 МВт / Э. Г. Братута, А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Тр. Одесского политехнического университета: научный и производственно-практический сборник по техническим и естественным наукам. – Одесса: ТЭС, 2008.– Вып. 1 (29). – С. 120-124.

15. Ганжа А. Н. Особенности определения средних температур в поверхностных теплообменных аппаратах / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – № 1. – С. 38–42.

16. Ганжа А. Н. Математическое моделирование локальных температурных характеристик в теплообменниках с перекрестным током / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Вестник Херсонского национального технического университета. – Херсон: ХНТУ, 2008. – Вып. 2 (31). – С. 130-134.

17. Братута Е. Г. Удосконалена методика розрахунку температурних характеристик теплообмінних апаратів з перехресним плином та їх систем / Е. Г. Братута, А. М. Ганжа // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2008. – № 1. – С. 61–65.

18. Ганжа А. Н. Оптимальные характеристики трубчатых водо-водяных подогревате-

лей для систем теплоснабження / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" : зб. наук. праць : тематичний випуск "Хімія, хімічна технологія та екологія". – Х. : НТУ "ХПІ", 2008. – № 39. – С. 3–8.

19. Ганжа А. Н. Средние температуры теплоносителей в рекуперативных теплообменниках при различных методах расчета / А. Н. Ганжа // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 4. – С. 26-29.

20. Ганжа А. Н. Уточненная методика определения тепловой производительности системы отопления с учетом неравномерности распределения параметров / А. Н. Ганжа, Э. Г. Братута, Н. А. Марченко // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2009. – № 2. – С. 66–70.

21. Братута Э. Г. Повышение эффективности теплообменных аппаратов газотурбинных установок на базе системного анализа и многопараметрической оптимизации / Э. Г. Братута, А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" : зб. наук. праць : тематичний випуск "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування". – Х. : НТУ "ХПІ", 2009. – № 3. – С. 128–133.

22. Братута Э. Г. Повышение эффективности воздухоохладителей компрессорных установок на базе системного анализа и многопараметрической оптимизации / Э. Г. Братута, А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Технические газы. – 2009. – № 3. – С. 30–34.

23. Ганжа А. Н. Определение ресурса воздухоохладителей компрессорных установок с использованием имитационного моделирования / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 12–16.

24. Ганжа А. Н. Анализ эффективности и ресурса системы промежуточного охлаждения компрессорной установки / А. Н. Ганжа // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2009. – № 8. – С. 35-40.

25. Братута Е. Г. Енергоефективність компресорної установки з урахуванням впливу забруднення і ресурсу теплообмінника на систему проміжного охолодження / Е. Г. Братута, А. М. Ганжа, Н. А. Марченко // Гідромеліорація та гідротехнічне будівництво. – 2009. – Вип. 34. – С. 165–172.

26. Братута Е. Г. Аналіз роботи повітряно-теплових завіс з урахуванням ефективності калориферної установки / Е. Г. Братута, А. М. Ганжа, Н. А. Марченко // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" : зб. наук. праць : тематичний випуск "Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування". – Х. : НТУ "ХПІ", 2010. – № 3. – С. 102–107.

27. Ганжа А. М. Комп'ютерне моделювання процесів у складних теплообмінних апа-

ратах / А. М. Ганжа, Н. А. Марченко // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" : сб. науч. трудов : тематический выпуск "Системный анализ, управление и информационные технологии". – Х. : НТУ "ХПИ", 2010. – № 9. – С. 113–120.

28. Ганжа А. Н. Методы и средства системного анализа поверхностных теплообменных аппаратов паро- газотурбинных и дизельгенераторных энергоустановок / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 82–86.

29. Ганжа А. Н. Температурные характеристики одно- и многоходовых теплообменников с перекрестным током : труды V Минского международного форума по теплообмену [Электронный ресурс] / А. Н. Ганжа. – Минск: ГНУ "ИТМО им. А.В. Лыкова" НАНБ, 2004. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM) : кольор. ; 12 см. – Систем. вимоги: Pentium-266 ; 32 Mb RAM ; CD-ROM Windows 98/2000/NT/XP. – Назва з титул. диска.

30. Ганжа А. Н. Температурные характеристики одно- и многоходовых теплообменников с перекрестным током / А. Н. Ганжа // Теплообмен – ММФ-2004: V Мин. междунар. форум., 24-28 мая 2004 г. : тезисы докл. – Минск, 2004. – Т. 2. – С. 281–282.

31. Ганжа А. Н. Системный анализ эффективности теплообменных аппаратов паро- газотурбинных и дизельгенераторных энергоустановок / А. Н. Ганжа, Н. А. Марченко // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2005. – № 10. – С. 8–13.

32. Братута Е. Г. Аналіз ефективності калориферного підігріву повітря у системах опалення, вентиляції та кондиціонування / Е. Г. Братута, А. М. Ганжа, Н. А. Марченко // Проблеми економії енергії: 5-а міжнар. наук.-практич. конфер., 23-24 жовтня 2008 р. : зб. наук. праць. – Львів: НУ "Львівська політехніка", 2008. – С. 274–278.

АНОТАЦІЇ

Ганжа А.М. Підвищення ефективності поверхневих тепломасообмінних апаратів шляхом розвинення закономірностей розподілу локальних теплогідравлічних параметрів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – Харків, 2011.

Дисертацію присвячено підвищенню ефективності поверхневих тепломасообмінних апаратів, що використовуються у енергетичних установках та системах, які виробляють, відпускають або споживають енергоносії. Розроблено залежності, методики і алгоритми, що дозволяють проводити аналіз теплового стану поверхні, визначити та підвищити ефективність складних багатоходових теплообмінників з перехресним і змішаними плинном теплоносіїв.

Створені методи і засоби враховують нерівномірність розподілу параметрів у апаратах і експлуатаційні фактори. Розвинуто залежності та методики багатопараметричної оптимізації. Здійснено аналіз і підвищення ефективності та ресурсу теплообмінників.

Ключові слова: теплообмінник, ефективність, локальні параметри, тепловий стан, оптимізація, системний аналіз, ресурс.

Ганжа А.Н. Повышение эффективности поверхностных теплообменных аппаратов уточнением и расширением закономерностей локального распределения теплогидравлических параметров. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины. – Харьков, 2011.

Диссертация посвящена повышению эффективности поверхностных теплообменных аппаратов, используемых в энергетических установках и системах, которые вырабатывают, отпускают или потребляют энергоносители.

На основе анализа проблем, возникающих при разработке, модернизации и эксплуатации аппаратов воздушного охлаждения, теплообменников систем теплоснабжения и отопления зданий, газотурбинных установок и компрессорных станций, пароводяных теплообменников, установлено, что при проектировании, анализе и модернизации аппаратов используются упрощенные эмпирические модели, зависимости и методики.

Созданы аналитические зависимости для определения локальных, средних и интегральных температур теплоносителей, температурных напоров и тепловых потоков, а также эффективности поверхностных теплообменников со сложным многоходовым перекрестным и смешанным течением теплоносителей. Разработан комплекс алгоритмов на базе аналитических зависимостей и дискретного расчета разбивкой на микротеплообменники. Уточненные методы и средства используются также для анализа теплового состояния поверхности с учетом неравномерности распределения параметров и загрязнений.

Разработаны уточненные зависимости для расчета теплоотдачи и теплопередачи при конденсации пара на участках вертикальных и горизонтальных труб, которые охлаждаются другим теплоносителем.

Получили развитие зависимости и методики многопараметрической оптимизации теплообменников, которые позволили повысить тепловую и экономическую эффективность с учетом эксплуатационной надежности и экологической безопасности установок.

Проведены анализ и повышение эффективности аппаратов воздушного охлаждения, теплообменников систем отопления зданий, секционных водо-водяных подогревателей си-

стем теплоснабжения, воздухоподогревателей и воздухоохладителей ГТУ и компрессорных станций, калориферов и пароводяных теплообменников. Применение созданных зависимостей, методов и средств приводит к уменьшению затрат топлива, энергии, материальных ресурсов и уменьшает негативное влияние на окружающую среду.

Исследованы эффективность и ресурс теплообменников, которые подвергаются загрязнению поверхности (воздухоохладители компрессоров) с использованием имитационного моделирования загрязнений и системного анализа работы теплообменника в установке. Результаты позволили выявить степень влияния всех основных факторов на эффективность и ресурс. Исследованы теплообменники, которые подвергаются неравномерным тепловым нагрузкам на поверхность (регенераторы ГТУ). Сделан анализ вариантов компоновки теплообменников, найдены наиболее теплонапряженные области и рассмотрены пути повышения эффективности и ресурса.

Результаты могут быть применены для широкого круга теплообменников, которые используются в энергетике, системах отопления и теплоснабжения, а также в различных отраслях промышленности.

Ключевые слова: теплообменник, эффективность, локальные параметры, тепловое состояние, оптимизация системный анализ, ресурс.

Ganzha A.N. Improving the efficiency of surface heat and mass exchangers through the development of local distribution regularity of heathydraulic parameters. – Manuscript.

The thesis for Doctor of Technical Science degree in the specialty 05.14.06 –technical thermophysics and industrial heat-power engineering. – N.A. Podgorny Institute for Problems of Machinery Engineering NAS of Ukraine. – Kharkiv, 2011.

The thesis dedicates the efficiency increasing of surface heat and mass exchangers used in power plants and systems that produce release or consume energy. A dependence, methods and algorithms that allow for the analysis of the thermal state of the surface to identify and improve the performance of complex multipass exchanger with cross and mixed flow are developed. Proposed methods and tools take into account the uneven distribution of the machine parameters and operating factors. The dependence and multi parametric optimization techniques are developed. The analysis and increase of effectiveness and resource of heat exchangers are performed.

Keywords: heat exchanger, efficiency, local parameters, thermal state, optimization, system analysis, resource.

Підп. до друку 24.03.2011 р. Формат 60x90/16 . Папір офісний. Riso-друк.

Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 1,9. Наклад 100 прим.

Зам. № 8. Ціна договірна

Видавець та виготовлювач ТОВ «Видавництво «Підручник НТУ «ХП»».

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 3656 від 24.12.2009 р.

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21