МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

ХЕРСОНСЬКА ДЕРЖАВНА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ

В.Г. ГОРОБЕЦЬ, Ю.О. БОГДАН, В.І. ТРОХАНЯК

ТЕПЛООБМІННЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК

МОНОГРАФІЯ

Київ
«ЦП «Компринт»
2017

УДК 620.97:536.584:631.227
ББК 31:22.317
Г71

Рекомендовано до друку Вченою радою Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № 4 від 22 листопада 2017 р.)

Рецензенти:
А.О. Авраменко, доктор технічних наук, професор, член.-кор. НАН України, заслужений діяч науки і техніки України, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, завідувач відділу тепломасообміну і гідродинаміки у елементах теплообмінного обладнання Інституту технічної теплофізики НАН України
А.В. Жильцов, доктор технічних наук, завідувач кафедри електричних машин і експлуатації електрообладнання НУБіП України

Горобець В.Г., Богдан Ю.О., Троханяк В.І.
Г71 Теплообмінне обладнання для когенераційних установок: [Монографія]. – К.: «ЦП «Компринт», 2017. – 198 с.
ISBN 978-966-929-674-0

Монографія присвячена питанням розробки теплообмінного обладнання для когенераційних установок. В роботі наведені результати експериментальних досліджень та чисельного моделювання процесів тепло- і масопереносу в теплообмінних апаратах нової конструкції з компактними пучками труб малого діаметру. Розглянуто вплив забруднюючих та захисних покриттів на теплову ефективність та вибір оптимальних геометричних параметрів оребрення для теплообмінників з розвиненою поверхнею теплообміну. Наведені експериментальні дані і методики розрахунку оребрених теплообмінних апаратів при наявності покриттів (відкладень) на їх поверхні. Проведені розрахунки економічної ефективності при впровадженні нових конструкцій теплообмінних апаратів для когенераційних установок.

УДК 620.97:536.584:631.227
ББК 31:22.317

ISBN 978-966-929-674-0 © В.Г. Горобець, Ю.О. Богдан,В.І. Троханяк, 2017
© Видавництво «ЦП «Компринт», 2017

ВСТУП

Нині величезна увага приділяється раціональному використанню енергоресурсів Землі і захисту довкілля від забруднення. Проблеми енергозбереження і зниження шкідливих викидів у довкілля є актуальними і такими що вимагають свого рішення. Отже, основним завданням наукових досліджень в області енергетики є необхідність ефективного використання енергетичних ресурсів з мінімальним шкідливим впливом на довкілля.

Існуючі енергетичні установки, не зважаючи на великий технічний прогрес все ще далекі від ідеальних, наприклад, ефективний коефіцієнт корисної дії двигуна внутрішнього згоряння складає близько 50 % [1, 2]. Це говорить про те, що присутні значні втрати енергії з вторинними енергоресурсами і шкідлива дія на довкілля пов'язана з цими втратами. Враховуючи сказане, одним із шляхів підвищення ефективності енергетичних установок являється мінімізація втрат енергії з вторинними енергоресурсами. Одним із сучасних підходів до рішення цих проблем є спосіб когенерації – комбінованого вироблення двох або декількох видів енергії, таких як механічна, електрична, теплова за допомогою однієї енергетичної установки з одного первинного джерела енергії.

Застосування когенерації для енергетичних установок підвищує міру ефективності використання палива. Коефіцієнт корисної дії сучасних когенераційних установок може складати 90 % і вище, що у значній мірі залежить від ефективності теплообмінного обладнання, що використовується.

Досить значними залишаються питання з експлуатації теплообмінного устаткування при роботі в забруднюючих середовищах, коли теплообмінна поверхня покривається шаром

відкладень, що погіршують здатність теплопередачі такої поверхні. Теплові характеристики теплообмінних поверхонь з забрудненням або захисним покриттям мають значні відмінності від характеристик для "чистих" поверхонь. Крім того, присутність забруднення на оребреній поверхні призводить до необхідності брати до уваги їх вплив при виборі оптимальних розмірів оребрення [3, 4]. Тому питанням, пов'язаним з розробкою методів розрахунку теплопереносу в розвинених поверхнях і вибором оптимальних розмірів оребрення для умов, що пов'язані із присутністю забруднень на поверхні теплообміну приділяється значна увага.

У монографії представлено результати експериментальних досліджень та чисельного моделювання процесів тепло- і масопереносу в теплообмінних апаратах нової конструкції з компактними пучками трубок малого діаметру. Розглянуто вплив забруднюючих та захисних покриттів на теплову ефективність та вибір оптимальних геометричних параметрів оребрення для теплообмінників з розвиненою поверхнею теплообміну. Наведені експериментальні дані і методики розрахунку оребрених теплообмінних апаратів при наявності покриттів (відкладень) на їх поверхні. Проведені розрахунки економічної ефективності при впровадженні нових конструкцій теплообмінних апаратів для когенераційних установок.

Виходячи з вищевикладеного, когенераційні установки є перспективним напрямом розвитку і модернізації енергетичних установок, тому монографія, присвячена питанням розробки і вдосконалення теплообмінного обладнання для когенераційних установок є важливою і актуальною.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

ВГ – відпрацьовані гази;

ВМТ – верхня мертва точка;

ВОД – високообертовий двигун;

ВЕР – вторинні енергетичні ресурси;

ДП "Укрводшлях" – державне підприємство водних шляхів "Укрводшлях";

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ДГ – дизель-генератор;

ДЕУ – дизельна енергетична установка;

ДУ – діаметр умовний;

ЕУ – енергетична установка;

ІТТФ НАНУ – Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України;

ІФТПЕ – Інститут фізико-технічних проблем енергетики;

КГУ – когенераційна установка;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КЗ – камера згоряння;

КЕУ – комбінована енергетична установка;

МДТУ – Московський державний технічний університет ім. М.Е. Баумана;

ММН – мікроманометр багатодіапазонний з похилою трубкою;

МОД – малообертовий двигун;

НАУ "ХАІ" – Національний авіаційний університет "Харківський авіаційний інститут";

НП – наддувочне повітря;

НМетАУ – Національна металургійна академія України;

НМТ – нижня мертва точка;

НТУ "КПІ" – Національний технічний університет "Київський політехнічний інститут";

НТУ "ХПІ" – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут";

НУБіП – Національний університет біоресурсів і природокористування України;

НУК – Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова;

ОВ – охолоджувальна вода;

ОМ – охолоджувальне мастило;

ОНМА – Одеська національна морська академія;

ОНМУ – Одеський національний морський університет;

ПАО "Акціонерна компанія "Південтрансенерго" – публічне акціонерне товариство "Акціонерна компанія "Південтрансенерго";

ПЗМ – паливно-змащувальні матеріали;

СГ – синхронний генератор;

СевНТУ – Севастопольський національний технічний Університет;

СОД – середньообертовий двигун;

ТА – теплообмінний апарат;

ТСМ – термометр опору мідний;

ТСП – термометр опору поверхневий;

ФАР – фактор аналогії Рейнольдса;

ХДМА – Херсонська державна морська академія;

ХК – хромкопель;

ЦКТІ – Центральний котлотурбінний інститут ім. І.І. Ползунова;

ЧДП – чистий дисконтований прибуток.

РОЗДІЛ 1
СУЧАСНИЙ СТАН КОГЕНЕРАЦІЇ І ОСНОВНІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ

1.1. Аналіз сучасних напрямків з енергозбереження, раціонального використання і підвищення ефективності енергетичних установок

Серед найважливіших проблем, поставлених наукою і практикою у світі є проблеми, що пов'язані зі зменшенням забруднення довкілля і енергозбереженням, які безпосередньо залежать одна від одної.

У народному господарстві України проблема енергозбереження розглядається на державному рівні. Основні принципи державної політики енергозбереження і найважливіші заходи з розвитку паливно-енергетичного комплексу країни і підвищенню ефективності енерговикористання відображені у законі України "Про енергозбереження" і закріплені енергетичною стратегією України до 2030 року [5, 6].

Підвищення ефективності існуючих енергоперетворюючих систем і створення нових з високим рівнем енергозбереження здійснюється комплексно – відносно усієї системи, при цьому рішення націлених на це науково-технічних завдань виконується в наступних напрямах: дослідження, розробка і впровадження ефективних термодинамічних принципів здійснення процесів енергоперетворення і їх окремих стадій; ефективна оцінка енергоперетворення у енергетичних установках; способів організації енергоспоживання для основних так і допоміжних (технологічних) потреб; проектування і

оптимізація конструктивних схем енергоперетворюючих систем, енергетичних установок і елементів установок.

За своїм змістом положення, передбачені законом "Про енергозбереження" і спрямовані на ефективне використання паливно-енергетичних ресурсів, впровадження енергозберігаючих технологій, розробку і виробництво менш енергоємних машин і технологічного устаткування.

На сьогодні основними напрямами зниження споживання енергії пов'язаного з енергетичними установками являються:

- підвищення економічності енергетичних установок шляхом оптимізації режимів їх роботи;

- утилізація теплоти ДВЗ для вироблення тепла, холоду;

- використання акумуляторів енергії в ЕУ;

- перехід на альтернативне паливо;

- застосування поновлюваних нетрадиційних джерел енергії.

У суміжних напрямах в літературі [7] розглядаються інноваційні заходи, що підвищують енергетичну ефективність систем. Одним, з яких є застосування схем когенерації – утилізації вторинних енергетичних ресурсів для отримання декількох видів енергії.

Кожен з напрямів в енергозбереженні характеризується показниками роботи енергетичної системи, мірою ефективності і дає свій позитивний ефект. Підвищення економічності енергетичних установок шляхом оптимізації режимів їх роботи не вирішує проблему утилізації теплоти з ВЕР. При утилізації теплоти двигунів, що скидається, для вироблення тепла, холоду традиційно використовується в основному тепловий потенціал ВГ і ОВ оскільки він є найбільш високим, а теплотою НП і ОМ нехтують зважаючи на її низький потенціал.

Актуальним і раціональним являється напрям корисного використання енергії вторинних енергоресурсів способом когенерації, завдяки досить великому їх енергетичному потенціалу. Також спосіб когенерації можна об'єднувати з іншими напрямами енергозбереження.

На основі вище викладеного можна зробити висновок що питанням з підвищення ефективності енергетичних установок, як стаціонарних, так і транспортних, раціональному використанню споживаних енергоресурсів і зменшенню експлуатаційних витрат приділяється велика увага, а можливість одночасного вироблення декількох видів енергії шляхом когенерації є дуже продуктивною. Тому розробка і дослідження енергетичних установок працюючих за способом когенерації є дуже актуальними. Можна констатувати, що спосіб когенерації на шляху енергозбереження актуальний.

1.2. Основні поняття і принципи когенерації. Класифікація когенераційних установок

На Україні когенерації, як технології енергозбереження приділяється увага державного рівня. У законі "Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу мова йде про підвищення ефективності використання палива в процесах виробництва енергії або інших технологічних процесах, розвитку і застосування когенерації [8]. Визначення термінів когенерації і когенераційної установки, відображені у законі [8] у наступному вигляді:

"Комбіноване виробництво електричної та теплової енергії (когенерація) – спосіб одночасного виробництва електричної та

теплової енергії в межах одного технологічного процесу у результаті спалення палива".

"Когенераційна установка – комплекс обладнання, що працює за способом комбінованого виробництва електричної і теплової енергії або перетворює скидний енергетичний потенціал технологічних процесів в електричну та теплову енергію".

Базовим (первинним пристроєм) для перетворення енергії первинних енергоресурсів у теплову, а потім у механічну енергію є тепловий двигун. Ведуться розробки із застосування альтернативних джерел енергії, але ці джерела на сьогодні, на жаль малоефективні. Теплова енергія, що втрачається з вторинними енергоресурсами первинного приводного двигуна, утилізується за допомогою теплогенеруючого устаткування (теплообмінники, теплові насоси, водогрійні і парові котли-утилізатори і т.п.).

При виробництві електричної енергії до базового (первинного) двигуна приєднується генератор, що використовує його механічну енергію. Для отримання холоду в контур утилізації приєднується холодильна машина (абсорбція або ежекторна). Отже, для отримання енергії іншого виду до базового двигуна приєднують облаштування її генерування.

КГУ можна класифікувати за наступними ознаками:

1. За кількістю видів енергії, що отримуються:

- бігенераційна (два види енергії);
- тригенераційна (три види енергії);
- полігенераційна (декілька видів енергії).

2. За комбінацією видів енергії, що одночасно виробляються:

- тепло-механічна;
- тепло-механікоелектрична;

- тепло-механікоелектрична з додатковою холодопродуктивністю [9, 10];

- тепло-механікоелектрична з термоелектричними генераторами [11];

- тепло-механікоелектрична з термохімічними реакціями [12];

- тепло-механікоелектрична з хімічною регенерацією і газифікацією ВГ [13]

- інші види можливих комбінацій.

3. За типом базового теплового двигуна :

- на базі поршневого ДВЗ;

- на базі газової турбіни;

- на базі парової турбіни;

- на базі комбінованих двигунів.

4. За видом первинного джерела енергії (палива, що використовується):

- такі, що працюють на рідкому паливі;

- такі, що працюють на газоподібному паливі;

- такі, що працюють на іншому виді палива.

5. За родом робочого тіла :

- парові (пара);

- газові (продукти згоряння органічного палива або нагрітий газ).

6. За типом пристроїв прямого перетворення енергії, що використовуються в установці:

- з використанням паливних елементів;

- з використанням термоелектричних генераторів;

- з використанням магнітогідродинамічних генераторів.

7. За видом теплоти, що утилізується:

- з утилізацією теплоти низькопотенційних ВЕР (ОМ, ОВ і тому подібне);

- з утилізацією теплоти високопотенційних ВЕР (ВГ).

- з повною утилізацією теплоти ВЕР.

8. За напрямом енергозбереження ВЕР:

- напрям утилізації;

- напрям рекуперації;

- напрям змішаного енергозбереження.

За результатами огляду опублікованих робіт запропонована розширена класифікація когенераційних установок рис. 1.1.

1.3. Когенерація, основні проблеми, напрямки розвитку

Наукові дослідження і рішення завдань в області когенерації проводилися провідними академічними інститутами, вищими навчальними закладами і організаціями: ІТТФ НАН України, НТУ "КПІ", Madek (Київ), НТУ "ХПІ", НАУ "ХАІ" (Харків), НУК (Миколаїв), ОДО "Первомайськдизельмаш" (Первомайськ), ОНМА, ОНМУ (Одеса), СевНТУ (Севастополь), а також фірмами Capstone, Caterpillar, Cummins Power Generation, Deutz AG, Dresser - Rand, GE Jenbacher, MAN Diesel & Turbo, Rolls - Royce, Siemens, Mitsubishi Heavy Industries, Wartsila, FG Wilson та ін.

Когенерація на сьогодні активно поширюється у стаціонарній енергетиці, про це свідчить її масштабне застосування у країнах Західної Європи і Північної Америки і цілеспрямоване впровадження в Україні [8, 14-18].

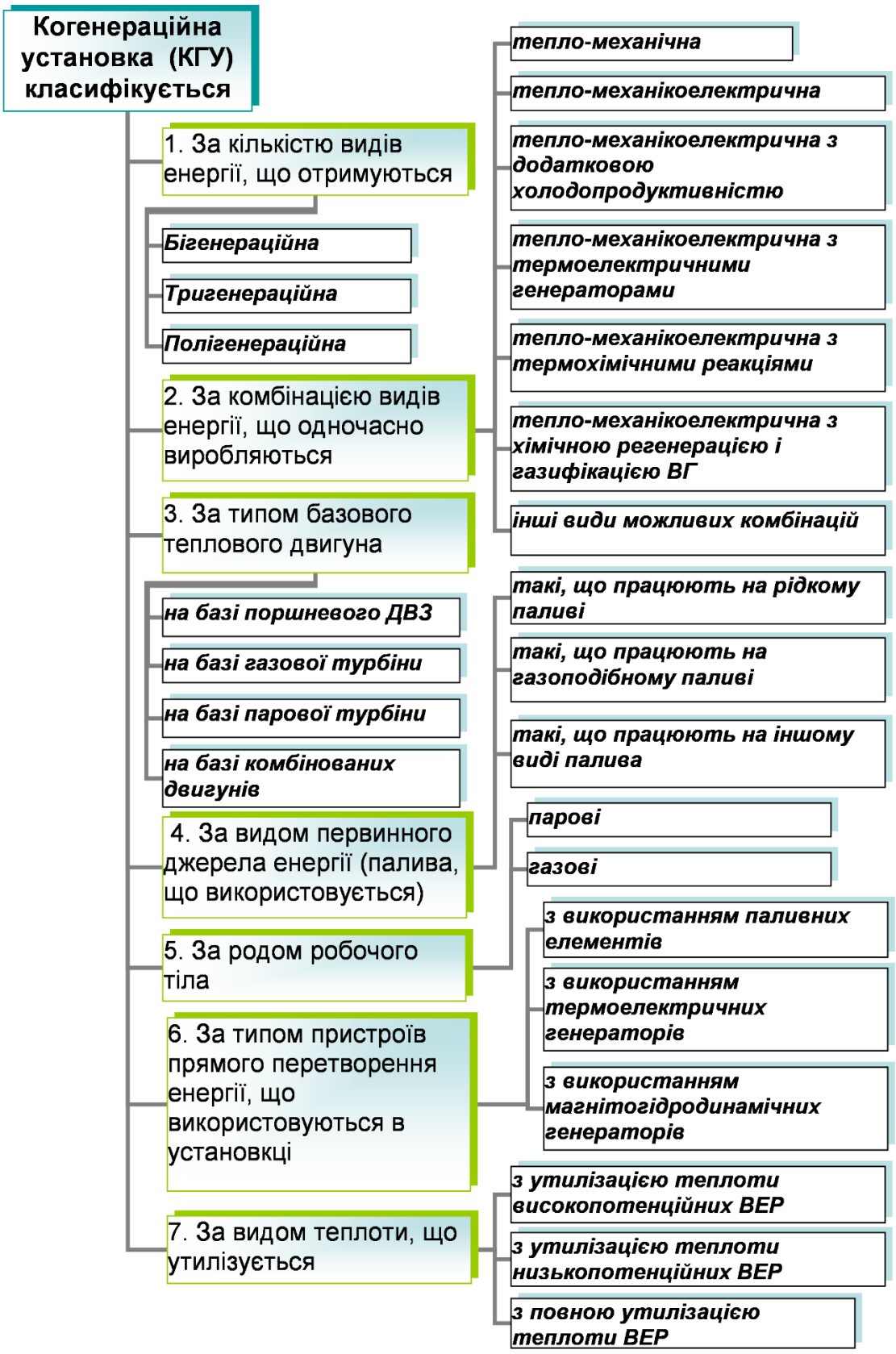


Рис. 1.1. Класифікація когенераційних установок

Нині двигуни внутрішнього згорання займають основну нішу серед теплових двигунів, що використовуються у промисловості і на транспорті. З безлічі існуючих ДВЗ найбільшого поширення отримали поршневі дизельні двигуни [19] (у яких займання горючої суміші здійснюється за рахунок стиснення) завдяки в першу чергу своїй економічності, ефективності і надійності, а також іншим не менш важливим перевагам [1]. Нинішній коефіцієнт корисної дії (ККД) у потужних малообертових дизелів (МОД) перевищує 50 %, дещо нижчий ККД мають середньообертові (СОД) і високообертові (ВОД) двигуни [1, 2].

Навіть враховуючи переваги поршневих ДВЗ і їх домінуюче положення у світі, продовжують підвищуватися вимоги до їх економічності і екологічності відповідно із-за зниження запасів нафти, що спричиняє зростання цін на отримуване з неї паливо і підвищення вимог щодо забруднення довкілля емісією шкідливих речовин тих, що утворюються при згоранні палива [1, 20]. Обставини, що склалися, підштовхують вчених і інженерів до подальшого вдосконалення двигунів і установок, які ґрунтуються на їх застосуванні, а саме підвищенню їх ККД, раціональному використанню теплоти вторинних енергетичних ресурсів, що утворюються при згорянні палива і зниженню емісії шкідливих речовин у атмосферу.

Вдосконалення ДВЗ відомими шляхами, шляхом карнотизації робочого циклу, поліпшення процесів паливоподачі, сумішоутворення, згоряння паливо-повітряної суміші, процесів газообміну, шляхом зменшення втрат енергії як механічних, так і теплових [21] глибоко досліджені і їх резерви підвищення практично вичерпані до межі. Дещо інша ситуація складається при розгляді ДВЗ у складі енергетичних установок, де залежно від їх призначення робиться не лише вироблення енергії але і її перетворення у потрібний

вид. У енергетичних установках підвищення ефективності ДВЗ здійснюється за рахунок найбільш раціонального застосування отримуваної енергії з мінімальними механічними втратами (втрати тертя, втрати на стиснення, втрати пов'язані з протитиском при випуску, втрати на привід допоміжних механізмів двигуна), хімічними (втрати пов'язані з недопалюванням палива) і газодинамічними (втрати пов'язані з аеродинамічними опорами впускного і випускного трактів) при енергоперетворенні у потрібний вид. Також за рахунок корисного використання енергії, що неминуче втрачається, у вигляді теплових втрат (теплоти відпрацьованих газів, теплоти наддувочного повітря, теплоти води з системи охолодження, теплоти масла і втрат з поверхні двигуна), які складають близько 50 % від усієї теплоти, що розташовується, при згорянні палива, що свідчить про значний резерв підвищення показників ЕУ при використанні цієї теплоти. Іноді теплова енергія буває надмірною, тоді доцільне її перетворення в інший вид необхідної енергії.

Прагнення, як можна повніше використати енергію палива, що згоряє, призводить до об'єднання ДВЗ з іншими тепловими двигунами, тобто до створення комбінованих енергетичних установок (КЕУ) основними недоліками яких являється складність конструкції, великі масогабаритні показники і капітальні витрати на виробництво. Тому застосування комбінованих установок має бути виправдане підвищенням показників роботи КЕУ.

Традиційним заходом на сьогодні є утилізація теплоти ВЕР ДВЗ, а інноваційним одночасне виробництво декількох видів енергії – когенерація, що істотно підвищує його ефективність.

Когенераційні установки на базі ДВЗ мають наступні переваги:

- більшу термодинамічну ефективністю у порівнянні з енергетичними системами, які окремо виробляють електричну,

теплову енергію (за рахунок утилізації теплоти від ДВЗ, когенерація забезпечує значний виграш в сумарному ККД установки близько 90%.

- екологічність і економічність за рахунок оптимального використання енергії;

- короткий термін окупності при установці на вже наявних дизель-генераторах (також враховуючи вартість споживаного палива);

- широкий діапазон потужності окремих агрегатів від 50 до декількох тисяч кВт;

- короткий термін побудови в залежності від потужності;

- тривалий термін експлуатації – 15-30 років залежно від потужності і типу агрегатів;

- модульний принцип спорудження КГУ, дозволяє виконувати її модернізацію або реконструкцію шляхом заміни модулів;

- висока надійність енергозбереження завдяки надійності устаткування і сучасному автоматичному обладнанню;

- висока адаптивність до навантаження – в роботі знаходиться стільки агрегатів скільки необхідно для роботи споживачів в даний момент.

Окрім перерахованих переваг КГУ, є чинники, що роблять негативний вплив на їх ефективність, – це режими їх роботи (пусковий і часткові режими [22]), неповне споживання теплової потужності двигуна, складність використання низькопотенційних ВЕР. Ефективність КГУ безпосередньо залежить від ефективності приєднуваного до нього генеруючого пристрою (останнє залежить від виду енергії, що виробляється).

В основному більше уваги приділяється корисному використанню високопотенційних ВЕР, завдяки їх енергетичному потенціалу, тому сучасні напрями розвитку КГУ на базі дизель-генератора націлені на утилізацію і рекуперацію енергії ВГ. Напрямом

утилізації є використання теплової енергії ВГ за допомогою теплообмінного устаткування [23] для технологічних і побутових потреб. Основні напрями розвитку систем рекуперації енергії ВГ приведені у джерелах [23, 24] і розділяються на наступні напрями:

1. Перетворення теплової енергії у механічну:

- двигун Стірлінга;

- машини, працюючі за циклом Ренкіна (паровому або органічному);

- шеститактні ДВЗ;

2. Перетворення теплової енергії у холод:

- застосування абсорбційної холодильної машини;

- застосування ежекторної холодильної машини.

3. Перетворення теплової енергії газів, що відпрацювали, в електричну:

- застосування термоелектричних генераторів (ТЕГ).

4. Перетворення кінетичної енергії газів, що відпрацювали:

- застосування систем турбонаддуву;

- застосування силових турбін;

- застосування електричних машин у системах турбонаддуву;

- застосування електричних турбогенераторів.

При виборі того або іншого способу необхідно виходити: з конкретних умов експлуатації КГУ і необхідності енергії, що виробляється, із зручності і надійності експлуатації, простоти конструкції, з економічності роботи установки з врахуванням вартості устаткування.

1.4. Розробка і дослідження контуру енергозбереження для когенераційних установок

Під час роботи ДВЗ тільки частина теплоти, що виділяється при згорянні палива перетворюється у корисну роботу, інша частина втрачається, що відображено зовнішнім тепловим балансом двигуна [25]. Залежно від того, яка частина енергії, що втрачається, використовується і в який вид перетворюється, змінюється і схема КГУ. У цій роботі досліджуються схеми КГУ ДГ з енергозберігаючим контуром, що працює за принципом утилізації теплової енергії ВГ. Дані КГУ на базі ДГ складаються з наступних основних вузлів: базового ПДВЗ, електричного генератора, контуру енергозбереження (утилізаторів теплової енергії) і модуля управління.

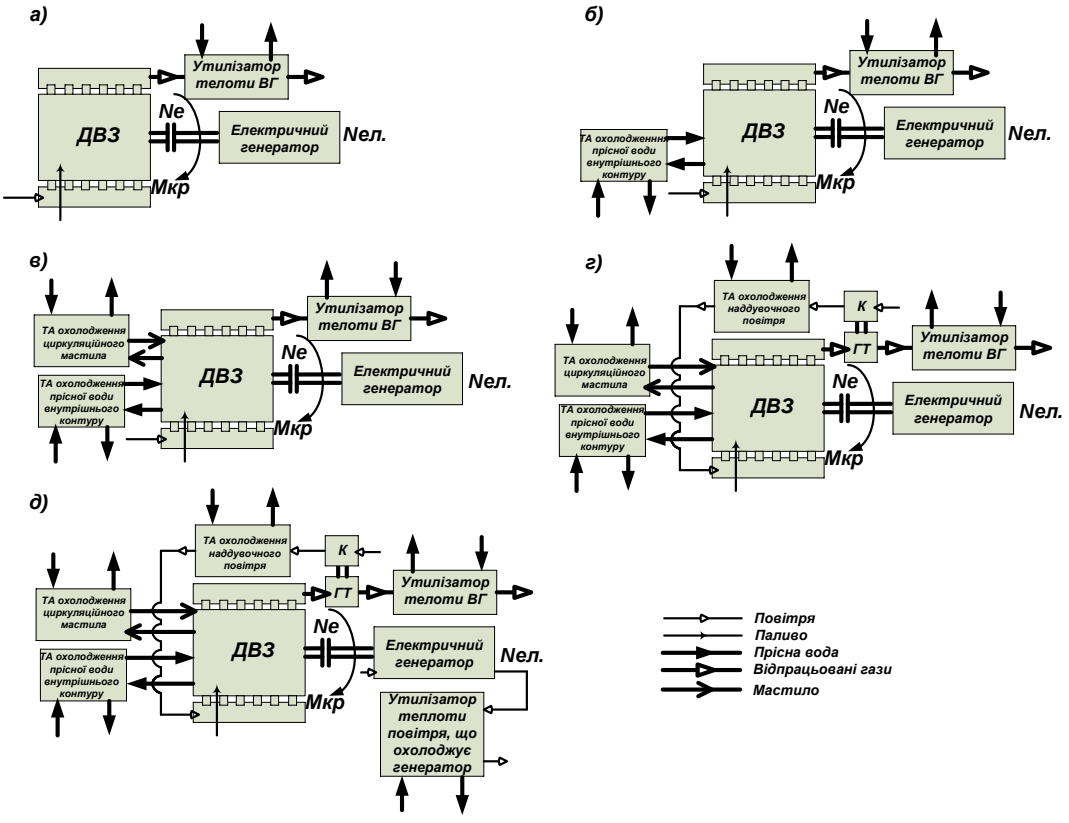


Рис. 1.2. Схеми когенераційних установок : а) КГУ з утилізацією теплоти ВГ; б) КГУ з утилізацією теплоти ВГ і ОВ (при цьому можуть бути один або декілька контурів охолодження і різної температури); в)

КГУ з утилізацією теплоти ВГ, ОВ, і ОМ (вода, що в даному випадку нагрівається, сприймає теплоту, що скидається ДВЗ, послідовно починаючи з ТА охолодження циркуляційного масла, після у ТА охолоджувальної води внутрішнього контуру і у кінці в утилізаторі теплоти ВГ. Можливий також варіант схеми з отриманням з нагрітої води пари у такому разі вода після проходження усіх ТА контуру утилізації КГУ надходить у допоміжний котел, де власне і перетворюється на пару); г) КГУ з утилізацією теплоти ВГ, ОВ, ОМ і НП (у разі комбінованого ДВЗ з охолодженням наддувочного повітря); д) КГУ з утилізацією теплоти ВГ, ОВ, ОМ, НП і повітря, що охолоджує дизель-генератор (у разі комбінованого ДВЗ з охолодженням наддувочного повітря)

Можливі наступні схеми КГУ на базі ДГ див. рис. 1.2.

Ефективність когенераційної установки на базі ДВЗ з різними схемами утилізації характеризується за допомогою основних показників ефективності [14-16, 26] приведених на рис. 1.3, які дозволяють дати оцінку КГУ, що розробляється або досліджується.

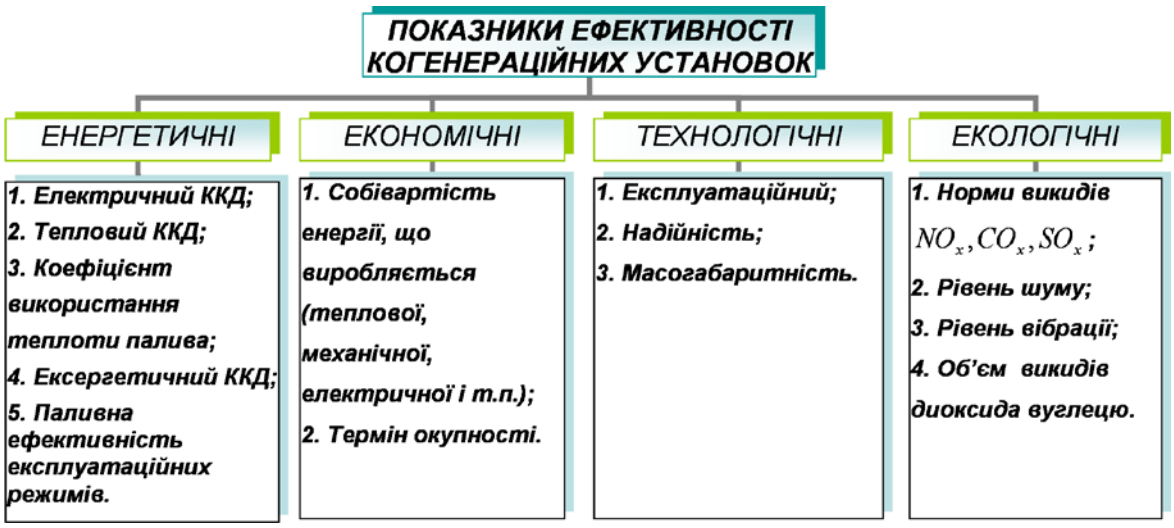


Рис. 1.3. Основні показники ефективності когенераційних установок

1.5. Шляхи підвищення енергетичної ефективності контуру енергозбереження когенераційних установок на базі поршневого двигуна внутрішнього згоряння

Схема контуру утилізації КГУ залежить від багатьох чинників [27, 28]: частої зміни навантаження КГУ, як електричного, так і теплового, що призводить до роботи теплоутилізаційного устаткування КГУ в не розрахунковому режимі з низьким ККД, вид теплоносія, необхідний температурний потенціал теплоносія, діапазон температур, переваги і необхідність виду енергії (теплова – гаряча вода, пара, холод, електрична енергія, механічна енергія, підвищення хімічної енергії палива і тому подібне), що виробляється, виправданої ефективності і економічності, терміну окупності, складності експлуатації, технологічності, надійності, безпеки, пожежної безпеки (оскільки поверхні теплообміну інтенсивно забруднюються частками незгорілого палива, масла і сажі, що містяться у великій кількості у ВГ дизелів, що працюють на малих навантаженнях. Це викликає зростання гідравлічних опорів у випускних трактах КГУ, погіршення технічного стану і паливної економічності дизелів і, як наслідок, зростання пожежної небезпеки газовипускних трактів і теплоутилізаційного устаткування), екологічності (мінімальна токсичність, термічна чистота, акустична чистота), компактності, масогабаритних показників, ступені автоматизації. Таким чином, чинники КГУ, що впливають на роботу, обумовлюють вибір способу і схеми утилізації теплоти, що відходить від ДВЗ, а також склад і параметри устаткування [27].

На сьогодні в області енергетики, промисловості, житлово-комунального господарства існує безліч виконань різних схемних рішень КГУ на базі ДВЗ [16, 29-33]. Вдосконаленню контурів

утилізації і їх устаткуванню присвячені роботи В.М. Селіверстова, Л.П. Коршунова, В.В. Маслова, І.Г. Бєляєва, С.В. Камкіна, В.Г. Кривова, А.Г. Курзона, М.К. Овсянникова, Н.І. Радченко, А.С. Хряпченкова, В.Д. Левенберга, А.М. Аксельбанда, Л.П. Седакова, Н.П. Сітова, В.М. Вануріна, Я.Н. Вольфензона, А.Ю. Смольника, Р. Бросцайт, О. Гайслес, М. Хатамі і інших, проте важливим завданням з вибору схеми є не гонка за енергонасиченістю, а раціональне, ефективне використання ВЕР, що втрачаються, з мінімальними витратами на це матеріальних ресурсів, енергії, часу, при найменших збитках для довкілля. Тому напрям утилізації відпрацьованих газів (оскільки мають найбільший потенціал) за допомогою теплообмінних апаратів (водогрійних утилькотлів, парових утилькотлів, теплообмінників утилізаторів, економайзерів) враховуючи подальше зростання світової енергетичної кризи, стає ще актуальнішим, разом з утилізацією ВГ можна і необхідно використовувати теплоту, що втрачається при охолодженні змащувальним мастилом, охолоджувальної води внутрішнього контуру, наддувочного повітря, що охолоджує електричний генератор, малий температурний напір яких ускладнює їх утилізацію і ставить під сумнів її раціональність. Отже, для утилізації низькотемпературної теплоти, що скидається, необхідно мати або спеціального споживача, або використати теплові насоси для підвищення температури низькотемпературної теплоти, що скидається, до рівня, необхідного для існуючих споживачів. Тому здійснювати утилізацію низькопотенційної теплоти з метою підвищення енергетичної ефективності КГУ малоефективно, а ось утилізувати її для підвищення термічної чистоти має сенс при мінімальних витратах на це (оскільки охолодження все одно здійснюється). Найбільш простим і ефективним способом утилізації

теплоти ВГ теплових двигунів є застосування рекуперативних теплообмінних апаратів – утилізаторів теплоти, теплоносій, що при цьому нагрівається, також може підігріватися заздалегідь за рахунок низькопотенційного тепла або, принаймні, здійснювати відведення цієї теплоти з метою термічної чистоти КГУ. Застосування такого роду теплообмінних апаратів або їх елементів (трубних пучків) дуже актуально зважаючи на їх простоту обслуговування, надійність, практичну безпеку. Таким чином, розробка ефективних ТА – утилізаторів теплоти ВГ поза сумнівом є перспективним напрямом підвищення енерго- і ресурсозбереження.

1.6. Основні завдання створення нового компактного теплообмінного апарату – утилізатора відпрацьованих газів підвищеної ефективності

Теплообмінний апарат є одним з найбільш поширених пристроїв, вживаних в усіх видах і типах енергетичних установок і двигунів. Огляд різних типів ТА і способів поліпшення теплообміну, загалом, і стосовно двигунів приведений у статті [23]. Технічна і енергетична досконаліть утилізаційних теплообмінних апаратів, спільно з енергозберігаючою технологією – когенерацією, робить істотний вплив на ефективність існуючих енергетичних установок.

Вибір теплообмінного апарату (елементу ТА) його конструкції, характеристик, техніко-економічних показників для конкретних умов експлуатації обумовлений вимогами, що висуваються до нього [34-36]. Особливість утилізаторів теплоти ВГ призначених для роботи у складі КГУ на базі ДВЗ на відміну від інших ТА диктується мінімальним протитиском на випуску двигуна (до 5000 Па [37]), високою температурою ВГ, наявністю в них часток незгорілого

палива, масла і сажі, які забруднюють поверхню теплообміну, створюючи додатковий газодинамічний опір з одночасним підвищенням пожежебезпеки, а також доступністю поверхні теплообміну з метою періодичного очищення. Отже, важливо відмітити значний вплив утилізатора ВГ на економічність, і технічний стан КГУ, в яку він входить.

З безлічі існуючих ТА (згідно класифікації приведеної у джерелі [38]), близько 80 % залишають кожухотрубні ТА [34], завдяки у першу чергу можливості їх застосування при високих температурах і тисках. Враховуючи вимоги, що висуваються для утилізаторів теплоти ВГ, рекуперативні ТА кожухотрубного типу є найбільш відповідними ТА для КГУ на базі ДВЗ, які дозволяють повною мірою ці вимоги виконати. Отже, дослідження і розробка в області кожухотрубних ТА з урахуванням особливості утилізаторів теплоти ВГ для КГУ на базі ДВЗ представляє найбільший інтерес.

Найчастіше, внаслідок простоти виготовлення і монтажу, рекуперативні кожухотрубні ТА виконують у вигляді трубчатих пучків коридорного або шахового типу розміщених в корпусі (кожусі) апарату. Широке поширення отримали висококомпактні пучки з поперечним обтіканням труб з розвиненою поверхнею [39, 40]. Разом з висококомпактними пучками з розвиненою поверхнею теплообміну, що відрізняються значним розвитком і складністю рельєфу, широко застосовуються (і у ряді випадків є єдино прийнятними) традиційні гладкотрубні пучки. Особливо актуальним є завдання інтенсифікації конвективного теплообміну у пучках гладких циліндричних труб з поперечним обтіканням, коридорного і шахового компонуванням при використанні високотемпературних забруднених газових потоків, коли нераціональне або неможливе оребрення поверхні або застосування пристінних інтенсифікаторів тепловіддачі.

Дослідженнями теплоаеродинамічних характеристик трубчастих конвективних поверхонь теплообміну займалися такі вчені як В.М. Антуфьєв, Г.С. Белєцкий, Е.Д. Гримісон, М.А. Міхєєв, Н.В. Кузнєцов, Г.А. Михайлов, В.П. Ісаченко, В.М. Кейс, А.Л. Лондон, А.А. Жукаускас та ін.

Вдосконалення трубчатих конвективних поверхонь теплообміну пов'язане з пошуком компактних схем розташування трубок пучка у поперечному потоці і найбільш енергетично вигідними умовами їх обтікання, що забезпечують високу інтенсивність тепловіддачі у конкретних умовах експлуатації.

Зважаючи на мінімальний газодинамічний опір, що є важливою характеристикою утилізатора теплоти ВГ, особливий інтерес викликають коридорні пучки гладких труб, але окрім газодинамічного опору пучків необхідно також вирішувати завдання підвищення ефективності теплопередачі, інтенсифікації теплообміну, підвищення компактності ТА, зниження забруднюючих відкладень (сажі) у міжтрубному просторі пучка, підвищення надійності конструкції та ін.

З численних досліджень проведених вченими в ЦКТІ ім. І.І. Ползунова (Росія), ІФТПЕ (Литва), ІТТФ (Україна) можна відмітити, що найменшим газодинамічним опором серед елементів ТА кожухотрубної конструкції при поперечному обтіканні володіють гладкотрубні пучки коридорного компонування. При поперечному обтіканні коридорних пучків течія рідини за своїм характером більше наближається до течії у прямолінійному каналі, а розподіл швидкостей у найменшому перерізі наступного ряду значно залежить від співвідношення кроків. Стислий коридорний пучок трубок з подовжнім відносним кроком рівним одиниці (трубки в ряду у напрямку руху гріючого теплоносія дотикаються) є граничним

випадком [41-43]. При цьому якщо повздовжні міжтрубні порожнини прийняти за канали (рис. 1.4.) отже, коридорний пучок з відносним

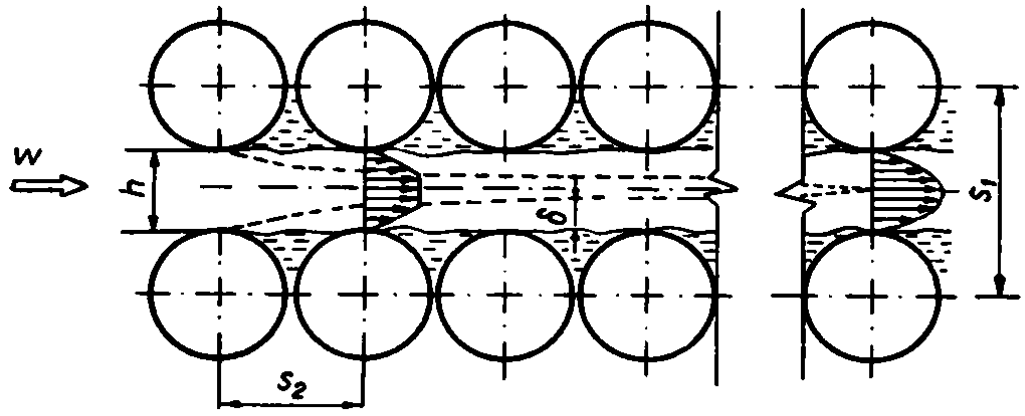


Рис. 1.4. Схема течії в стислому коридорному пучку [41]

повздовжнім кроком рівним одиниці можна вважати системою повздовжніх "гофрованих" каналів, у яких основний потік теплоносія рухається між повздовжніми рядами труб, а між трубами є застійні зони.

Детальні дослідження конвективного теплообміну різних пучків гладких труб циліндричної форми з поперечним обтіканням і коридорним їх розташуванням здійснював А.А. Жукаускас та ін. в ІФТПЕ (Литва) [41-45], у яких відображений характер зміни тепловіддачі (місцева тепловіддача, стабілізується, починаючи з 3-го або 4-го ряду) і гідродинаміки потоку (зростання турбулентності при стискуванні пучка або збільшенні швидкості потоку в мінімальному прохідному перерізі пучка) у глибині пучка, вплив на процеси тепловіддачі і гідродинаміки пов'язані зі зміною повздовжнього і поперечного відносних кроків, діаметру труб. Також проводилися дослідження їх гідравлічної ефективності, стійкості до дії вібрацій, коливань тиску і різних забруднень.

Дослідженнями тісних поперечних обтічних пучків гладких труб циліндричної форми з коридорним їх розташуванням займався С. Аіба [46, 47].

В.А. Пронін [48], проводив дослідження теплоаеродинамічних процесів при поперечному обтіканні гладких циліндричних трубчатих пучків нетрадиційного компонування звивистого і конфузорно-дифузорного типів, які мають знижений аеродинамічний опір у порівнянні з коридорним або шаховим компонуваннями.

Газодинамічний опір утилізатора теплоти ВГ КГУ на базі ДВЗ лімітований допустимою (без істотного зниження ефективності роботи ДВЗ) величиною протитиску на виході з двигуна ВГ (величина протитиску не повинна перевищувати 5000 Па [37]). Тому зниження величини протитиску є першочерговим, при цьому важливим чинником, що впливає на газодинамічний опір пучка і тепловіддачу, являється забрудненість ВГ. Таким чином, наукові дослідження процесів що відбуваються в утилізаторі ВГ у цій роботі спрямовані на підвищення ефективності стислих гладкотрубних пучків, коридорного компонування з подовжнім відносним кроком рівним одиниці (трубки в ряду за напрямком руху гріючого теплоносія дотикаються – граничний випадок) з урахуванням забрудненості газів.

У світлі вищевикладеного для підвищення ефективності ТА із стислими коридорними пучками для утилізації теплоти ВГ КГУ на базі ДВЗ, на транспорті, у промисловості, енергетиці, металургії, сільському і комунальному господарстві, науковий інтерес складають процеси гідродинаміки, тепло- і масопереносу навколо найбільш раціональної геометрії пучка, форми поверхні нагріву з високою необхідністю зменшення застійних зон, що роблять негативний вплив на тепловіддачу і викликають накопичення забруднюючих відкладень

у них з одночасним збільшенням площі поверхні каналу, що омивається і в цілому пучка.

Таким чином, для досліджуваних стислих пучків слід визначити вплив на процеси відносного поперечного кроку, діаметру трубок, режиму течії потоків, що проходять у них.

1.7. Методологічні основи проведення дослідження газовипускного тракту когенераційної установки на базі поршневого двигуна внутрішнього згоряння

Успіх виконання досліджень процесів, що проходять у досліджуваній ділянці (газовипускний тракт КГУ на базі ДВЗ) і в КГУ в цілому, безпосередньо пов'язаний із вживаною методологією, основу якої складають :

- фундаментальні закони термо-, гідро- і газодинаміки, зокрема: закон збереження маси, кількості руху і енергії.

- методи аналітичного аналізу;

- методика розрахунку теплової і електричної потужності КГУ на базі ПДВЗ [49];

- термодинамічний метод аналізу ефективності ЕУ;

- математичне, комп'ютерне і фізичне моделювання гідродинамічних процесів і процесів перенесення теплоти і маси.

- експериментальні дослідження в лабораторних умовах теплообмінних апаратів нової конструкції для утилізації теплоти відпрацьованих газів поршневих двигунів внутрішнього згоряння;

- методи вимірювання базуються на законах спеціальної науки – метрології.

Математичне, комп'ютерне моделювання. Розробка нових конструкцій кожухотрубних теплообмінних апаратів є

багатофакторним інженерним завданням, яке у визначальному ступені залежить від геометрії і компонування основного елементу ТА – трубного пучка. Нові компонування пучків труб повинні відповідати високим вимогам, що пред'являються до цих пучків – при максимальній тепловій ефективності мати мінімальні втрати тиску. Проектування пучків на сучасному рівні неможливе без математичного комп'ютерного моделювання, яке дозволяє вирішувати ряд завдань, серед яких особливе місце займає завдання пошуку оптимальних умов процесів, що протікають в досліджуваному пучку. У основі математичної моделі процесів, що протікають в пучку лежить система рівнянь Нав'є-Стокса [50-53], рівняння перенесення енергії для конвективних течій і стандартна $k-\varepsilon$ модель турбулентності [51, 52]. Рішення системи диференціальних рівнянь досить складно і її рішення спрощується за допомогою сучасних методів обчислювальної математики і персонального комп'ютера. Комп'ютерне моделювання гідродинамічних процесів і процесів перенесення теплоти в досліджуваному теплообмінному апараті, можливо завдяки застосуванню методів обчислювальної гідродинаміки (англ. Computational fluid dynamics, CFD) з використанням спеціального програмного забезпечення (CFX, Flowvision, Star CD, Open FOAM, ANSYS Fluent та ін.). Таке моделювання складається з наступних послідовних етапів:

1. Підготовчий етап (Preprocessing). На цьому етапі формується геометрія моделі, формулюються необхідні фізичні умови, дискретизується геометрія, задаються початкові і граничні умови диференціальних рівнянь;

2. Розрахунок (Solving). На цьому етапі машина, підкоряючись заданому алгоритму, чисельно вирішує основні рівняння з точки зору

базових фізичних параметрів (швидкість, тиск, густина, температура, ентальпія і т.д.), а також записує результати рішення у пам'ять;

3. Аналіз (Postprocessing). Результати рішення відображаються у вигляді графіків, таблиць, а також контурних/векторних схем, прив'язаних до початкової геометрії.

У цій роботі комп'ютерне моделювання проводилося за допомогою програмного пакету ANSYS Fluent.

Експериментальні дослідження. Будь-яка розробка теплообмінного устаткування практично не можлива без експерименту, який дає можливість узагальненого представлення отриманих результатів за допомогою критеріальних рівнянь.

В ході натурного експерименту необхідно досліджувати процеси гідродинаміки і теплопереносу в міжтрубних каналах пучка труб, визначити середньомасові тиск, температуру, витрату, швидкість потоків теплоносіїв, зміну температури ВГ вздовж каналу пучка, усереднену температуру поверхні теплообміну на вході і виході з пучка труб. Метою експерименту є уточнення характеристик пучка і процесів, що відбуваються у ньому, а також перевірка теоретичних розрахунків.

За способом організації експеримент є активним а чинником, який впливає на досліджувані процеси, є витрата ВГ.

Основи наукових досліджень, теорія постановки і проведення експерименту, теплотехнічних вимірювань і вимірювальні прилади детально викладені у спеціальній літературі [54-63].

Експеримент складається з наступних, етапів: розробки плану – програми експерименту; оцінки вимірювань і вибору засобів для проведення експерименту; проведення експерименту; обробки і аналізу експериментальних даних.

Виходячи з вище викладеного можна зробити наступні висновки:

1. Аналіз сучасних напрямів з енергозбереження, раціонального використання і підвищення ефективності енергетичних установок показав, що найбільш ефективним є спосіб когенерації, завдяки можливості комплексної утилізації всіх ВЕР і виробництва двох, або більше необхідних видів енергії одночасно. При когенерації не виключена можливість застосування і інших напрямів, що тільки підвищить ефективність установки.

2. За результатами огляду опублікованих робіт запропонована розширена класифікація когенераційних установок.

3. Домінуюче положення ДВЗ і застосування їх у якості первинних приводів електричних генераторів є найбільш сприятливою базою для створення КГУ, при цьому основним завданням їх подальшого вдосконалення є підвищення ефективності контуру енергозбереження.

4. Представлені схеми КГУ на базі ДГ, впровадження яких вимагає пошуку оптимальних контурів утилізації теплової енергії ВЕР з підвищенням ефективності використання температурних потенціалів при одночасному зменшенні поверхонь ТА.

5. На підставі проведеного аналізу літературних джерел визначено, що одним з перспективних напрямів підвищення енерго- та ресурсозбереження є утилізація теплоти ВГ теплових двигунів шляхом застосування компактних, підвищеної ефективності, рекуперативних, кожухотрубних теплообмінних апаратів – утилізаторів теплоти. Застосування такого роду теплообмінних апаратів або їх елементів (трубних пучків) вельми актуально з огляду на їх простоту обслуговування, надійність, практичну безпеку.

6. Підвищення ефективності ТА – утилізаторами тепла ВГ можливо за рахунок підвищення компактності (стиснення) пучка труб, при цьому науковий інтерес складають процеси гідродинаміки, тепло- і масообміну найбільш раціональної геометрії пучка.

7. Для досліджуваних стислих пучків слід визначити вплив на процеси, що проходять в них, відносного поперечного кроку, діаметру трубок, режиму течії потоків.

РОЗДІЛ 2
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ГІДРОДИНАМІКИ І ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННОМУ АПАРАТІ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

2.1. Програма експериментальних досліджень

Мета досліджень – встановити теплову потужність ТА – утилізатора теплоти ВГ ДВЗ, відповідність габаритних розмірів і теплової потужності апарату, вплив на роботу двигуна і визначити ефективність апарату в цілому. Визначення середньої тепловіддачі і гідравлічного опору кожухотрубного ТА нової конструкції з поперечним обтіканням компактних пучків трубок, потоком ВГ (у інтервалі значень Re від 3000 до 6000).

Програмою експериментальних досліджень передбачалося:

- встановити температурний напір для поверхні теплообміну;
- визначити градієнт температури і тепловий потік на поверхні;
- вплив витрати ВГ на процеси теплообміну;
- визначити гідравлічний опір ТА

Експериментальне дослідження проводилося у два етапи, де знаходження величини гідравлічного опору є першим етапом, а визначення середнього коефіцієнта тепловіддачі на поверхні теплообміну другим етапом.

Для проведення досліджень створена експериментальна установка, в якій теплообмінний апарат з описаним вище пучком трубок, встановлений на лінії газовипускного тракту двигуна внутрішнього згоряння.

Випробування проводилися в лабораторії двигунів внутрішнього згоряння кафедри "Суднових енергетичних установок, допоміжних механізмів суден і їх експлуатації" Київської державної академії водного транспорту ім. гетьмана Петра Конашевича-Сагайдачного.

2.2.Схема експериментальної установки

Експериментальна когенераційна установка з утилізатором теплоти відпрацьованих газів нової конструкції створена на базі поршневого двигуна внутрішнього згорання марки 3Д6 (6Ч15/18). При цьому збір і обробка, параметрів, що вимірювалися здійснювалася за допомогою автоматизованого комп'ютерного комплексу вимірювального устаткування і приладдя підприємств "РегМік" і "Овен".

Принципова схема установки представлена на рис. 2.1, а загальний вигляд теплообмінного апарату і експериментальної установки на рис. 2.2, 2.3. Гідравлічна схема підключення утилізатора теплоти ВГ показана на рис. 2.4. Схема підключення вимірювальних приладів і устаткування представлена на рис. 2.5.

Поверхня нагріву досліджуваного ТА має наступні характеристики:

Діаметр гладкої трубки.....10×1мм

Еквівалентний діаметр міжтрубного каналу.....9,67 мм

Довжина трубки.....150 мм

Еквівалентний діаметр кожуха.....150 мм

Сумарна площа поверхні нагріву .....1,78 м^2

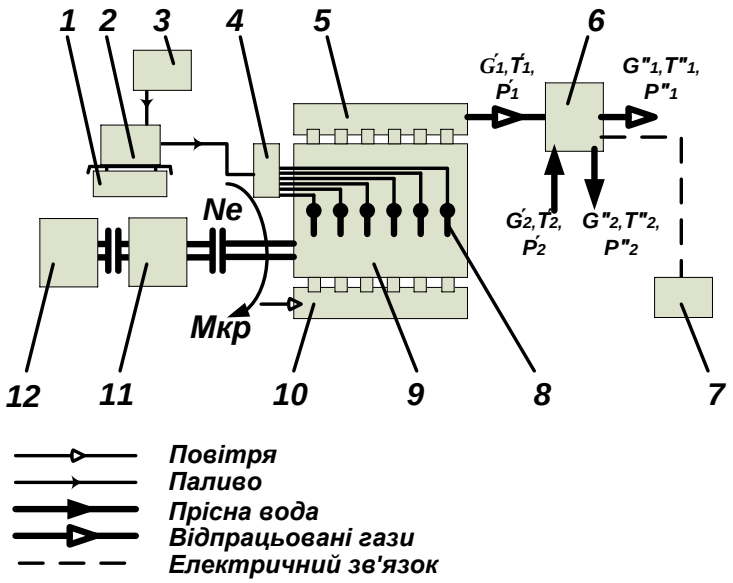
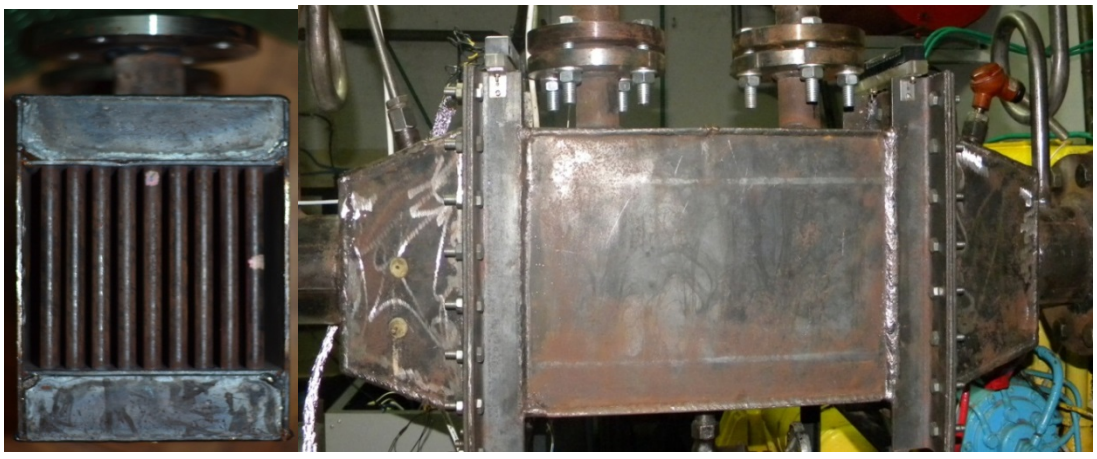


Рис. 2.1. Принципова схема експериментальної установки: 1 – електронні ваги; 2 – мірна ємність; 3 – паливний бак; 4 – паливний насос високого тиску ПНВТ; 5 – колектор відпрацьованих газів; 6 – утилізатор теплоти ВГ; 7 – автоматизований комп'ютерний комплекс вимірювального устаткування і пристосувань; 8 – форсунки; 9 – поршневий двигун внутрішнього згоряння; 10 – колектор впускного повітря; 11 – реверс-редуктор; 12 – пристрій навантаження "гідравлічне гальмо"; G, T, P – витрата, температура і тиск теплоносіїв в утилізаторі



а б

Рис. 2.2. Теплообмінний апарат нової конструкції: а – поперечний розріз; б – вид на ТА без ізоляції збоку

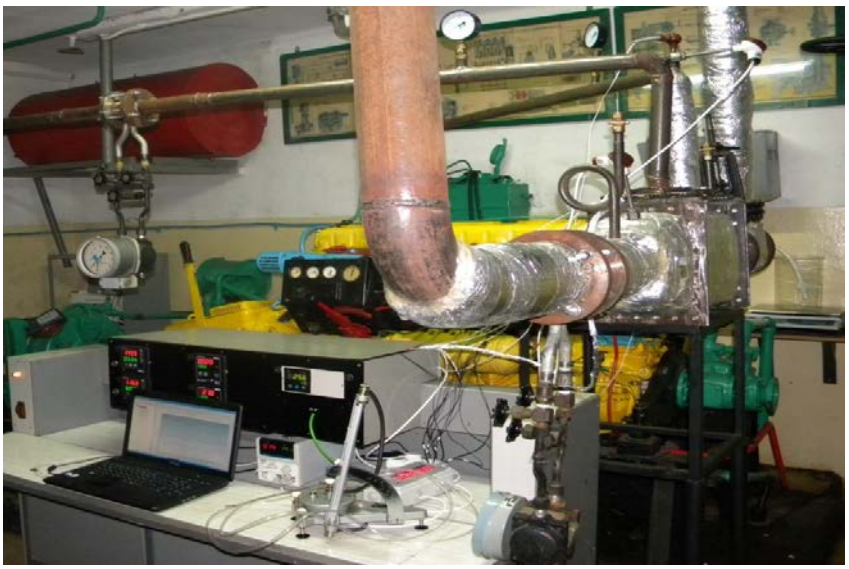


Рис. 2.3. Фотографія загального вигляду експериментальної установки

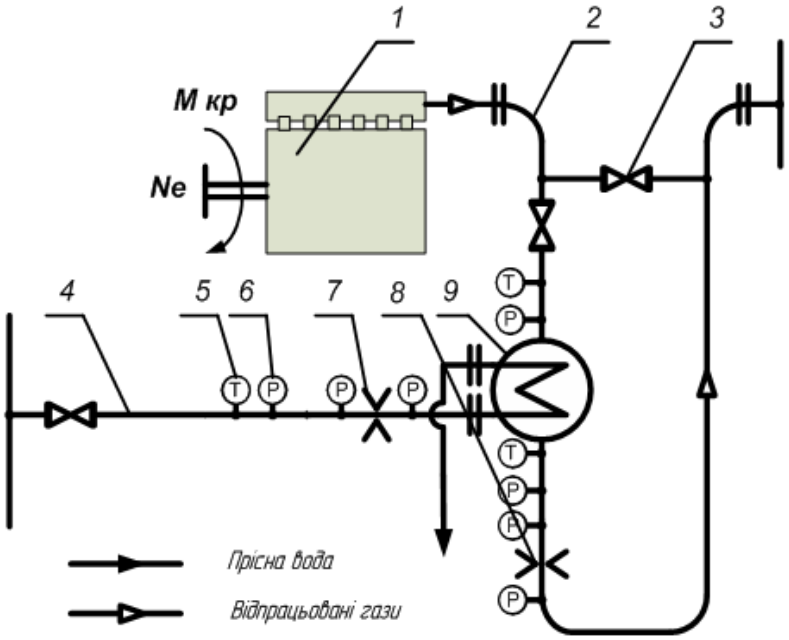


Рис. 2.4. Гідравлічна схема підключення утилізатора теплоти відпрацьованих газів: 1 – ДВЗ марки 3Д6; 2 – трубопровід відпрацьованих газів ДУ 100; 3 – засувка ДУ100; 4 – трубопровід прісної води; 5 – датчик температури; 6 – датчик тиску; 7 – стандартний звужуючий пристрій (діафрагма) ДУ40; 8 – стандартний звужуючий пристрій ДУ100; 9 – утилізатор теплоти ВГ

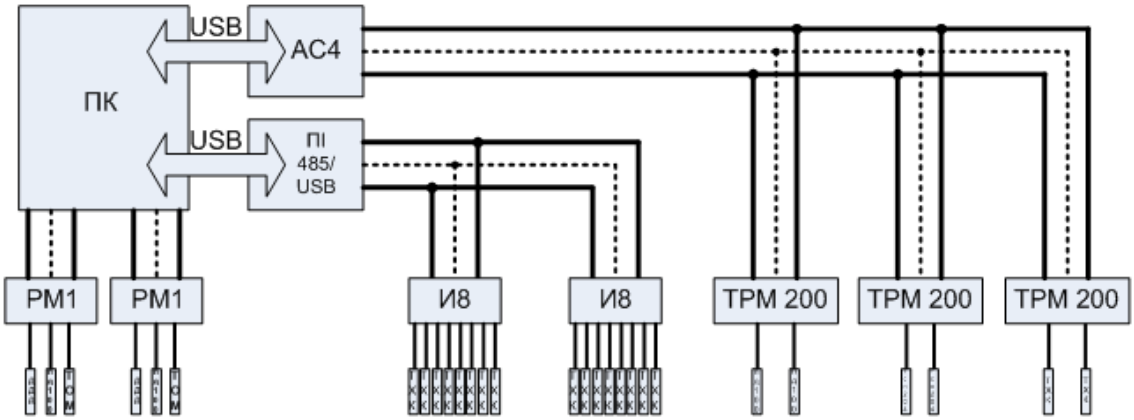


Рис. 2.5. Схема підключення приладів вимірювання і устаткування

Перелік вимірювального устаткування:

1) Вимірювач двоканальний з універсальними входами і RS485 ТРМ200-Щ1 – 3 шт.;

2) Витратомір РМ-1 – 2 шт.;

3) Термометр опору ТСМ для вимірювання температури води на вході в ТА;

4) Термопара ХК для вимірювання температури води на виході з ТА;

5) Термопара ХК для вимірювання температури ВГ на вході в ТА;

6) Термометр опору ТСМ для вимірювання температури ВГ на виході з ТА;

7) Термопара ХК для вимірювання температури поверхні трубок ТА зі сторони газів;

8) Датчиків тиску ПД100-ДИ0, 6-111-0,5 (Перетворювач надлишкового тиску мікропроцесорний з виходом 4-20 мА) на вході і виході з ТА (зі сторони водяного тракту);

9) Манометр 0-600 кПа;

10) Трубка Піто-Прандтля;

11) Мікроманометр ММН-2400(5)-(1,0);

12) Вимірювач температури восьмиканальний "РегМік" И8 ТП – 2 шт.;

13) Тахометр;

14) Термометр масла двигуна;

15) Термометр води внутрішнього контуру двигуна;

16) Електронні ваги ВТ 60/6-7;

17) Витратомірна діафрагма (вода);

18) Витратомірна діафрагма (гази);

19) Манометр диференціальний сільфоний ДСП-4СГ-М1;

20) Манометр диференціальний сільфоний ДСП-160-М1;

21) Термометр опору (поверхневий) ТСП204 – 2 шт.;

22) Перетворювач інтерфейсу АС4 і ПІ (RS485/USB).

2.3. Методика проведення експериментів

Перед початком експериментальних досліджень були проведені налагоджувально-тарувальні випробування чутливих елементів і приладів вимірювання і визначені похибки вимірювань теплофізичних і гідродинамічних параметрів. Проведені випробування показали, що похибка вимірювання, вимірювального устаткування не перевищує 5 %. Отже, можна вважати, що вимірювальне устаткування експериментально-дослідного стенду відповідає вимогам, які пред'являються до такого типу устаткування і можуть бути використані для подальших досліджень процесів гідродинаміки і теплообміну ТА когенераційних установок на базі двигунів внутрішнього згорання.

Визначення температурних характеристик поверхні нагріву, середньої тепловіддачі і гідравлічного опору пучка передбачалося у 3 напрямах:

1. Проведення балансових випробувань поверхні нагріву;

2. Оцінки зміни температури поверхні нагріву;

3. Зміни загальної тепловіддача поверхні.

У балансових випробуваннях визначалися витрата палива і кількість ВГ, вхідні і вихідні температури відпрацьованих газів і води, що нагрівається. Визначення теплової продуктивності установки, з метою оцінки правильності отриманих результатів, проводилося окремо для води і для газів.

Для оцінки зміни температури поверхні нагріву, місцевої і середньої тепловіддачі на вході в пучок і на виході з нього, рівномірно-симетрично на площі поперечного перерізу кожуха на трубках прикріплені термопари ХК (рис. 2.6, 2.7).

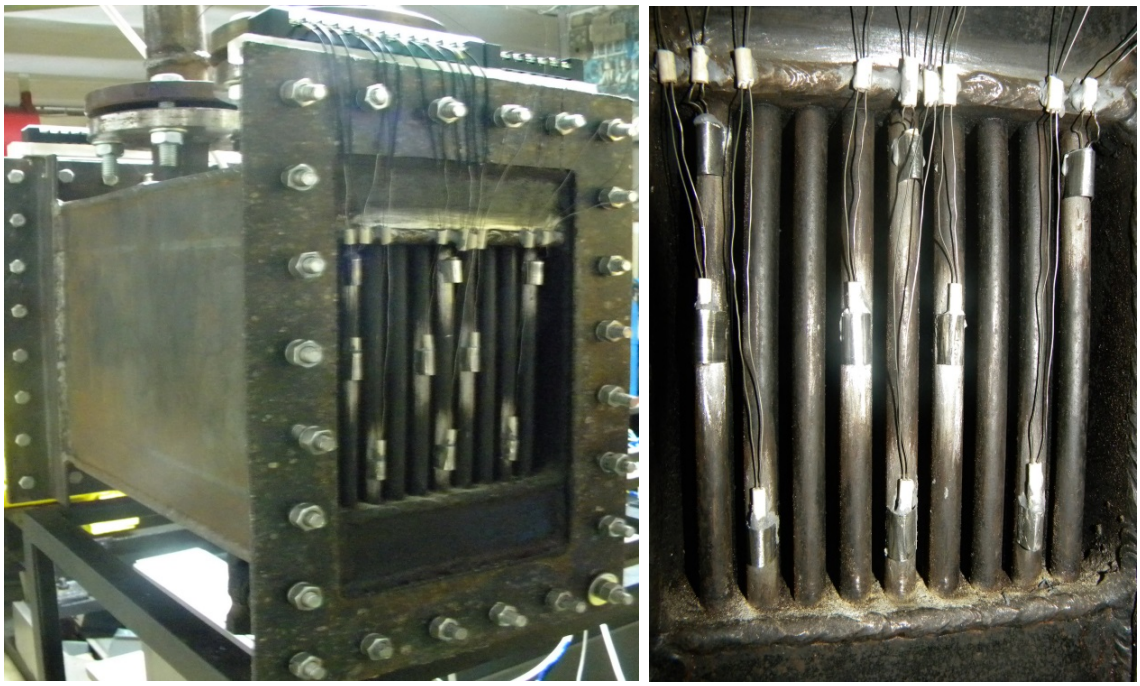


Рис. 2.6. Розташування термопар на вході в ТА

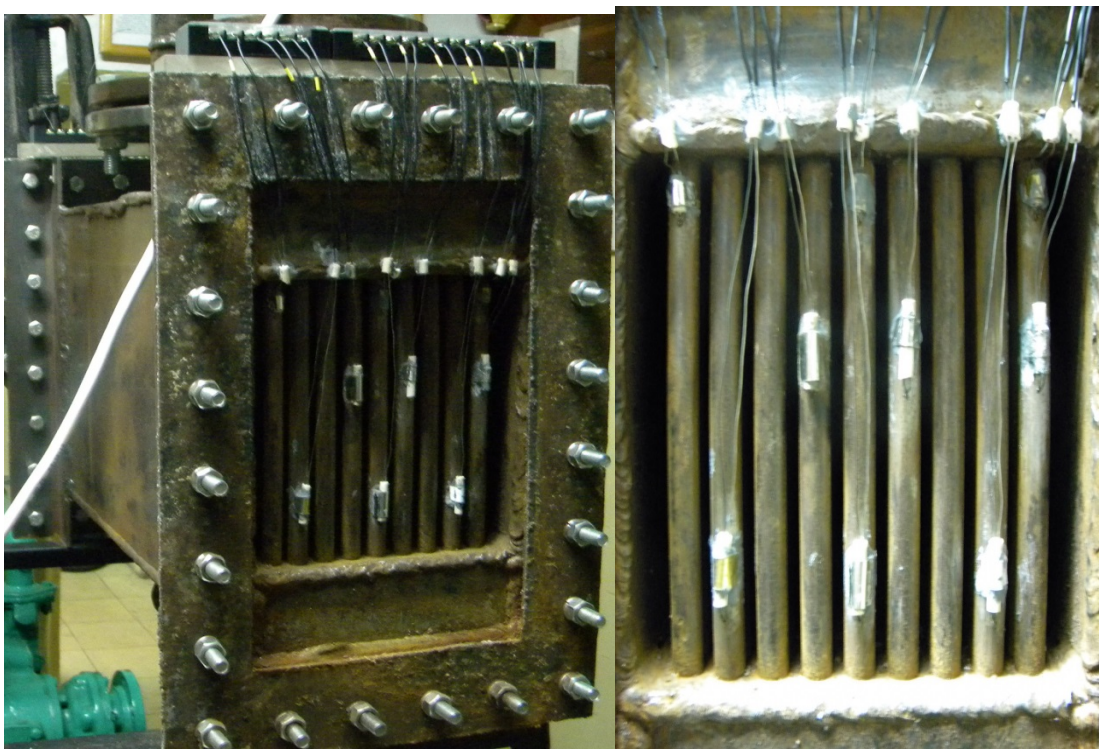


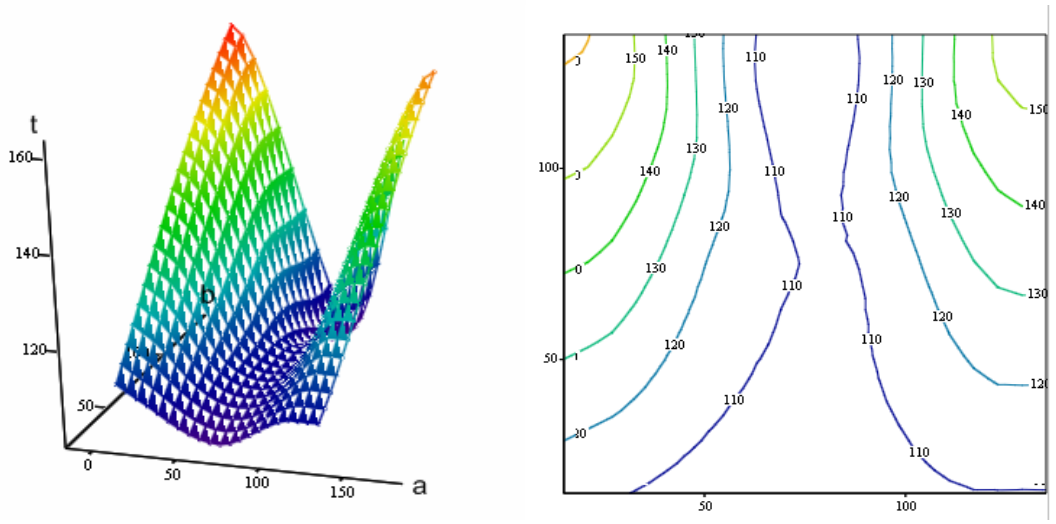
Рис. 2.7. Розташування термопар на виході з ТА

У якості теплоносія, що протікає в трубах пучків використовувалася технічно чиста вода, що виключає відкладення накипу на внутрішній поверхні трубок і їх впливу на теплообмін.

2.4. Обробка експериментальних даних

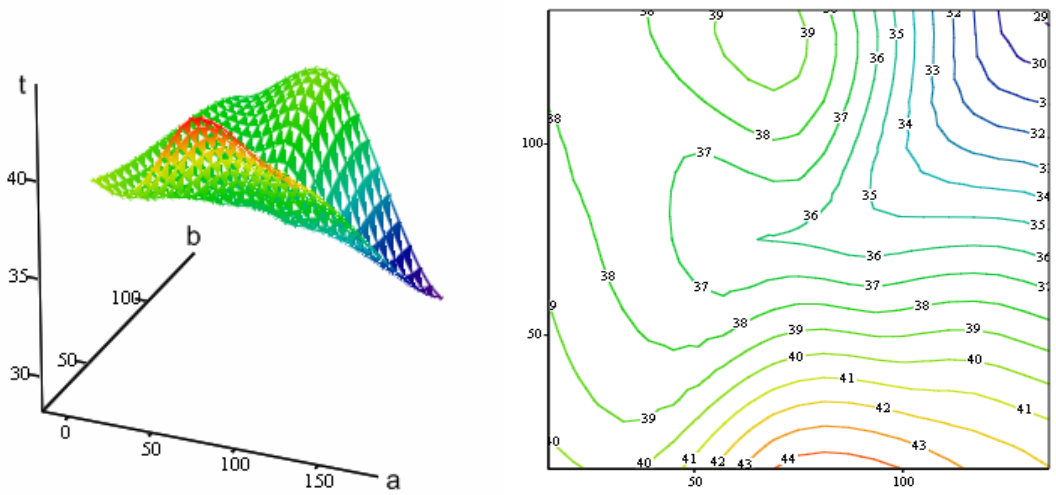
Реєстрація і первинна обробка експериментальних даних проводилася з використанням програм Owen Process Manager фірми "Овен" та SSD_V3.7.4 фірми "РегМік". Повна обробка результатів дослідження проводилася з використанням програм Microsoft і Exel Matcad 2015.

Отримані градієнти температури для поверхні теплообміну на вході і виході з пучків труб теплообмінного апарату представлені на рис. 2.8, 2.9.



а б

Рис. 2.8. Градієнт температури для поверхні теплообміну на вході в ТА: а – графік поверхні градієнта; б – графік ізотерм



а б

Рис. 2.9. Градієнт температури для поверхні теплообміну на виході з ТА: а – графік поверхні градієнта; б – графік ізотерм

Як випливає з рисунків 2.8, 2.9 градієнт температури вказує на наявність байпасного протікання між трубним пучком і корпусом апарату і підтверджує наявність цього явища, отриманого шляхом комп'ютерного моделювання. Байпасне протікання ВГ у ТА позначається на коефіцієнті тепловіддачі з газової сторони. Отже,

зниження байпасного протікання посприяє підвищенню ефективності тепловіддачі.

Визначено гідравлічний опір для досліджуваного ТА: зі сторони газового тракту опір складає 1225 Па, зі сторони водяного тракту – 400 Па. Експериментально встановлені залежності теплообмінних характеристик для досліджуваних стислих пучків труб, які застосовуються у теплообмінному апараті нової конструкції від динамічних і теплофізичних параметрів теплоносіїв. Результати представлені у вигляді залежностей рис. 2.10-2.21.

2.5. Аналіз результатів досліджень

Результати досліджень течії і теплообміну в пучках трубок ТА нової конструкції оцінювалися шляхом порівняння результатів експерименту, чисельного моделювання і відомих експериментальних даних у турбулентному режимі течії, що отримані іншими вченими. Результати досліджень приведені у вигляді залежностей на рис. 2.10-2.21 при числах Re 3000 ÷ 6000 і Pr=0,73.

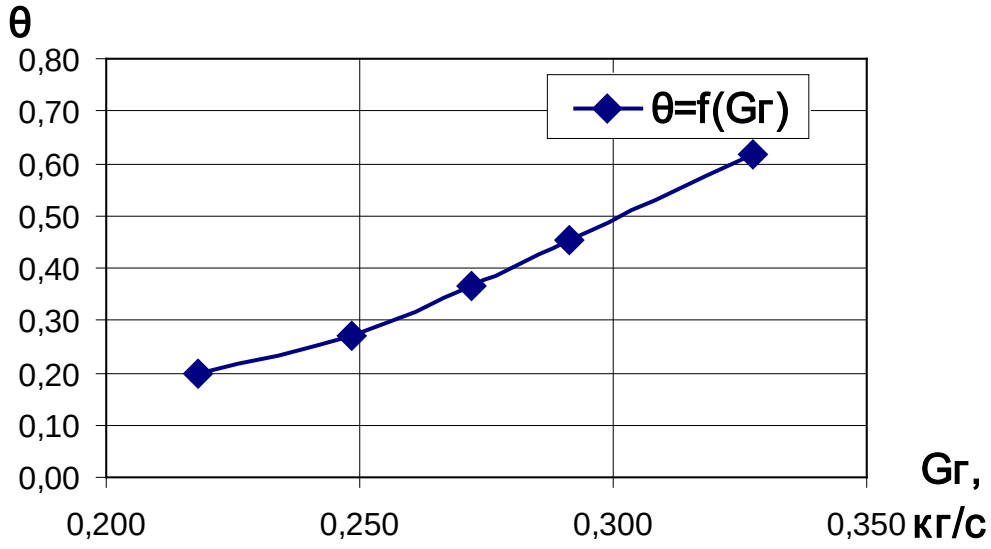


Рис. 2.10. Залежність θ = f(Gr) безрозмірної температури θ від масової витрати відпрацьованих газів Gr

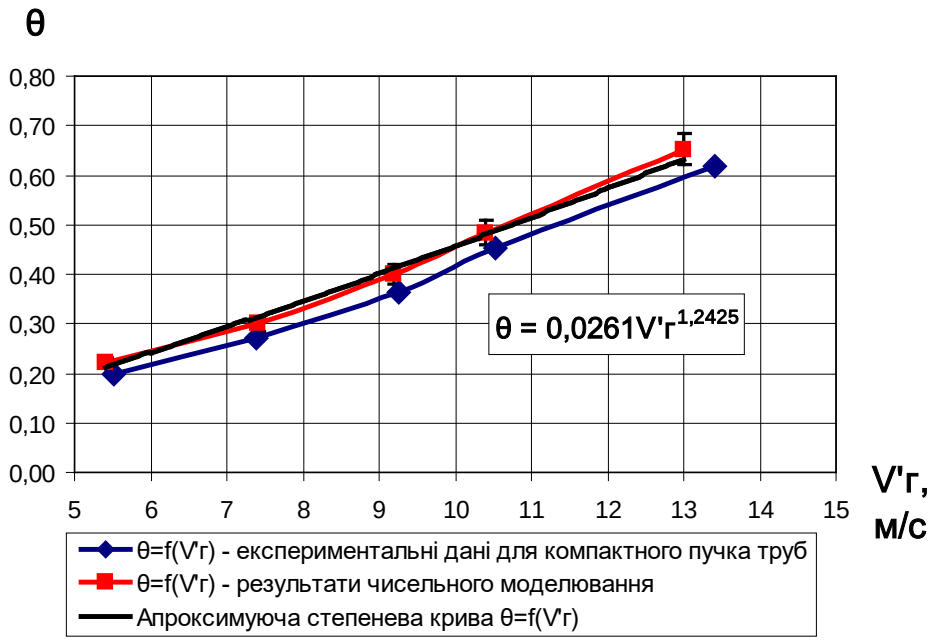


Рис. 2.11. Порівняльний графік залежностей θ = f(V'г) безрозмірної температури θ від швидкості відпрацьованих газів V'г для експериментальних даних компактного пучка труб і результатів чисельного моделювання

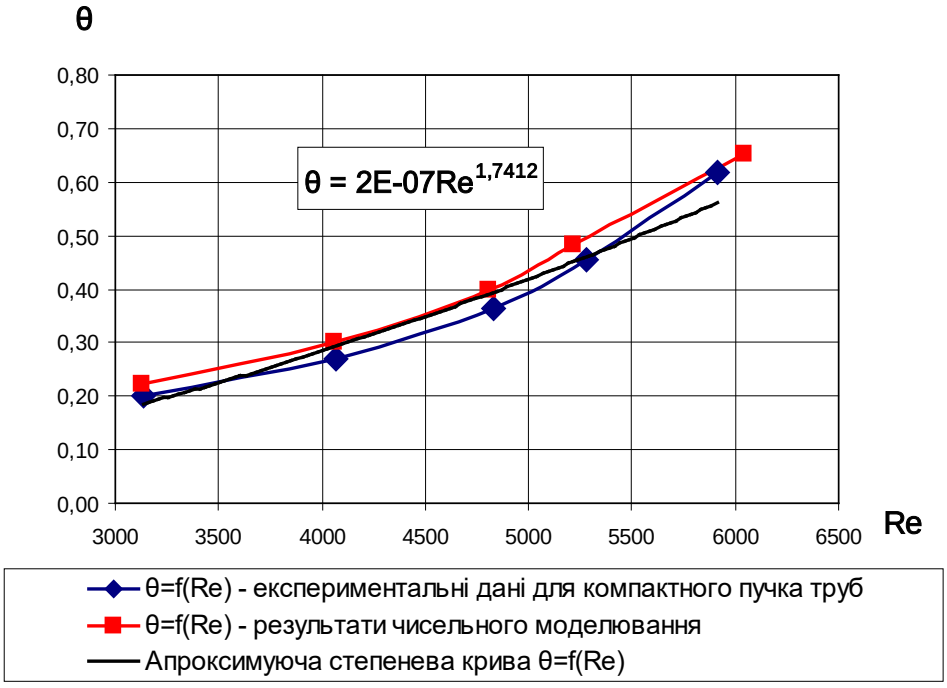


Рис. 2.12. Порівняльний графік залежностей θ = f(Re) безрозмірної температури θ від числа Рейнольдса Re для

експериментальних даних компактного пучка труб і результатів чисельного моделювання

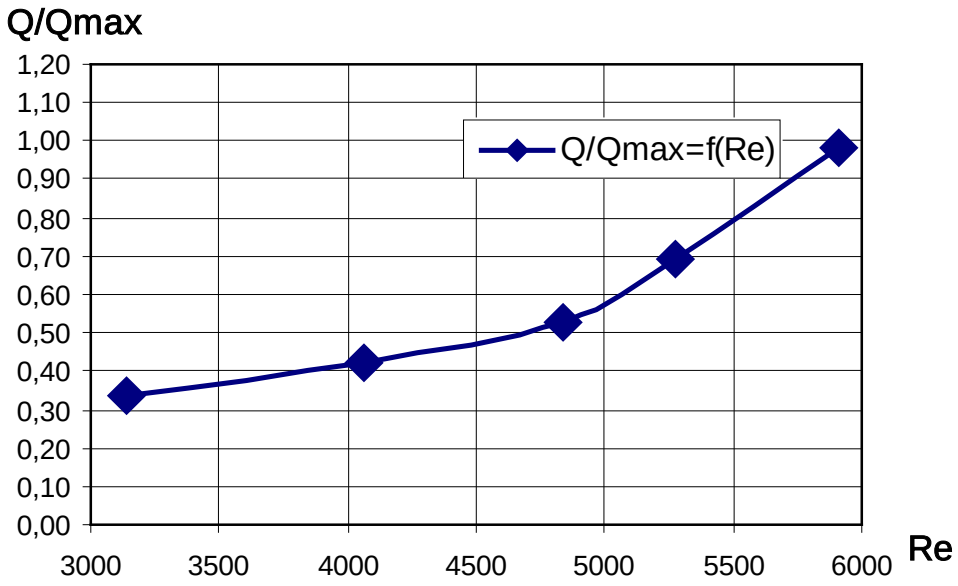


Рис. 2.13. Залежність Q/Qmax = f(Re) безрозмірної кількості теплоти Q/Qmax від числа Рейнольдса Re

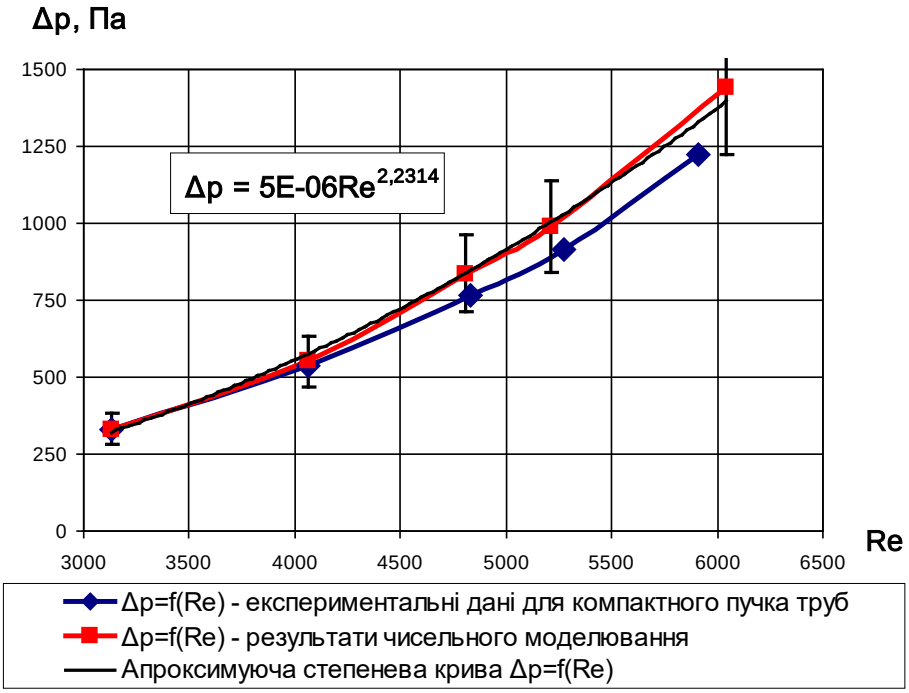


Рис. 2.14. Порівняльний графік залежностей Δp = f(Re) зміни тиску Δp від числа Рейнольдса Re для експериментальних даних компактного пучка труб і результатів чисельного моделювання

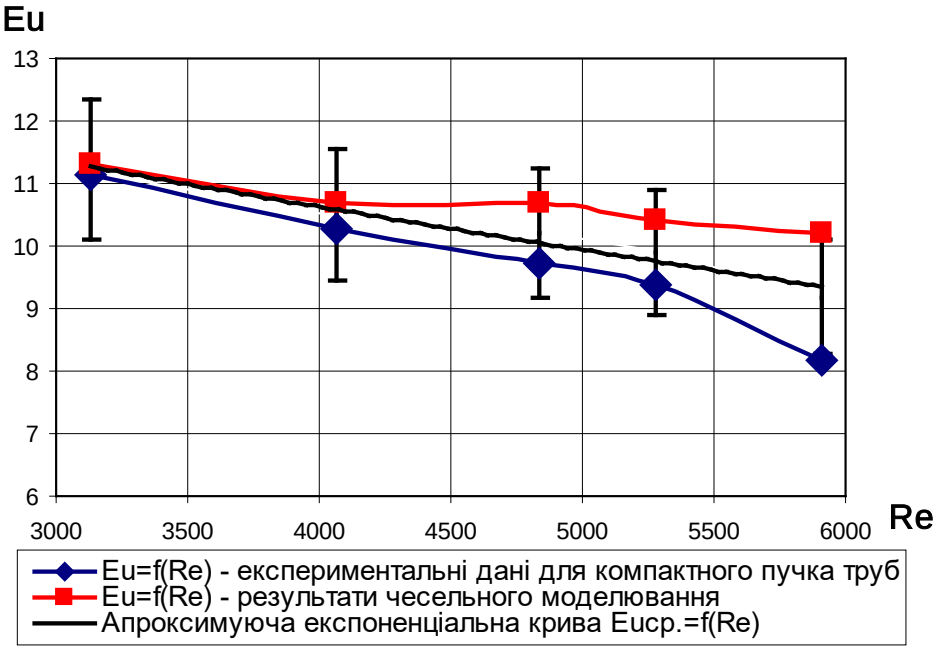


Рис. 2.15. Порівняльний графік залежностей Eu = f(Re) числа Ейлера Eu від числа Рейнольдса Re для експериментальних даних компактного пучка труб і результатів чисельного моделювання

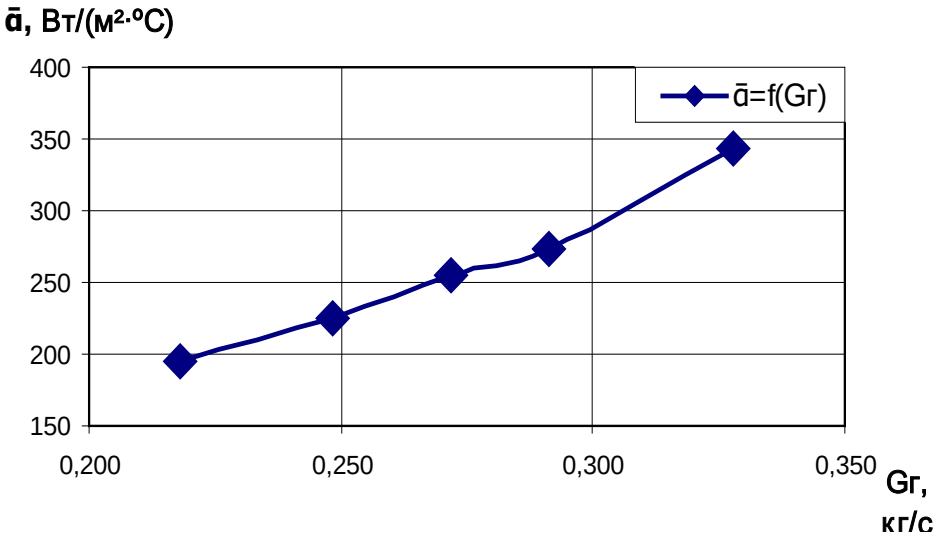


Рис. 2.16. Залежність ā = f(Gr) середнього коефіцієнта тепловіддачі відпрацьованих газів ā від масової витрати відпрацьованих газів Gr

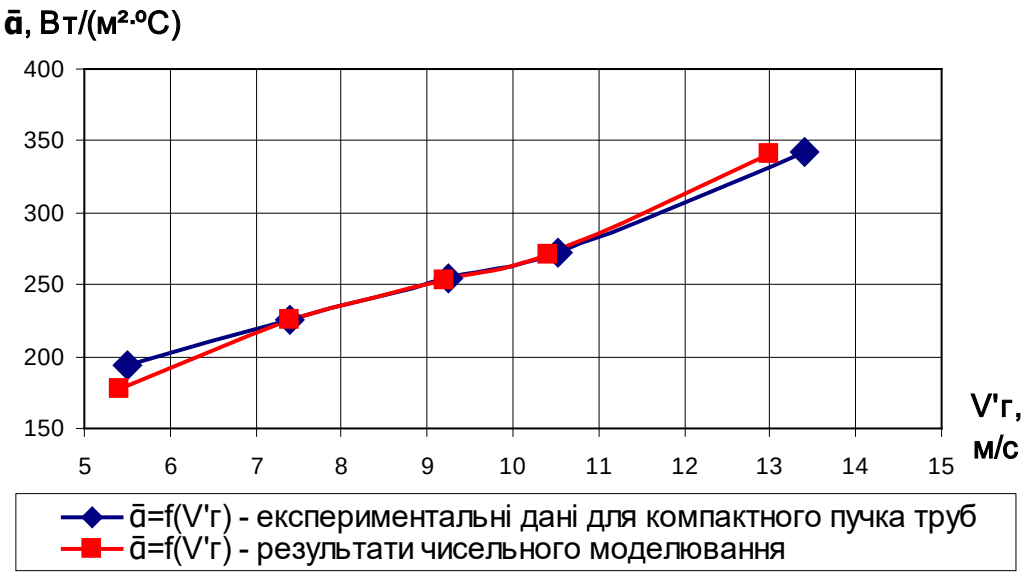


Рис. 2.17. Порівняльний графік залежностей ᾱ = f(V'г) середнього коефіцієнта тепловіддачі відпрацьованих газів ᾱ від швидкості відпрацьованих газів V'г для експериментальних даних компактного пучка труб і результатів чисельного моделювання

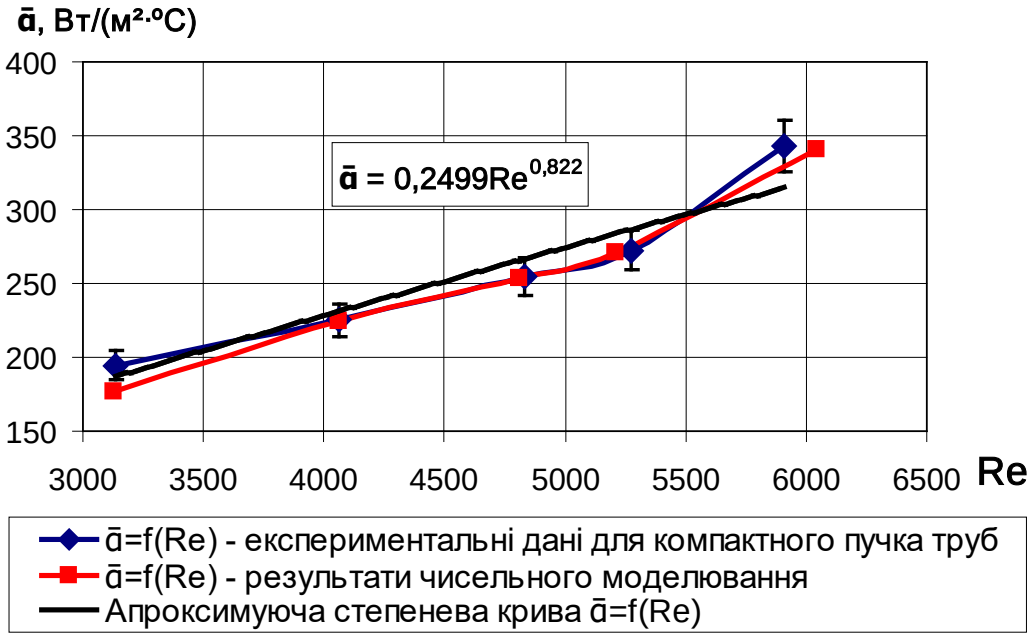


Рис. 2.18. Порівняльний графік залежностей ᾱ = f(Re) середнього коефіцієнта тепловіддачі відпрацьованих газів ᾱ від числа Рейнольдса Re для експериментальних даних компактного пучка труб і результатів чисельного моделювання

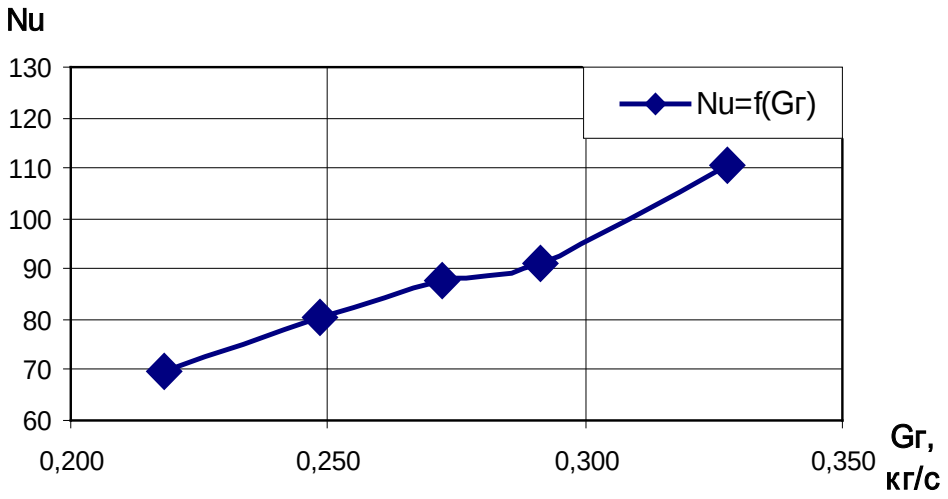


Рис. 2.19. Залежність Nu = f(Gr) середнього числа Нуссельта Nu від масової витрати відпрацьованих газів

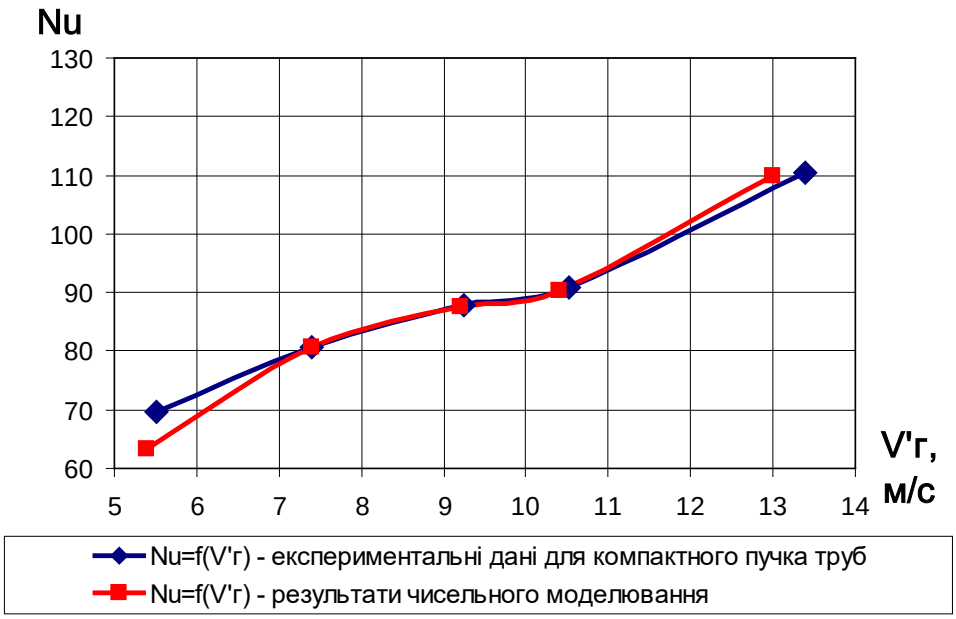


Рис. 2.20. Порівняльний графік залежностей Nu = f(V'г) середнього числа Нуссельта Nu від швидкості відпрацьованих газів V'г для експериментальних даних компактного пучка труб і результатів чисельного моделювання

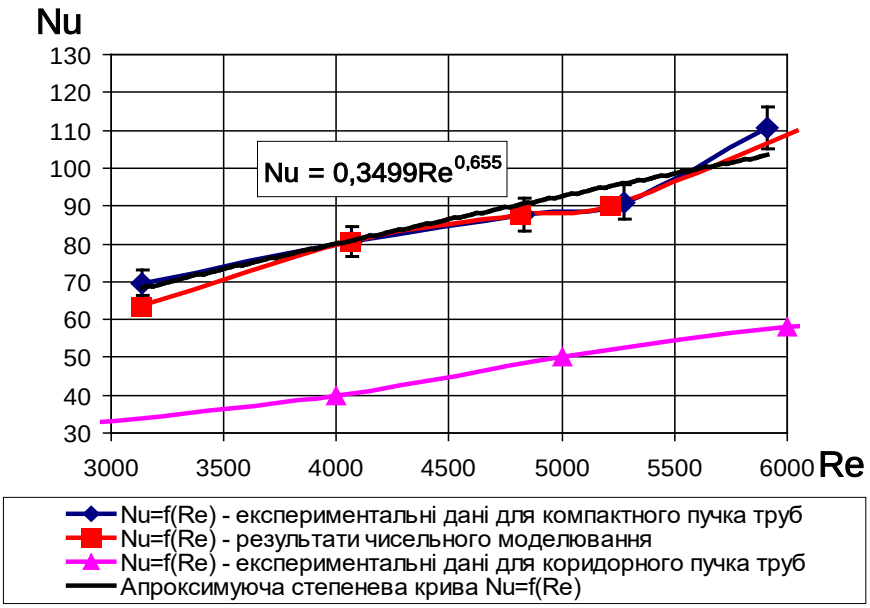


Рис. 2.21. Порівняльний графік залежностей Nu = f(Re) середнього числа Нуссельта Nu від числа Рейнольдса Re для експериментальних даних компактного пучка труб і результатів чисельного моделювання

В результаті експериментальних досліджень отримані експериментальні дані процесів, що відбуваються в каналах досліджуваного пучка, залежності теплообмінних характеристик для стислих пучків труб, які застосовуються у теплообмінному апараті нової конструкції від динамічних і теплофізичних параметрів теплоносіїв. Встановлено, що теплообмінний трубний пучок має високу ефективність, малий аеродинамічний (до 5000 Па) і гідравлічний опір (400 Па), значення числа Nu для досліджуваного пучка у двічі перевищує його значення для традиційного пучка з коридорним компонуванням.

РОЗДІЛ 3
КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ І ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНОСУ ТЕПЛОТИ У ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

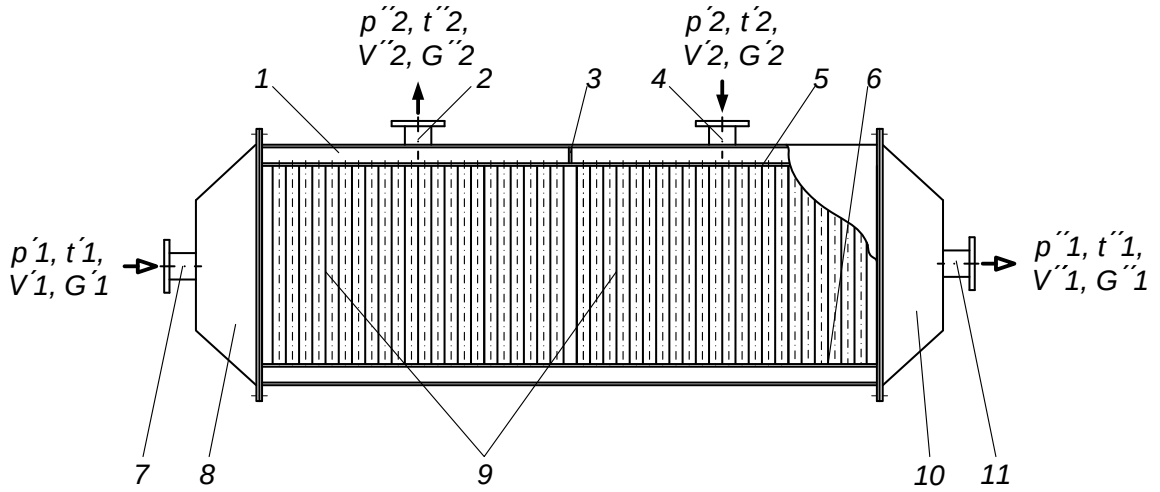
3.1. Основні положення і загальна структура моделювання процесів гідродинаміки і теплопередачі в досліджуваному теплообмінному апараті нової конструкції

Перш ніж перейти до математичної моделі насамперед необхідно описати фізичну модель процесів досліджуваного апарату. Досліджуваним є рекуперативний газо-водяний ТА – утилізатор ВГ. У теплообмінному апараті застосовано коридорне розташування трубок, що розташовані поперечно потоку теплоносія. При цьому трубки одного ряду дотикаються одна до одної у напрямку руху теплоносія.

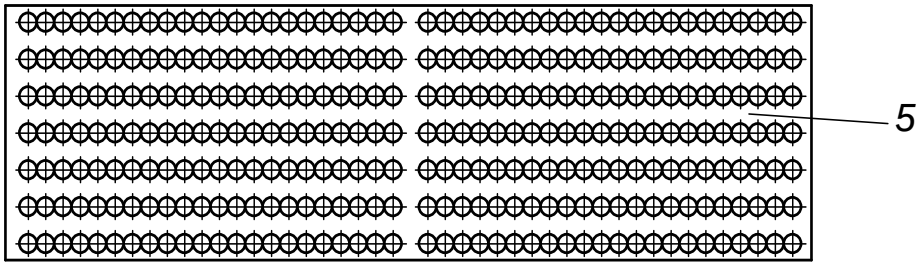
На рис. 3.1 схематично зображено запропонований теплообмінний апарат, загальний вигляд у розрізі з параметрами гарячого і холодного теплоносіїв на вході і виході з нього.

Теплообмінний апарат (рис. 3.1) складається з горизонтального корпусу 1 і закріпленими у ньому трубними дошками 5 і 6 між якими встановлений вертикальний пучок 9 з коридорним розташуванням трубок. Трубки в пучку 9 дотикаються між собою і утворюють ряди. Кожен ряд трубок в пучку 9 має технологічний зазор, що розділяє ряд на дві частини, так як теплообмінний апарат двоходовий з боку охолоджуючої рідини і має перегородку 3 у верхньому колекторі. У вертикальному і горизонтальному перерізі пучок 9 має форму прямокутника. Підведення охолоджувальної рідини в корпус здійснюється через патрубок 4, а відведення через патрубок 2. Корпус 1 являє собою нероз'ємну жорстку конструкцію і з торців закритий

кришками 8 і 10. Кришка 8 має патрубок 7 для входу теплоносія, а кришка 10 патрубок 11 для його виходу.



а



б

Рис. 3.1 Теплообмінний апарат: а – загальний вигляд у розрізі: p_1', t_1', V_1', G_1' і $p_1'', t_1'', V_1'', G_1''$ – параметри гарячого теплоносія (відпрацьованих газів) відповідно на вході в ТА і на виході з нього; p_2', t_2', V_2', G_2' і $p_2'', t_2'', V_2'', G_2''$ – параметри холодного теплоносія (води) відповідно на вході в ТА і на виході з нього; б – трубна дошка.

Теплообмінний апарат працює наступним чином. Гарячий теплоносій (відпрацьовані гази) через вхідний патрубок 7 входить в корпус 1 теплообмінного апарату і направляється в міжтрубний простір пучка 9 де, відбувається теплообмін з холодним теплоносієм (прісна вода) рухається всередині трубок пучка 9 після чого виходить через патрубок 11 з теплообмінного апарату. Холодний теплоносій

надходить в трубний пучок 9 через патрубок 4, а виходить через патрубок 2.

Основні процеси, які відбуваються в ТА:

а) гідродинамічний (рух води в порожнині водяного тракту ТА);

б) газодинамічний (рух газів в порожнині газового тракту ТА);

в) процес теплопередачі:

- конвективний теплообмін газів з площею теплообмінної поверхні;

- теплопровідність в стінці трубок теплообмінного пучка ТА;

- конвективний теплообмін від теплообмінної поверхні до води.

Математичною моделлю процесів, що відбуваються в досліджуваному апараті є сукупність диференціальних рівнянь (руху, нерозривності, тепловіддачі та енергії, теплопровідності) з приєднаними до них умовами однозначності.

Диференціальні рівняння (3.1) (рівняння Нав'є-Стокса) становлять основу всієї механіки рідини і газу. Вони виведені на основі другого закону Ньютона і характеризують розподіл швидкості потоку у часі і просторі (математична модель руху потоку). У прямокутній системі координат при постійних фізичних властивостях середовища в проекціях на осі x, y, z вони записуються

$$\left.\begin{aligned}
\rho\frac{Dw_x}{D\tau} &= X-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(2\frac{\partial w_x}{\partial x}-\frac{2}{3}divm\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}-\frac{\partial w_y}{\partial x}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w_z}{\partial x}+\frac{\partial w_x}{\partial z}\right)\right],\\
\rho\frac{Dw_y}{D\tau} &= Y-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(2\frac{\partial w_y}{\partial x}-\frac{2}{3}divm\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w_y}{\partial z}-\frac{\partial w_z}{\partial y}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w_x}{\partial y}+\frac{\partial w_y}{\partial x}\right)\right],\\
\rho\frac{Dw_z}{D\tau} &= Z-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(2\frac{\partial w_z}{\partial z}-\frac{2}{3}divm\right)\right]+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w_z}{\partial x}-\frac{\partial w_x}{\partial z}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial w_y}{\partial z}+\frac{\partial w_z}{\partial y}\right)\right].
\end{aligned}\right\} \quad (3.1)$$

де w_x, w_y, w_z – складові швидкості потоку в проекціях на осі x, y, z; X, Y, Z – масові сили; ρ – густина потоку; m – вектор швидкості потоку; p – тиск потоку; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості.

Повні похідні в рівняннях системи характеризуються виразами

$$\begin{aligned}
\frac{Dw_x}{D\tau} &= \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z};\\
\frac{Dw_y}{D\tau} &= \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_y}{\partial z};\\
\frac{Dw_z}{D\tau} &= \frac{\partial w_z}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z}.
\end{aligned} \qquad (3.2)$$

Перший член правої частини цих рівнянь визначає локальну зміну швидкості (у часі), інші три члена – зміна швидкості у просторі.

До цих рівнянь слід приєднати ще рівняння нерозривності (отримане на основі закону збереження маси), яке у розкритій формі в прямокутній системі координат має для течій стисливої рідини такий вигляд:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w_z)}{\partial z} = 0, \qquad (3.3)$$

Рівняння руху Нав'є-Стокса в класичній гідромеханіці для в'язкої нестисливої рідини у прямокутній системі координат при постійних фізичних властивостях середовища в проекціях на осі x, y, z записуються

$$\left.\begin{aligned}
\rho\left(\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z}\right) &= X - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2}\right),\\
\rho\left(\frac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_y}{\partial z}\right) &= Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2}\right),\\
\rho\left(\frac{\partial w_z}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z}\right) &= Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu\left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2}\right).
\end{aligned}\right\}, \qquad (3.4)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0, \qquad (3.5)$$

Диференціальне рівняння тепловіддачі, виведене на основі рівності теплових потоків на межі середовища і стінки, виражених законами Ньютона для тепловіддачі і Фур'є для теплопровідності, має вигляд

$$\alpha = -\frac{\lambda}{\Delta t}\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{n=0}, \tag{3.6}$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі; $\Delta t = t_f - t_w$ – температурний напір; t_f, t_w – температура потоку і стінки; λ – коефіцієнт теплопровідності потоку; n – нормаль до поверхні теплообміну.

Диференціальне рівняння енергії виводиться на основі збереження енергії і закону теплопровідності Фур'є і характеризує розподіл температури в рухомому середовищі. У прямокутній системі координат в рухомому середовищі воно має вигляд

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) + \frac{q_V}{\rho c_p}, \tag{3.7}$$

де $a = \lambda/(\rho c_p), q_V$ – коефіцієнт температуропровідності і об'ємна густина потоку внутрішніх джерел теплоти; c_p – питома теплоємність потоку при $p = const$. При цьому похідна $\frac{dt}{d\tau}$ записується так $\frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x\frac{\partial t}{\partial x} + w_y\frac{\partial t}{\partial y} + w_z\frac{\partial t}{\partial z}$.

Диференціальне рівняння теплопровідності, отримане на основі законів Фур'є і збереження енергії, у прямокутній системі координат x, y, z має вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\frac{\partial t}{\partial z}\right) + q_V = \frac{\partial}{\partial \tau}(\rho c t), \tag{3.8}$$

Математичну модель процесів, що відбуваються у досліджуваному апараті нової конструкції в двомірній (2D) постановці при русі потоку теплоносія при вимушеній конвекції складуть наступні диференціальні рівняння [53] з приєднаними до них умовами однозначності.

рівняння руху

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial w_x}{\partial \tau}+w_x\frac{\partial w_x}{\partial x}+w_y\frac{\partial w_x}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2}\right),\\ \frac{\partial w_y}{\partial \tau}+w_x\frac{\partial w_y}{\partial x}+w_y\frac{\partial w_y}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2}\right)\end{aligned}\right\}, \tag{3.9}$$

рівняння нерозривності

$$\frac{\partial w_x}{\partial x}+\frac{\partial w_y}{\partial y}=0, \tag{3.10}$$

рівняння тепловіддачі та енергії

$$\rho c_p\left[\frac{\partial t}{\partial \tau}+w_x\frac{\partial t}{\partial x}+w_y\frac{\partial t}{\partial y}\right]=\lambda\left[\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}\right], \tag{3.11}$$

або

$$\frac{\partial t}{\partial \tau}+w_x\frac{\partial t}{\partial x}+w_y\frac{\partial t}{\partial y}=a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}\right) \tag{3.12}$$

Для моделювання турбулентної течії використовується двопараметрична, диференціальна, стандартна $k-\varepsilon$ модель, що складається з двох диференціальних рівнянь переносу кінетичної енергії і швидкості дисипації

$$\begin{aligned}&\frac{\partial k}{\partial \tau}+\overline{w}_y\frac{\partial k}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial y}\left[\left(\nu+\frac{\nu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial y}\right]+\mu\left(\frac{\partial \overline{w}_y}{\partial x}+\frac{\partial \overline{w}_x}{\partial y}\right)\cdot\frac{\partial \overline{w}_x}{\partial y}-\varepsilon,\\ &\frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau}+\overline{w}_y\frac{\partial \varepsilon}{\partial y}=\frac{\partial}{\partial y}\left(\nu+\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial y}+c_{\varepsilon 1}\frac{\varepsilon}{k}\cdot\mu\left(\frac{\partial \overline{w}_y}{\partial x}+\frac{\partial \overline{w}_x}{\partial y}\right)\cdot\frac{\partial \overline{w}_x}{\partial y}-c_{\varepsilon 2}\frac{\varepsilon^2}{k},\\ &\nu_t=\frac{c_\mu k^2}{\varepsilon}, c_\mu=0.09, c_{\varepsilon 1}=1.44, c_{\varepsilon 2}=1.92, \sigma_k=1, \sigma_\varepsilon=1.3.\end{aligned} \tag{3.9}$$

Рівняння (3.1, 3.3, 3.6-3.8) описують безліч процесів тепловіддачі. Щоб застосувати їх для опису конкретного процесу, до системи цих рівнянь необхідно приєднати геометричні, фізичні, граничні, тимчасові умови однозначності [53, 64].

Крайові умови

$$w_i(\tau=0)=0, w_i(x=0)=w_{in}, w_i(x=y=x_{\text{CT}})=0, t\big|_s=t_{CT}\big|_s \tag{3.10}$$

де w – швидкість; τ – час; x, y – координати Декартової системи координат x, y; i – i-а координата; in – вхід; t – температура; s – поверхня; ст – стінка.

Система диференціальних рівнянь (3.1, 3.3, 3.6-3.8) в математичному сенсі достатньо складна і її рішення спрощується за допомогою сучасних методів обчислювальної математики і персонального комп'ютера. Комп'ютерне моделювання гідродинамічних процесів і процесів переносу теплоти в досліджуваному теплообмінному апараті, проводилося на основі методів обчислювальної гідродинаміки (англ. Computational fluid dynamics, CFD) з використанням спеціального програмного пакета ANSYS.

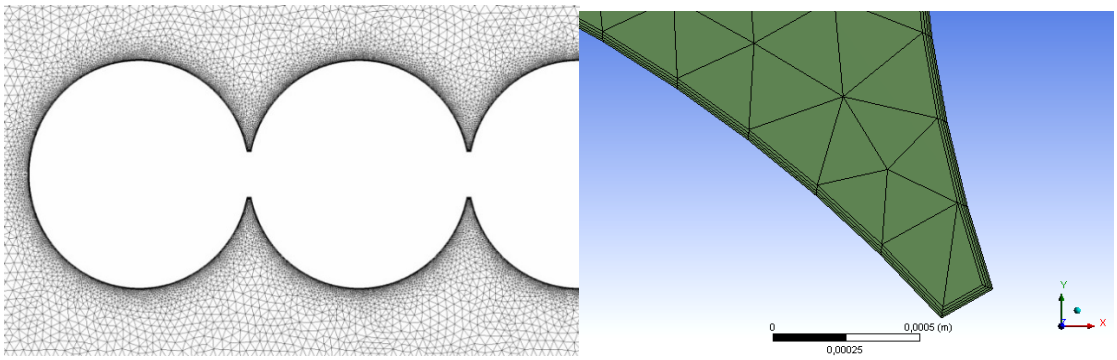
Геометричні моделі створювалися за допомогою Autocad Mechanical 2012 і імпортувалися в ANSYS geometry – designmodeler.

Для чисельного рішення рівнянь математичної моделі, використовувалася гібридна сітка з елементами у вигляді чотирикутника поблизу стінки (примежовий шар) і елементами у вигляді трикутника у всій іншій області, яка дає досить хороші результати з похибкою не більше 1-2%.

Схема обчислювальної сітки для елемента компактного трубного пучка і елемент застосування гібридної сітки для вирішення двовимірної задачі течії у каналі наведені на рис. 3.2

При побудові сітки для розробленого компактного трубного пучка була вирішена проблема складності її побудови у точках дотику сусідніх трубок, за рахунок незначного спрощення геометрії шляхом з'єднання трубок прямою лінією довжиною в 1 мм трохи вище точки дотику. Результат спрощення геометрії і побудови сітки показаний на рис. 3.2.

Для моделювання течії використовуються методи кінцевих елементів, що набули найбільшого поширення [65-67].



а б

Рис. 3.2. а – схема обчислювальної сітки для елемента компактного трубного пучка; б – елемент гібридної сітки з побудовою примежового шару за методом загальної товщини (Total Thickness), при наявності 4 шарів з початковою товщиною шару $3 \cdot 10^{-5}$ для досліджуваної поверхні теплообміну

Для зниження помилок CFD-розрахунків були проведені тестові розрахунки [68] з подальшою перевіркою адекватності (верифікацією) розробленої CFD-моделі шляхом зіставлення розрахованих характеристик з відомими з фізичного експерименту [42, 69].

Тестові розрахунки виконувалися для наступних випадків:

- для ізольованої трубки при Re = 2000 і Re = 10000;

- розрахунок теплообміну і гідравлічного опору в пучку гладких труб коридорної компоновки.

Аналізуючи результати моделювання можна відзначити практичну близькість якісної картини течії при цьому кількісні характеристики течії відрізняються на величину ± 3%, що цілком допустимо.

3.2. Комп'ютерне моделювання процесів переносу в теплообмінниках нової конструкції використовуючи програмний пакет ANSYS

Розробка нових конструкцій кожухотрубних теплообмінних апаратів є багатофакторною інженерною задачею, яка визначальною мірою залежить від геометрії і компонування основного елемента ТА – трубного пучка. Нові компонування пучків труб повинні відповідати високим вимогам, що пред'являються до цих пучків – при максимальній теплової ефективності мати мінімальні втрати тиску.

Розроблена конструкція утилізатора теплоти ВГ, відрізняється від традиційних конструкцій з шаховим або коридорним розміщенням трубок в пучках і заснована на компактному розміщенні в них трубок, що дає можливість істотно поліпшити їх масогабаритні показники. Розглянутий теплообмінник має пучок дотичних в рядах трубок, при цьому рух теплоносіїв здійснюється за схемою подвійної перехресної течії рис. 3.3.

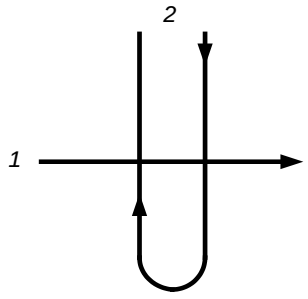


Рис. 3.3. Схема руху теплоносіїв: 1 – гарячий теплоносій (відпрацьовані гази); 2 – холодний теплоносій (прісна вода).

Проведено комп'ютерне моделювання гідродинамічних процесів і процесів тепломасопереносу у гранично стислих пучках трубок (трубки дотикаються у напрямку руху гарячого теплоносія), коридорної компоновки при поперечному їх обтіканні. В одному ряду

пучка міститься 42 трубки (висотою h = 1 м, для всіх конструкцій), які розділені між собою технологічним зазором, як показано на рис. 3.4. Розрахунки проведені для каналів пучків трубок (рис. 3.4, рис. 3.5) геометричні характеристики яких відображені в табл. 3.1.

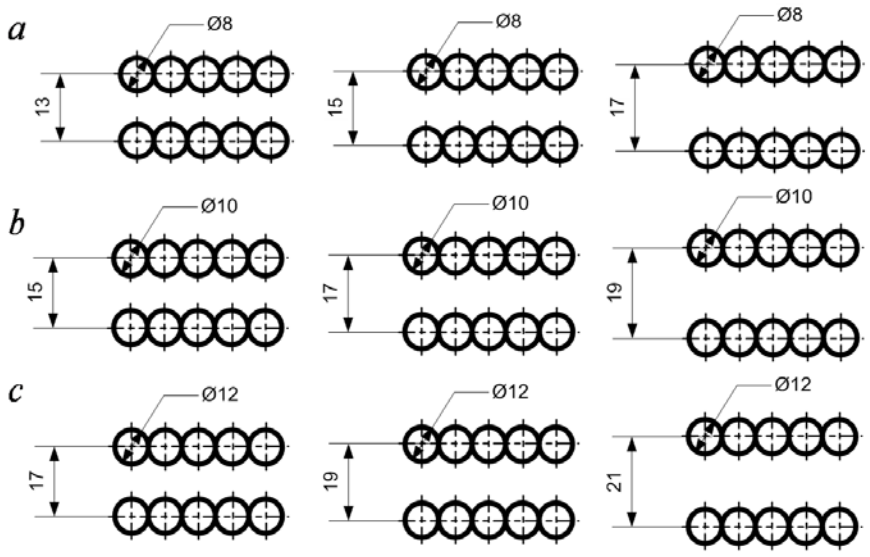


Рис. 3.4. Геометрія розміщення трубок в пучку: a – діаметр трубок 8 мм; b –діаметр трубок 10 мм; c – діаметр трубок 12 мм

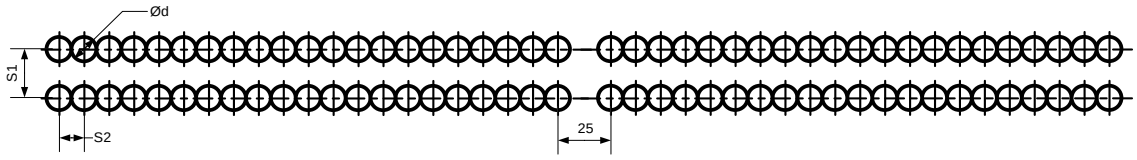


Рис. 3.5 Геометрія каналу пучка труб

Необхідні вихідні дані для моделювання процесів в каналах пучків трубок досліджуваних конструкцій теплообмінного апарату (утилізатора ВГ) взяті з рекомендацій виконаного проектного розрахунку (див. Додаток А).

Чисельні розрахунки в досліджуваних каналах пучків трубок проведені для 9 конструкцій (табл. 3.1) при значенні числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = 7085$. У якості теплоносіїв прийняті відпрацьовані гази (гарячий

теплоносій) з температурою на вході +470 °С, які протікають в каналах пучків трубок. Температура стінок трубок приймалася постійною, однак змінювалася для кожної секції в міру просування теплоносія (перша секція +75 °С, друга +34 °С). Подібні умови мають місце, наприклад, в багатоходових ТА – утилізаторах теплоти відпрацьованих газів, когенераційних установок, при схемі руху теплоносіїв – перехресна течія.

Таблиця 3.1

Геометричні характеристики різних каналів пучка труб

№ п/п	Поперечний крок S_1, *мм*	Повздовжній крок S_2, *мм*	Діаметр трубки d, *мм*	Число трубок в ряду n_i, *шт.*
1	2	3	4	5
1	13	8	8	42
2	15	8	8	42
3	17	8	8	42
4	15	10	10	42
5	17	10	10	42
6	19	10	10	42
7	17	12	12	42
8	19	12	12	42
9	21	12	12	42

Результати розрахунків наведені для однієї з розглянутих геометрій (d = 8 мм, S_1= 13 мм) на рис. 3.6-3.9. Розподіл поля швидкостей в каналах трубного пучка представлено на рис. 3.6, а на рис. 3.7 показано розподіл векторів швидкості на невеликій повторювальній ділянці каналу. Як видно з рис. 3.7, у верхній точці трубки відбувається відрив примежового шару, а у області дотикання трубок спостерігається застійна зона. Значення середньої швидкості ВГ у найбільш вузькому поперечному перерізі каналу становить 86 ± 2 м/с (рис. 3.6). На рис. 3.8 наведено температурний розподіл у каналах, де температура ВГ на виході складає 82 ± 3 °С. На рис. 3.9

показано зміну тиску у потоці ВГ, що протікають в каналах трубного пучка.

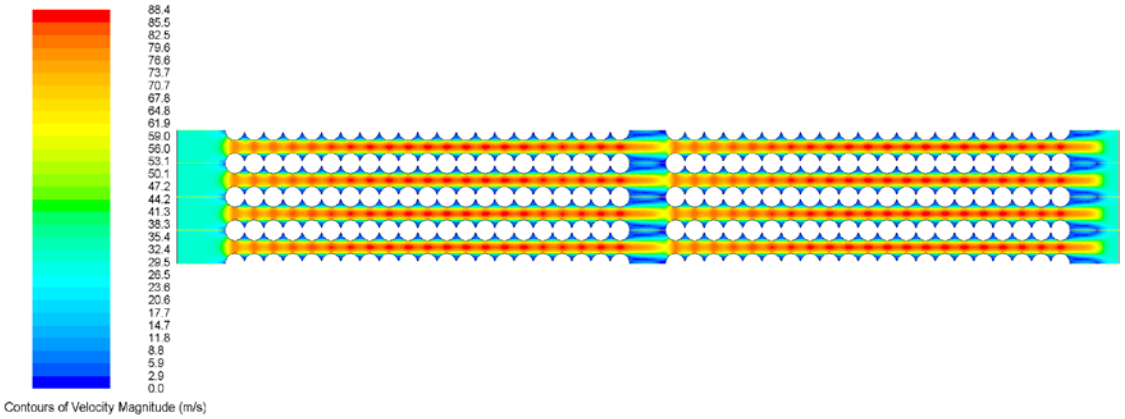


Рис. 3.6. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

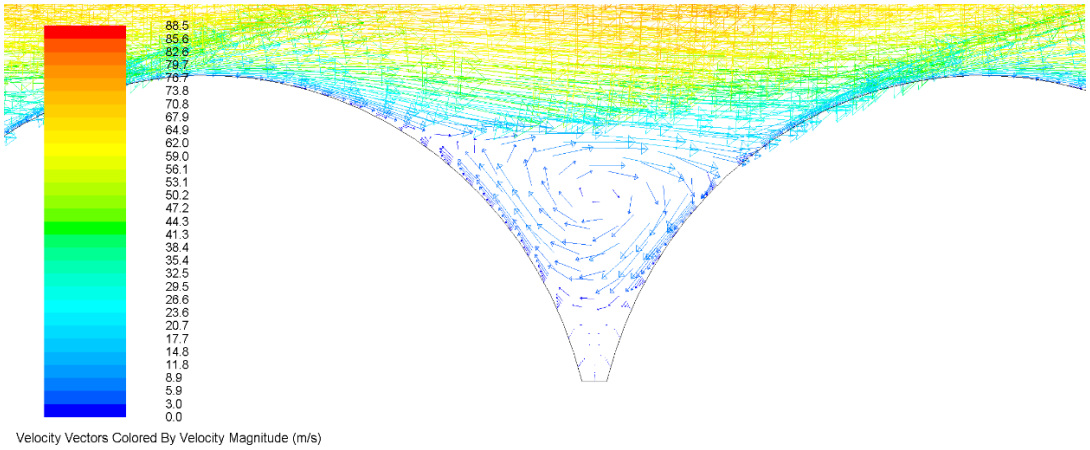


Рис. 3.7. Вектор швидкості у області дотикання трубок, м/с

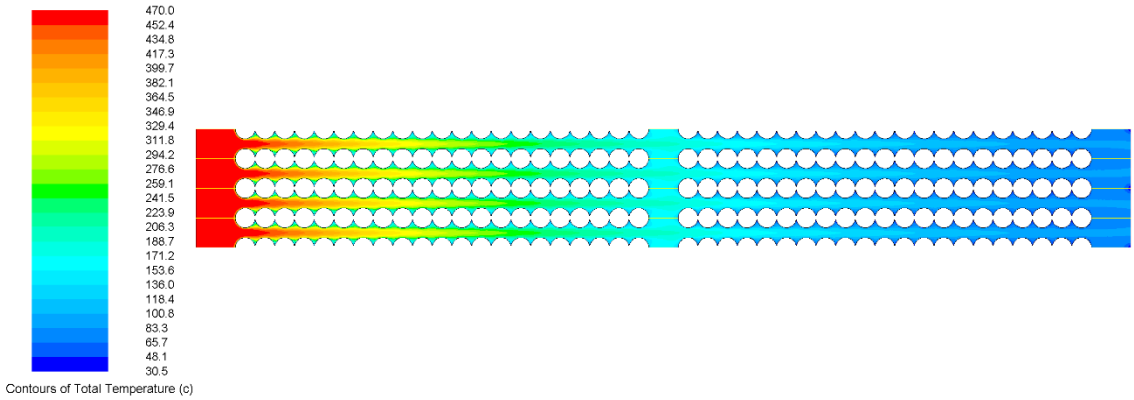


Рис. 3.8. Зміна температури в каналах пучків трубок, ^{o}C

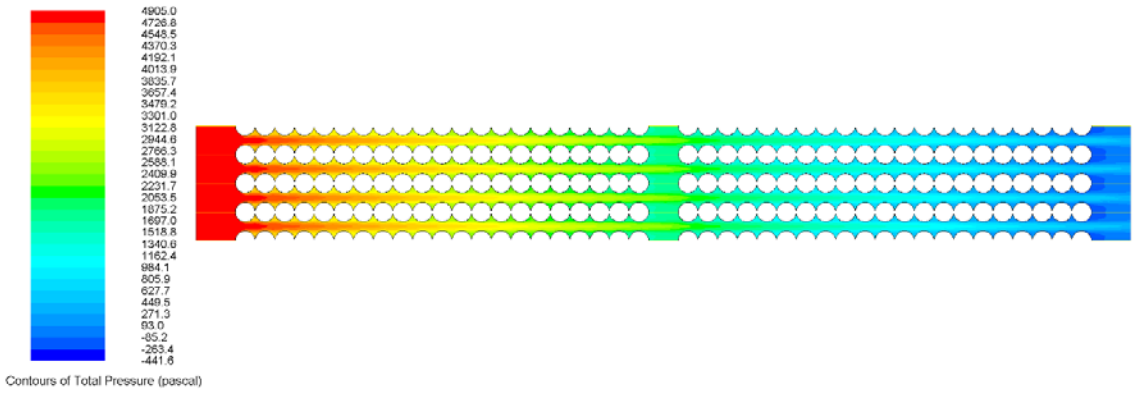


Рис. 3.9. Перепад тиску в каналах пучків трубок, Па

Для експериментальної когенераційної установки на базі двигуна внутрішнього згоряння з утилізатором теплоти – ТА нової конструкції проведено комп'ютерне моделювання процесів гідродинаміки і теплообміну, що відбуваються в каналах досліджуваних пучків трубок з метою їх візуалізації, отримання залежностей теплообмінних характеристик від динамічних і теплофізичних параметрів теплоносія, а також локальних коефіцієнтів тепловіддачі для периметрів трубок 1-4-го рядів першого пучка. Геометрія досліджуваного каналу пучків трубок відображена на рис. 3.5, геометричні характеристики, якої наведені у таблиці 3.1 під порядковим номером №4, кількість труб в пучках становить 378 штук (висотою h = 1 м), пучки розділені між собою технологічним зазором, як показано на рис. 3.5.

Чисельні розрахунки в досліджуваних пучках трубок проведені для п'яти режимів роботи двигуна при частоті обертання колінчатого вала 600, 800, 1000, 1200 і 1500 хв$^{-1}$. Результати розрахунків для режиму роботи 1500 хв$^{-1}$ наведені на рис. 3.10-3.14. Розподіл поля швидкостей в каналах трубних пучків представлено на рис. 3.12, а на рис. 3.10 і 3.11 показано лінії течії, що відображають значення швидкостей ВГ в каналах і розподіл векторів швидкості на невеликій

повторювальній ділянці каналу. Значення середньої швидкості ВГ у найбільш вузькому поперечному перерізі каналу становить 37 ± 2 м/с (рис. 3.11). На рис. 3.13 і 3.14 показано температурний розподіл і зміну тиску в потоці ВГ, що протікають у каналах трубних пучків.

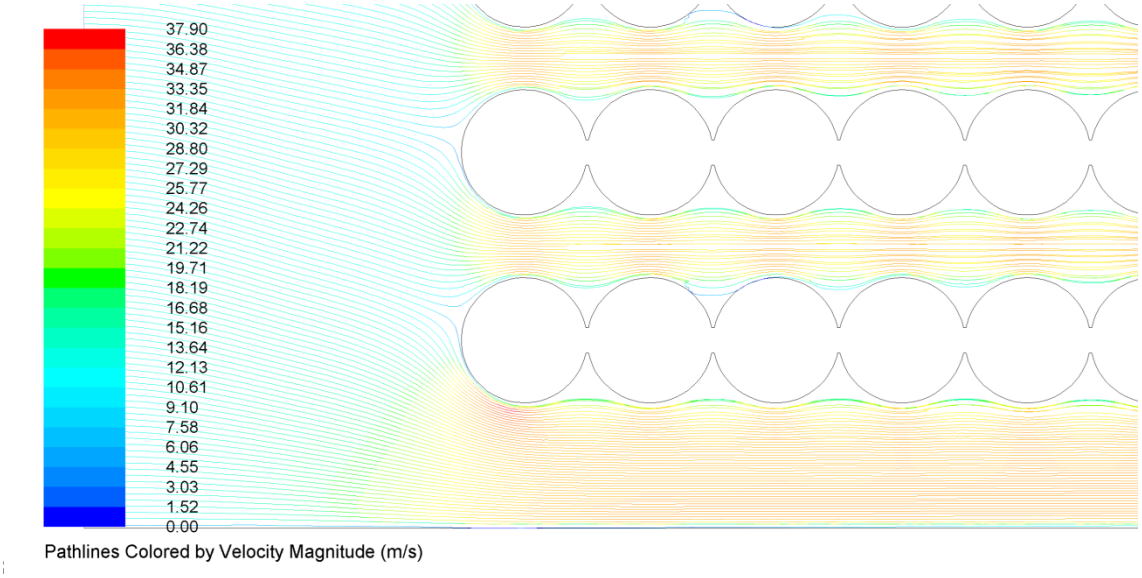


Рис. 3.10. Лінії току, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

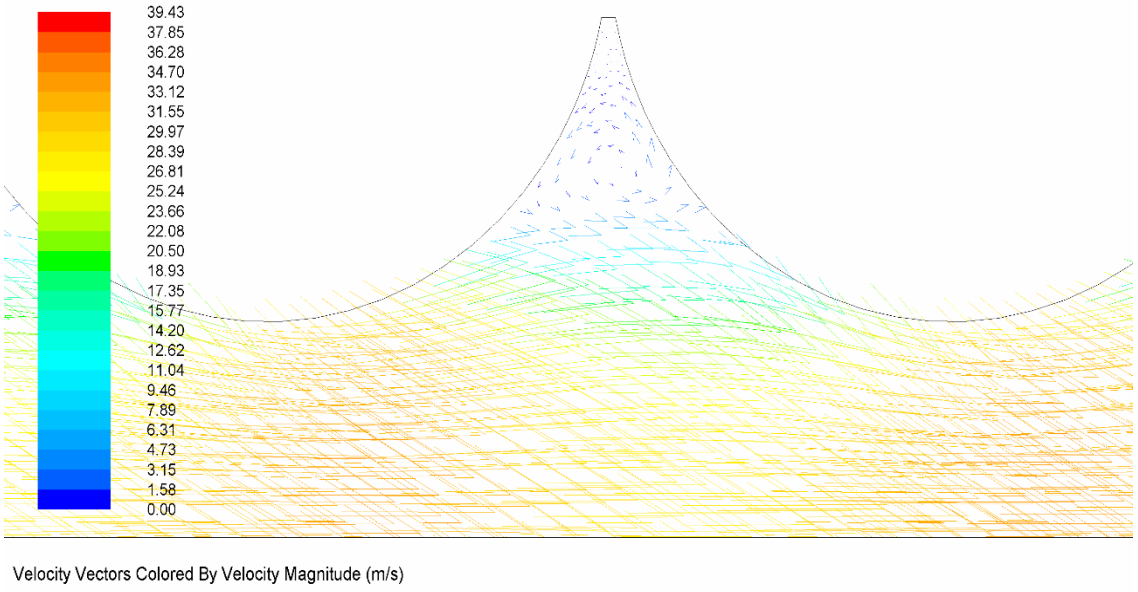


Рис. 3.11. Вектор швидкості в області стикання трубок, м/с

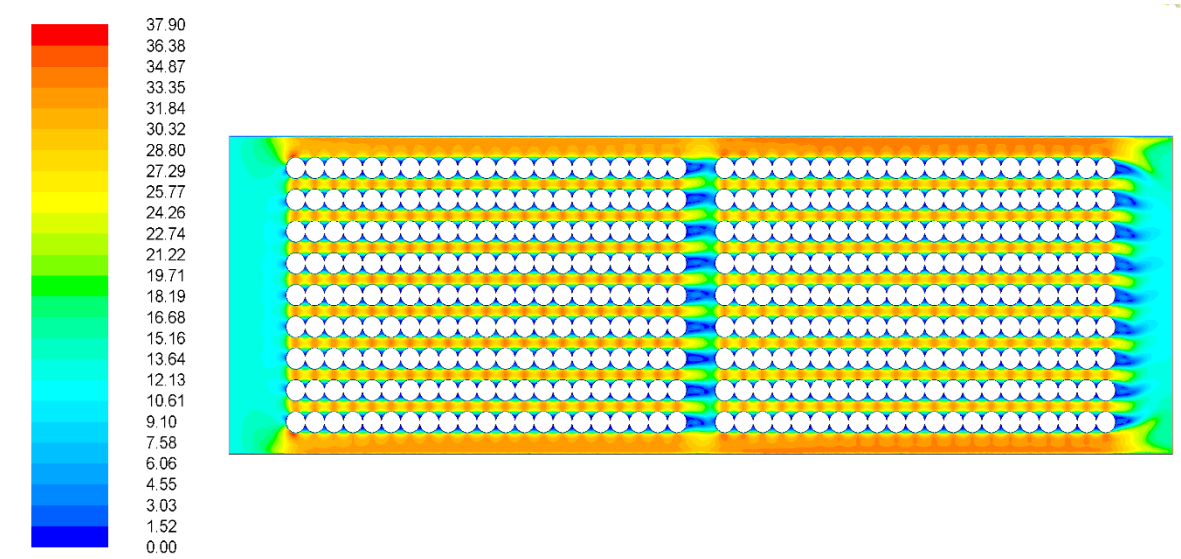


Рис. 3.12. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків труб, м/с

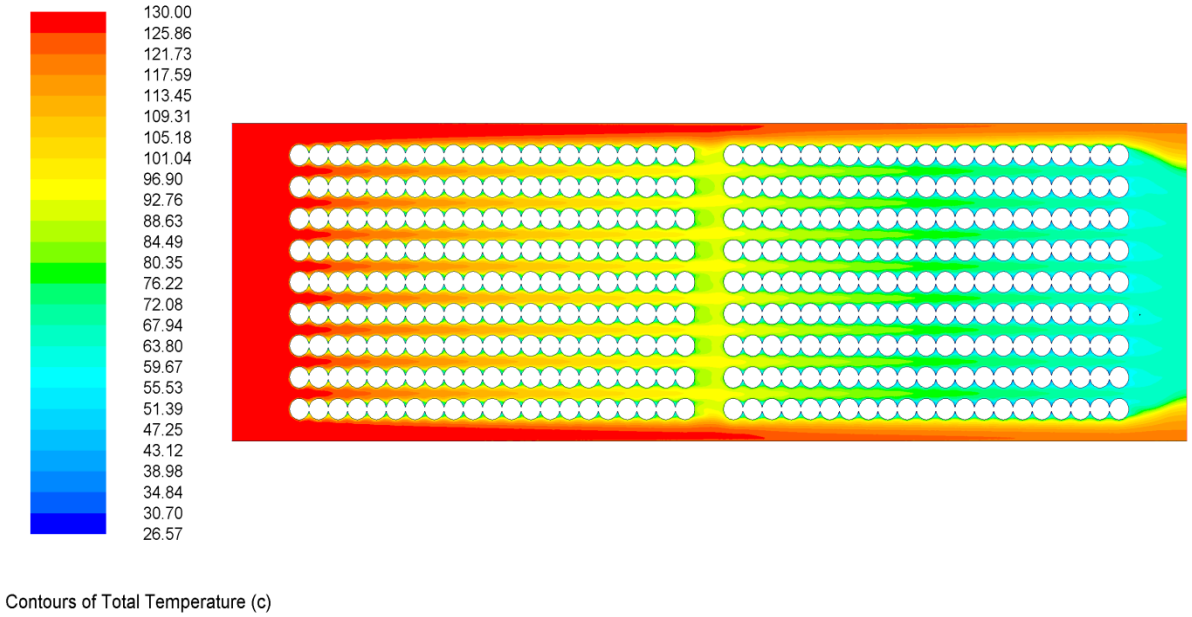


Рис. 3.13. Зміна температури в каналах пучків труб, ^{o}C

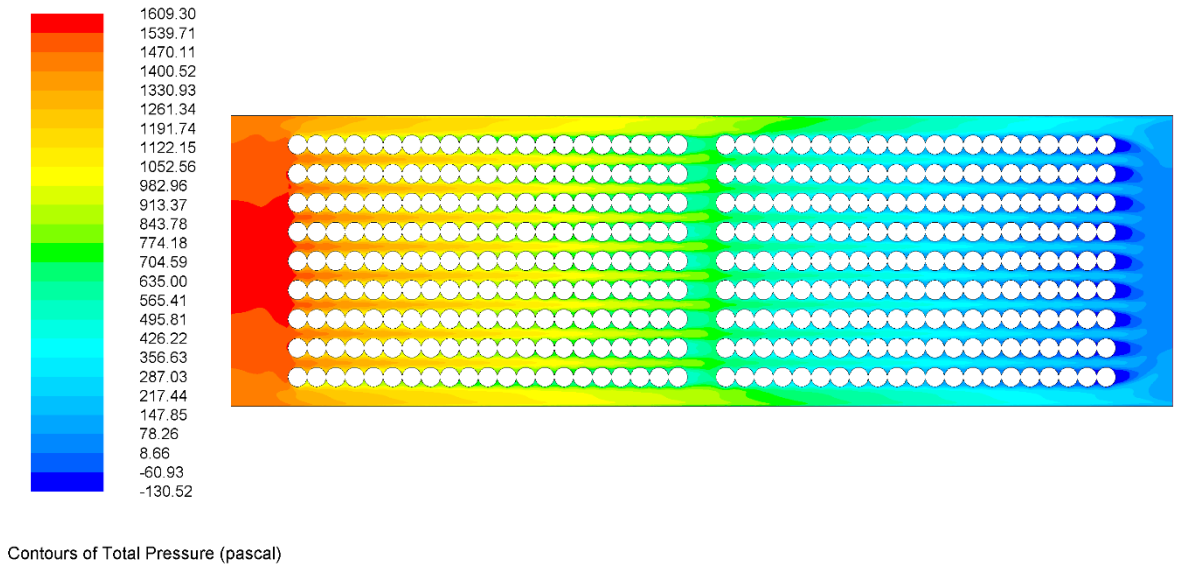


Рис. 3.14. Перепад тиску в каналах пучків труб, Па

Як видно з рис. 3.13 гази, що проходять у бічних каналах між корпусом і пучками мають більш високі температури у порівнянні з газами, що виходять з каналів пучка, це вказує на наявність байпасного протікання газів між трубним пучком і корпусом апарату.

Також у результаті чисельного моделювання одержані локальні розподіли коефіцієнта тепловіддачі для периметру трубки 1-4-го поперечних рядів першого пучка для кожного з п'яти режимів роботи двигуна рис. 3.23-3.28.

3.3. Аналіз результатів чисельного моделювання

Для оцінки теплообмінної поверхні з енергетичної точки зору використовується коефіцієнт теплогідравлічної ефективності (критерій М.В. Кирпичева), який визначається як відношення переданої кількості теплоти Q через поверхню теплообміну до величини сумарної потужності N, необхідної на прокачування

теплоносіїв через поверхню теплообміну з обох сторін, Вт (без урахування ККД нагнітачів і приводів) [70,71]

$$E = \frac{Q}{N}, \tag{3.11}$$

Кількість теплоти, яка відбирається від гарячого або передається до холодного теплоносія, визначається за формулою

$$Q = c_p G \Delta T, \tag{3.12}$$

де ΔT – перепад температур теплоносія у тракті теплообмінника; T', T'' – відповідно температури теплоносія на вході і виході з каналу, °С; G – масова витрата теплоносія, кг/с; $c_р$ – питома теплоємність теплоносія, кДж/(кг·°С).

Потужність, необхідна для прокачування теплоносія:

$$N_н = \frac{\Delta p G}{\rho}, \tag{3.13}$$

де Δp – перепад тиску на вході і виході з каналу, кПа; ρ – густина теплоносія, кг/м^3.

Для порівняння значень енергетичної ефективності різної геометрії поверхонь теплообміну, крім теплогідравлічної ефективності, також використовується фактор аналогії Рейнольдса (ФАР) у вигляді співвідношення [72, 73]

$$ФАР = \frac{\overline{Nu} / \overline{Nu_0}}{\overline{f} / \overline{f_0}}. \tag{3.14}$$

Зазначений параметр характеризує співвідношення інтенсифікації теплообміну до зростання втрат тиску. У якості еталонних (позначених індексом «0») в рівнянні (3.14) використовуються значення числа Нуссельта Nu_0 і коефіцієнта гідравлічного опору f_0 у плоскому каналі з гладкими стінками при однакових числахRe.

На рис. 3.15 і 3.16 зображено залежність усередненого коефіцієнта тепловіддачі з газової сторони і числа Нуссельта $Nu = \overline{\alpha} d / \lambda$ (для поверхні пучка трубок) від геометрії пучка відповідно.

В результаті аналізу отриманих залежностей можна зробити висновок, що найбільш ефективною конструкцією за інтенсивністю теплообміну є пучок труб з поперечним кроком 5 мм і діаметром 8 мм.

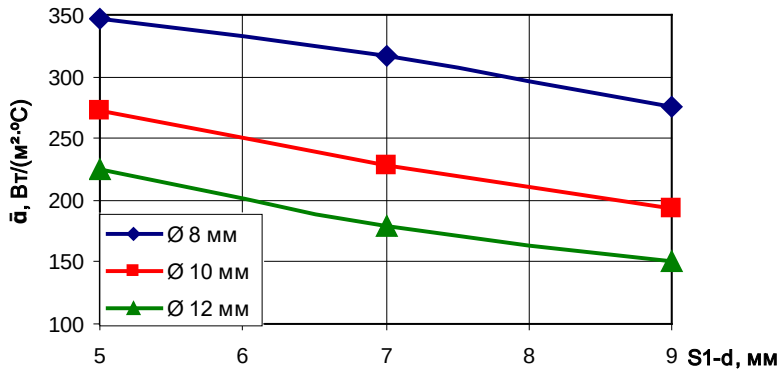


Рис. 3.15. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від геометрії пучка

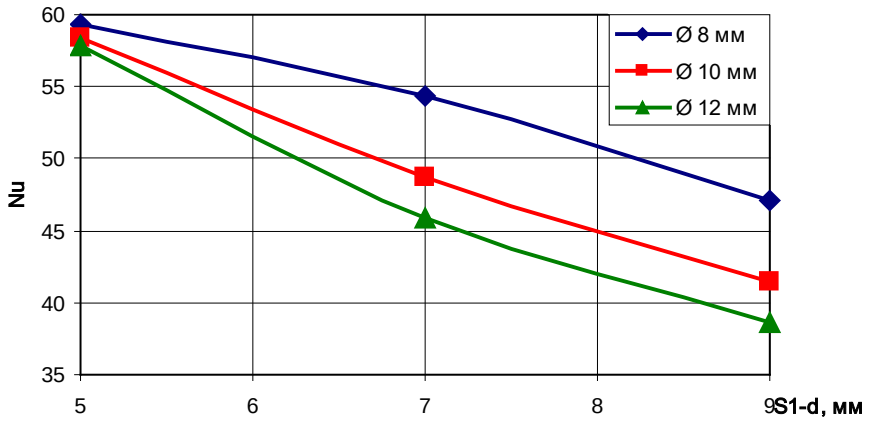


Рис. 3.16. Залежність числа Нуссельта від геометрії пучка

На рис. 3.17 і 3.18 приведені залежності числа Нуссельта Nu / Nu_0, коефіцієнта гідравлічного опору в міжтрубному

каналі f / f_0, віднесених до відповідних значень цих величин в гладкому каналі (позначених індексом «0»), ФАР і теплогідравлічної ефективності Е від геометрії пучка труб.

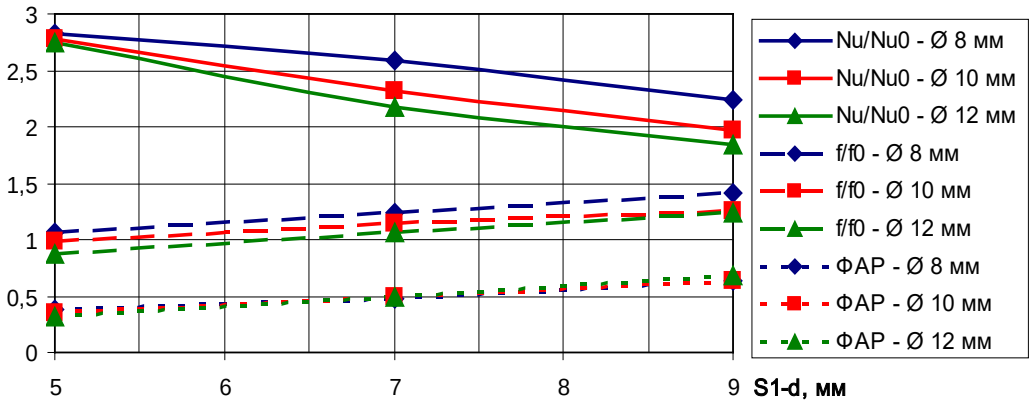


Рис. 3.17. Відносні величини чисел Нуссельта, коефіцієнтів тертя і фактора аналогії Рейнольдса для різної геометрії трубних пучків

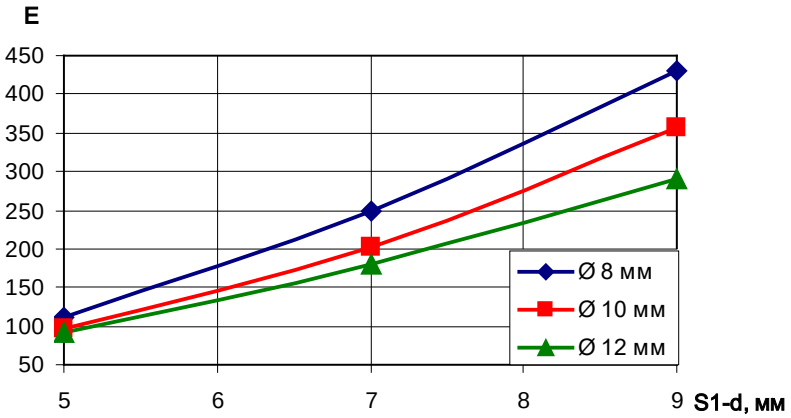


Рис. 3.18. Залежність теплогідравлічної ефективності від геометрії пучка трубок

Як видно з рис. 3.17 значення відносин чисел Нуссельта ростуть при зменшенні кроку і зменшенні діаметра трубок, а значення коефіцієнтів тертя на поверхні стінки трубок і ФАР знижуються при збільшенні кроку і діаметра трубок. У досліджуваних каналах

досягається збільшення коефіцієнта теплообміну на поверхні трубного пучка в порівнянні з гладким каналом до 2 разів. У той же час, як випливає з рис. 3.18 теплогідравлічна ефективність при зменшенні кроку і діаметра трубок внаслідок зростання гідравлічних опорів падає.

На рис. 3.19-3.21 наведені графіки, які показують втрати тиску, зміни температури гарячого (охолоджуваного) теплоносія на виході з каналу і величини сумарної кількості теплоти, що передається через теплообмінну поверхню пучків трубок різної геометрії. Як випливає з отриманих залежностей, температура ВГ на виході з пучка для поперечного кроку 13 мм істотно знижується, загальна кількість теплоти, що передається від гарячого теплоносія до холодного, підвищується, а перепад тиску зростає до 5 разів. При цьому підвищення тиску становить 3,5-5 кПа, що не робить значного впливу на роботу двигуна [37].

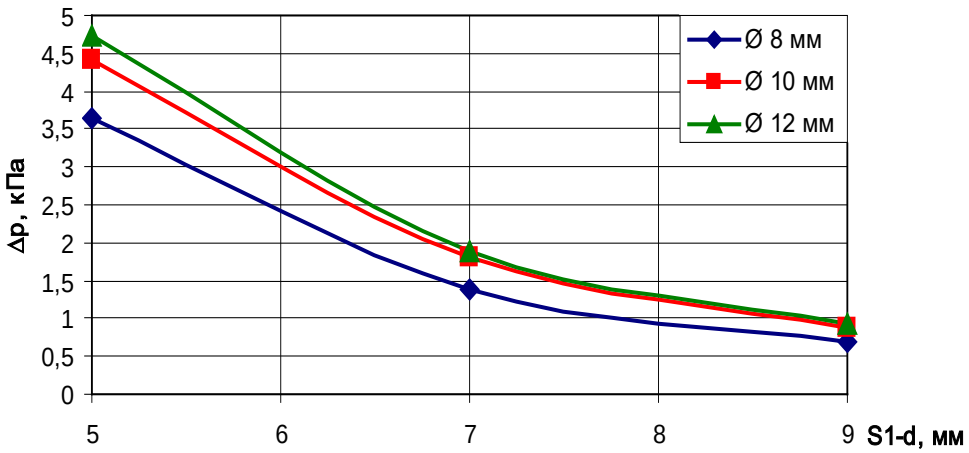


Рис. 3.19. Залежність перепаду тиску від геометрії пучка трубок

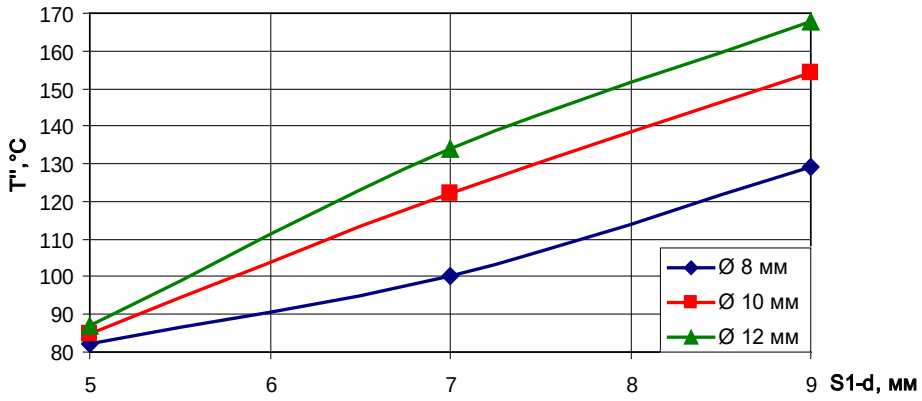


Рис. 3.20. Залежність зміни температури теплоносія на виході з каналу від геометрії пучка трубок

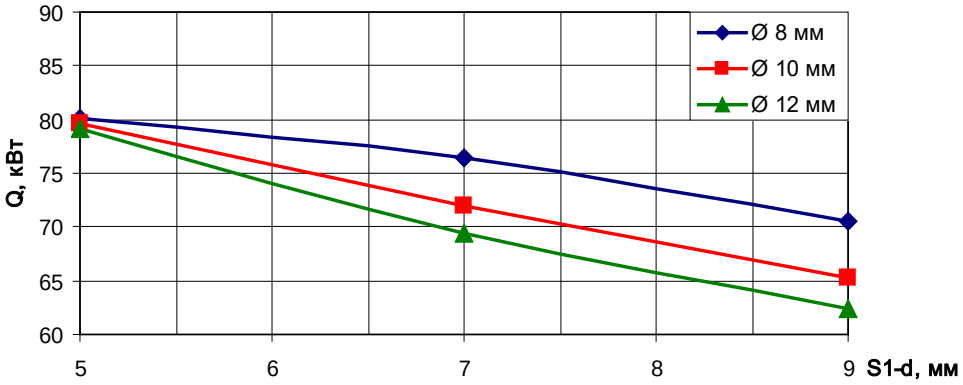


Рис. 3.21. Залежність величини сумарного відведеного кількості теплоти від геометрії пучка трубок

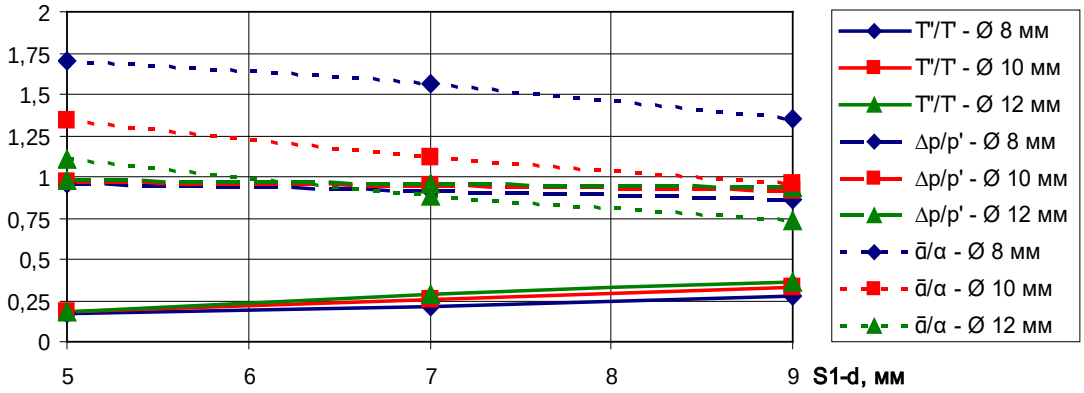


Рис. 3.22. Безрозмірні співвідношення температур, втрат тиску і коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні каналів різної геометрії з компактним розміщенням трубок

Аналізуючи отримані залежності з точки зору впливу геометрії на тепло- і гідродинамічні характеристики компактного пучка труб з поперечним обтіканням, можна відзначити, що найкращі характеристики має пучок трубок з поперечним кроком 13 мм і діаметром трубок 8 мм. Осереднені значення коефіцієнта тепловіддачі α для цієї поверхні в 1,5 рази перевищують відповідні значення α для пучка трубок з діаметром 12 мм і поперечним кроком 17 мм і до 2,5 разів перевищують відповідні значення α для пучка трубок з діаметром 12 мм і поперечним кроком 21 мм. При цьому досягається значне зменшення температури охолоджуваного теплоносія на виході з каналу. Аеродинамічний опір зі зменшенням поперечного кроку розташування трубок в пучку росте, але в абсолютному значенні падіння тиску не спостерігається і це не викликає істотного зростання протитиску на вихлопі двигуна, що важливо при проектуванні ТА для когенераційних установок. Також необхідно відзначити, що конструкція гранично стислих пучків трубок при відсутності зазору між сусідніми трубками гладкотрубного пучка з коридорним компонуванням при поперечному обтіканніу 1,5÷2 рази менше за габаритними показниками конструкції традиційних пучків труб з коридорним компонуванням. Розроблений компактний пучок трубок легкодоступний і простий у експлуатації, що дуже важливо при роботі з забрудненим теплоносієм, наприклад, ВГ двигуна внутрішнього згоряння.

Порівняння інтенсивності тепловіддачі 1-4-го поперечних рядів першого пучка при конвективному теплообміні для п'яти встановлених режимів роботи двигуна проводиться на основі даних про локальні коефіцієнти тепловіддачі на поверхні теплообміну.

Апроксимовані залежності локального розподілу коефіцієнта тепловіддачі для периметра трубок 1-4-го поперечних рядів першого

пучка для кожного з п'яти встановлених режимів роботи двигуна наведені на рис. 3.23-3.27.

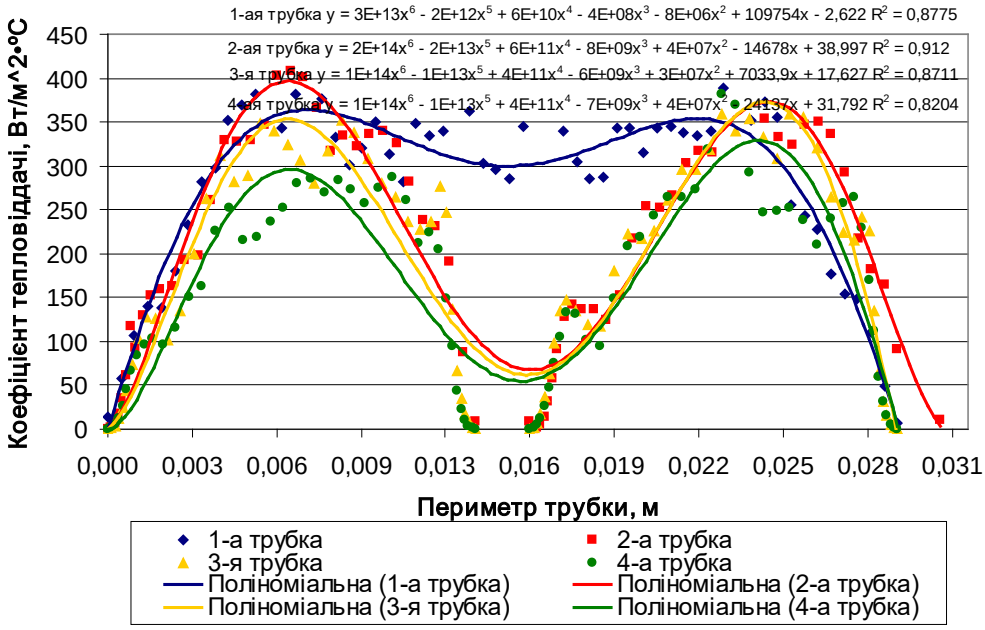


Рис. 3.23. Апроксимуючі поліноміальні функції розподілу локального коефіцієнта тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 3128; Pr = 0,704 (n = 600 хв$^{-1}$)

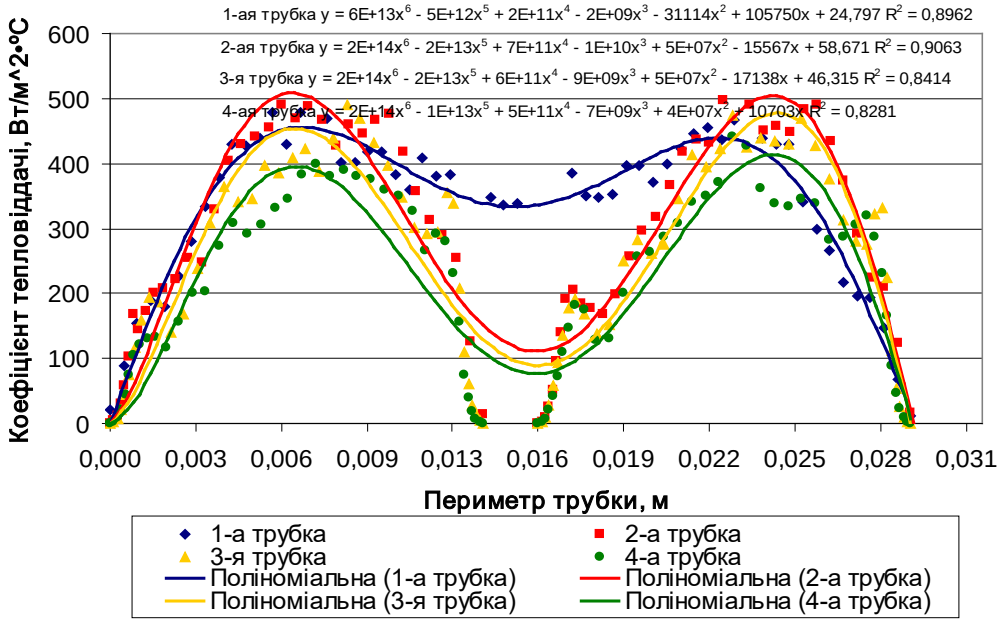


Рис. 3.24. Апроксимуючі поліноміальні функції розподілу локального коефіцієнта тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 4061; Pr = 0,702 (n = 800 хв$^{-1}$)

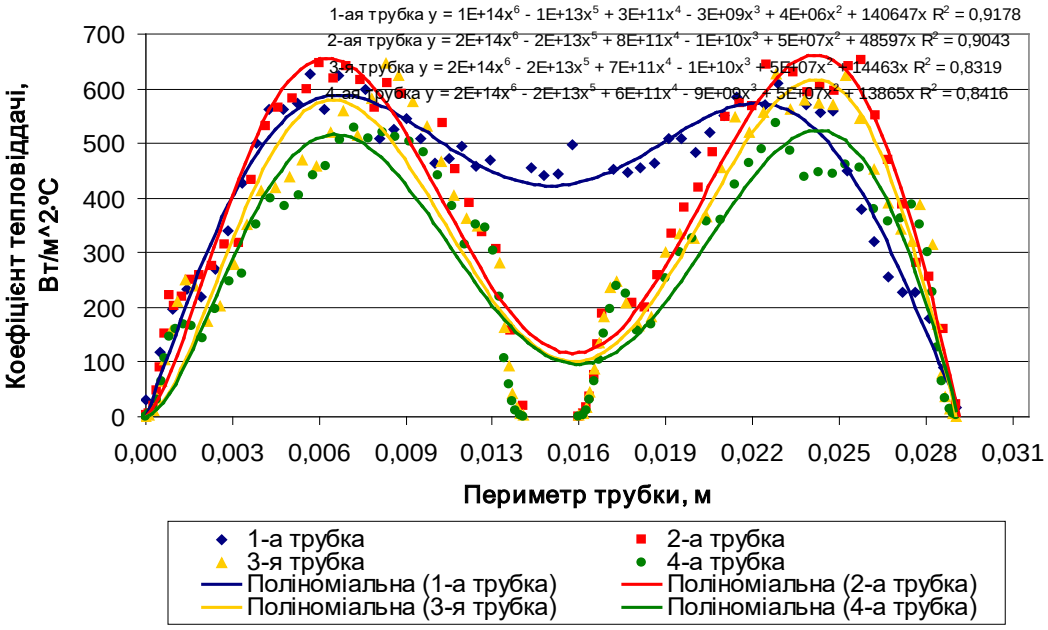


Рис. 3.25. Апроксимуючі поліноміальні функції розподілу локального коефіцієнта тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 4809; Pr = 0,699 (n = 1000 хв$^{-1}$)

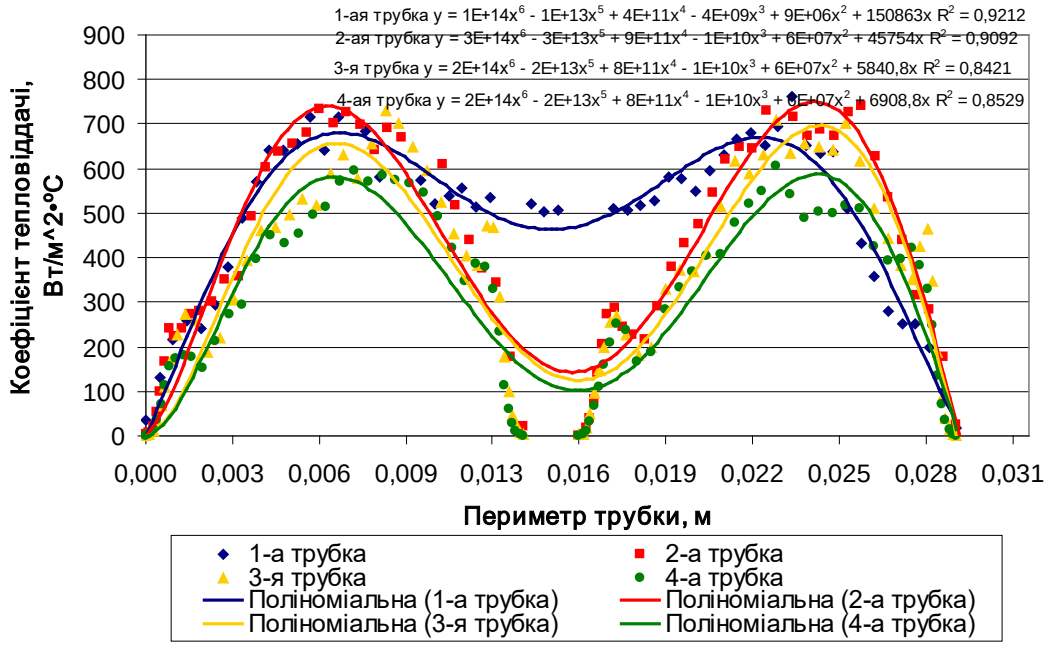


Рис. 3.26. Апроксимуючі поліноміальні функції розподілу локального коефіцієнта тепловіддачі α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 5213 Pr = 0,697 (n = 1200 хв$^{-1}$)

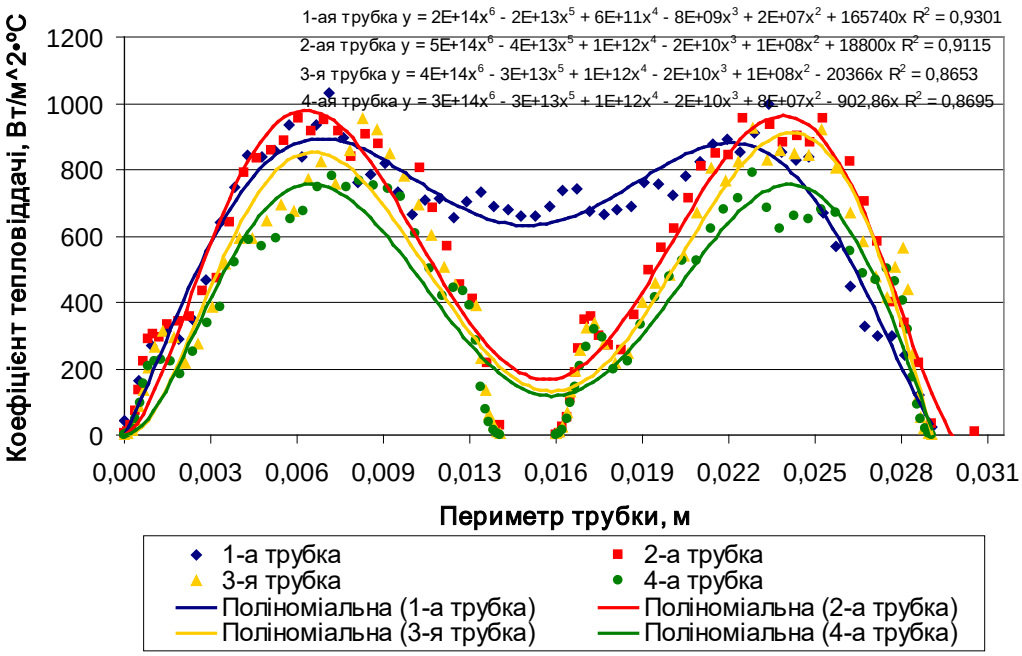


Рис. 3.27. Апроксимуючі поліноміальні функції розподілу α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 6044; Pr = 0,692 (n = 1500 хв$^{-1}$)

Порівняльні графіки апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 6044; Pr = 0,692 (n = 1500 хв$^{-1}$) з апроксимуючими поліноміальними функціями розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α ізольованої трубки, трубками 3-7-го рядів для пучків коридорної і шахової компоновки при різних числах Рейнольдса наведені на рис. 3.28-3.31.

Інтенсифікація теплообміну в розробленій конструкції пучка досягається шляхом впливу на примежовий шар. При цьому геометрія поверхні теплообміну створює турбулізовану течію в каналах пучка інтенсифікуючи теплообмін.

Підвищення інтенсивності теплообміну при помірному зростанні опору досягається у даному випадку при організації течії у

полі поздовжніх знакозмінних градієнтів тиску і збільшенням коефіцієнта тепловіддачі α на ділянках приєднаної течії. Для досліджуваних пучків α на ділянках приєднаної течії істотно більше α на ділянках відривної течії. При цьому максимальне значення відносного коефіцієнта тепловіддачі 2-4-го рядів трубокαm/α на ділянках приєднаної течії (при Re = 6044) перевищує на 0,46 (29%) максимальне значення αm/α для 3-7-го рядів трубок коридорного і на 0,30 (15%) для 3-7-го рядів трубок шахового пучків (при Re = 14000).

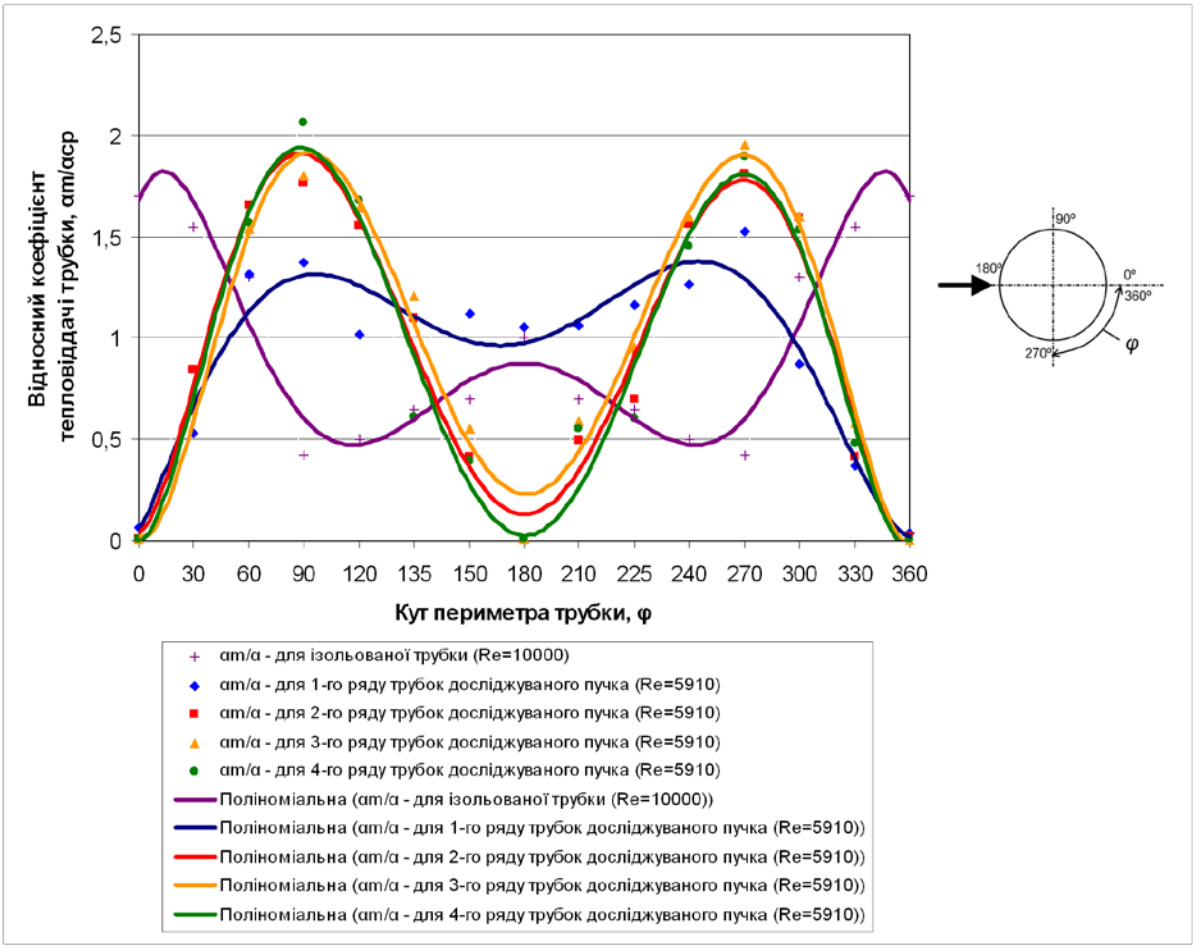


Рис. 3.28. Порівняльний графік апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 6044; Pr = 0,692 (n = 1500 хв$^{-1}$) і

апроксимуючої поліноміальної функції розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні ізольованої трубки при Re = 10000 [74]

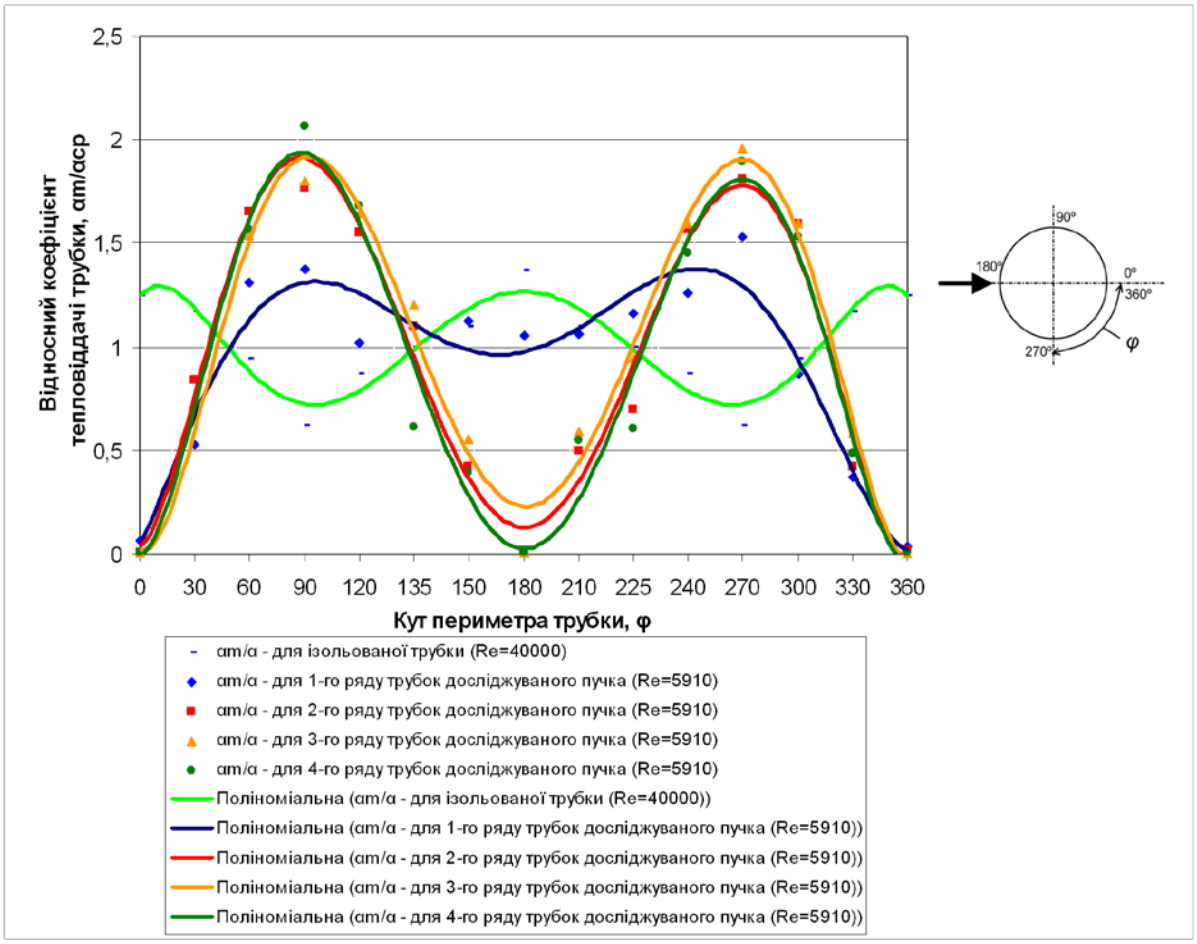


Рис. 3.29. Порівняльний графік апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 6044; Pr = 0,692 (n = 1500 хв$^{-1}$) і апроксимуючої поліноміальної функції розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні ізольованої трубки при Re = 40000 [74]

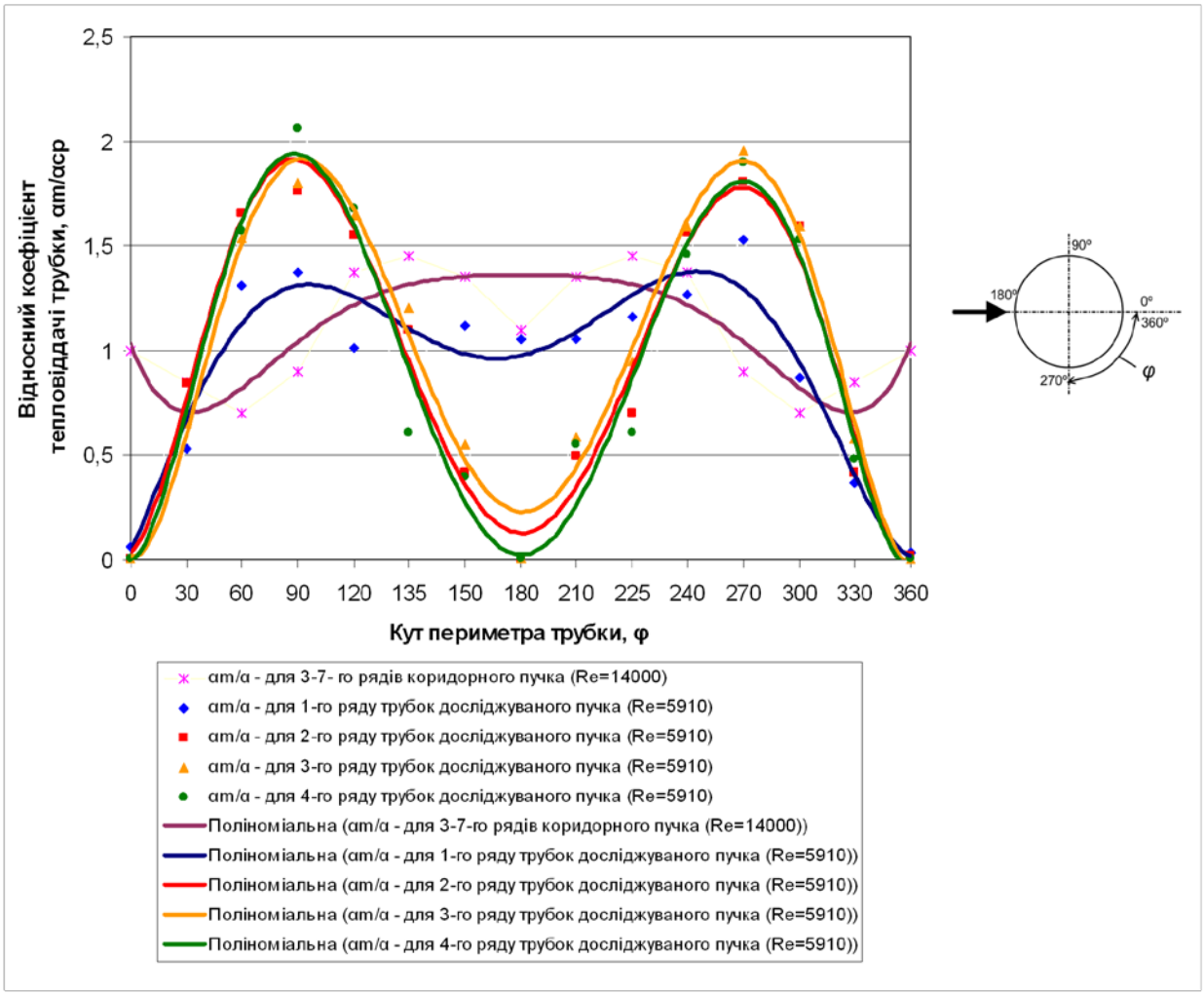


Рис. 3.30. Порівняльний графік апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 6044; Pr = 0,692 (n = 1500 хв$^{-1}$) і апроксимуючої поліноміальної функції розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні труб 3-7-го рядів коридорного пучка при Re = 14000 [74]

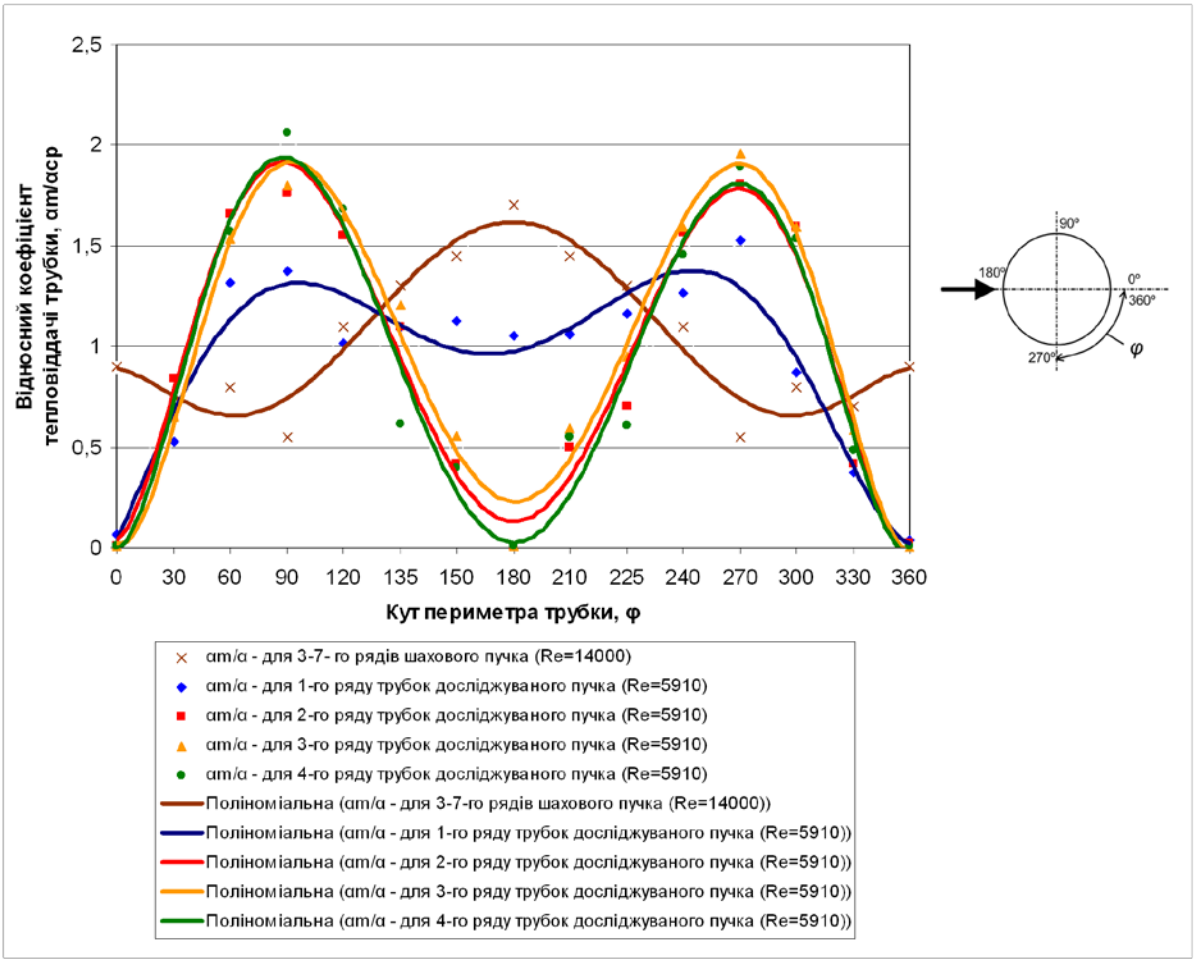


Рис. 3.31. Порівняльний графік апроксимуючих поліноміальних функцій розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні перших чотирьох трубок поздовжнього ряду досліджуваного пучка a × b = 1,5 × 1,0 при Re = 6044; Pr = 0,692 (n = 1500 хв$^{-1}$) і апроксимуючої поліноміальної функції розподілу відносного коефіцієнта тепловіддачі αm/α на поверхні труб 3-7-го рядів шахового пучка при Re = 14000 [74]

Причому у досліджуваного пучка максимумів αm/α більше вдвічі, що в кінцевому результаті підвищує інтенсивність процесу теплообміну. Ця ідея конструктивно забезпечується «гофрованістю» каналу, тобто послідовним чергуванням ділянок звуження і розширення у каналі.

При цьому відносний коефіцієнт тепловіддачі вище у місцях звуження каналу, ніж у місцях його розширення. У місцях розширення каналу, а саме, в області дотикання сусідніх трубок утворюються застійні зони стоячі вихори, що призводять до зменшення вихроутворення у зовнішньому потоці і, отже, дисипації енергії вниз повздовж течії.

Течії і теплообмін в розроблених пучках організується так. При поперечному обтіканні рядів труб формуються відривні області в міжтрубному просторі. Відірвавшись від поверхні циліндра потік в точках для кута периметра трубки $\varphi = 75^o$ і $\varphi = 290^o$ приєднується до поверхні нижче лежачої трубки у точках для кута периметра трубки $\varphi = 110^o$ і $\varphi = 255^o$ див. рис. 3.10, 3.11. Застійна зона, що виникла між трубками сприймає періодичні впливи поперечних пульсацій тиску. З цієї області періодично, з певною частотою, виривається маса теплоносія, взаємодія якої з основним потоком призводить до турбулізації течії.

Дотикання трубок, яке використовується при компонуванні пучка, як відомо на прикладі двох дотичних труб (тандему) [42, 75, 76] істотно зменшує аеродинамічний опір трубного пучка, оскільки розташовані один за іншим циліндри обтікаються без великомасштабних вихорів.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Проведено комп'ютерне моделювання процесів тепло- і масопереносу в каналах гранично стислих гладкотрубних пучків з поперечним обтіканням теплоносієм, коридорного компонування різної геометрії при відсутності зазору між сусідніми трубками у напрямку руху теплоносія за допомогою програмного комплексу ANSYS Fluent. Отримано поля швидкостей, температур і тисків в досліджуваних каналах, проаналізовано умови гідродинамічної течії в

них і проведена оцінка інтенсивності теплопереносу між теплоносіями через стінку, яка їх розділяє.

2. Проведено порівняльний аналіз теплогідравлічної ефективності для каналів з різним поперечним кроком розташування трубок і показано, що розроблені конструкції є досить ефективними при істотному зниженні масогабаритних показників теплообмінної поверхні.

3. Виявлено, що зміна геометрії досліджуваних пучків, а саме зменшення діаметра і поперечного кроку розміщення трубок в пучку істотно впливає на ефективність, компактність і масогабаритні показники ТА.

4. Отримано залежності локального розподілу коефіцієнта тепловіддачі по колу труб 1-4-го поперечних рядів першого пучка для кожного з п'яти встановлених режимів роботи двигуна.

5. Визначено, що максимальне значення відносного коефіцієнта тепловіддачі 2-4-го рядів труб $\alpha m/\alpha$ на ділянках приєднаної течії (при Re = 6044) перевищує на 0,46 (29%) максимальне значення $\alpha m/\alpha$ для 3-7-го рядів труб коридорного і на 0,30 (15%) для 3-7-го рядів трубок шахового пучків (при Re = 14000). Причому у досліджуваного пучка максимумів $\alpha m/\alpha$ вдвічі більше, що інтенсифікує процес теплообміну.

6. Визначено найбільш ефективні поверхні теплообміну і показано перспективність застосування розроблених конструкцій пучків трубок при конструюванні теплообмінників різного призначення.

РОЗДІЛ 4
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ І ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАБРУДНЮЮЧИХ ТА ЗАХИСНИХ ПОКРИТТІВ НА ТЕПЛОВУ ЕФЕКТИВНІСТЬ ОРЕБРЕНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК

При розробці теплообмінного устаткування для КГУ поряд з гладкотрубними поверхнями широко застосовуються теплообмінні апарати на базі оребрених поверхонь. При цьому в процесі експлуатації відбувається погіршення роботи таких теплообмінників за рахунок відкладення на розвиненій поверхні забруднюючих відкладень у вигляді сажистих компонент, що містяться в продуктах згоряння рідких палив у ДВЗ. В інших випадках відбувається руйнування оребреної теплообмінної поверхні сірчистими сполуками, що містяться у ВГ. З метою захисту цих поверхонь від корозійного руйнування поверхня може бути захищена захисним шаром, наприклад полімеру або іншого матеріалу з хорошими антикорозійними якостями. При цьому умови теплообміну, а також теплова ефективність теплообмінників погіршується і вплив забруднюючих або захисних покриттів необхідно враховувати при конструюванні таких апаратів. Особливо важливо при цьому правильно вибирати розміри оребрення, оскільки воно може істотно залежати наявності на їх поверхні доповняльного забруднюючого або захисного шару.

Огляд публікацій присвячених цій проблемі показує, що тепловий розрахунок оребрених поверхонь з рівномірним забруднюючим або захисним покриттям, проводився тільки для поодиноких ребер. Для реальних умов теплообміну покриття має нерівномірний профіль і мають місце перетікання теплоти між ребром

і основою, тому представляється доцільним провести дослідження умов теплопереносу для оребреної поверхні з покриттями (відкладеннями), що враховує ці чинники. Важливо також визначити вплив покриттів на поведінку локальних і інтегральних теплових характеристик розвинутої поверхні порівняно з чистою поверхнею. В кінцевому підсумку це дозволяє більш правильно визначити оптимальну геометрію оребрення і поліпшити її габаритні та вагові показники. Цей розділ присвячений вирішенню таких питань, які мають важливе практичне значення.

Нижче представлені результати експериментального дослідження впливу забруднень на теплові характеристики труб з повздовжнім оребренням. Проведено виміри товщини шару забруднень на трубчастій поверхні з ребрами для різних моментів часу. Визначена динаміка росту товщини забруднень. Як випливає з експериментів, профіль забруднення вздовж висоти ребер близький до трапецеїдального профілю. Визначено температурні розподіли в ребрах і сумарний потік теплоти, що відводиться стінкою оребреної труби в різні моменти часу. Присутність забруднень на оребреній поверхні призводить до зміни температурних розподілів у ребрах, які суттєво відрізняються від подібних розподілів для "чистих" ребер. Обговорюються питання, пов'язані з вибором оптимальних розмірів ребер при наявності на їхній поверхні забруднюючих відкладень. Показано, що оптимальні розміри оребрения залежать від значення числа Біо, шару забруднень і зростають з його збільшенням.

4.1. Вплив забруднень на теплові характеристики та ефективність труб з повздовжнім оребренням

У процесі експлуатації теплообмінників, що мають оребрені поверхні, які працюють у забрудненому середовищі, відбувається погіршення їх теплової ефективності. Це викликано осадженням шару забруднень на розвинутій поверхні теплообміну. Забруднення можуть мати складний профіль по висоті ребер і впливати на теплові характеристики оребреної поверхні. Моделювання процесів теплопереноса в ребрах із забрудненням або покриттям показало [3, 4], що теплові характеристики оребрених поверхонь при наявності забруднень або захисних покриттів можуть мати значні відмінності від характеристик для "чистих" поверхонь. Наприклад, температурні розподіли в ребрах з забрудненням мають значні відмінності від подібних розподілів у ребрах без забруднюючих відкладань. Крім того, присутність забруднення на оребреній поверхні призводить до необхідності брати до уваги їх вплив при виборі оптимальних розмірів оребрения [3,4].

У роботі представлено результати експериментального дослідження, у якому були вивчені процеси росту шару забруднюючих відкладень на оребреній поверхні, визначений вплив забруднень на температурні розподіли в оребрених стінках, їх теплову ефективність, а також зміну сумарного теплового потоку, що відводиться від труб з повздовжнім оребренням. Крім того, у роботі вивчені питання, пов'язані з розробкою методів розрахунку теплопереносу в розвинених поверхнях і вибором оптимальних розмірів оребрення для умов, які пов'язані із присутністю забруднень на поверхні теплообміну.

Експериментальна установка і методи дослідження. Був створений експериментальний стенд для дослідження впливу забруднень на умови теплопереносу в трубах з повздовжнім оребренням (рис. 4.1). У якості джерела забруднень, були використані ВГ дизель-генератора потужністю 48 кВт, який працював на рідкому дизельному паливі. Експериментальна ділянка складалася із труби з повздовжнім оребренням, яка була закладена в зовнішню трубу (система "труба в трубі"). Поверхні нагрівання цієї ділянки мали наступні характеристики: діаметр зовнішньої труби – 89 мм, діаметр внутрішньої труби – 30 мм, довжина труби – 2500 мм; висота ребер – 20 мм; товщина ребер – 1 мм; число ребер на трубі – 12.

Експерименти були виконані в трьох напрямках:

1. Проведення балансових вимірювань;

2. Вимірювання температур газового і водяного теплоносіїв у міжтрубному каналі та у трубі, температур у стінці труби і вздовж висоти ребер у різних перерізах експериментальної ділянки;

3. Вимірювання товщини, визначення профілю та теплофізичних властивостей забруднюючих відкладень.

У балансових вимірюваннях були визначені витрати ВГ і води, а також температура газів і води на вході та виході. Були проведені вимірювання аеродинамічного опору в газовому тракті.

Для реалізації робіт із другого і третього напрямку оребрена труба, що має довжину L=2500 мм, препарувалася в трьох перетинах на відстанях L_1=200 мм, L_2=1250 мм і L_3=2300 мм від початку оребрення (рис. 4.2). Для визначення температур в оребреній трубі в кожному з перерізів було встановлено кілька термопар – у трубі під ребром, у середній частині ділянки труби між ребрами, а також кілька термопар вздовж висоти ребра з відстанню між ними 5 мм (рис.4. 2а).

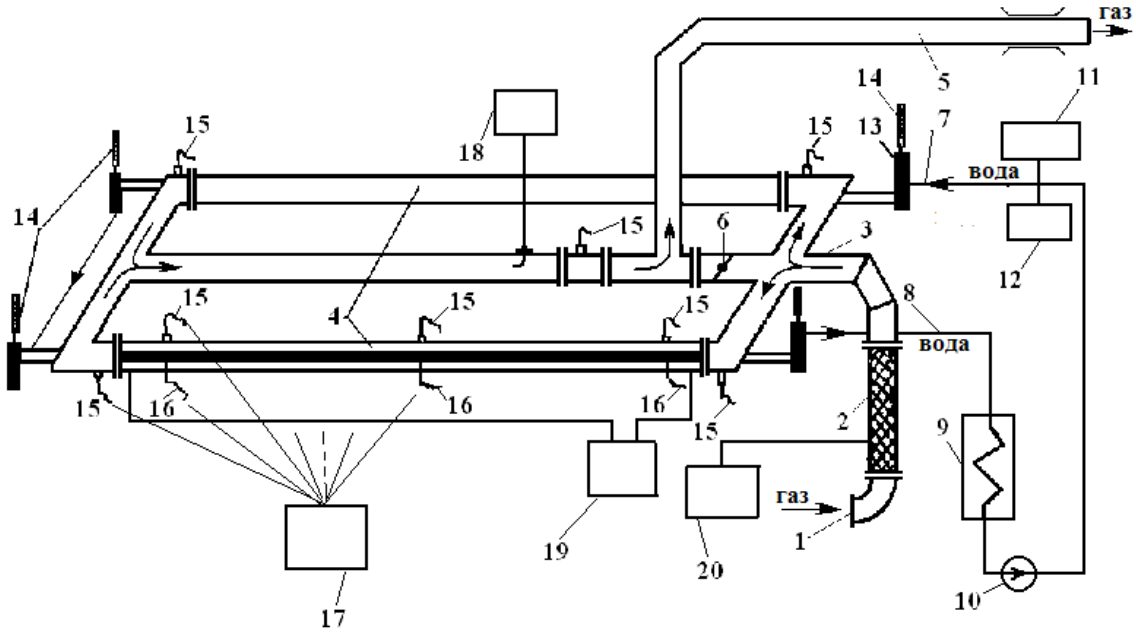
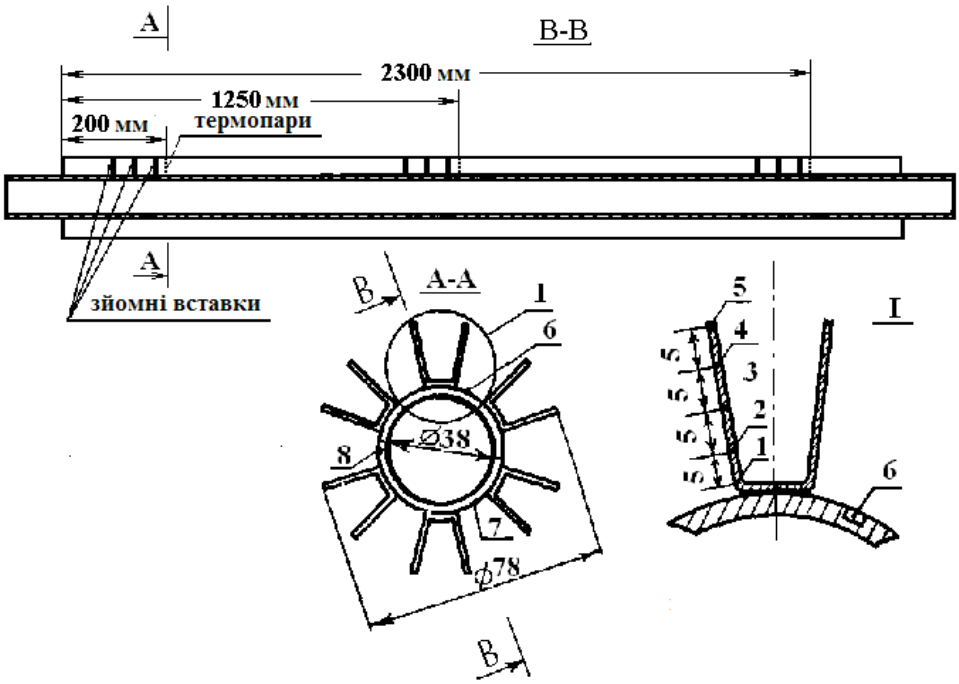
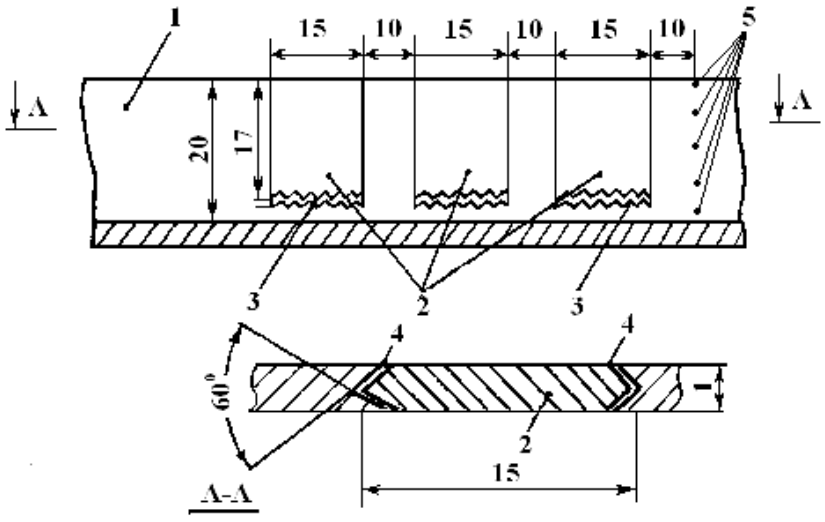


Рис. 4.1. Схема експериментальної установки: 1 – вхідний патрубок; 2 – гнучке з'єднання; 3 – колектор ВГ; 4 – експериментальні ділянки; 5 – вихідний патрубок; 6 – регулюючий клапан; 7 – підведення холодної води; 8 – відведення гарячої води; 9 – система охолодження гарячої води; 10 – циркуляційний насос; 11 – обладнання для вимірювання витрат води; 12 – обладнання вимірювання тиску води; 13 – обладнання для вимірювання температури води; 14 – гільза термометра; 15-16 – термопари; 17 – обладнання для вимірювання температур; 18 – обладнання для вимірювання витрат ВГ; 19 – обладнання для вимірювання втрат тиску газового теплоносія в експериментальній ділянці; 20 – обладнання для вимірювання тиску газів в газовому тракті

Для визначення товщини, профілю й теплофізичних властивостей забруднюючих відкладень у трьох перетинах по довжині ребер були зроблені для кожного перетину три вставки із зубчастою основою типу "ластівчин хвіст". Це дає можливість робити вилучення вставок у різні моменти часу для проведення всіх необхідних вимірювань. Для забезпечення надійного контакту між вставками та



а)



б)

Рис. 4.2. Експериментальна ділянка: а) повздовжній і поперечний переріз труби з повздовжнім оребренням, 1-8 – термопари, встановлені вздовж висоти ребра і периметра труби; б) ребро із вставками для визначення товщини та профілю забруднень, 1 – ребро; 2 – вставки типу "ластівчин хвіст"; 3 – зубчаста основа вставок; 4 – з'єднання вставки з ребром; 5 – термопари

ребром використовувалася алюмінієва фольга. У різні моменти часу проводилося вимірювання витрат, тисків, температур, і були зроблені вилучення вставок. Далі були проведені вимірювання товщини шару забруднень на різній висоті ребра, виконано зважування вставок із забрудненням, а також проведено вимірювання коефіцієнта теплопровідності для зразків сажистих відкладень.

Вимірювання проводилися протягом тривалого періоду часу до повної стабілізації товщини шару забруднень на поверхні. Такі вимірювання проводилися у кілька стадій:

I) вимір для чистої поверхні (початковий проміжок часу);

II) через 72 години (3 дня) роботи установки;

III) через 144 години (6 днів) роботи установки;

IV) через 216 годин (9 днів) роботи установки;

V) через 288 годин (12 днів) роботи установки.

Результати експериментів і їх обговорення.

Як показали проведені вимірювання після 216-220 годин (9 днів) мала місце стабілізація товщини забруднень на поверхні труби з повздовжнім оребренням. Результати вимірювань витрат для газового і водяного теплоносіїв, їх температур на вході та виході з експериментальної ділянки для різних періодів часу представлено у таблиці 4.1.

У таблиці 4.2 наведені результати вимірювання товщини шару відкладань на поверхні ребра вздовж його висоти на різних відстанях від основи, знайденої для трьох поперечних перерізів вздовж довжини оребреної труби. Крім того, у таблиці 4.2 представлена середня товщина і середній приріст товщини шару забруднень вздовж висоти ребра, знайдені для різних перерізів експериментальної ділянки. Як випливає з проведених вимірювань, товщина шару забруднень зростає у міру наближення до основи ребра, а профіль забруднень вздовж

висоти ребра для всіх його перерізів близький до трапецеїдального профілю (рис. 4.3). Товщина шару відкладань зменшується вздовж ребра (рис. 4.4).

Таблиця 4.1

Витрати і температура теплоносіїв

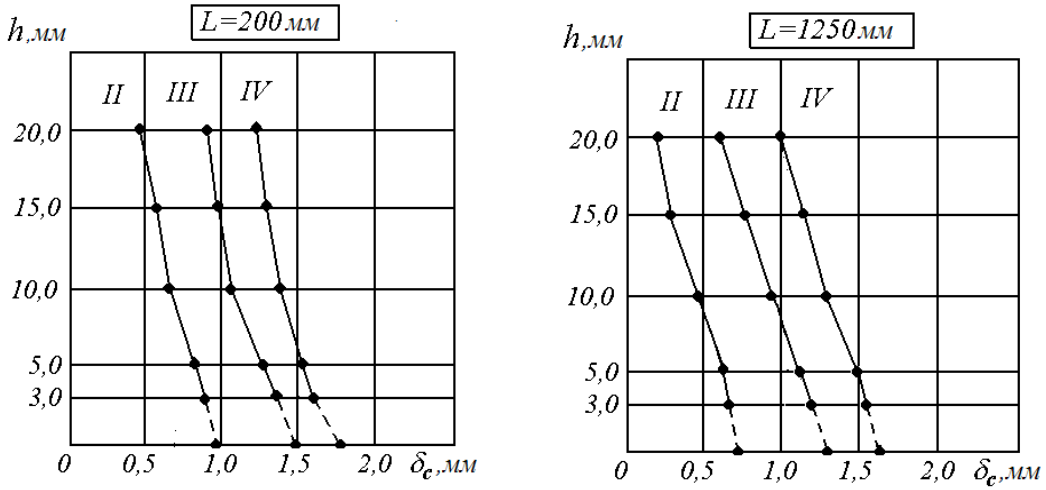
Найменування величин	Розмірність	Стадія I	Стадія II	Стадія III	Стадія IV
Час	Години	4	72	144	216
Газова витрата	кг/год	215	207	206	205
Температура газів вхід вихід	°C	294,9 91,6	294,2 110,3	295,0 124,4	296,5 128,5
Витрата води	кг/год	3670	3700	3470	3710
Температура води вхід вихід	°C	57,6 60,3	56,6 58,6	50,7 53,1	54,0 56,2

З рисунку 4.5 випливає, що ріст відкладень відбувається найбільш інтенсивно на початкових проміжках часу. У початкові моменти часу швидкість росту відкладань максимальна, далі відбувається зменшення швидкості росту в часі з подальшою стабілізацією товщини відкладень. Цей процес типовий для всіх перерізів ребра по довжині каналу. Разом з тим, процес стабілізації шару забруднень має деякий зсув у часі (запізнювання процесу) в міру наближення до кінцевих ділянок оребреної поверхні. Характерно, що на початкових ділянках труби з повздовжнім оребренням товщина шару відкладань суттєво більша, чим на кінцевих його ділянках.

Таблиця 4.2

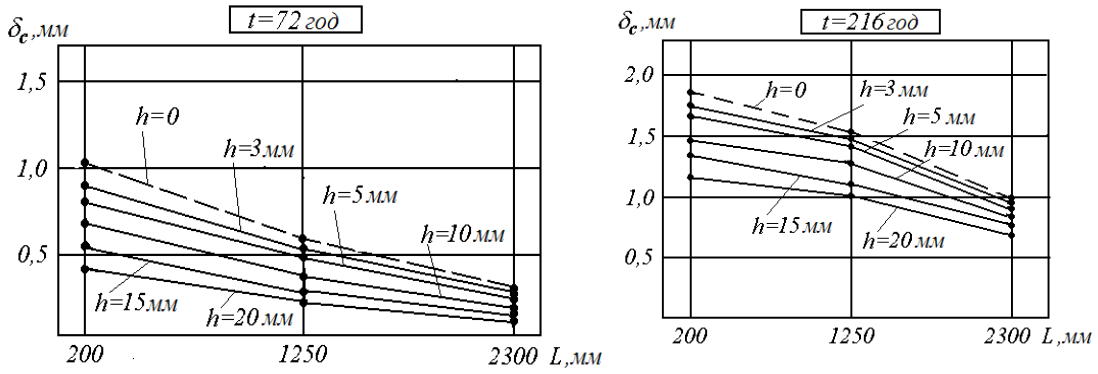
Товщина шару забруднень по висоті ребра для різних перерізів

Найменування величин	Розмірність	Стадія II			Стадія III			Стадія IV		
		L_1	L_2	L_3	L_1	L_2	L_3	L_1	L_2	L_3
Газова витрата	кг/год	207			206			205		
Температура газу	^0C	288	190	124	290	204	129	291	205	131
Товщина відкладень по висоті ребра	мм									
0,15h		0,88	0,60	0,22	1,35	1,12	0,53	1,65	1,45	0,90
0,25h		0,82	0,5	0,22	1,25	1,08		1,60		0,88
0,5h		0,67	0,35	0,18	1,08	0,89	0,35	1,35	1,25	0,78
0,75h		0,54	0,26	0,12	0,95	0,74	0,30	1,25	1,10	0,72
h		0,49	0,23	0,08	0,87	0,60	0,25	1,15	1,00	0,67
Середня товщина відкладень по висоті ребра	мм	0,75	0,40	0,17	1,13	0,90	0,38	1,40	1,36	0,80
Середній приріст відкладень	мм	0,75	0,40	0,17	0,38	0,50	0,21	0,27	0,36	0,42



а) б)

Рис 4.3. Розподіл товщини шару забруднень вздовж висоти ребра в різних перерізах вздовж довжини ребра: а) L=200 мм; б) L=1250 мм (II, III, IV – номер стадії вимірювань)



а) б)

Рис. 4.4. Розподіл товщини шару забруднень вздовж довжини ребра для різних перерізів вздовж висоти ребра: а) t=72 год; b) t=216 год

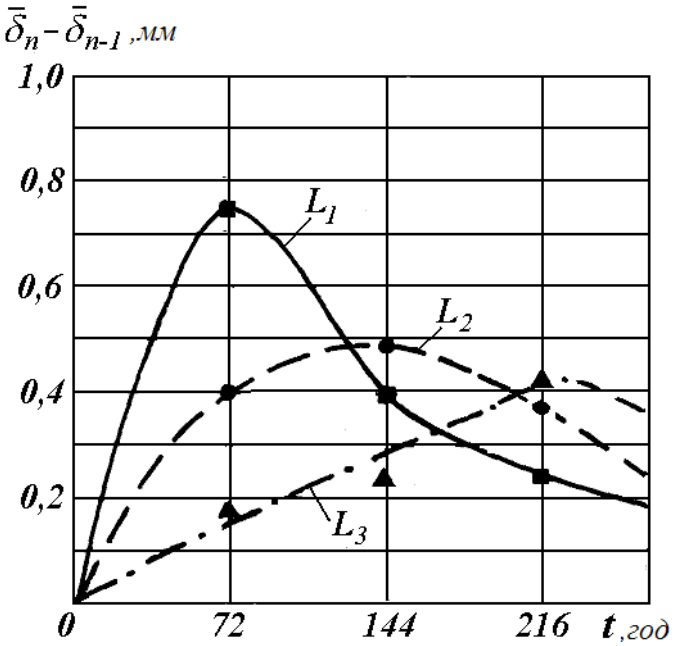


Рис. 4.5. Динаміка зміни середньої товщини забруднень на ребрі в різних перерізах ребра

Проводилися вимірювання коефіцієнта теплопровідності для матеріалу забруднюючих відкладань. Отримано, що його значення близьке до величини λ_c= 0,11 Вт/мºС. Деякі відхилення від цього значення викликані зміною структури забруднень із часом – уміру їх росту теплофізичні властивості відкладень змінюються. Для

початкових проміжків часу вони мають більш щільну структуру, однак із часом структура сажистих відкладень стає більш пористою. Вимірювання показують, що максимальне відхилення значень від середньої величини 0,11 Вт/мºС не перевищує 10 %.

Результати вимірювань температури труби та ребер на різних ділянках вздовж висоти ребер, які отримані для різних перерізів вздовж довжини труби, представлено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3

Температура вздовж висоти ребер для різних перерізів вздовж оребреної труби

Найменування величин	Стадія I			Стадія II			Стадія III			Стадія IV		
	L_1	L_2	L_3	L_1	L_2	L_3	L_1	L_2	L_3	L_1	L_2	L_3
Витрата газу, кг/год	215			207			206			205		
Температура газу, ^0C	282	154	91	288	190	124	290	204	129	291	205	131
Температура труби, ^0C	65	62	60	59	59	58	54	54	52	57	56	55
Температура вздовж висоті ребра, ^0C												
0,15h	65	62	60	59	59	58	54	54	52	57	56	55
0,25h	102	87	64	67	64	60	65	60	53	67	60	57
0,5h	117	93	65	82	69	62	76	64	57	78	66	60
0,75h	140	98	66	95	77	64	92	74	60	99	75	63
h	187	122	76	126	93	72	118	86	86	120	89	70

Типові розподіли температур вздовж висоти ребер, знайдені для одного з перерізів повздовжнього ребра у різні моменти часу, показані на рис. 4.6. Як випливає із рисунка, розподіли температур у ребрах при наявності шару забруднень на їхній поверхні та у ребрах без відкладень суттєво відрізняються.

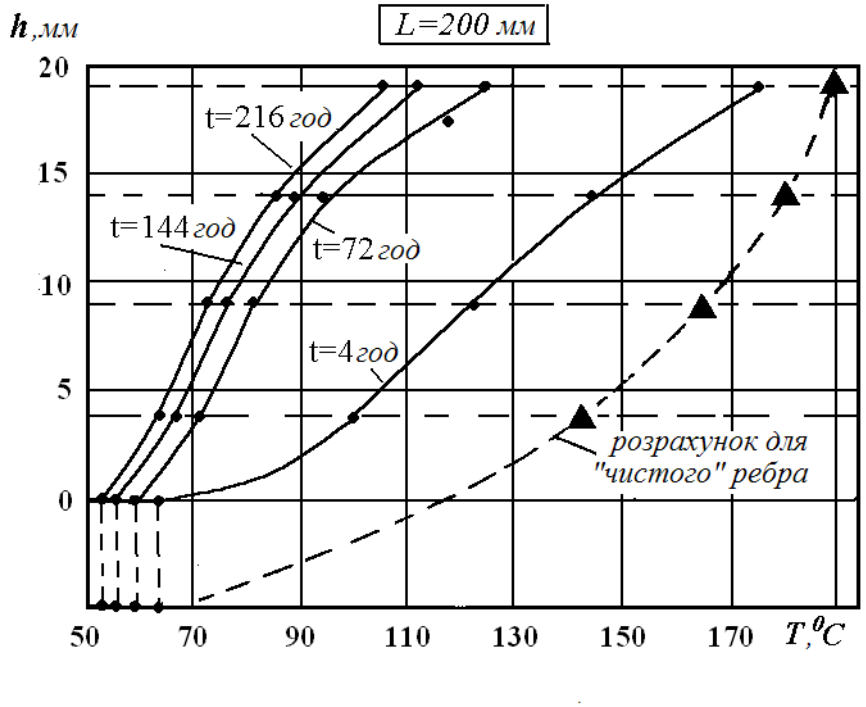
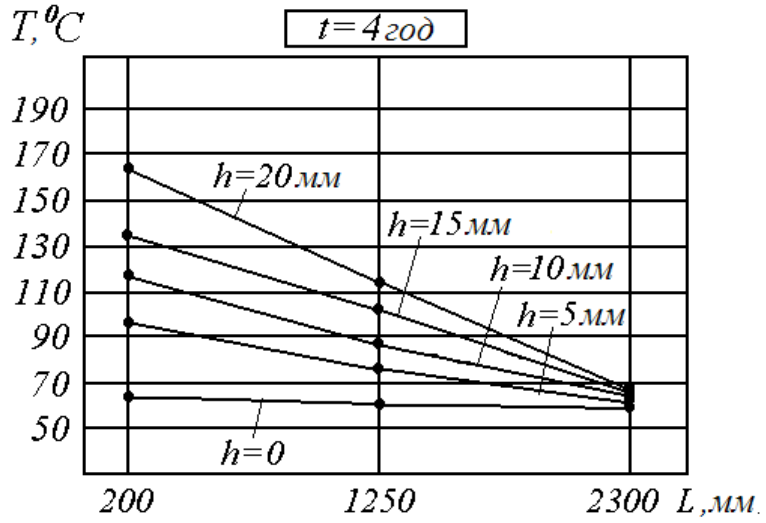


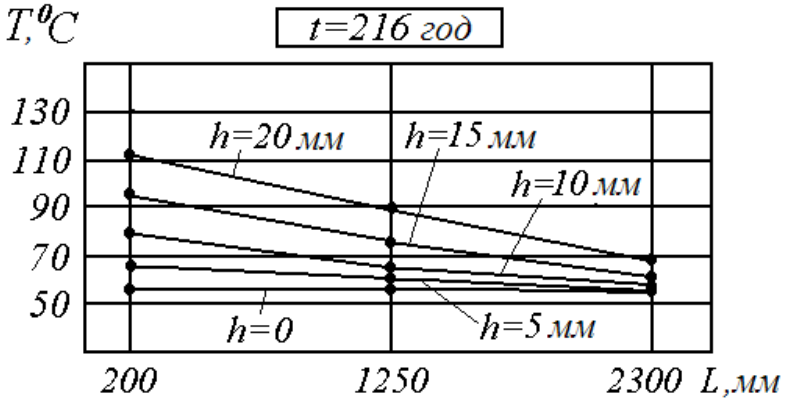
Рис. 4.6. Температурні розподіли вздовж висоти ребра для перерізу L = 200 мм в різні періоди часу

Шар забруднень на оребреній поверхні, що має малу теплову провідність призводить до більш рівномірного розподілу температури вздовж висоти ребер, причому вирівнювання температур відбувається тим більше, чим більша товщина шару відкладень.

На рис. 4.7 представлено розподіли температур вздовж ребра для різних перерізів вздовж його висоти в початкові моменти часу, коли t =4 години та при стабілізації товщини відкладень, коли t=216 годин.



а)



б)

Рис. 4.7. Температурні розподіли вздовж ребра для різних перерізів вздовж висоти ребра: а) t=4 год; б) t=216 год

Використовуючи дані вимірювань для витрат і температур газового і водяного теплоносіїв, був обчислений сумарний тепловий потік, що відводиться від труби з повздовжнім оребренням у різні моменти часу. Результати обчислень представлені на рис. 4.8. Як випливає з рисунка, наявність шару забруднень на оребреній поверхні призводить до значного зниження величини теплового потоку, що відводиться, причому це зниження може становити близько 30 %.

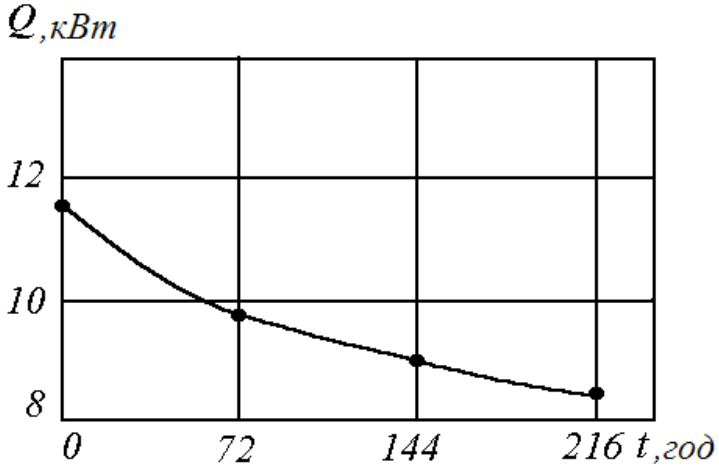


Рис. 4.8. Сумарний тепловий потік, що відводиться з поверхні труби з повздовжнім оребренням у різні моменти часу

Проведено чисельне моделювання теплопереносу в трубах з повздовжнім оребренням при наявності забруднень на зовнішній поверхні. Отримано розв'язки завдань теплопереноса для труб з поздовжнім оребренням при наявності шару відкладань на зовнішній поверхні при спрощеній, двовимірній і сполученій постановці задачі.

Визначено температурні розподіли, теплову ефективність та інші теплові характеристики оребрених труб з відкладеннями. Порівняння результатів, отриманих при чисельному моделюванні, з експериментальними даними, показали їх задовільний збіг. Максимальні похибки, які отримано в обчисленнях, не перевищують 15 %.

Важливим питанням при проектуванні теплообмінників, які працюють у забрудненому середовищі, є питання вибору оптимальних розмірів ребер. Правильний вибір оптимальних розмірів ребер для теплообмінників з розвиненими поверхнями теплообміну, які мають забруднення, дозволяє поліпшити масові та габаритні характеристики таких теплообмінників.

Таким чином, в результаті проведених експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Визначено динаміку зміни товщини шару забруднень на поверхні труби з повздовжнім оребренням. Знайдено, що максимальна швидкість росту товщини шару забруднень має місце на початковій ділянці труб з повздовжнім оребренням. З часом товщина шару забруднень стабілізується. Процес стабілізації товщини відкладень має певний зсув з часом (процес запізнювання) в міру наближення до кінцевих ділянок оребреної труби. Профіль забруднень вздовж висоти ребер близький до трапецеїдального профілю для всіх ділянок ребер вздовж довжини ребра.

2. Проведено вимірювання розподілів температур у повздовжньо оребреній трубі із забруднюючими відкладеннями для різних моментів часу. Знайдено, що наявність шару забруднень на оребреній поверхні призводить до більш рівномірного розподілу температури вздовж висоти ребер, якщо порівнювати з температурними розподілами для "чистої" поверхні. Ця однорідність температурних розподілів тим більша, чим більша товщина шару забруднень. Присутність забруднень на зовнішній поверхні оребреної труби призводить до істотного зменшення величини повного теплового потоку, що відводиться оребреною поверхнею.

4.2. Спряжений теплообмін пучка труб з плавниковими ребрами, що мають покриття при перехресній течії зовнішнього і внутрішнього теплоносіїв

У процесі експлуатації зовнішня поверхня теплообмінників в ряді випадків піддається зовнішньому забрудненню або покривається захисним шаром, який запобігає корозійному зносу поверхні. У цьому

випадку поверхню теплообмінника слід розглядати як композитну систему, що складається з декількох шарів. Розглянемо шаховий пучок труб з плавниковими ребрами, на зовнішній поверхні яких є рівномірний шар покриття (відкладення) (рис. 4.9).

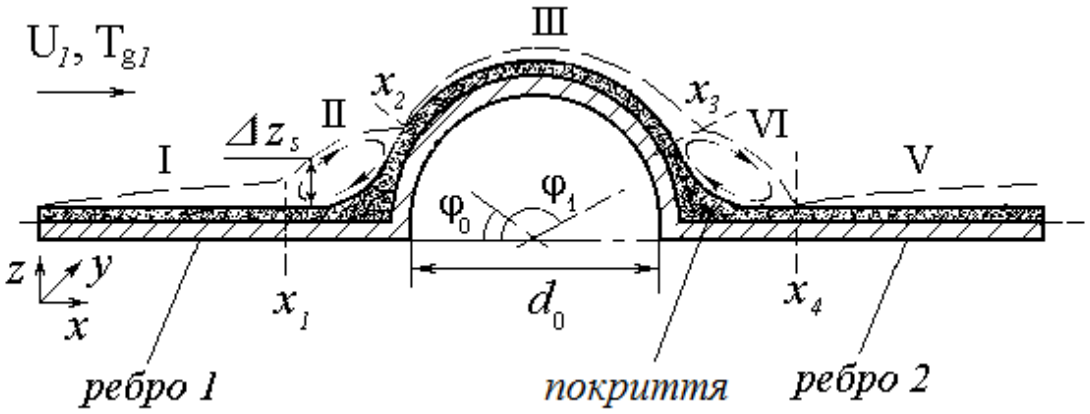


Рис. 4.9. Розрахункова схема обтікання труби з плавниковим оребренням при наявності зовнішнього покриття

Вважаємо, що є перехресна течія зовнішнього і внутрішнього теплоносіїв, а геометрія оребрення така, що в кутових зонах між ребрами і основою труби є заокруглення.

При таких припущеннях гідродинамічна картина течії аналогічна тій, що має місце для чистих поверхонь і можна використовувати методику, яка викладена в [77]. Відмінності в математичній моделі стосуються рівнянь переносу для оребреної поверхні (4.1)-(4.2), що необхідно розглядати як багатошарову систему. Оскільки зовнішній шар покриття (відкладення), як правило, має невелику товщину в порівнянні з поздовжніми розмірами ребер і володіє малою провідністю, то повздовжніми перетіканнями тепла в покритті можна знехтувати. При такому припущенні система рівнянь,

що описує теплоперенос для одиночної оребреної труби з рівномірним покриттям має вигляд

$$\frac{\lambda_j \delta_j}{2}\left(\frac{\partial \bar{T}_j}{\partial x^2}+\frac{\partial \bar{T}_j}{\partial y^2}\right)=\frac{\lambda_{j,c}}{\delta_{j,c}}(\bar{T}_j - T_{j,c}), \tag{4.1}$$

$$\frac{\lambda_{j,c}}{\delta_{j,c}}(\bar{T}_j - T_{j,c}) = q_{1,m}(x, y, T_{j,c}), \tag{4.2}$$

$$\lambda_2 \delta_2\left(\frac{\partial^2 \bar{T}_2}{\partial y^2}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 \bar{T}_2}{\partial \varphi^2}\right)=\frac{\lambda_{2,c}}{\delta_{2,c}}(\bar{T}_2 - T_{2,c}) + q_2(y, \bar{T}_2), \tag{4.3}$$

$$\frac{\lambda_{2,c}}{\delta_{2,c}}(\bar{T}_2 - T_{2,c}) = q_{1,m}(y, \varphi, T_{2,c}), \tag{4.4}$$

де x,y – декартові координати для ребер, r, φ – циліндричні координати радіуса і кута для труби, λ_i, δ_i – коефіцієнт теплопровідності і товщина, $\bar{T}_j = \frac{1}{\delta_j}\int_{-\delta/2}^{\delta/2} T_j dy$ – усереднена вздовж перерізу температура ребра 1 і ребра 2 (j=1,3), $\bar{T}_2 = \frac{1}{\delta_2}\int_{r-\delta/2}^{r+\delta/2} T_2 dr$ – усереднена вздовж перерізу температура труби, $T_{i,c}$ – температура на поверхні покриття, індекс $i = 1,2,3$ відповідає ребру 1, трубі і ребру 2, а індекс *c* відповідає покриттю (див. рис. 4.9).

Граничні умови для поверхні, що розглядається записуються у вигляді

$$\left.\frac{\partial \bar{T}_1}{\partial x}\right|_{x=0} = \left.\frac{\partial \bar{T}_3}{\partial x}\right|_{x=h} = 0, \left.\frac{\partial \bar{T}_i}{\partial y}\right|_{y=0} = \left.\frac{\partial \bar{T}_i}{\partial y}\right|_{y=L} = 0, \; i = 1,2,3;$$

$$\bar{T}_j(x=x_j)=\bar{T}_2(\varphi=\varphi_j),\ j=1,3;\ \frac{\lambda_j\delta_j}{2}\frac{\partial\bar{T}_j}{\partial x}\bigg|_{x=x_j}=\frac{2\lambda_2\delta_2}{d_1}\frac{\partial\bar{T}_2}{\partial\varphi}\bigg|_{\varphi=\varphi_j}, \qquad (4.5)$$

$x_1=0,\ x_3=h,\ \varphi_1=0,\ \varphi_3=\pi.$

Оскільки умови течії для оребрених труб з покриттям та без покриття однакові, то співвідношення для густин теплових потоків, що відводяться з різних ділянок поверхні покриття $q_{1,m}$ $(m=I-V)$ збігаються з виразами [77], де замість $\bar{T}_i$ слід використовувати $T_{i,c}$.

$$q_{1,I}(x,\bar{T}_1)=\alpha_1^*(x)\left[\bar{T}_1(x=0)-T_{1g}+\int_0^x f(x,x')\frac{d\bar{T}_1}{dx'}dx'\right]. \qquad (4.6)$$

$$q_{1,II}(x,\bar{T}_1)=\alpha_{1s}^*(x_2+h-x)\Bigg[\bar{T}_2(x=x_2)-T_{gsII}+$$

$$+\int_0^{x_2} f(x_2-x,x_2-x')\frac{d\bar{T}_2}{dx'}dx'+\int_x^h f(x_2+h-x,x_2+h-x')\frac{d\bar{T}_1}{dx'}dx'\Bigg], \quad (4.7)$$

$$q_{1,II}(\varphi,\bar{T}_2)=\alpha_{1s}^*(x_2-x)\left[\bar{T}_2(x=x_2)-T_{gsII}+\int_x^{x_2} f(x_2-x,x_2-x')\frac{d\bar{T}_2}{dx'}dx'\right], \quad (4.8)$$

$$q_{1,III}(\varphi,\bar{T}_2)=\alpha_1^*(x-x_2)\left[\bar{T}_2(x=x_2)-T_{1g}+\int_{x_2}^x f(x-x_2,x'-x_2)\frac{d\bar{T}_2}{dx'}dx'\right], \quad (4.9)$$

$$q_{1,IV}(\varphi,\bar{T}_2)=\alpha_{1s}^*(x_4+\frac{\pi d_1}{2}-x)\Bigg[\bar{T}_3(x=x_4)-T_{gsIV}+$$

$$+\int_0^{x_4} f(x_4-x,x_4-x')\frac{d\bar{T}_3}{dx'}dx'+\int_x^{\frac{\pi d_1}{2}} f(x_4+\frac{\pi d_1}{2}-x,x_4+\frac{\pi d_1}{2}-x')\frac{d\bar{T}_2}{dx'}dx\Bigg], \quad (4.10)$$

$$q_{1,IV}(x,\bar{T}_3)=\alpha_{1s}^{*}(x_4-x)\left[\bar{T}_3(x=x_4)-T_{gsIV}+\int_{x}^{x_4} f(x_4-x,x_4-x')\frac{d\bar{T}_3}{dx'}dx'\right] \quad (4.11)$$

$$q_{1,V}(x,\bar{T}_3)=\alpha_{1}^{*}(x-x_4)\left[\bar{T}_3(x=x_4)-T_{1g}+\int_{x_4}^{x} f(x-x_4,x'-x_4)\frac{d\bar{T}_3}{dx'}dx'\right] \quad (4.12)$$

де в якості координати вибирається величина $x=\varphi d_1/2$, а значення координат x_i відповідають вказаним на рис. 4.9.

Тепловий потік, що відводиться з внутрішньої поверхні труби рівний

$$q_2(y,\bar{T}_2)=\frac{4\lambda_g}{d_0}\left[\sum_{n=0}^{\infty}G_n\exp(-\lambda_n^2\bar{y})(\bar{T}_2-T_{2g})+\int_0^{\bar{y}}\left(\sum_{n=0}^{\infty}G_n\exp[-\lambda_n^2(\bar{y}-\xi)]\right)\frac{d\bar{T}_2}{d\xi}d\xi\right] \quad (4.13)$$

де $\bar{y}=\dfrac{2y/d_0}{\mathrm{Re}_d\,\mathrm{Pr}}$, $\mathrm{Re}_d=U_{2\infty}d_0/\nu$, а власні числа λ_n і параметри G_n для ламінарного і турбулентного режимів течії наведені в [77].

Систему рівнянь (4.1)-(4.4) зручно представити у безрозмірному вигляді

$$\frac{h^2}{L^2}\frac{\partial^2\theta_j}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\theta_j}{\partial Y^2}=\frac{N_j^2}{Bi_{j,c}}(\theta_j-\theta_{j,c}), \quad (4.14)$$

$$\frac{1}{Bi_{j,c}}(\theta_j-\theta_{j,c})=\frac{q_{1,m}(X,Y,\theta_{j,c})}{q_{1,\max}},\ j=1,3;\ m=I-V; \quad (4.15)$$

$$N_2^{-2}\left(\frac{d_1^2}{4L^2}\frac{\partial^2\theta_2}{\partial Y^2}+\frac{\partial^2\theta_2}{\partial\varphi^2}\right)=\frac{1}{Bi_{2,c}}(\theta_2-\theta_{2,c})+\frac{q_2(Y,\varphi,\theta_2)}{q_{2,\max}}, \quad (4.16)$$

$$\frac{1}{Bi_{2,c}}(\theta_2-\theta_{2,c})=\frac{q_{1,m}(Y,\varphi,\theta_{2,c})}{q_{1,\max}}, \quad (4.17)$$

де $\theta_{i,c} = \dfrac{T_{i,c} - T_{1\infty}}{T_{2\infty} - T_{1\infty}}$, $Bi_{i,c} = \dfrac{\bar{\alpha}^*_{1,h}\delta_{i,c}}{\lambda_{i,c}}$, $i = 1,2,3$; $\psi_\alpha = \dfrac{\bar{\alpha}^*_{2,L}}{\bar{\alpha}^*_{1,h}}$, $\psi_h = \dfrac{h}{d_1}$,

$N_2^2 = \dfrac{d^2\,\bar{\alpha}^*_{2,L}}{4\lambda_2\delta_2}$, $N_j^2 = \dfrac{2h^2\,\bar{\alpha}^*_{1,h}}{\lambda_j\delta_j}$, $(j = 1,3)$;– характеристичні параметри,

$q_{1,\max} = \bar{\alpha}^*_{1,h}(T_{2\infty} - T_{1\infty})$, $q_{2,\max} = \dfrac{4\lambda_g}{d_0}\sum\limits_{n=0}^{\infty} G_n \exp(-\lambda_n^2 \bar{L})(T_{2\infty} - T_{1\infty})$–

максимальні значення теплових потоків, які відводяться із зовнішньої поверхні ребер і внутрішньої поверхні труби, а $\bar{\alpha}^*_{1,h} = \dfrac{1}{h}\int\limits_0^h \alpha_1^*(x)dx$–

середнє значення коефіцієнта тепловіддачі на поверхні ізотермічного ребра, $\bar{\alpha}^*_{2,L} = \dfrac{4\lambda_g}{d_0}\sum\limits_{n=0}^{\infty} G_n \exp(-\lambda_n^2 \bar{L})$– деяке максимальне середнє значення коефіцієнта тепловіддачі вздовж довжини труби.

Граничні умови (4.5) після введення безрозмірних змінних набувають вигляду

$$\left.\frac{\partial\bar{\theta}_1}{\partial X}\right|_{X=0} = \left.\frac{\partial\bar{\theta}_3}{\partial X}\right|_{X=1} = 0,\quad \left.\frac{\partial\bar{\theta}_{i,c}}{\partial Y}\right|_{Y=0} = \left.\frac{\partial\bar{\theta}_{i,c}}{\partial X}\right|_{Y=1} = 0,\ i = 1,2,3;$$

$$\left.\frac{\partial\bar{\theta}_j}{\partial X}\right|_{X=X_j} = \psi_h\,\psi_\alpha\,\frac{N_j^2}{N_2^2}\left.\frac{\partial\bar{\theta}_2}{\partial\varphi}\right|_{\varphi=\varphi_j},\ \bar{\theta}_j(X = X_j) = \bar{\theta}_2(\varphi = \varphi_j),$$

$$X_1 = 0,\ X_3 = 1,\ \varphi_1 = 0,\ \varphi_3 = \pi. \qquad (4.18)$$

Співвідношення $q_{1,m}$ $(m = I - V)$, записані в безрозмірною формі

$$q_{1,I}(X,\theta_1) = \alpha_1^*(X)(T_{2\infty} - T_{1\infty})\left[\theta_1(X=0) - \theta_{1g} + \int\limits_0^X f(X,X')\frac{d\theta_1}{dX'}dX'\right] \qquad (4.19)$$

$$q_{1,II}(X,\theta_1)=\alpha_{1s}^{*}(X_2+1-X)(T_{2\infty}-T_{1\infty})\Big[\theta_2(X=X_2)-\theta_{gsII}+$$

$$+\int_0^{X_2} f(X_2-X,X_2-X')\frac{d\theta_2}{dX'}dX'+\int_X^1 f(X_2+1-X,X_2+1-X')\frac{d\theta_1}{dX'}dX'\Big]. \quad (4.20)$$

$$q_{1,II}(\varphi,\theta_2)=\alpha_{1s}^{*}(X_2-X)(T_{2\infty}-T_{1\infty})\Big[\theta_2(X=X_2)-\theta_{gsII}+$$

$$+\int_X^{X_2} f(X_2-X,X_2-X')\frac{d\theta_2}{dX'}dX'\Big], \quad (4.21)$$

$$q_{1,III}(\varphi,\theta_2)=\alpha_1^{*}(X-X_2)(T_{2\infty}-T_{1\infty})\Big[\theta_2(X=X_2)-\theta_{1g}+$$

$$+\int_{X_2}^{X} f(X-X_2,X'-X_2)\frac{d\theta_2}{dX'}dX'\Big], \quad (4.22)$$

$$+\int_0^{X_4} f(X_4-X,X_4-X')\frac{d\theta_3}{dX'}dX'+\int_X^{\frac{\pi D_1}{2}} f\left(X_4+\frac{\pi D_1}{2}-X,X_4+\frac{\pi D_1}{2}-X'\right)\frac{d\theta_2}{dX'}dX\Big], \quad (4.23)$$

$$q_{1,IV}(X,\theta_3)=\alpha_{1s}^{*}(X_4-X)(T_{2\infty}-T_{1\infty})\Big[\theta_3(X=X_4)-\theta_{gsIV}+$$

$$+\int_X^{X_4} f(X_4-X,X_4-X')\frac{d\theta_3}{dX'}dX'\Big], \quad (4.24)$$

$$q_{1,V}(X,\theta_3)=\alpha_1^{*}(X-X_4)(T_{2\infty}-T_{1\infty})\Big[\theta_3(x=x_4)+$$

$$+\int_{X_4}^{X} f(X-X_4,X'-X_4)\frac{d\theta_3}{dX'}dX'\Big], \quad (4.25)$$

$$q_2(Y,\theta_2)=\frac{4\lambda_g}{d_0}(T_{2\infty}-T_{1\infty})\Big[\sum_{n=0}^{\infty}G_n\exp(-\lambda_n^2\bar{Y})(\theta_2-\theta_{2g})+$$

$$+\int_0^{\bar{Y}}\left(\sum_{n=0}^{\infty}G_n\exp[-\lambda_n^2(\bar{Y}-\xi)]\right)\frac{d\theta_2}{d\xi}d\xi\Big], \quad (4.26)$$

де $X_j = \frac{x_j}{h}$, $D = \frac{d}{h}$, $\theta_{ig} = \frac{T_{ig} - T_{1\infty}}{T_{2\infty} - T_{1\infty}}$, $\theta_{gsm} = \frac{T_{gsm} - T_{1\infty}}{T_{2\infty} - T_{1\infty}}$, $\bar{Y} = \frac{2YL/d_0}{\mathrm{Re}_d \,\mathrm{Pr}}$, $i = 1,2$;

$j = 1-4$; $m = II, IV$.

Алгоритм чисельного розрахунку системи інтегрально-диференціальних рівнянь (4.14)-(4.17) з граничними умовами (4.18) і співвідношеннями (4.19)-(4.26)викладений в роботі [77].

Проведені варіантні розрахунки теплопереносу для трубного пучка, виготовленого із сталі. В якості зовнішнього и внутрішнього теплоносіїв вибрані, відповідно, повітря і вода, які мають на вході: наступні значення швидкостей і температур $U_{1\infty} = 5$ *м/сек*, $T_{1\infty} = 400^0 C$, $U_{2\infty} = 0{,}02$ *м/сек*, $T_{2\infty} = 20^0 C$. Прийняті наступні геометричні розміри оребренного пучка труб: $s_1 = 126{,}5$ *мм*, $s_2 = 63{,}5$ *мм*, $d_0 = 38$ *мм*, $d_1 = 42$ *мм*, $h = 42$ *мм*, $L = 1$ *м*, $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 2$ *мм*.

Крім того, приймаємо $\varepsilon = N_1^2 / N_2^2 = 0{,}025$ і вважаємо, що покриття має однакову товщину і теплофізичні властивості на всій поверхні і покладаємо $Bi_{i,c} = Bi_c = 1{,}0$.

На рис. 4.10-4.11 наведено деякі результати розрахунків теплопереносу для шахового пучка труб пучка з плавниковими ребрами, на зовнішній поверхні яких є малотеплопровідне покриття. Зокрема, представляється важливим провести порівняння сумарних теплових потоків Q_1, що відводиться з поверхні трубного пучка, віднесених до деякого максимального його значення $Q_{\max} = Q_1(\lambda_i \to \infty)$, $j = 1,2,3$; які отримані при розрахунку в різних моделях [77]. Як випливає з рис. 4.10 при наявності малотеплопровідного покриття на поверхні використання спрощених методик розрахунку призводить до заниження в порівнянні з

рішеннями поставленного завдання теплообміну. У моделі з використанням α_i^* $(i=1,2)$ похибки розрахунків становлять 30-40 %, а в моделі з використанням $\bar{\alpha}_i^*$ близько 15-20%.

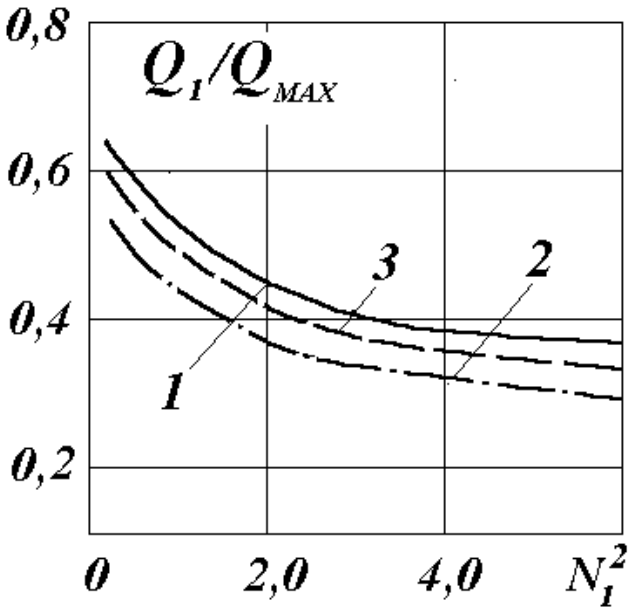


Рис. 4.10. Залежність сумарного відведеного теплового потоку від параметра N_1: 1 – рішення спряженої задачі; 2 – модель з ізотермічної поверхнею; 3 – спрощена модель

На рис. 4.11 наведені дані розподілу локальних коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні труби з покриттям збігаються з отриманими для труб без покриття, проте є істотні кількісні відмінності. Ці відмінності максимальні у області поблизу торця і тепловіддачі $\alpha_1(x)$ на поверхні покриттів. Крім розрахункових кривих на рис.4.11 наведені локальні коефіцієнти тепловіддачі для ізотермічної поверхні $\alpha_1^*(x)$. Основні закономірності локальних розподілів біля основи ребра, розташованого у лобовій частині труби, де похибки для великих значень параметра N_1^2 можуть складати 100% і більше.

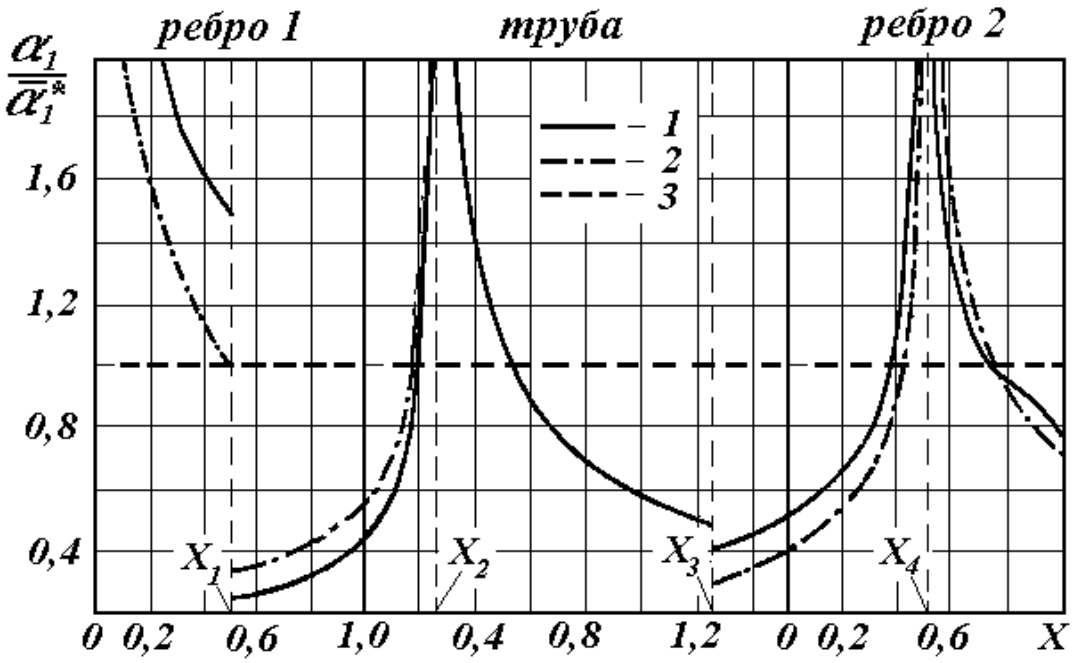


Рис. 4.11. Розподіл локальних коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні плавникової труби, що має малотеплопровідне покриття при $\varepsilon = 0{,}025$ і $Bi_c = 1{,}0:1$, – рішення спряженої задачі; 2 – ізотермічна поверхня; 3 – усереднене значення на ізотермічній поверхні

Це наочно видно з рис. 4.12, де приведені значення коефіцієнта неізотермічності для ребра, розташованого у лобовій частині труби в першому ряду пучка. Така значна різниця в локальних значеннях обумовлена великими температурними градієнтами на поверхні покриттів, яких не спостерігається для оребрених труб з чистою поверхнею. Тому для труб з плавниковими ребрами за наявності покриттів (відкладень) не можна використати в розрахунках усереднені або локальні коефіцієнти тепловіддача, знайдені розрахунковим або експериментальним шляхом для чистих поверхонь. На поверхні труби і на ребрі в кормовій її частині відмінності не такі значні.

Як показують розрахунки, розподіли коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha_2(y)$ на внутрішній поверхні вздовж довжини труби близькі до розподілів на ізотермічній поверхні $\alpha_2^*(y)$ [77]). Це обумовлено тим, що наявність на зовнішній поверхні покриттів призводить до вирівнювання температур вздовж довжини труби, зменшенню їх градієнта і, отже, до менших відмінностей для локальних значень $\alpha_2(y)$ і $\alpha_2^*(y)$.

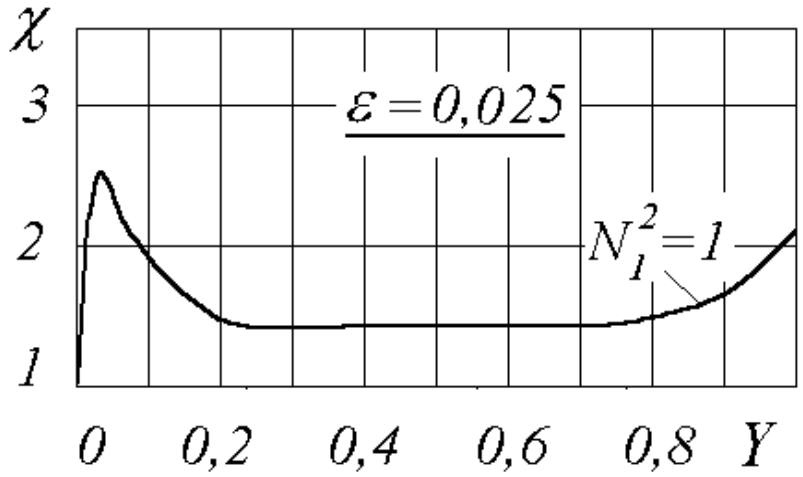


Рис. 4.12. Коефіцієнт неізотермічності χ на поверхні ребра, розташованого у лобовій частині труб першого ряду

Представляє інтерес привести температурні розподіли в оребреній стінці і на поверхні покриттів в одному з перерізів у координаті $0y$, що знайдені при рішенні спряженої задачі, і зіставити їх з даними, отриманими у спрощеній моделі розрахунку, де використані усереднені коефіцієнти тепловіддачі для ізотермічної поверхні $\bar{\alpha}_1^*$ (рис. 4.13).

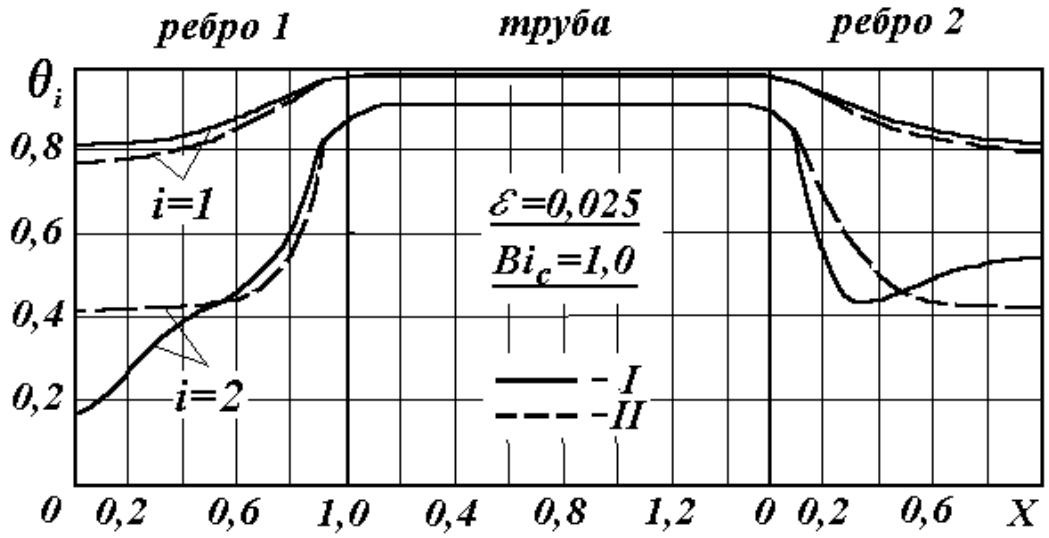


Рис.4.13. Температурні розподіли в оребреній трубі з покриттям: *I* – розв'язки спряженої задачі; *II* – розрахунок за спрощеною моделлю; $i=1-$ оребрена труба; $i=2-$ покриття

Як витікає з рисунка, використання в розрахунках $\bar{\alpha}_1^*$ призводить до якісно відмінного характеру температурних розподілів на деяких ділянках поверхні покриттів. Це стосується ділянок поверхні покриттів на ребрах, розташованих у кормовій зоні, для яких температура спочатку падає від основи до середини поверхні покриття з подальшим зростанням температур при наближенні до торця. Такий розподіл принципово не може бути отриманий при спрощеній постановці завдання, для якого розподіли температур на поверхні покриття завжди має монотонний характер. На поверхні покриттів, розташованих в приторцевої частині лобових ребер, спостерігається різке падіння температурного напору і є значні кількісні відмінності від значень, знайдених у спрощеній моделі розрахунку з використанням $\bar{\alpha}_1^*$.

4.3. Теплова ефективність ребер різного типу з покриттям при двовимірній постановці задачі

У процесі експлуатації оребрених теплообмінників на розвиненій поверхні можуть утворюватися забруднюючі відкладення, які знижують ефективність теплообмінних апаратів. При роботі теплообмінників в хімічно-агресивних середовищах теплообмінна поверхня може бути захищена від руйнування шаром захисного покриття. У більшості випадків забруднюючі відкладення або захисні покриття мають малу термічну провідність. Вплив відкладень (покриттів) в інженерних методах теплового розрахунку враховують як додаткове термічний опір на розвиненій поверхні [78]. Такий підхід, як правило, базується на експлуатаційних дослідженнях і спостереженнях процесів забруднення оребреної поверхні, що супроводжується погіршенням теплової ефективності теплообмінників. Такий підхід дозволяє врахувати вплив відкладень при визначенні загальної площі теплообмінної поверхні і габаритів теплообмінника під час його конструювання, але не дає можливості детально вивчити вплив відкладень на умови теплопереносу в розвиненій поверхні з покриттям і зробити правильний вибір оптимальних розмірів оребрення.

Проведені рядом авторів дослідження умов теплопереносу для композитних ребер [79–84] показують, що наявність малотеплопровідного відкладення або покриття на розвиненій поверхні призводить до істотної перебудови температурних полів, які можуть мати суттєві відмінності від температурних розподілів для поверхні з ребрами без покриття. З цієї причини оптимальні розміри ребер з покриттями можуть відрізнятися від аналогічних розмірів, обчислених для «чистих» ребер.

Таким чином, представляється необхідним розробити методику розрахунку ребер з покриттям, провести детальне дослідження впливу відкладень (покриттів) на перенос теплоти в цих ребрах та визначити теплову ефективність композитних ребер.

Мета дослідження полягає у розробці методики розрахунку ребер з покриттям, дослідження температурних розподілів і теплової ефективності композитних ребер різного типу при двовимірній постановці задачі. Далі проведено розрахунок температурних полів і визначена теплова ефективність для трьох типів оребрення при наявності на їх поверхні рівномірних покриттів (відкладень), а саме, для повздовжніх ребер, поперечних ребер і шипів.

Стаціонарний теплоперенос у ребрі з рівномірним покриттям (рис. 4.14) при двовимірній постановці описується рівнянням

$$\Delta T_i = 0, \qquad (4.27)$$

де x,y– координати, T – температура, індекс $i = 1,2;$ позначає

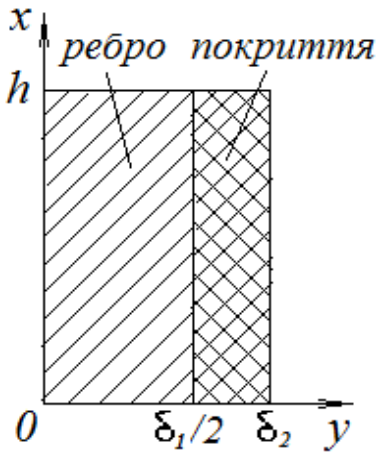


Рис. 4.14. Розрахункова схема ребра з покриттям

відповідно ребро і покриття, Δ – оператор Лапласа, який для різних типів ребер відповідно має наступний вигляд: для повздовжнього

ребра $-\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$, для круглого ребра $-\Delta = \frac{1}{x}\frac{\partial}{\partial x}\left(x\frac{\partial}{\partial x}\right) + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$, для круглого шипа $-\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{y}\frac{\partial}{\partial y}\left(y\frac{\partial}{\partial y}\right)$, а осі координат 0*x*і 0*y*спрямовані відповідно по висоті і товщині ребра (див. рис. 4.14).

Якщо припустити, що покриття на торцях відсутнє, тепловіддачею з торцевих поверхонь можна знехтувати, температура основи ребра вважається постійною і рівною T_0, температура зовнішнього середовища рівна $T_{g\infty}$, то граничні умови для рівнянь (4.9) мають вигляд

$$T_i(x = x_1) = T_0,\ \left.\frac{\partial T_i}{\partial x}\right|_{x=x_2} = 0,\ i = 1,2;\ \left.\frac{\partial T_1}{\partial y}\right|_{y=0} = 0,$$

$$T_1(x, y = \delta_1/2) = T_2(x, y = \delta_1/2),$$

$$\lambda_1\left.\frac{\partial T_1}{\partial y}\right|_{y=\delta_1/2} = \lambda_2\left.\frac{\partial T_2}{\partial y}\right|_{y=\delta_1/2},\ \lambda_2\left.\frac{\partial T_2}{\partial y}\right|_{y=\delta_1/2+\delta_2} = \alpha(T_2 - T_{g\infty}), \quad (4.28)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, α – коефіцієнт тепловіддачі на поверхні композитного ребра, причому для повздовжнього ребра і циліндричного шипа $x_1 = 0,\ x_2 = h$, а для круглого ребра координати x_1 і $x_2 = x_1 + h$ позначають відповідно радіус несучої циліндричної поверхні і зовнішній радіус кільцевого ребра.

Для порівняльної оцінки ефективності ребер використовують коефіцієнт теплової ефективності ребра

$$\eta = \frac{Q}{Q_{\max}}, \quad (4.29)$$

де $Q = 2\alpha\int_0^h [T_2(x, y = \delta_1/2 + \delta_2) - T_{g\infty})dx -$ повний тепловий потік, що відводиться ребром, $Q_{\max} = 2\alpha(T_0 - T_{g\infty})h -$ деяке максимальне його

значення, коли на поверхні композитного ребра температура покладається рівною температурі у його основи $T_2(x, y = \delta_1/2 + \delta_2) = T_0$

Розв'язки системи параболічних рівнянь (4.27) з граничними умовами (4.28) отримані методом кінцевих інтегральних перетворень [84]. Температурні поля і теплова ефективність різного типу ребер з покриттям після введення безрозмірних змінних отримані у наступній формі.

Для повздовжнього ребра з покриттям:

$$\theta_1(X,Y) = \sum_{n=0}^{\infty}[2C_{1n}\,\mathrm{ch}(\mu_n Y) + H_n]\sin(\mu_n X)/M_n, \qquad (4.30)$$

$$\theta_2(X,Y) = \sum_{n=0}^{\infty}[C_{2n}\exp(\mu_n Y) + D_{2n}\exp(-\mu_n Y) + H_n]\sin(\mu_n X)/M_n, \quad (4.31)$$

$$\eta = \sum_{n=0}^{\infty}[C_{2n}\exp(\mu_n Y_2) + D_{2n}\exp(-\mu_n Y_2) + H_n]/\mu_m M_n, \qquad (4.32)$$

де $X = x/h$, $Y = y/h$, $Y_1 = \delta_1/2h$, $Y_2 = (\delta_1 + 2\delta_2)/2h$,

$\theta_1 = (T_1 - T_{g\infty})/(T_0 - T_{g\infty})$, $\theta_2 = (T_2 - T_{g\infty})/(T_0 - T_{g\infty})$,

$C_{2n} = P_n F_n \exp(-\mu_n Y_1)$, $D_{2n} = P_n \exp(-\mu_n Y_1)/L_n$,

$C_{1n} = -C_{2n}[\mathrm{ch}(\mu_n Y_1) + \mathrm{sh}(\mu_n Y_1)\,\mathrm{Bi}_2/\mathrm{B}i_1]^{-1}$, $P_n = M_n/(1 + \mu_n/\mathrm{Bi}_2)$,

$F_n = [\mathrm{th}(\mu_n Y_1)\,\mathrm{Bi}_2/\mathrm{Bi}_1 + 1]/[\mathrm{th}(\mu_n Y_1)\,\mathrm{B}i_2/\mathrm{B}i_1 - 1]$,

$L_n = \exp[-\mu_n(Y_2 - Y_1)](1 - \mu_n/\mathrm{Bi}_2)/(1 + \mu_n/\mathrm{Bi}_2) - \exp[\mu_n(Y_2 - Y_1)]F_n$,

$H_n = -1/\mu_n M_n$, $M_n^2 = [1 - \sin(2\mu_n)/2\mu_n]/2$, $\mathrm{Bi}_i = \alpha h/\lambda_i$, $i = 1,2$;

$\mu_n = \pi(n + 1/2)$– власні числа, отримані при розв'язку задачі Штурма-Ліувілля для рівняння (4.27).

Для кільцевого ребра з покриттям

$$\theta_1(X,Y) = \sum_{n=0}^{\infty}\mathrm{K}(\mu_n, X)[2C_{1n}\,\mathrm{ch}(\mu_n Y) + H_n], \qquad (4.33)$$

$$\theta_2(X,Y) = \sum_{n=0}^{\infty}\mathrm{K}_n(\mu_n, X)[C_{2n}\exp(\mu_n Y) + D_{2n}\exp(-\mu_n Y) + H_n], \qquad (4.34)$$

$$\eta = \frac{4X_1}{X_2^2 - X_1^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{\mu_n^2} \left\{ \left[\frac{\mu_n}{\mathrm{Bi}_2} \frac{S_n + \exp[2\mu_n(Y_2 - Y_1)]}{S_n - \exp[2\mu_n(Y_2 - Y_1)]} - 1 \right]^{-1} + 1 \right\} \times,$$

$$\times \left\{ X_2^2 \left[\frac{\mathrm{Y}_0(\mu_n X_2)\,\mathrm{I}_0(\mu_m X_1) - \mathrm{Y}_0(\mu_n X_1)\,\mathrm{I}_0(\mu_n X_2)}{\mathrm{Y}_0(\mu_n X_1)\,\mathrm{I}_0(\mu_m X_1) - \mathrm{Y}_0(\mu_n X_1)\,\mathrm{I}_0(\mu_n X_1)} \right]^2 - X_1^2 \right\}^{-1} \quad (4.35)$$

де $X_1 = x_1 / h$, $X_2 = x_2 / h$,

$$\mathrm{K}_n = B_n[\mathrm{Y}_0(\mu_n X) - \mathrm{I}_0(\mu_m X)\,\mathrm{Y}_0(\mu_n X_1)/\mathrm{I}_0(\mu_n X_1)],$$

$$C_{2n} = H_n \exp[\mu_n(Y_2 - 2Y_1)][(1 + \mu_n/\mathrm{Bi}_2) \times$$

$$\times \exp[2\mu_n(Y_2 - Y_1)]/(1 - \frac{\mu_n}{\mathrm{Bi}_2}) - S_n]^{-1}/(1 - \frac{\mu_n}{\mathrm{Bi}_2}),$$

$$D_{2n} = -C_{2n} S_n \exp(2\mu_n Y_1),\ C_{1n} = C_{2n}(1 - S_n \exp(\mu_n Y_1)),$$

$$S_n = [\mathrm{Bi}_2 \mathrm{th}(\mu_n Y_1) - 1]/[\mathrm{Bi}_2 \mathrm{th}(\mu_n Y_1) - 1],$$

$$H_n = -B_n X_1[\mathrm{Y}_1(\mu_n X_1) - \mathrm{I}_1(\mu_m X_1)\,\mathrm{Y}_0(\mu_n X_1)/\mathrm{I}_0(\mu_n X_1)]/\,\mu_n,$$

$$B_n = \left\{ \frac{X_2^2}{2}[\mathrm{I}_0(\mu_n X_1) - \mathrm{Y}_0(\mu_n X_1)]^2 + \frac{1}{2\mu_n}\left[\mathrm{Y}_1(\mu_n X_1) - \frac{\mathrm{I}_1(\mu_m X_1)\,\mathrm{Y}_0(\mu_n X_1)}{\mathrm{I}_0(\mu_n X_1)} \right] \right\}^{-1/2}$$

а власні числа визначаються в результаті розв'язку задачі Штурма-Ліувілля для рівнянь (4.27) з характеристичного рівняння

$$\mathrm{Y}_1(\mu_n X_2)\,\mathrm{I}_0(\mu_m X_1) - \mathrm{Y}_0(\mu_n X_1)\,\mathrm{I}_1(\mu_n X_2) = 0. \quad (4.36)$$

Для циліндричного шипа з покриттям:

$$\theta_i(X,Y) = \sum_{n=0}^{\infty} [C_{in}\mathrm{I}_0(\mu_n Y) + D_{in}\mathrm{K}_0(\mu_n Y) + H_n]\sin(\mu_n X)/\,\mu_n M_n,\ \mathrm{i} = 1,2; \quad (4.37)$$

$$\eta = \sum_{n=0}^{\infty} [C_{2n}\mathrm{I}_0(\mu_n Y_2) + D_{2n}\mathrm{K}_0(\mu_n Y_2) + H_n]/\,\mu_m M_n, \quad (4.38)$$

де $C_{1m} = \frac{F(\mu_n, Y_2)[S_1(\mu_n, Y_1)\mathrm{I}_0(\mu_m Y_1) - \mathrm{K}_0(\mu_n Y_1)]}{\mathrm{I}_0(\mu_n X_1)[S_1(\mu_m, Y_1) + S_2(\mu_n, Y_1)]}$, $D_{1n} = 0$,

$$C_{2m} = \frac{F(\mu_n, Y_2) S_1(\mu_n, Y_1)}{S_1(\mu_m, Y_1) + S_2(\mu_n, Y_1)},\ D_{2m} = \frac{F(\mu_n, Y_2)}{S_1(\mu_m, Y_1) + S_2(\mu_n, Y_1)},$$

$$S_1(\mu_n, Y_1) = \frac{\mathrm{K}(\mu_n Y_1)\mathrm{I}_0(\mu_m Y_1) - \mathrm{Bi}_2\,\mathrm{K}_0(\mu_n Y_1)\mathrm{I}_0(\mu_m Y_1)/\mathrm{Bi}_1}{(\mathrm{Bi}_2/\mathrm{Bi}_1 - 1)\mathrm{I}_0(\mu_n Y_1)\mathrm{I}_1(\mu_m, Y_2)},$$

$$S_2(\mu_n, Y_2) = \frac{\mathrm{Bi}_2\,\mathrm{K}_0(\mu_n Y_2) - \mu_n \mathrm{K}_1(\mu_n Y_2)}{\mathrm{Bi}_2\,\mathrm{I}_0(\mu_n Y_2) + \mu_n \mathrm{I}_1(\mu_m, Y_2)},$$

$$F(\mu_n, Y_2) = \frac{H_n\,\mathrm{Bi}_2}{\mu_n[\mathrm{Bi}_2\,\mathrm{I}_0(\mu_n Y_2) + \mu_n \mathrm{I}_1(\mu_m, Y_2)]},$$

$H_n = -1/\mu_n M_n$, $M_n^2 = [1 - \sin(2\mu_n)/2\mu_n]/2$, $\mu_n = \pi(n + 1/2)$ – власні числа, $\mathrm{I}_j(\mu_n Y), \mathrm{K}_j(\mu_n Y)$, $j = 0,1;$ - модифіковані Функції Бесселя j-го порядку відповідно першого і другого роду.

В табл. 4.4 наведені розрахункові значення коефіцієнта ефективності для повздовжніх ребер при наявності на їх поверхні покриття при різних геометричних і теплофізичних характеристиках покриття, де параметр $\psi_{Bi} = Bi_1 / Bi_2$ враховує співвідношення між теплофізичними властивостями ребра і покриття.

Таблиця 4.4

Теплова ефективність повздовжніх ребер з рівномірним покриттям, знайдених при двовимірній постановці задачі

	$\mathrm{Bi}_2 = \frac{\alpha h}{\lambda_2}$	η	$\mathrm{Bi}_2 = \frac{\alpha h}{\lambda_2}$	η	$\mathrm{Bi}_2 = \frac{\alpha h}{\lambda_2}$	η
	$Y_1 = 0,1;\ Y_2 = 0,12;$		$Y_1 = 1,0;\ Y_2 = 1,2;$		$Y_1 = 5,0;\ Y_2 = 6,0;$	
$\psi_{Bi} = 0,0025$	25	0,68	2,5	0,797	0,5	0,83
	100	0,355	10	0,506	2	0,574
	300	0,157	30	0,257	6	0,326
	1000	0,0536	100	0,0954	20	0,142
	2000	0,0276	200	0,05	40	0,081
	3500	0,016	350	0,0296	70	0,051
	5000	0,0112	500	0,021	100	0,038

Аналіз отриманих результатів показує, що при зменшенні коефіцієнта теплопровідності матеріалу покриття теплова ефективність композитних ребер знижується, що викликає необхідність вибирати оптимальні геометричні розміри ребер в

залежності від теплофізичних і геометричних характеристик покриттів, причому ці розміри можуть істотно відрізнятись від оптимальних розмірів для «чистих» ребер.

Вплив покриттів на теплові характеристики ребер різного типу при інших рівних умовах буде залежати від геометрії ребер. На рис. 4.15 наведено залежності величини $\eta_{coat} / \eta_{clin}$, яка представляє відношення значень ефективності ребер різного типу при наявності покриття η_{coat} і при його відсутності η_{clin}, тобто для «чистих» ребер. Розрахункові дані отримані при різних значення числа Bi_2 для покриття і заданому значенні параметрів $\psi_{Bi} = 0{,}04$, $X_2 / X_1 = 1{,}5$ (для кільцевого ребра). Як випливає з рис. 4.15, покриття з малою тепловою провідністю при інших рівних умовах має найбільший вплив на величину теплової ефективності η для кільцевих ребер, а найменший – для поздовжніх ребер.

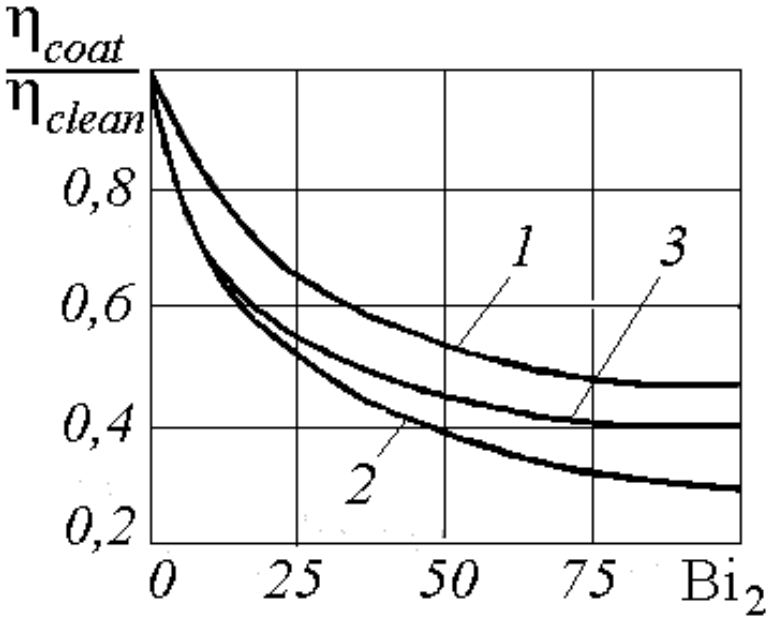


Рис. 4.15. Залежність $\eta_{coat} / \eta_{clin}$ від числа Біо покриття Bi_2 для ребер різного типу при $\psi_{Bi} = 0{,}04$: 1 – повздовжнє ребро; 2 – кільцеве ребро; 3 – циліндричний шип

4.4. Спрощена методика теплового розрахунку ребер з покриттям малої провідності

При спрощеному розрахунку теплопереносу в ребрах і шипах різної форми і профілю зазвичай виходять з наступних передумов:

1) процес стаціонарний;

2) теплофізичні властивості ребер не залежать від температури;

3) повздовжні розміри ребер істотно перевищують їх товщину;

4) внутрішні теплові джерела відсутні;

5) температура основи ребра і довкілля постійна;

Вважаємо, що на поверхні ребра або шипа є покриття змінного профілю, для якого справедливі умови:

6) покриття має малу провідність;

7) товщина покриття істотно менше повздовжніх розмірів ребра;

8) тепловіддачею з торцевої поверхні ребра з покриттям можна нехтувати.

9) коефіцієнт тепловіддачі на поверхні покриття не змінюється.

При таких припущеннях ребра є термічно тонкими тілами, для яких зазвичай виконується умова $Bi_p = \alpha\delta_p / \lambda_p << 1$, зміна градієнта температури поперек ребра незначна і температура у перерізі ребра майже не змінюється. Для малотеплопровідного покриття малої товщини зазвичай виконується умова $Bi_n = \alpha\delta_n / \lambda_n \geq 1$, величина теплового потоку уздовж покриття незначна у порівнянні з поперечною її складовою і розподіл температури в поперечному перерізі покриття близький до лінійного. Для таких умов приріст теплового потоку в поперечному перерізі ребра або шипа для елементу dx в напрямі $0x$ (рис.4.16) визначається рівнянням

$$dQ_1 = \lambda_p \frac{1}{x^i} \frac{d}{dx}\left(S_1 x^i \frac{dT_p}{dx} \right) dx, \qquad (4.39)$$

де T_p – усереднена по перерізу температура ребра, S_1 – площа поперечного перерізу ребра (шипа) вздовж його товщини, для повздовжнього ребра і круглого шипа показник міри рівний $i = 0$, для кільцевого ребра $i = 1$.

Тепловий потік, що передається через елемент бічної поверхні ребра(шипа) рівний

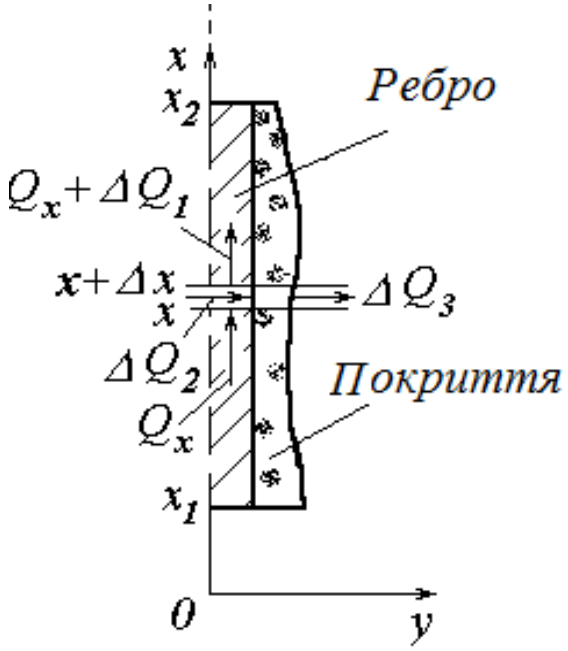


Рис. 4.16. Розрахункова схема ребра з покриттям

$$dQ_2 = \frac{\lambda_n}{\delta_n(x)} (T_p - T_n) P_p dx \qquad (4.40)$$

де T_n – температура на поверхні покриття, P_p – зовнішній периметр ребра в перерізі x.

Складова теплового потоку, що відводиться з елементу поверхні покриття рівна

$$dQ_3 = \alpha (T_p - T_g) P_n dx, \qquad (4.41)$$

де P_n – зовнішній периметр покриття у перерізі.

З умови балансу теплових потоків, що підводяться і відводяться, на поверхні ребра $dQ_1 = dQ_2$ і покриття $dQ_2 = dQ_3$ (див. рис. 4.14) для ребра (шипа) постійної товщини з покриттям можна записати рівняння тепло переносу

$$\frac{\lambda_p \delta_p}{b} \frac{1}{x^i} \frac{d}{dx}\left(x^i \frac{dT_p}{dx} \right) = \frac{\lambda_n}{\delta_n(x)} (T_p - T_n), \tag{4.42}$$

$$\frac{\lambda_n}{\delta_n(x)} (T_p - T_n) = c\alpha (T_n - T_g), \tag{4.43}$$

де показник степеню i і коефіцієнти b, c залежать від геометрії ребра ($, i = 0, b = 2$, c =1– для повздовжнього ребра, $i = 1$, $b = 2$, c =1 – для кільцевого ребра, $i = 0$, $b = 4$, $c = 1 + 2\delta_c / \delta_f$ – для циліндричного шипа).

Граничні умови для рівнянь(4.42),(4.43) можна представити у вигляді

$$T_p(x = x_1) = T_0, \left. \frac{dT_p}{dx} \right|_{x=x_2} = 0, \tag{4.44}$$

де x_1, x_2 – координати торцевої поверхні і основи ребра(шипа)(внутрішній і зовнішній радіус для кільцевого ребра).

Після приведення до безрозмірної форми рівняння(4.42),(4.43) і граничні умови(4.44) набувають вигляду

$$\frac{1}{X^i} \frac{d}{dX}\left(X^i \frac{d\theta_p}{dX} \right) = \frac{N_p^2}{Bi_n(X)} (\theta_p - \theta_n), \tag{4.45}$$

$$\theta_p - \theta_n = cBi_n(X)\vartheta_n, \; i = 0,1; \tag{4.46}$$

$$\theta_p(X = X_1) = 1, \left. \frac{d\theta_p}{dX} \right|_{X=X_2} = 0, \tag{4.47}$$

де $\vartheta = \dfrac{T - T_g}{T_0 - T_g}$ – безрозмірна температура, $X = \dfrac{x}{h}$ – безрозмірна координата, $X_1 = x_1 / h, X_2 = x_2 / h$ – безрозмірні координати торця і основи ребра (шипа), $N_p^2 = \dfrac{b\alpha h^2}{\lambda_p \delta_p}$ – характеристичний параметр ребра, b – постійна, залежна від геометрії ребра, $Bi_n(X) = \alpha\delta_n(X)/\lambda_n$ – число Біо для покриття.

Для порівняльної оцінки теплової ефективності ребер використовують коефіцієнт ефективності ребра

$$\eta_p = \frac{Q}{Q_{\max}} \equiv \frac{1}{N_p^2}\frac{d\theta_p}{dX}\bigg|_{X=X_1}, \tag{4.48}$$

де Q – повний тепловий потік, що відводиться ребром, $Q_{\max}$ – деяке максимальне його значення, коли $T_p = T_0$.

Якщо товщина покриття постійна $\delta_n = const$, координатна вісь $0x$ спрямована від основи до торця, а координати торця і основи для повздовжнього ребра і циліндричного шипа вважати рівними $X_1 = 0, X_2 = 1$, то в результаті спільного розв'язку рівнянь (4.45),(4.46) з граничними умовами (4.47) знаходимо температурні розподіли і ефективність ребер (шипів) з покриттям.

Для повздовжнього ребра маємо

$$\theta_p = ch[\bar{N}_1(1 - X)]/ch\,\bar{N}_1, \tag{4.49}$$

$$\theta_n = (1 + Bi_n)^{-1} ch[\bar{N}_1(1 - X)]/ch\,\bar{N}_1, \tag{4.50}$$

$$\eta_p = (1 + Bi_n)^{-1} th\,\bar{N}_1/\bar{N}_1, \tag{4.51}$$

де $\bar{N}_1^2 = (1 + Bi_n)^{-1} N_p^2$, $Bi_n = \alpha\delta_n/\lambda_n$.

Для кільцевих ребер розв'язки отримані через функції Бесселя

$$\theta_p = AI_0(\bar{N}_2 X) + BK_0(\bar{N}_2 X), \quad (4.52)$$

$$\theta_n = (1+Bi_n)^{-1}[AI_0(\bar{N}_2 X) + BK_0(\bar{N}_2 X)], \quad (4.53)$$

$$\eta_p = 2[(X_2^2 - X_1^2)\bar{N}_2]^{-1}[AI_1(\bar{N}_2 X_1) - BK_1(\bar{N}_2 X_2)], \quad (4.54)$$

де $B = I_0(\bar{N}_2 X_1)K_1(\bar{N}_2 X_2) / I_1(\bar{N}_2 X_2) + K_0(\bar{N}_2 X_2)$,

$A = BK_0(\bar{N}_2 X_2) / I_1(\bar{N}_2 X_2)$, $\bar{N}_2^2 = (1+Bi_n)^{-1} N_p^2$, $I_m, K_m (m = 0,1)$, – функції Бесселя *m*-го порядку першого і другого роду.

Для круглого шипа знаходимо

$$\theta_p = ch[\bar{N}_3(1-X)] / ch\,\bar{N}_3, \quad (4.55)$$

$$\theta_n = [1+Bi_n/(1+2\delta_n/\delta_p)]^{-1} ch[\bar{N}_3(1-X)] / ch\,\bar{N}_3, \quad (4.56)$$

$$\eta_p = [1+Bi_n/(1+2\delta_n/\delta_p)]^{-1} th\,\bar{N}_3 / \bar{N}_3, \quad (4.57)$$

де $\bar{N}_3^2 = [1+Bi_n(1+2\delta_n/\delta_p)]^{-1} N_p^2$.

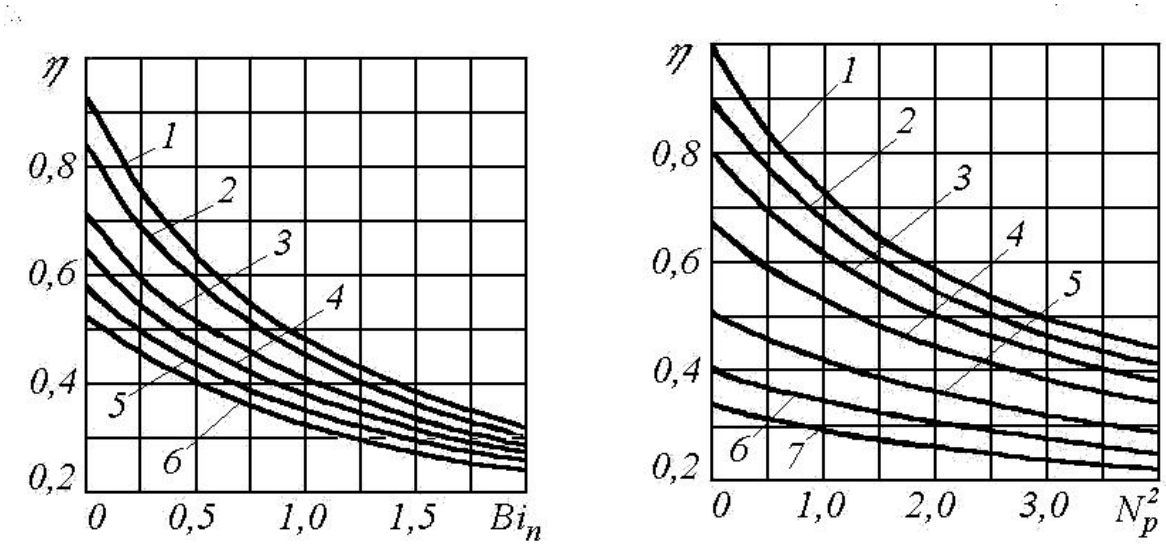
Залежності теплової ефективності для кільцевого ребра від характеристичного параметра N_p^2 і числа Біо, покриття Bi_n, розраховані за формулою (4.57) і приведені на рис. 4.17.

Представляє інтерес оцінка впливу торцевої поверхні ребра з покриттям на його тепловіддачу. Таку оцінку можна виконати використовуючи наближення Харпера-Брауна [76], яке полягає у збільшенні висоти ребра на величину $\delta_p / 2$. Похибку при визначенні величини загального теплового потоку, що відводиться ребром, без урахування тепловіддачі з торцевої поверхні можна оцінити із співвідношення

$$\psi_m = \frac{Q(h+\delta_p/2) - Q(h)}{Q(h+\delta_p/2)} \equiv \frac{\eta_p(h+\delta_p/2) - \eta_p(h)}{\eta_p(h+\delta_p/2)}, \qquad (4.58)$$

$$\psi_m = \frac{Q(h+\delta_p/2) - Q(h)}{Q(h+\delta_p/2)} \equiv \frac{\eta_p(h+\delta_p/2) - \eta_p(h)}{\eta_p(h+\delta_p/2)}, \qquad (4.59)$$

де $Q(h), \eta_p(h)$ – відповідно, повний тепловий потік, що відводиться ребром і його теплова ефективність при висоті ребра, рівній h. Використовуючи формулу(4.51) проведені оцінки похибок ψ_m для повздовжнього ребра при $h/\delta_p > 10$ в діапазоні зміни параметрів $0 < N_p^2 \le 6$ і $0 < Bi_n \le 10$, які показують, що їх величина не перевищує 5-10 %. Разом з тим, величина похибки для ребер з малотеплопровідним покриттям може у декілька разів перевищувати аналогічну похибку для ребер без покриття.



а) б)

Рис. 4.17. Теплова ефективність кільцевого ребра з рівномірним покриттям малої провідності: а) 1 – $N_p^2 = 0{,}2$; 2 – 0,5; 3 – 1,0; 4 – 1,5; 5 – 2,0; 6 – 2,5; б) 1 – $N_p^2 = 0{,}2$; 2 – 0,1; 3 – 0,25; 4 – 0,5; 5 – 1,0; 6 – 1,5; 7–2

Як показують експлуатаційні спостереження, у ряді випадків, наприклад, при обтіканні повздовжніх ребер забрудненими теплоносіями, профіль забруднюючих відкладень близький до трапецеїдального профілю. Якщо координатна вісь спрямована від торця до основи, а їх координати, відповідно, рівні $X_1 = 1, X_2 = 0$, то товщину відкладень $\delta_n(X)$ можна апроксимувати лінійною функцією $\delta_n(X) = \delta_{0n}[a(X-1)+1]$, де $\delta_{0n}-$ товщина покриття при основі ребер, $a-$ параметр, який характеризує міру нерівномірності профілю відкладень вздовж висоти ребра. Для повздовжнього ребра з трапецеїдальним покриттям після введення змінної $Z = 2P[1 + Bi_{0n}(1-a) + Bi_{0n}aX]^{1/2}$ з системи рівнянь (4.45),(4.46) отримаємо рівняння Бесселя відносно температури ребра

$$Z^2 \frac{d^2\theta_p}{dZ^2} - Z\frac{d\theta_p}{dZ} - Z^2\theta_p = 0, \qquad (4.60)$$

з граничними умовами

$$\theta_p(Z = Z_1) = 1, \left.\frac{d\theta_p}{dZ}\right|_{Z=Z_2} = 0, \qquad (4.61)$$

З урахуванням співвідношення, яке витікає з рівняння (4.28)

$$\theta_n(Z) = \frac{2N_p^2}{aBi_{0n}Z^2}\theta_p, \qquad (4.62)$$

вирази для температурних розподілів і ефективності подовжнього ребра з трапецеїдальним покриттям мають вигляд

$$\theta_p(Z) = C_1 I_1(Z) + C_2 K_1(Z), \qquad (4.63)$$

$$\theta_n(Z) = \frac{2N_p^2}{aBi_{0n}Z^2}[C_1 I_1(Z) + C_2 K_1(Z)], \qquad (4.64)$$

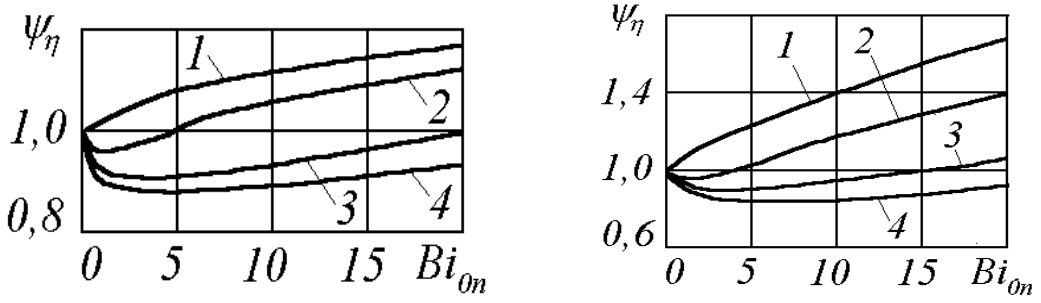
$$\eta_p = \frac{K_0(Z_0)I_0(Z_1) - I_0(Z_0)K_0(Z_1)}{N_p(1+Bi_{0n})[K_0(Z_0)I_0(Z_1) + I_0(Z_0)K_0(Z_1)]}, \qquad (4.65)$$

де $C_2 = [I_1(Z_0)K_0(Z_1)/I_0(Z_0) + K_1(Z_1)]^{-1}/Z_1$, $C_1 = C_2K_0(Z_0)/I_0(Z_0)$,

$$Z_0 = 2P[1 + Bi_{0n}(1-a)]^{1/2}, \qquad Z_1 = 2P(1 + Bi_{0n})^{1/2}, \qquad P = \frac{N_p^2}{aBi_{0n}},$$

$Bi_{on} = \alpha\delta_{0n}/\lambda_n$.

Обчислені поправочні коефіцієнти $\psi_\eta = \eta_{p,1}/\eta_{p,2}$, які враховують вплив нерівномірності відкладень вздовж висоти ребра на його тепловіддачу, де $\eta_{p,1}$– ефективність ребра з нерівномірним покриттям, знайдена за формулою (4.65), а $\eta_{p,2}$– ефективність повздовжніх ребер з рівномірним покриттям товщини $\delta_{n,cp} = \int_0^1 \delta_n(X)dX$, обчислена за формулою (4.51). Розрахунки проведені для значень коефіцієнта нерівномірності відкладень $a = 0{,}8$ і $a = 1{,}0$ представлені на рис. 4.18



а) б)

Рис. 4.18. Залежність поправочного коефіцієнта ψ_η від числа Біо, покриття $Bi_{0c} = \alpha\delta_{0c}/\lambda_c$ для різних значень параметрів N_f^2 і a: 1 – N_f^2 =0,5; 2 – 2,0; 3 –4,0; 4 – 6,0; а) $a = 0{,}8$; б) $a = 1{,}0$

Для покриттів з малою провідністю при значеннях параметра $a < 0{,}5$ відмінності між значеннями $\eta_{p,1}$ і $\eta_{p,2}$ зазвичай не перевищують 5-7%.

4.5. Теплоперенос в багатошаровій оребреній стінці

У попередньому розділі отримані розрахункові залежності для окремих ребер з рівномірним шаром покриття (відкладення) (див. п.4.4). Проте при цьому не було враховано перенос тепла від внутрішнього до зовнішнього теплоносія і перетікання тепла між ребром і поверхнею, тобто не розглядався спільний теплоперенос в системі ребро – основа.

Нижче отримані аналітичні вирази для температурних розподілів в системі ребро – основа для ребристих поверхонь різного типу. Тепловий розрахунок проведений при спрощуючих передумовах, які приведені в п. 4.4 за винятком припущення 5). Розглянуті розвинені поверхні з ребрами наступної геометрії – повздовжніми і поперечними ребрами, циліндричними шипами.

Система повздовжнє ребро – плоска основа. Розглянемо елемент поверхні з подовжнім оребренням, що має рівномірне малотеплопровідне покриття (рис. 4.19). Для такої поверхні, в силу приведених в попередньому параграфі спрощуючих передумов, теплоперенос описується системою рівнянь

$$\frac{\lambda_p \delta_p}{2} \frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{\lambda_{n1}}{\delta_{n1}} (T_p - T_{n1}), \tag{4.66}$$

$$\lambda_{oc} \delta_{oc} \frac{d^2 T_{oc}}{dy^2} = \frac{\lambda_{n2}}{\delta_{n2}} (T_{oc} - T_{n2}) + \alpha_{oc} (T_{oc} - T_{2\infty}), \tag{4.67}$$

$$\frac{\lambda_{n1}}{\delta_{n1}} (T_p - T_{n1}) = \alpha_p (T_{n1} - T_{1\infty}), \tag{4.68}$$

$$\frac{\lambda_{n2}}{\delta_{n2}} (T_{oc} - T_{n2}) = \alpha_p (T_{л2} - T_{1\infty}), \tag{4.69}$$

де T_p, T_{oc} – усереднені вздовж товщини температури ребра і основи, T_{ni} – температура поверхні покриття, а індекси $i = 1,2$ – відповідають

різній товщині покриття на ребрі і основі

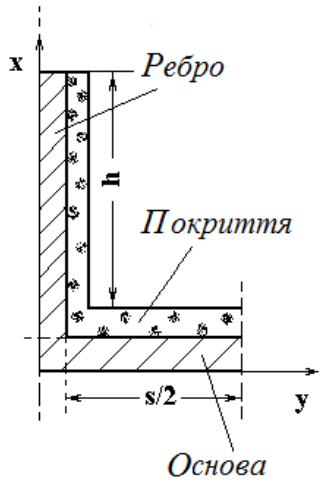


Рис. 4.19. Розрахункова схема системи ребро – основа з рівномірним покриттям

Якщо нехтувати тепловими втратами з торця і врахувати рівність температур і теплових потоків на межі ребро – основа для рівнянь(4.53)-(4.56) виконуються наступні граничні умови

$$T_p(x=0)=T_{oc}(y=0),\ \frac{\lambda_p\delta_p}{2}\left.\frac{dT_p}{dx}\right|_{x=0}=-\lambda_{oc}\delta_{oc}\left.\frac{dT_{oc}}{dy}\right|_{y=0},$$

$$\left.\frac{dT_p}{dx}\right|_{x=h}=0,\ \left.\frac{dT_{oc}}{dy}\right|_{y=s/2}=0. \qquad (4.70)$$

Після введення безрозмірних величин

$$X=\frac{x}{h},Y=\frac{2y}{s},\theta_p=\frac{T_p-T_{1\infty}}{T_{2\infty}-T_{1\infty}},\theta_{oc}=\frac{T_{oc}-T_{1\infty}}{T_{2\infty}-T_{1\infty}},$$

$\theta_{n1}=\frac{T_{n1}-T_{1\infty}}{T_{2\infty}-T_{1\infty}},\theta_{n2}=\frac{T_{n2}-T_{1\infty}}{T_{2\infty}-T_{1\infty}}$ систему рівнянь (4.66)-(4.69) і граничні умови(4.70) можна представити у вигляді

$$\frac{d^2\theta_p}{dX^2}=\frac{N_p^2}{1+Bi_{n1}}\theta_p, \qquad (4.71)$$

$$N_{oc}^{-2}\frac{d^2\theta_{oc}}{dY^2}=((1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha)\theta_{oc}-\psi_\alpha, \tag{4.72}$$

$$\theta_p=(1+Bi_{n1})\theta_{n1}, \tag{4.73}$$

$$\theta_{oc}=(1+Bi_{n2})\theta_{л2}, \tag{4.74}$$

$$\theta_p(X=0)=\theta_{oc}(Y=0),\ \ N_p^{-2}\left.\frac{d\theta_p}{dX}\right|_{X=0}=-N_{oc}^{-2}\psi_h\left.\frac{d\theta_{oc}}{dY}\right|_{Y=0},$$

$$\left.\frac{d\theta_p}{dX}\right|_{X=1}=0,\ \left.\frac{d\theta_{oc}}{dY}\right|_{Y=1}=0, \tag{4.75}$$

де $N_p^2=\frac{2h^2\alpha_p}{\lambda_p\delta_p}$, $N_{oc}^2=\frac{(s/2)^2\alpha_p}{\lambda_{oc}\delta_{oc}}$, $Bi_{ni}=\frac{\alpha_p\delta_{ni}}{\lambda_{ni}}$, $\quad i=1,2;$

$$\psi_\alpha=\alpha_{oc}/\alpha_p,\quad \psi_h=s/2h.$$

Розв'язки системи рівнянь (4.71)-(4.74) з граничними умовами (4.75) мають вигляд

$$\theta_p=C_1sh(\bar{N}_p X)+C_2ch(\bar{N}_p X), \tag{4.76}$$

$$\theta_{oc}=D_1sh(\bar{N}_{oc}Y)+D_2ch(\bar{N}_{oc}Y)+D_0, \tag{4.77}$$

де $\bar{N}_p=N_p/(1+Bi_{n1})^{1/2}$, $\bar{N}_{oc}=N_{oc}\left[(1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha\right]^{1/2}$,

$D_0=N_{oc}^2\psi_\alpha/\left[(1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha\right]$, а коефіцієнти C_1, C_2, D_1, D_2 знаходяться з виразів

$$C_1=-C_2th\bar{N}_p,\ C_2=\left(1+\frac{\bar{N}_p th\bar{N}_p}{A\bar{N}_{oc}th\bar{N}_{oc}}\right)^{-1}D_0,\quad A=\frac{N_p^2}{N_{oc}^2}\psi_h,$$

$$D_1=-D_2th\bar{N}_{oc},\ D_2=\left(-\frac{\bar{N}_{oc}th\bar{N}_{oc}}{N_pth\bar{N}_p}A-1\right)^{-1}D_0. \tag{4.78}$$

В результаті знаходимо вирази для температурних розподілів в ребрі і основі

$$\theta_p = \left(1 + \frac{\bar{N}_p \, th\, \bar{N}_p}{A \bar{N}_{oc} \, th\, \bar{N}_{oc}}\right)^{-1} D_0(-th\, \bar{N}_p \, sh(\bar{N}_p X) + ch(\bar{N}_p X)), \quad (4.79)$$

Система кругле ребро – стінка труби. Якщо провести аналогічні викладення для елементу поверхні, що повторюється, кругле ребро – стінка сурми в циліндричній системі координат можна записати наступні рівняння теплопереносу

$$\frac{1}{R}\frac{d}{dR}\left(R\frac{d\theta_p}{dR}\right) = \frac{N_p^2}{1+Bi_{n1}}\theta_p, \quad (4.80)$$

$$N_{oc}^{-2}\frac{d^2\theta_{oc}}{dY^2} = ((1+Bi_{n2})^{-1} + \psi_\alpha)\theta_{oc} - \psi_\alpha, \quad (4.81)$$

де $R = r/h$

Відповідні граничні умови мають вигляд

$$\theta_p(R = R_0) = \theta_{oc}(Y = 0), \;\; N_p^{-2}\left.\frac{d\theta_p}{dR}\right|_{R=R_0} = -N_{oc}^{-2}\psi_h\left.\frac{d\theta_{oc}}{dY}\right|_{Y=0},$$

$$\left.\frac{d\theta_p}{dR}\right|_{R=R_1} = 0, \left.\frac{d\theta_{oc}}{dY}\right|_{Y=1} = 0, \quad (4.82)$$

де $R_0 = r_0/h, \quad R_1 = r_1/h, \quad h = r_1 - r_0, \;\; r_0, r_1 -$ зовнішній радіус труби і зовнішній радіус ребра

Загальний розв'язок системи рівнянь(4.80),(4.81) можна представити у вигляді

$$\theta_p = C_1 I_0(\bar{N}_p R) + C_2 K_0(\bar{N}_p R), \quad (4.83)$$

$$\theta_{oc} = 2\exp(-A)D_1 ch[A(1-Y)] + D_0, \quad (4.84)$$

де $I_0(\bar{N}_p R), K_0(\bar{N}_p R) -$ функції Бесселя

Коефіцієнти C_1, C_2, D_1, враховуючи співвідношення для функцій Бесселя $I_0^{'}(R) = I_0(R), K_0^{'}(R) = K_1(R)$ (знак $'$ означає похідну), визначаються виразами

$$C_2 = -C_1 \frac{I_1(\bar{N}_p R_1)}{K_1(\bar{N}_p R_1)}, \; D_2 = \exp(-2A) D_1,$$

$$C_1 = -2AW \bar{N}_p^{-1} \exp(-A) shA \left[I_1(\bar{R}_0) - \frac{I_1(\bar{R}_1)}{K_1(\bar{R}_1)} K_1(\bar{R}_0) \right]^{-1} D_1, \quad (4.85)$$

$$D_1 = \frac{\bar{N}_p \exp(A)}{2shA} \left[-W \frac{I_0(\bar{R}_0)K_1(\bar{R}_1) + I_1(\bar{R}_1)K_0(\bar{R}_0)}{I_1(\bar{R}_0)K_1(\bar{R}_1) - I_1(\bar{R}_1)K_1(\bar{R}_0)} - \bar{N}_p \, cthA \right]^{-1} D_0,$$

де $W = \psi_h N_p^2 / N_{oc}^2$. З урахуванням співвідношення (4.85) знаходимо вирази для температур в ребрі і покритті

$$\theta_p = \left[-W - N_p cthA \frac{I_1(\bar{R}_0)K_1(\bar{R}_1) - I_1(\bar{R}_1)K_1(\bar{R}_0)}{I_0(\bar{R}_0)K_1(\bar{R}_1) + I_1(\bar{R}_1)K_0(\bar{R}_0)} \right]^{-1} \times$$

$$\times \frac{I_0(\bar{R})K_1(\bar{R}_1) + I_1(\bar{R}_1)K_0(\bar{R})}{I_1(\bar{R}_0)K_1(\bar{R}_1) + I_1(\bar{R}_1)K_1(\bar{R}_0)} D_0, \quad (4.86)$$

$$\theta_{oc} = \frac{\bar{N}_p}{shA} \left[-W \frac{I_0(\bar{R}_0)K_1(\bar{R}_1) + I_1(\bar{R}_1)K_0(\bar{R}_0)}{I_1(\bar{R}_0)K_1(\bar{R}_1) - I_1(\bar{R}_1)K_1(\bar{R}_0)} - \bar{N}_p \, cthA \right]^{-1} D_0 ch[A(1-Y)] + D_0 \quad (4.87)$$

Система круглий шип – плоска стінка. Розглядається елемент ошипованої поверхні при шаховому або коридорному розташуванні шипів на поверхні основи. Припускаємо, що елемент основи, прилеглий до окремого шипа, можна замінити кільцевим елементом, що має ту ж площу. Зважаючи на аналогічність виведення системи рівнянь перенесення тепла для елементу оребреної поверхні круглий

шип – плоска стінка і конструкцій оребрення розглянутих раніше, приведемо початкову систему рівнянь теплопереносу, записану у безрозмірному вигляді

$$\frac{d^2\theta_ш}{dX^2} = \frac{N_ш^2}{1+Bi_{n1}}\theta_ш, \tag{4.88}$$

$$\frac{1}{R}\frac{d}{dR}\left(R\frac{d\theta_{oc}}{dR}\right) = N_{oc}^2((1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha)\theta_{oc} - \psi_\alpha, \tag{4.89}$$

де $N_ш^2 = \frac{2h^2\alpha_ш}{\lambda_ш\delta_ш}$, $\psi_\alpha = \frac{\alpha_{oc}}{\alpha_ш}$, $R = 2r/s$, $X = \frac{x}{h}$, r – поточний радіус

для кільцевого елементу основи

Граничні умови для системи круглий шип – плоска стінка мають вигляд

$$\theta_{oc}(R=R_1) = \theta_ш(X=0),\ N_ш^{-2}\left.\frac{d\theta_ш}{dX}\right|_{X=0} = -N_{oc}^{-2}\psi_h\left.\frac{d\theta_{oc}}{dR}\right|_{R=R_1},$$

$$\left.\frac{d\theta_{oc}}{dR}\right|_{R=R_2} = 0,\ \left.\frac{d\theta_ш}{dX}\right|_{X=1} = 0, \tag{4.90}$$

де $R_1 = \delta_ш/s$, $R_2 = 1+\delta_ш/s$.

Розв’язок системи рівнянь(4.8870),(4.8971) може бути представлений у вигляді

$$\theta_ш = C_1\exp(\bar{N}_ш X) + C_2\exp(-\bar{N}_ш X), \tag{4.91}$$

$$\theta_{oc} = D_1 I_0(\bar{N}_{oc} R) + D_2 K_0(\bar{N}_{oc} R), \tag{4.92}$$

де $\bar{N}_ш = N_ш/(1+Bi_{n1})^{1/2}$, $\bar{N}_{oc} = N_{oc}\left[(1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha\right]^{1/2}$

Коефіцієнти C_1, C_2, D_1, D_2 знаходяться з виразів

$$C_2 = C_1\exp(2\bar{N_ш}),\ D_2 = D_1\frac{I_1(\bar{R}_2)}{K_1(\bar{R}_2)},$$

$$C_1 = \frac{2\exp(-\bar{N}_ш)}{sh\,\bar{N}_ш}\left[1+\frac{N_{oc}^2}{\psi_h A\bar{N}_ш}\frac{I_0(\bar{R}_1)K_1(\bar{R}_2)+I_1(\bar{R}_2)K_0(\bar{R}_1)}{I_1(\bar{R}_1)K_1(\bar{R}_2)-I_1(\bar{R}_2)K_1(\bar{R}_1)}\right]^{-1} D_0,$$

$$D_1 = \left[-\frac{\psi_h A\bar{N}_ш}{N_{oc}^2}\frac{I_1(\bar{R}_1)K_1(\bar{R}_2)-I_1(\bar{R}_2)K_1(\bar{R}_1)}{I_0(\bar{R}_1)K_1(\bar{R}_2)+I_1(\bar{R}_2)K_0(\bar{R}_1)}-1\right]^{-1} \times$$

$$\times\left[I_0(\bar{R}_1)+\frac{I_1(\bar{R}_2)}{K_1(\bar{R}_2)}K_0(\bar{R}_1)\right]^{-1} D_0, \qquad (4.93)$$

де $D_0 = \frac{\psi_\alpha}{N_{oc}^2\left[(1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha\right]}$, $\bar{R} = \bar{N}_{oc}R$

Таким чином, температурні розподіли в шипу і основі можна визначити з виразів (4.91)-(4.93).

Отримані аналітичні вирази для температурних розподілів трьох типів елементів розвиненої поверхні з рівномірним покриттям дозволяють визначити температурні характеристики для ребер і поверхні, що є несучою поверхнею. Порівнюючи їх з відомими характеристиками для "чистих" поверхонь [3, 4], можна знайти відмінності, обумовлені наявністю на поверхні рівномірного покриття (відкладення).

На рис. 4.20, 4.21 представлені температурні розподіли в ребрі і основі для стінки з повздовжнім оребренням при різних значеннях параметрів Bi_{ni} $(i=1,2)$, ψ_α, і заданих значеннях параметрів N_p, ψ_h, (напрям стрілок вказує на відповідні координати). У розрахунках покладалося, що товщина ребра і основи і теплофізичні властивості матеріалів, з яких вони виготовлені, однакові, а товщина покриття на оребреній поверхні постійна ($\delta_p = \delta_{oc}$, $\lambda_p = \lambda_{oc}$, $Bi_{n1} = Bi_{n2}$, $N_{oc} = N_p/(\sqrt{2}\psi_h)$. Для порівняння на

рис. 4.20 приведені розподіли ($Bi_n = 0$). Як випливає з аналізу приведених розподілів, збільшення товщини покриття(числа Bi_n) призводить до вирівнюваннятемператур вздовж довжини основи і висоти ребра, тобто тепловідвід
з поверхні стає більш рівномірним у порівнянні з "чистим" оребренням. В умовах забрудненості розвиненої поверхні або за наявності на ній захисного покриття це дає можливість використати більш високі ребра.

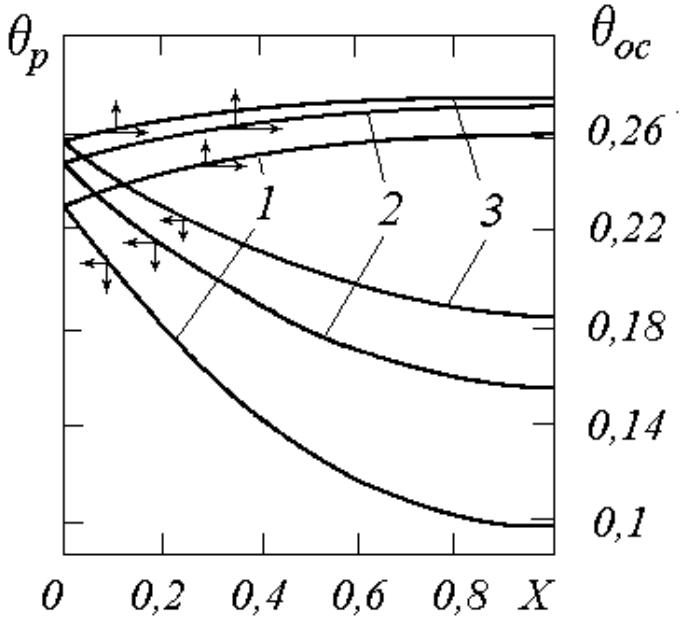


Рис. 4.20 Вплив покриттів на температурні розподіли в ребрі і основі при $N_p = 1{,}5; \psi_\alpha = 0{,}5; 1 - Bi_n = 0;\ 2 - 1{,}0; 3 - 2{,}0$

На рис. 4.21 показаний вплив параметра, який визначає відмінність у інтенсивності теплообміну на зовнішній і внутрішній поверхнях оребрення, на умови теплопереносуу системі ребро – основа. Як випливає з рисунка, збільшення інтенсивності теплообміну з внутрішньої сторони або її зменшення на зовнішній поверхні

призводить до вирівнювання температур в оребреній стінці (див. рис. 4.21).

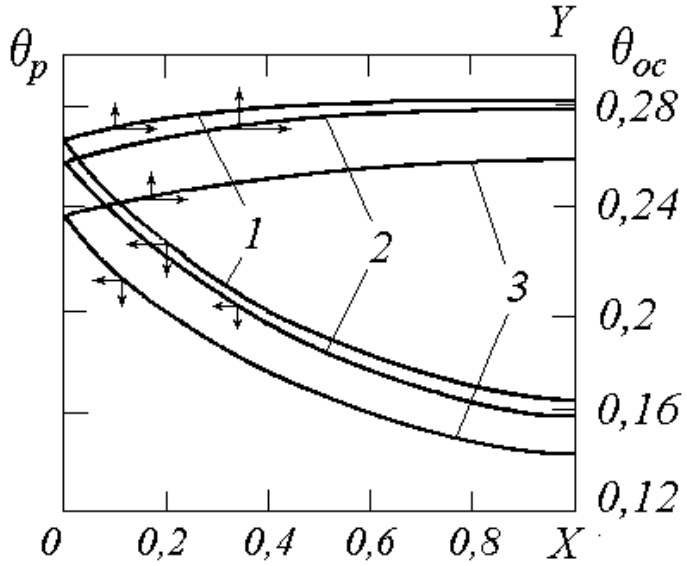


Рис. 4.21. Вплив параметра ψ_α на температурні характеристики системи ребро – основа з покриттям при $N_p = 1{,}5$; $Bi_n = 1{,}0$; $\psi_\alpha = 0{,}5$; 1 – 10; 2 – 40; 3 – 80

4.6. Вплив забруднюючих відкладень на теплову ефективність теплообмінних апаратів, що складаються з труб з повздовжнім оребренням

У процесі експлуатації теплообмінного устаткування при роботі в забруднюючих середовищах, наприклад, утилізаторів теплоти відпрацьованих газів, теплообмінна поверхня покривається шаром відкладень, погіршуючих здатність теплопередачі такої поверхні. Оскільки з боку ВГ для інтенсифікації теплообмінних процесів використовується оребрення, важливо правильно розрахувати і вибрати оптимальну геометрію оребреної поверхні. У більшості випадків при тепловому розрахунку розвиненої поверхні вплив

відкладень враховується у вигляді коефіцієнта забруднення, що призводить до збільшення розмірів теплообмінника, проте не дає можливості правильно вибрати геометрію оребрення. Це призводить до перевитрати труб, підвищення габаритів і вагових показників теплообмінників. Для покращення цих показників потрібний детальний тепловий розрахунок трубного пучка з врахуванням зміни профілю відкладень як у повздовжньому, так і у поперечних перерізах оребреної труби.

Розглянемо теплообмінник, що складається з шахового пучка труб з повздовжнім безперервним оребренням (рис. 4.22) при протитечійній схемі течії внутрішнього і зовнішнього теплоносіїв. В існуючих теплообмінниках, наприклад, утилізаторах теплоти, теплоносіями є вода, що протікає усередині труб, і відпрацьовані гази, що протікають у міжтрубному просторі. За наявності забруднюючих компонент в газовому теплоносії, наприклад, сажі у ВГ, розвинена поверхня покривається шаром відкладень, які мають різну товщину як вздовж висоти, так і вздовж довжини ребра. Експериментальні дослідження показують, що при повздовжній течії газового теплоносія профіль відкладень вздовж висоти ребра близький до трапецеїдального профілю, а його товщина практично постійна на поверхні основи між сусідніми ребрами, але міняється від перерізу до перерізу вздовж довжини труб. Враховуючи симетрію трубного пучка, виділимо елемент, що повторюється, у поперечному перерізі пучка, як це було зроблено у[77]. Для розрахунку швидкості течії в міжтрубному каналі $U_1 = G_{g1}/(nF_{c1})$ визначимо площу прохідного перерізу у виділеному елементі пучка $F_{c1} = \frac{\pi(d_e^2 - (d_1 + \delta_{n2,cp})^2)}{4} - m(\delta_p + \delta_{n1,cp})(h - \delta_{n2})$, де G_{g1} – витрата

зовнішнього теплоносія, d_e – зовнішній діаметр прохідного перерізу у виділеному каналі, $\delta_{n1,cp}(x)$, $\delta_{n2,cp}(x)$ – відповідно усереднена товщина відкладень вздовж висоти ребра і на трубі в перерізі x, n – кількість виділених ділянок в пучку, m – кількість ребер на трубі.

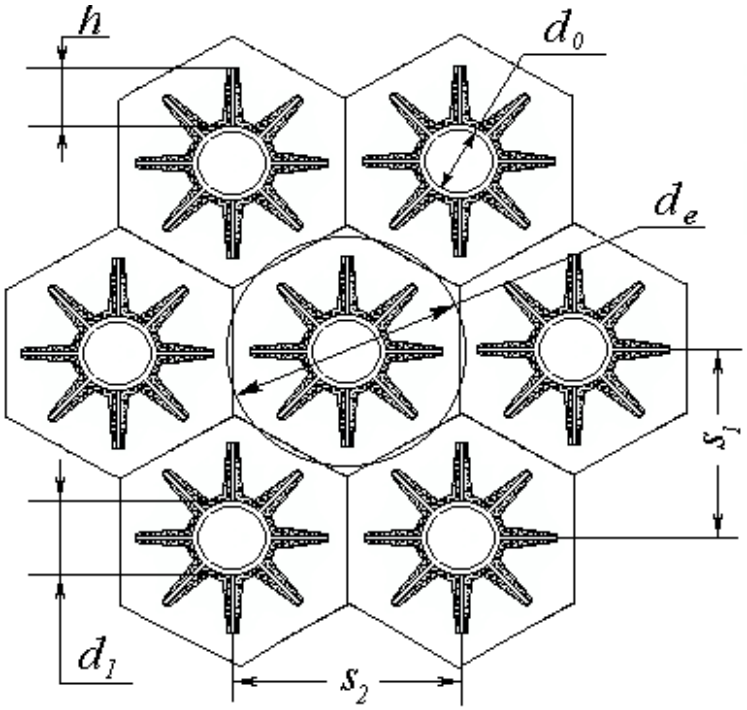


Рис. 4.22. Розрахункова схема пучка труб з повздовжнім оребренням, що мають забруднюючі відкладення

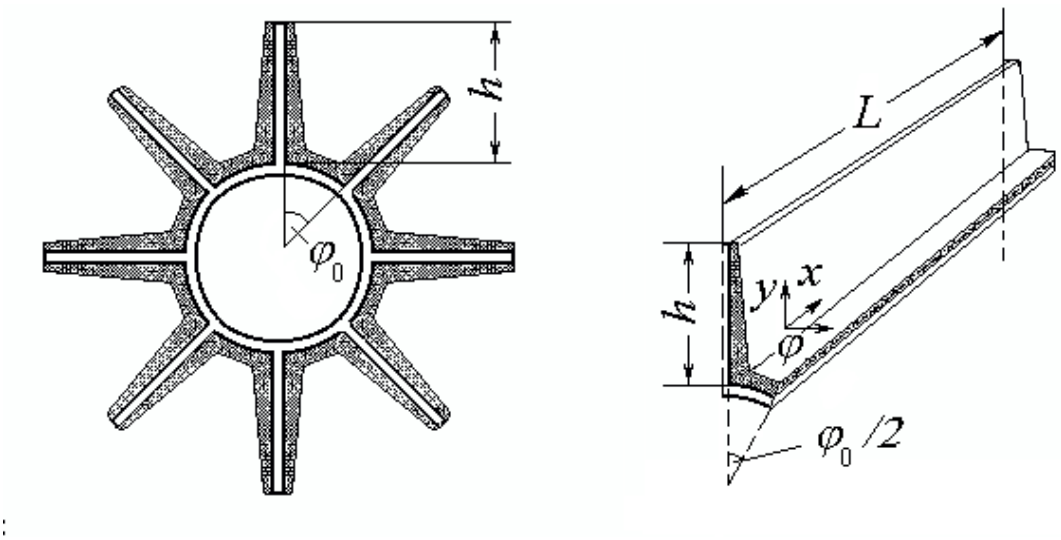
Проведемо тепловий розрахунок виділеного елементу трубного пучка вважаючи, що на зовнішній і внутрішній поверхні коефіцієнти тепловіддачі постійні, оребрена стінка є термічно тонким тілом ($Bi = \alpha\delta/\lambda << 1$), а малотеплопровідне покриття має невелику товщину і повздовжніми перетіканнями теплоти у ньому можна нехтувати. В силу симетрії оребреної поверхні, можна виділити елемент оребреної труби, що складається з ребра і сегменту труби, на поверхні яких є відкладення з трапецеїдальним профілем, як показано на рис. 4.23. У

загальному випадку товщини відкладень на ребрі і основі можуть бути апроксимовані виразами

$$\delta_{n1}(x,y)=\delta_{0n1}\left(1+a\frac{y}{h}\right)\left(1+b\frac{x}{L}\right), \tag{4.94}$$

$$\delta_{n2}(x)=\delta_{0n2}\left(1+c\frac{x}{L}\right), \tag{4.95}$$

де δ_{0n1} – товщина відкладень біля основи ребер на початковій ділянці труби при $x=0$ і $y=0$, δ_{0n2} – товщина відкладень на поверхні труби при $x=0$, a,b,c – деякі параметри, що характеризують міру нерівномірності відкладень, що визначаються експериментально або на підставі експлуатаційних спостережень.



а) б)

Рис. 4.23. Розрахункова схема оребреної труби з нерівномірними відкладеннями: а) поперечний переріз труби; б) елементарна ділянка оребрення

Виходячи з прийнятих припущень, запишемо рівняння теплопереносу для елементу оребреної поверхні

$$\frac{\lambda_p \delta_p}{2}\left(\frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_p}{\partial y^2}\right)=\frac{\lambda_{n1}}{\delta_{n1}(x,y)}(T_p-T_{n1}), \quad (4.96)$$

$$\lambda_{oc}\delta_{oc}\left(\frac{d^2 T_{oc}}{dx^2}+\frac{1}{r_1^2}\frac{d^2 T_{oc}}{d\varphi^2}\right)=\frac{\lambda_{n2}}{\delta_{n2}(x)}(T_{oc}-T_{n2})+\alpha_{oc}(T_{oc}-T_{2g}), \quad (4.97)$$

$$\frac{\lambda_{n1}}{\delta_{n1}(x,y)}(T_p-T_{n1})=\alpha_p(T_{n1}-T_{g1}), \quad (4.98)$$

$$\frac{\lambda_{n2}}{\delta_{n2}(x)}(T_{oc}-T_{n2})=\alpha_p(T_{л2}-T_{g1}), \quad (4.99)$$

де φ_0 – кутова відстань між сусідніми ребрами(див. рис. 4.23), T_p, T_{oc} – усереднені вздовж товщини температури ребра і основи, T_{ni} – температура поверхні покриття, а індекси $i=1,2$ – відповідають різній товщині покриття на ребрі і основі

Нехтуючи втратами теплоти на торцях, запишемо граничні умови для елементу оребреної поверхні

$$\left.\frac{\partial T_p}{\partial x}\right|_{x=0}=\left.\frac{\partial T_p}{\partial x}\right|_{x=L}=0,\ \left.\frac{\partial T_{oc}}{\partial x}\right|_{x=0}=\left.\frac{\partial T_{oc}}{\partial x}\right|_{x=L}=0,\ T_p(y=0)=T_{oc}(\varphi=0),$$

$$\frac{\lambda_p\delta_p}{2}\left.\frac{\partial T_p}{\partial y}\right|_{y=0}=-\frac{2\lambda_{oc}\delta_{oc}}{d_1}\left.\frac{\partial T_{oc}}{\partial \varphi}\right|_{\varphi=0},\ \left.\frac{\partial T_p}{\partial y}\right|_{y=h}=0,\ \left.\frac{\partial T_{oc}}{\partial \varphi}\right|_{\varphi=\varphi_0/2}=0. \quad (4.100)$$

Після переходу до безрозмірних змінних система рівнянь(4.82)-(4.99) і граничні умови(4.100) зводяться до вигляду

$$\frac{h^2}{L^2}\frac{\partial^2\theta_p}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\theta_p}{\partial Y^2}=\frac{N_p^2}{1+Bi_{n1}(X,Y)}\theta_p, \quad (4.101)$$

$$N_{oc}^{-2}\left(\frac{\partial^2\theta_{oc}}{\partial X^2}+\frac{4L^2}{s^2}\frac{\partial^2\theta_{oc}}{\partial R^2}\right)=((1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha)\theta_{oc}-\psi_\alpha, \quad (4.102)$$

$$\theta_p=[1+Bi_{n1}(X,Y)]\theta_{n1},\ \theta_{oc}=[1+Bi_p(X)]\theta_{л2}, \quad (4.103)$$

$$\left.\frac{\partial\theta_p}{\partial X}\right|_{X=0}=\left.\frac{\partial\theta_p}{\partial X}\right|_{X=1}=0,\ \left.\frac{\partial\theta_{oc}}{\partial X}\right|_{X=0}=\left.\frac{\partial\theta_{oc}}{\partial X}\right|_{X=1}=0,\ \theta_p(Y=0)=\theta_{oc}(R=0),$$

$$N_p^{-2}\left.\frac{\partial\theta_p}{\partial Y}\right|_{Y=0} = -N_{oc}^{-2}\psi_h\left.\frac{\partial\theta_{oc}}{\partial R}\right|_{R=0}, \left.\frac{\partial\theta_p}{\partial Y}\right|_{Y=1} = 0, \left.\frac{\partial\theta_{oc}}{\partial R}\right|_{R=1} = 0, (4.104)$$

де $X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{h}, R = \frac{2d_1\varphi}{s}, s = d_1\varphi_0 -$ міжреберна відстань біля основи ребер, а інші безрозмірні змінні співпадають з приведеними в [77].

Чисельний алгоритм рішення початкової системи двовимірних рівнянь (4.87)-(4.89) з граничними умовами(4.90) викладений в джерелі [77]. У розрахунках була використана чисельна схема кінцевих різниць і схема Патанкара-Сперроу. Порівняння результатів розрахунку з використанням вказаних схем показує, що схема Патанкара-Сперроу при менших витратах машинного часу дає задовільну точність для обчислюваних величин. Оскільки розподіл температур вздовж довжини труби заздалегідь невідомий, була організована ітераційна процедура обчислень, причому на першій ітерації температура стінки труби вважалася постійною і вибиралася довільно у проміжку $T_{1\infty} < T < T_{2\infty}$. В процесі рахунку на кожному кроці у напрямі розраховувалися температури зовнішнього і внутрішнього теплоносіїв за методикою, викладеною в джерелі[77]. Обчислення приросту температури зовнішнього теплоносія ΔT_{g1} проводилося за формулою, де площа прохідного перерізу F_{c1} приведена вище, а тепловий потік, що відводиться, на ділянці Δx розраховується за формулою

$$\Delta Q_1 = m\left[\lambda_p\delta_p\left.\frac{d\bar{T}_p}{dy}\right|_{y=0} + d_1\int_0^{\varphi_0} q_1(\varphi, x, \bar{T}_{oc})d\varphi\right]\Delta x, \text{ де } m - \text{ кількість}$$

ребер на трубі. Окрім локальних теплових характеристик для оребреної труби з відкладенням визначений також сумарний тепловий

потік, переданий від внутрішнього до зовнішнього теплоносія, визначається виразом

$$Q_1 = m\int_0^L \left[\lambda_p \delta_p \left.\frac{d\bar{T}_p}{dy}\right|_{y=0} + d_1 \int_0^{\varphi_0} q_1(\varphi, y, \bar{T}_{oc})\, d\varphi \right] dx$$

і досліджений вплив відкладень на величину цього потоку.

Розрахунки проводилися для сталевих труб з повздовжнім оребренням, що використовуються в утилізаторах теплоти ВГ, в яких є присутніми компоненти сажі, при різній товщині відкладень на поверхні обтікання. У якості внутрішнього теплоносія була вибрана вода. У розрахунках були використані наступні динамічні, теплофізичні і геометричні величини, які відповідають даним експериментального дослідження (див. п.4.1). $G_{g1} = 0{,}03\ кг/с$, $G_{g2} = 1{,}02\ кг/с$, $T_{1\infty} = 295^0 C$, $T_{2\infty} = 57^0 C$, $d_0 = 33\ мм$, $d_1 = 38\ мм$, $h = 20\ мм$, $L = 2500\ мм$, $m = 12$, $d_e = 83\ мм$, $\delta_p = 1{,}0\ мм$, $\delta_{oc} = 2{,}5\ мм$, $\delta_{0n1} = \delta_{0n2} = 1{,}75\ мм$, $\lambda_{n1} = \lambda_{n2} = 0{,}11 Вт/(мК)$, $a = -0{,}33$; $b = -0{,}42$. Результати розрахунків представлені на рис. 4.22-4.23.

На рис. 4.22 приведена залежність сумарного теплового потоку Q_1 від усередненої вздовж поверхні труби товщини відкладень $\bar{\delta}_n = \dfrac{F_p \delta_{n1,cp} + F_{oc} \delta_{n2,cp}}{F_p + F_{oc}}$, де $F_p = Lh$, $F_{oc} = \varphi_0 d_1 L/2 -$ відповідно, площа ребра і ділянки основи у виділеному елементі оребреної труби (див. рис. 4.23). Різна товщина відкладень зафіксована в експериментальних дослідженнях для різних моментів часу при проходженні ВГ, в оребреному каналі експериментальної ділянки. Окрім розрахункової залежності на рис. 4.24 приведені експериментальні значення Q_1, знайдені при різній товщині відкладень. Аналіз отриманої залежності

показує, що наявність відкладень істотно погіршує тепловіддачу оребреної поверхні. Як випливає з порівняння розрахункових значень з даними дослідів, представлена модель дещо занижує величину сумарного теплового потоку, що відводиться, похибки не перевищують 10-15%.

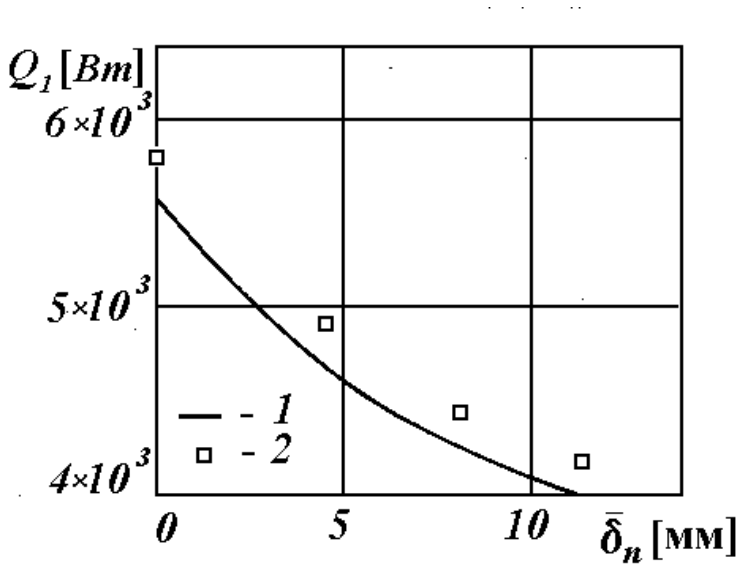


Рис. 4.24. Залежність продуктивності теплообмінника від товщини відкладень: 1 – розрахунок; 2 – експеримент

На рис. 4.25 приведені знайдені у розрахунках температурні розподіли вздовж висоти ребер і на міжреберних ділянках основи для різних перерізів вздовж довжини труби, а також експериментальні значення температур, знайдені в експериментальних дослідженнях для трьох перерізів вздовж довжини труби. Для порівняння на рис. 4.25приведені також температурні розподіли для оребреної труби без відкладень. Як випливає з рисунка, наявність відкладень на поверхні призводить до істотної перебудови температурних полів вздовж висоти ребер – відбувається їх вирівнювання вздовж висоти ребра, якщо порівнювати з "чистою" оребреною поверхнею. Порівняння

температурних розподілів для різних перерізів труби показує, що збільшення товщини відкладень приводить до більше рівномірного характеру температурних розподілів вздовж висоти ребра, а температура ділянок труби між ребрами практично постійна вздовж ширини ділянки. Як випливає з рис. 4.25, є задовільний збіг розрахункових і експериментальних даних.

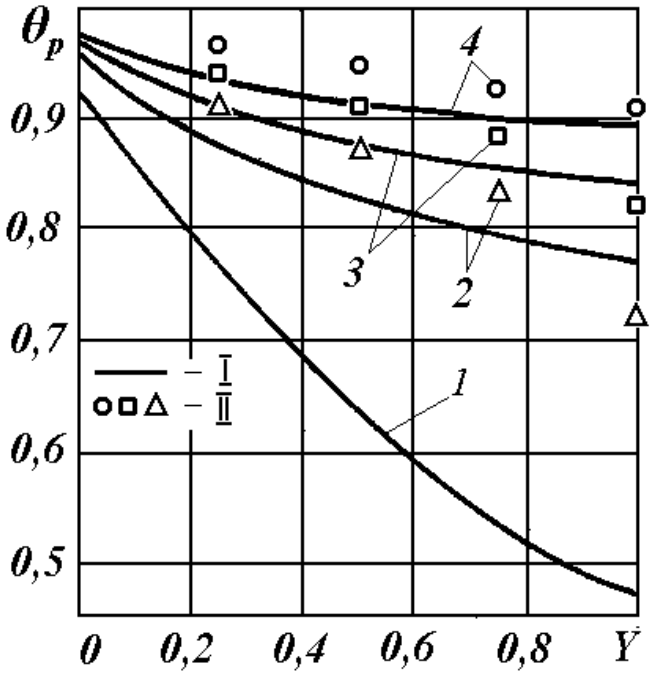


Рис. 4.25. Температурних розподілів вздовж висоти ребер для різних перерізів: 1 – чисте ребро; 2 – $X = 0{,}05; 3 - 0{,}5; 4 - 0{,}95$ (I –розрахунок, II – експеримент)

Враховуючи істотні відмінності температурних розподілів для "чистої" і забрудненої поверхні, важливо правильно вибрати розміри оребрення. У наступному розділі розглянуті питання оптимізації оребрених поверхонь за наявності на поверхні забруднюючих або захисних покриттів.

4.7. Оптимізація ребер з покриттями

Перш ніж перейти до визначення оптимальних розмірів ребер з покриттями розглянемо умови "вигідності" таких ребер. Умова "вигідності" окремого ребра має вигляд

$$Q / Q_{гл} > 1, \tag{4.105}$$

де Q – відповідно, тепловий потік, що відводиться ребром і ділянкою гладкої стінки, яке займає ребро біля його основи. Враховуючи, що $Q = \alpha(T_0 - T_g)F_p\eta_p$, де для повздовжнього ребра площа поверхні рівна $F_p \approx 2hL$ і зважаючи на вираз (4.5133) для ефективності ребра з рівномірним покриттям знаходимо, що

$$Q = \alpha(T_0 - T_g)F_p(1 + Bi_n)^{-1} th\,\bar{N}_1 / \bar{N}_1, \tag{4.106}$$

де $\bar{N}_1^2 = (1 + Bi_n)^{-1} N_p^2$

Для гладкої поверхні з покриттям маємо

$$Q_{гл} = \alpha_{гл}(T_0 - T_g)F_{гл}(1 + Bi_n)^{-1}, \tag{4.107}$$

де $F_{гл} = \delta_p L$ – площа ділянки в основі ребра, $\alpha_{гл}$ – коефіцієнт тепловіддачі на поверхні основи. З урахуванням співвідношень(4.9274),(4.9375), вважаючи $\alpha = \alpha_{гл}$ і зважаючи на рівність $F_p / F_{гл} = N_p / \sqrt{Bi_p}$, де $Bi_p = \alpha\delta_p / 2\lambda_p$, умову (4.10587) перепишемо у вигляді

$$\sqrt{\frac{1 + Bi_n}{Bi_p}} th\,\bar{N}_1 > 1. \tag{4.108}$$

Для великих значень $\bar{N}_1 = (1 + Bi_n)^{-1/2} N_p$ нерівність (4.90) зводиться до простішої

$$Bi_p < 1 + Bi_n . \qquad (4.109)$$

Якщо покриття відсутнє $Bi_n = 0$ умови (4.108), (4.109) співпадають з умовами "вигідності" для "чистого" ребра.

Із співвідношень (4.108),(4.109) витікає, що ребро з покриттям малої провідності виявляється тим вигіднішим, чим більше числа Біо Bi_n для покриття. Отримані умови(4.108),(4.109) відбивають той факт, що за наявності малотеплопровідного покриття на поверхні ребра розподіл температур вирівнюється вздовж його висоти і вклад у сумарну тепловіддачу від верхніх ділянок ребра збільшується. Це свідчить про доцільність використання ребер в забруднених потоках, якщо наявність оребрення не призводить до істотного збільшення товщини забруднень у порівнянні із забрудненням гладкої поверхні.

При розрахунку розвинених поверхонь теплообміну із зовнішнім забруднюючим відкладенням або захисним покриттям вплив останніх на оптимальні розміри оребрення зазвичай не береться до уваги. У той же час, істотна зміна температурних розподілів і умов тепловіддачі для ребер з покриттям(відкладенням), повинна призводити до зміни оптимальних розмірів складених ребер, якщо порівнювати їх з оптимальними розмірами для "чистих" ребер. Далі визначені оптимальні розміри повздовжніх ребер з рівномірним і нерівномірним малотеплопровідним покриттям.

З рівняння (4.48) витікає, що загальний тепловий потік, що відводиться ребром рівний $Q = Q_{\max}\eta_p$. З урахуванням співвідношень (4.51),(4.65) для ефективності ребра η_p і виразу для максимального теплового потоку $Q_{\max} = 2\alpha(T_0 - T_g)h$, сумарний тепловий потік Q, що відводиться повздовжнім ребром з покриттям, може бути представлений виразом

$$Q = (T_0 - T_g)[2\alpha\lambda_p\delta_p(1+Bi_p)^{-1}]^{1/2}W(N_p, Bi_n), \qquad (4.110)$$

де функція $W(N_p, Bi_n)$ для ребра з рівномірним і нерівномірним покриттям і покриттям трапецеїдального профілю, відповідно, має вигляд

$$W(N_p, Bi_n) = th[(1+Bi_n)^{-1/2}N_p],$$

$$W(N_p, Bi_n) = \frac{K_0(Z_0)I_0(Z_1) - I_0(Z_0)K_0(Z_1)}{K_0(Z_0)I_0(Z_1) + I_0(Z_0)K_0(Z_1)},$$

де $Z_0 = 2P[1+Bi_{0n}(1-a)]^{1/2}$, $Z_1 = 2P(1+Bi_{0n})^{1/2}$, $P = \frac{N_p^2}{aBi_{0n}}$,

$Bi_p = \alpha\delta_p / 2\lambda_p$, $Bi_{on} = \alpha\delta_{0n} / \lambda_n$. Враховуючи, що площа поперечного перерізу повздовжнього ребра рівна $S_p = \delta_p h$, співвідношення(4.110) перепишемо у вигляді

$$Q = 2(T_0 - T_{g\infty})\left(\frac{\alpha^2\lambda_p S_p}{2N_p}\right)^{1/3}\frac{W(N_p, Bi_n)}{(1+Bi_{0n})^{1/2}}. \qquad (4.111)$$

З останнього співвідношення витікає

$$S_p = \frac{1}{4\alpha^2\lambda_p}\left(\frac{Q}{T_0 - T_{g\infty}}\right)^3\frac{N_p(1+Bi_{0n})}{W^3(N_p, Bi_n)}. \qquad (4.112)$$

З умови мінімуму площі поперечного перерізу ребра $dS_p / dN_p = 0$ знаходимо рівняння для оптимальних значень характеристичного параметра $N_{p,opt}$.

Для ребер з трапецеїдальним покриттям, зважаючи на співвідношення $\mathrm{I}_0^{'}(Z) = \mathrm{I}_1(Z)$, $\mathrm{K}_0^{'}(Z) = -\mathrm{K}_1(Z)$, $\mathrm{K}_0(Z)\mathrm{I}_1(Z) + \mathrm{I}_0(Z)\mathrm{K}_1(Z) = 1/Z$ ("'" - означає похідну d/dZ) і $Z_0 = mZ_1$, де $m = [1 + aBi_{0n}/(1+Bi_{0n})]^{1/2}$), після диференціювання співвідношення(4.9779) отримаємо рівняння для визначення $N_{p,opt}$

$$[Z_1^2(1-W(mZ_1,Z_1))+2Z_1W(mZ_1,Z_1)/3]\times$$

$$\times[\mathrm{K}_0(mZ_1)\mathrm{I}_1(Z_1)+\mathrm{I}_0(mZ_1)\mathrm{K}_1(Z_1)]^2-1=0, \quad (4.113)$$

де $Z_1=2N_p^2(1+Bi_{0n})^{1/2}/aBi_{0n}$.

Після обчислення з рівняння (4.113) оптимального значення параметра $N_{p,opt}$ із співвідношення (4.112) знаходимо мінімальну площу перерізу ребра і, зважаючи, що $N_{p,opt}=(2\alpha/\lambda_p)^{1/2}\delta_p^{-3/2}S_{p,opt}$, визначаємо оптимальну товщину ребра з нерівномірним покриттям

$$\delta_{p,opt}=\frac{1+Bi_{0n}}{2\alpha\lambda_p W^2(N_{p,opt},Bi_n)}\left(\frac{Q}{T_0-T_{g\infty}}\right)^2. \quad (4.114)$$

Далі знаходимо оптимальну висоту ребра з покриттям

$$h_{opt}=\frac{S_{p,opt}}{\delta_{p,opt}}\equiv\frac{N_{p,opt}(1+Bi_{0n})^{1/2}}{2\alpha W(N_{p,opt},Bi_n)}\left(\frac{Q}{T_0-T_{g\infty}}\right). \quad (4.115)$$

Для ребра з рівномірним покриттям $W(N_p,Bi_n)=th[(1+Bi_n)^{-1/2}N_p]$ і рівняння (4.113) для визначення параметра $N_{p,opt}$ зводиться до наступного

$$3\bar{N}_p(1+th^2\,\bar{N}_p)-th\,\bar{N}_p=0, \quad (4.116)$$

де $\bar{N}_p=(1+Bi_n)^{-1/2}N_p$.

В результаті чисельного рішення рівняння (4.117) знаходимо оптимальне значення параметра $N_{p,opt}=1{,}4193(1+Bi_n)^{1/2}$. Тоді розрахункові вирази для визначення оптимальної товщини і висоти подовжнього ребра з рівномірним покриттям мають вигляд

$$\delta_{p,opt}=0{,}632\frac{1+Bi_n}{\alpha\lambda_p}\left(\frac{Q}{T_0-T_g}\right)^2, \quad (4.117)$$

$$h_{opt} = 0{,}7979\frac{1+Bi_n}{\alpha}\left(\frac{Q}{T_0 - T_g}\right) \qquad (4.118)$$

З виразів(4.114),(4.115) і(4.117),(4.118) витікає, що оптимальні розміри повздовжних ребер, що мають на поверхні захисне або забруднююче покриття з малою тепловою провідністю, будуть більшими в порівнянні з оптимальними розмірами "чистих" ребер. Значення оптимальної товщини і висоти ребра з покриттям залежить від числа Біо Bi_n для покриття і росте зі збільшенням цього числа. На практиці величина числа Біо для відкладень або покриттів може складати Bi_n~0,5-1,0, тобто оптимальні розміри композитних ребер можуть в 1,5-2 рази перевищувати оптимальні розміри ребер без покриття.

Для повздовжних ребер із забруднюючими відкладеннями, профіль яких близький до трапецеїдального, шляхом чисельного рішення рівняння (4.113) визначені оптимальні значення характеристичного параметра $N_{p,opt}$. Результати розрахунків представлені на рис. 4.26, де показана залежність параметра $N_{p,opt}$ від числа $Bi_{on} = \alpha\delta_{0n} / \lambda_n$ при різних значеннях коефіцієнта a, який характеризує мірунерівномірності відкладень вздовж висоти ребра.

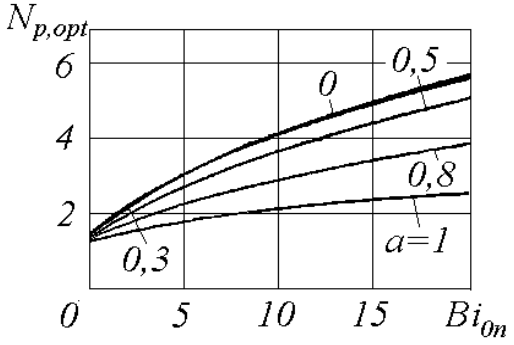
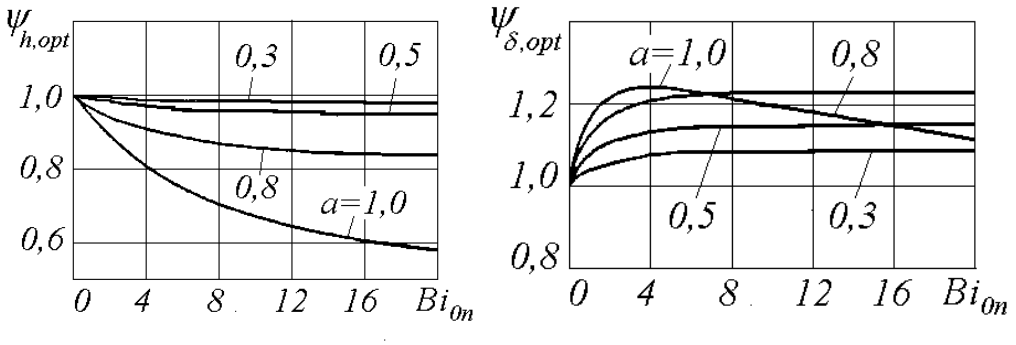


Рис. 4.26. Залежність оптимального характеристичного параметра від числа Біо для покриття і коефіцієнта нерівномірності відкладень вздовж висоти ребра

Для ребер з нерівномірними відкладеннями представляється зручним у якості розрахункових, використання поправочних коефіцієнтів $\psi_{h,opt}, \psi_{\delta,opt}$ від числа $Bi_{0n} = \alpha\delta_{0n} / \lambda_n$ при різних значеннях параметра a, щопредставлені на рис. 4.27.



а) б)

Рис. 4.27. Залежність поправочних коефіцієнтів $\psi_{h,opt}, \psi_{\delta,opt}$ від числа Bi_{0n} при різних значеннях параметра a

Для області змін параметрів $a < 0{,}5$ і $0 < Bi_{n,m} < 20$ для усіх значень відмінності між величинами, розрахованих за формулами (4.94),(4.95) і(4.97),(4.100), не перевищують 7%.

4.8. Оптимальні розміри оребреної стінки з покриттям

При проектуванні оребрених теплообмінників, схильних до забруднення або таких, що мають захисне покриття представляється важливим, правильно вибрати розміри не лише ребер, але і оребреної стінки. Як показано в п. 4.6 оптимальні розміри ребер залежать від товщини відкладень і їх теплопровідних властивостей. Проте в п.4.7 розглянуті тільки поодинокі ребра, а теплоперенос між ребром і основою не брався до уваги. При більш строгій постановці завдання, тепловий розрахунок і оптимізацію оребрених систем з відкладеннями

необхідно проводити з урахуванням теплообміну між внутрішнім теплоносієм і стінкою, а також враховувати перетікання теплоти між ребром і стінкою, що є несучою поверхнею. Нижче вирішено завдання оптимізації оребреної стінки з покриттям(відкладенням) постійної товщини з урахуванням вказаних вище чинників.

Розглянемо плоску повздовжньооребрену поверхню з рівномірним покриттям малої провідності. При великій кількості ребер можна виділити елемент поверхні ребро – основа, як це зроблено в п. 4.5. При визначенні оптимальних розмірів оребрення скористаємося рішеннями рівнянь теплопереносу для даної поверхні (4.71)(4.72). Сумарний тепловий потік, що передається через оребрену стінку, рівний

$$Q = \alpha_{oc} L \int_0^s (T_{oc} - T_{2\infty}) dy \,. \qquad (4.119)$$

Для безрозмірних змінних співвідношення (4.119) зводиться до вигляду

$$Q = Q_{\max} \int_0^1 (\theta_{oc} - 1) dY \,, \qquad (4.120)$$

де $Q_{\max} = \alpha_{oc}(T_{2\infty} - T_{1\infty}) Ls -$ максимальне значення теплового потоку, що відводиться оребреною стінкою. З врахуванням (4.77) після обчислення інтеграла знаходимо

$$Q = \frac{Q_{\max} N_{oc}^2 \psi_\alpha}{(1 + Bi_{n2})^{-1} + \psi_\alpha} \left[1 - \left(1 + \frac{\bar{N}_{oc}\, th \bar{N}_{oc}\, A}{\bar{N}_p\, th\, \bar{N}_p} \right)^{-1} \frac{th\, \bar{N}_{oc}}{\bar{N}_{oc}} \right] , \qquad (4.121)$$

де $A = \frac{N_p^2}{N_{oc}^2} \psi_h, \psi_\alpha = \alpha_{oc} / \alpha_p$

При розрахунку оребреної поверхні міжреберна відстань вибирається мінімальною, а оптимальні розміри ребра знаходять при

фіксованому значенні площі його поперечного перерізу $F_p = h\delta_p$. Перепишемо співвідношення(4.121) у вигляді

$$Q = \frac{Q_{\max} N_{oc}^2 \psi_\alpha}{(1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha}\left[1-\left(1+\frac{s\bar{N}_{oc}\,th\,\bar{N}_{oc}}{N_{oc}^2 th\,\bar{N}_p}\left(\frac{\alpha_p \bar{N}_p (1+Bi_{n1})^2}{4\lambda_p F_p}\right)^{1/3}\right)^{-1}\frac{th\,\bar{N}_{oc}}{\bar{N}_{oc}}\right] \quad (4.122)$$

і визначимо з(4.122) площу F_p

$$F_p = \frac{\alpha_p \bar{N}_p (1+Bi_{n1})^2}{4\lambda_p (th\,\bar{N}_p)^3}\Big[s((1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha)\times$$

$$\times\left(\left(1-\frac{Q}{Q_{\max}}\frac{(1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha}{N_{oc}^2\psi_\alpha}\right)^{-1}-\frac{\bar{N}_{oc}}{th\,\bar{N}_{oc}}\right)^{-1}\Big]^3. \quad (4.123)$$

Максимальне значення теплового потоку, що відводиться, при заданій площі F_p визначається з умови

$$\frac{dF_p}{dN_p} = 0. \quad (4.124)$$

Після диференціювання співвідношення(4.123) отримаємо рівняння, при рішенні якого можна визначити оптимальне значення параметра $N_{p,opt}$

$$3\bar{N}_p(1-th^2\,\bar{N}_p) - th\,\bar{N}_p = 0, \quad (4.125)$$

де $\bar{N}_p = N_p(1+Bi_{n1})^{1/2}$. В результаті чисельного рішення трансцендентного рівняння(4.111) знаходимо

$$\bar{N}_{p,opt} = 1{,}4193, \quad (4.126)$$

звідки визначаємо оптимальне значення шуканого параметра

$$N_{p,opt} = 1{,}4193(1+Bi_{n1})^{1/2}. \quad (4.127)$$

Зважаючи на вираз $N_{p,opt} = \sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda_p}}\delta_{p,opt}^{-3/2} F_{p,opt}$, і враховуючи співвідношення(4.123),(4.126) знаходимо оптимальну товщину ребра

$$\delta_{p,opt} = 0{,}632\frac{\alpha_p}{\lambda_p}(1+Bi_{n1})[s((1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha)]^2 \times$$

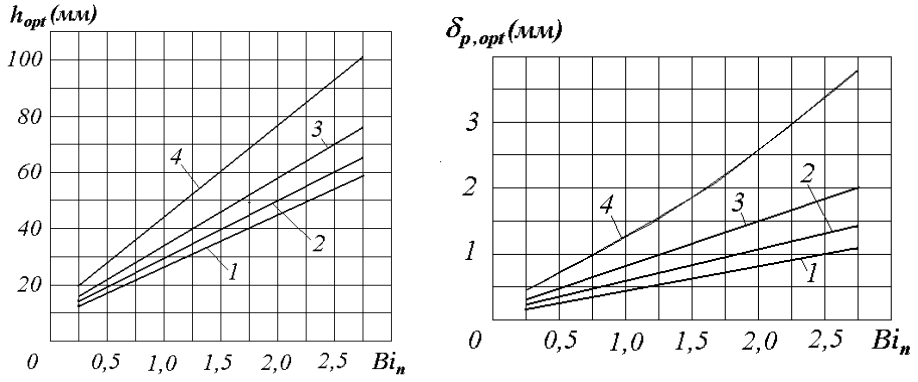
$$\times\left[\left(1-\frac{Q}{Q_{\max}}\frac{(1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha}{\bar{N}_{oc}^2\psi_\alpha}\right)^{-1}-\frac{\bar{N}_{oc}}{th\,\bar{N}_{oc}}\right]^{-2}. \qquad (4.128)$$

Оскільки $h_{opt} = F_{p,opt}/\delta_{p,opt}$, то оптимальна висота ребра рівна

$$h_{opt} = 0{,}7979(1+Bi_{n1})[s((1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha)]\times$$

$$\times\left[\left(1-\frac{Q}{Q_{\max}}\frac{(1+Bi_{n2})^{-1}+\psi_\alpha}{\bar{N}_{oc}^2\psi_\alpha}\right)^{-1}-\frac{\bar{N}_{oc}}{th\,\bar{N}_{oc}}\right]^{-1}. \qquad (4.129)$$

Використовуючи вирази для оптимальних розмірів ребер (4.128),(4.129), проведені розрахунки і отримані залежності оптимальних значень висоти і товщини ребра від числа Біо для покриття постійної товщини $Bi_{n1} = Bi_{n2} = Bi_n$ при різних значеннях параметра N_{oc}, які представлені на рис. 4.28.



а) б)

Рис. 4.28. Залежність оптимальної висоти h_{opt} (а) і товщини ребер $\delta_{p,opt}$ (б) від числа Біо Bi_n для покриття при різному значенні

параметра N_{oc}: $s = 10мм$; $Q/Q_{\max} = 0{,}7$; $\psi_\alpha = 5$; 1 – $N_{oc} = 0{,}22$; 2 – 0,5; 3 – 0,7; 4 – 1,0

Як випливає з рисунка, наявність відкладень призводить до істотного збільшення оптимальних розмірів ребер. Аналіз отриманих залежностей показує, що збільшення значень параметрів N_{oc} і ψ_α призводить до збільшення розмірів як висоти ребра h_{opt}, так і його товщини $\delta_{p,opt}$.

Таким чином, оптимальні розміри ребра з покриттям залежать від числа Біо покриття на ребрі Bi_{n1}– чим більше значення Bi_{n1}, тим більші оптимальні розміри ребер. Цей результат узгоджується з даними, отриманими в п.4.7 і, крім того, через параметри N_{oc}, ψ_α і Bi_{n2} враховується вплив поверхні, яка є несучою, на оптимальні розміри ребер.

У результаті проведених експериментальних і теоретичних досліджень визначені основні закономірності впливу забруднюючих та захисних покриттів на теплову ефективність та характеристики оребрених поверхонь, які використовуються в теплообмінних апаратах КГУ. При цьому можна зробити наступні висновки:

1. В результаті розв’язку спряжених задач теплопереносу знайдені локальні та інтегральні характеристики оребрених поверхонь з покриттями. Показано, що покриття з малою тепловою провідністю суттєво впливають як на локальні, так і на інтегральні характеристики оребрених поверхонь порівняно з «чистими» ребрами.

2. Отримано двовимірні розв’язки задач теплопереносу та визначено теплову ефективність повздовжних ребер, кільцевих ребер і круглих шипів при наявності рівномірного покриття на їх поверхні.

3. Визначено вплив форми ребер на теплову ефективність ребер з покриттям і проведено порівняння результатів розрахунку для ребер з покриттями і «чистих» ребер.

4. Розроблена спрощена методика розрахунку оребрених поверхонь при наявності на їх поверхні рівномірних та нерівномірних покриттів (забруднень) та визначено поправочні коефіцієнти, які враховують вплив нерівномірності профілю відкладень на теплові характеристики ребер.

5. Проведена оптимізація ребер з покриттями та показано, що оптимальні розміри ребер суттєво залежать від числа Біо для покриття з малою теплопровідністю. Відмінності в оптимальній висоті і товщині ребер з покриттями (забрудненнями) порівняно з «чистими» ребрами можуть складати 150-200%.

РОЗДІЛ 5
РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

5.1. Порівняльні характеристики теплообмінного апарату нової конструкції і теплообмінних апаратів відомих конструкцій

Теплообмінні апарати характеризуються рядом показників: особливостями конструкції, габаритами і вагою, зручністю експлуатації, умовами теплообміну, ККД, гідравлічною досконалістю. При цьому один з шляхів вирішення задачі вибору оптимальної конструкції ТА являється техніко-економічне порівняння запропонованої нової конструкції з традиційною за однакових заданих умов. У якості ТА традиційній конструкції прийнятий, горизонтальний кожухотрубний теплообмінник, U-подібної форми. Пучок трубок коридорного компонування з гладкими трубками, усередині трубок – охолоджувальна вода, в міжтрубному просторі – відпрацьовані гази, що рухаються в протилежному напрямі, омиваючи трубки зовні (рис. 5.1).

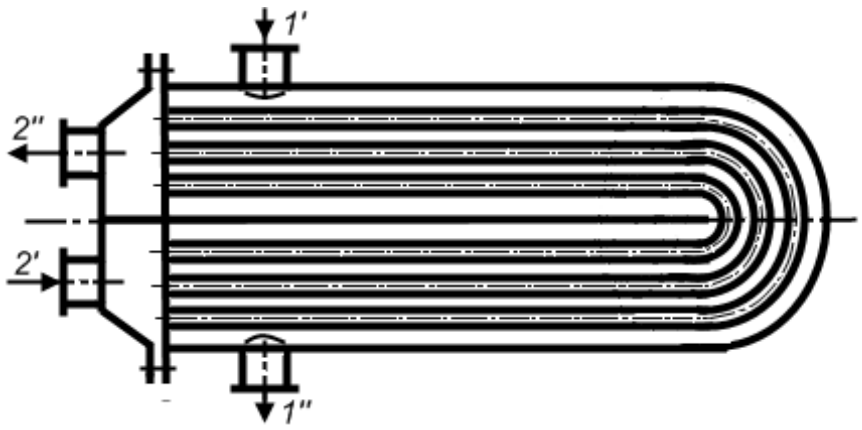


Рис. 5.1. Горизонтальний кожухотрубний теплообмінний апарат традиційної конструкції: 1′– відпрацьовані гази на вході в ТА;

1″ –відпрацьовані гази на виході з ТА; 2′ – вода на вході в ТА; 2″ – гаряча вода на виході з ТА

Таблиця 5.1

Порівняльна характеристика теплообмінного апарата нової конструкції

Технічна характеристика ТА	Теплообмінний апарат традиційної конструкції	Теплообмінний апарат нової конструкції
Потужність, кВт	49,139	49,139
Площа теплообмінної поверхні, $м^2$	6,86	1,78
Кількість газів, які проходять крізь утилізатор, кг/с	0,1833	0,1833
Кількість води, яка проходить всередині трубок утилізатора, кг/с	0,1681	0,1681
Температура ВГ на вході в утилізатор і на виході з нього, К	673; 433	673; 433
Аеродинамічний опір, Па	1112,44	3495,6
Гідравлічний опір, Па	156,9	211,3
Температура води на вході в утилізатор і на виході з нього, К	293;363	293;363
Габарити, м	0,5×0,7 ×1,82	0,25×0,37 ×0,9
Маса, кг	50-55	45

Нова конструкція теплообмінного апарату (рис. 3.1) і принцип роботи розробленого ТА описані в розділі 3 п. 3.1. цієї роботи.

Теплообмінний апарат нової конструкції на відміну від традиційної конструкції має менші габарити на 50% і масу на 10%, а

також підвищену експлуатаційну надійність. Це досягається тим, що в теплообмінному апараті застосовано коридорне розташування трубок поперечно потоку теплоносія. При цьому трубки одного ряду дотикаються одна з одною у напрямку руху теплоносія. Доторкання трубок між собою в рядах пучка створює канали для проходження газового теплоносія, що істотно зменшує газодинамічний опір у пучку трубок при одночасній інтенсифікації теплообміну при високих швидкостях потоку теплоносія. Жорсткість конструкції дозволяє використати теплообмінний апарат для теплоносіїв, що мають високу температуру і підвищує експлуатаційну надійність теплообмінного апарату. В цілому підвищується енергетична ефективність і надійність роботи когенераційної установки, в яку входить теплообмінник.

У таблиці. 5.2 зроблена наближена оцінка і зіставлення характеристик відомих рекуперативних апаратів деяких типів [85,86] з характеристиками теплообмінного апарату нової конструкції. Аналізуючи дані приведені у таблиці можна відмітити, що розроблений теплообмінний апарат має високу компактність.

Порівнюючи розроблений ТА з сучасним ТА зарубіжного виробника фірми HRS heat exchangers моделі G [87] слід зазначити менші габарити розробленого ТА при однаковій площі поверхні теплообміну і потужності причому пучок трубок ТА у новій конструкції гладкотрубний на відміну від пучка трубок ТА фірми HRS моделі G з інтенсифікацією теплообміну за гофрованою технологією виготовлення поверхні. Отже, розроблений ТА знаходиться на рівні, що не має аналогів в Україні і не нижче зарубіжних аналогів.

Таблиця 5.2

Порівняльна характеристика рекуперативних теплообмінників

Тип теплообмінного апарата		Можливість виготовлення		Ефективність				Зручність обслуговування				Компактність і металоємність	
		Із сталі, кольорових металів і полімерів	Із чавуна і крихких матеріалів	Високі швидкості в трубах і каналах	Високі швидкості зовні трубок і каналів	Можливість протитечії	Багатохідність у міжтрубному просторі	Чищення всередині трубок і каналів	Чищення зовнішньої поверхні трубок і каналів	Часткова заміна поверхні теплообміну	Ремонт	Поверхня на одиницю об'єму, $м^2/м^3$	Вага на 1 $м^2$поверхні, кг/ $м^2$
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Кожухотрубні	Погружні	5	5	5	2	1	1	3	5	2	5	4-12	90-120
	Зрошувальні	5	5	5	2	1	1	3	5	5	5	3-6	45-60
	Кожухотрубні (в загальному)	5	1	5	3	4	4	5	3	3	3	18-40	35-80
	Нової конструкції	5	1	5	5	4	4	5	4	3	3	19	28
	Секційні	5	3	5	5	4	1	5	3	2	3	4-15	175-200
Пластинчаті	З гладкими листами	5	3	5	5	3	1	3	3	1	1	10-60	5-20
	Спіральні	5	3	5	5	5	1	2	2	1	3	34-72	30-50
	Штамповані хвилясті і сферичні	5	1	5	5	5	3	3	3	3	3	300-600	5-10
	Прокатно-зварні	5	1	5	3	3	3	1	5	1	1	-	2-2,7
Оребрені	Трубчаті з ребрами (в загальному)	5	3	5	3	3	3	5	3	3	3	300-575	2-4
	Теплоутилізатор Э-50А Південтрансенерго	5	1	5	3	3	3	5	3	3	3	85	25
	Пластинчаті з ребрами	5	3	5	3	3	3	3	3	1	1	600-1800	2-4

Позначення в табл. 5.2: 5 – повне задоволення вимогам; 4, 3, 2 –часткове задоволення вимогам; 1 – невідповідність вимогам.

5.2. Техніко-економічний розрахунок контуру енергозбереження когенераційної установки з утилізатором теплоти відпрацьованих газів нової конструкції

5.2.1. Розрахунок капітальних вкладень (інвестицій)

У цій роботі здійснюється техніко-економічний розрахунок ТА нової конструкції кожухотрубного типу підвищеної ефективності, який у свою чергу удосконалює контур утилізації теплоти КГУ.

Під капітальними вкладеннями слід розуміти усі витрати на будівництво, виготовлення або придбання виробничих фондів.

Будівельна вартість ТА нової конструкції і ТА традиційної конструкції може бути визначена одним з трьох способів :

а) за відпускними цінами підприємств-виробників;

б) за укрупненими нормативами вартості одиниці вагової або потужностної характеристики об'єкту;

в) на основі попередньої калькуляції собівартості виготовлення(побудови).

Попередні калькуляції собівартості виготовлення, застосовуються для розрахунку додаткових витрат. Вартість ТА нової конструкції визначається на основі вартості ТА традиційної конструкції і додаткових витрат(матеріальних і трудових), сприяючих відхиленню вартості проектованого ТА від ТА традиційної конструкції в ту або іншу сторону.

Для монтажу теплообмінного апарату потрібно 2 чоловіка, що працюють 5 нормованих днів із ставкою 25грн/годину.

Калькуляція витрат на виготовлення ТА нової конструкції виконується у табличній формі(див. таблицю 5.3).

Таблиця 5.3

Калькуляція витрат на виготовлення ТА нової конструкції

№ п\п	Найменування статей	Сума (тис. грн.)
1	2	3
1	Сировина, матеріали і виготовлення	12,1
2	Покупні комплектуючі вироби	0,5
3	Разом	12,6
4	Транспортні витрати 5 % от (3)	0,63
5	Разом (3+4)	13,23
6	Зарплата робітників (з розрахунку)	2
7	Доплата до зарплати 20 %	0,4
8	Додаткова зарплата 9,1 % від (6)	0,18
9	Разом (6+7+8)	2,58
10	Відрахування на соц. страх 39,5 % від (9)	0,79
11	Разом (9+10)	3,37
12	Накладні витрати 26,5 % від (11)	0,89
13	Разом (11+12)	4,26
14	Разом матеріали і зарплата з нарахуваннями (5+13)	17,49
15	Прибуток 10 % від (14)	1,75
16	Разом (14+15)	19,24
17	ПДВ 20 % від (16)	3,85
18	Всього повна вартість (16+17)	23,09

Сума калькуляційних витрат на виготовлення ТА традиційній конструкції складає 24 тис. грн.

5.2.2. Експлуатаційні витрати з вдосконалення КГУ на базі ДВЗ шляхом утилізації ВГ в ТА нової конструкції

Сумарні експлуатаційні витрати встановлюються в цілому за експлуатаційний період. Планування експлуатаційних витрат має важливе значення, оскільки вони складають початкову базу для розрахунку собівартості перевезень. Залежно від способу включення різних витрат у собівартість, вони підрозділяються на прямі і розподілювані витрати.

Прямі витрати пов'язані з безпосереднім виконанням певного виду роботи, піддаються обліку і можуть бути розраховані для цього об'єкту. Вони повністю включаються у собівартість експлуатації певного типу об'єкту.

Розподілювані витрати є загальними, оскільки вони одночасно пов'язані з виконанням декількох видів діяльності і включаються у собівартість експлуатації певного типу об'єкту тільки після попереднього їх розподілу в прийнятому порядку між видами діяльності.

Прямі витрати за змістом об'єкту експлуатації складаються з наступних статей:

1. Нарахування на заробітну плату – обов'язкові відрахування відповідно встановлених законодавством норм на державне соціальне страхування, до пенсійного фонду, відрахування до фонду зайнятості населення.

2. Паливо і змащувальні матеріали – витрати на усі види палива і мастила, на господарські потреби і таке ін.

Витрати на персонал

Витрати на персонал розраховуємо за формулою

$$R_c = an_m T_H \text{ тис. грн.} \qquad (5.1)$$

де а = 50 грн/люд – витрати на зміст одного члена персоналу за добу;

n_m = 9 чол.– чисельність персоналу;

T_H = 320 діб – експлуатаційний період (річний) прийнятий умовно-усереднений.

Тоді: $R_c = 50 \cdot 9 \cdot 320 = 144$ тис. грн.

Витрати на ПЗМ

Визначаємо витрати на ПЗМ при окремій генерації теплової і електричної енергій і виконуємо їх порівняння з витратою на ПЗМ при генерації енергій за способом когенерації.

Річна потреба у ПЗМ при роботі за способом когенерації складає:

- для палива: $G^K_{\sum T}$ = 212868 кг

- для масла: $G^K_{\sum M}$ = 2628 кг

Річна потреба у ПЗМ для варіанту при окремій генерації теплової і електричної енергій:

Повна утилізація ВГ

- для палива: $G_{\sum T}$ = 212868 кг $G_{\sum To}$ = 77338 кг

- для масла: $G_{\sum M}$ = 2628 кг

Часткова утилізація ВГ

- для палива: $G_{\sum M}$ = 212868 кг $G_{\sum M}$ = 51072 кг

- для масла: $G_{\sum M}$ = 2628 кг

Таким чином витрати ПЗМ визначаються за формулою

$$R_{ГСМ} = R_T + R_M \text{, кг} \qquad (5.2)$$

де R_T – річні витрати палива, кг;

R_M – річні витрати масла, кг

Відпускні ціни на ПЗМ складають:

- на паливо ISO 8217, марки ISO - F - DMA – $Ц^T_{OT}$ = 25 грн/кг;

- на масло "Кастрол" – $Ц^{T}_{ОТ} = 50$ грн/кг

Тоді річні витрати на ПЗМ визначається так:

- на паливо: $R_T = 25 G_{\sum T}$, грн/рік; (5.3)

- на мастило: $R_M = 50 G_{\sum M}$, грн/рік; (5.4)

У сумі $R_{ГСМ} = 25 G_{\sum T} + 50 G_{\sum M}$, грн/рік. (5.5)

При роботі за способом когенерації :

$R^{K}{}_{ГСМ} = 25 G_{\sum T} + 50 G_{\sum M} = 25 \cdot 212868 + 50 \cdot 2628 = 5{,}453$ млн.грн

При окремій генерації теплової і електричної енергій:

Повна утилізація ВГ

$R^{O}{}_{ГСМ} = 25 G_{\sum T} + 50 G_{\sum M} = 25 \cdot (212868+77338) + 50 \cdot 2628 =$

$= 7{,}386$ млн.грн

Часткова утилізація ВГ

$R^{O}{}_{ГСМ} = 25 G_{\sum T} + 50 G_{\sum M} = 25 \cdot (212868+51072) + 50 \cdot 2628 =$

$= 6{,}729$ млн.грн

Різниця витрат на ПЗМ при роботі за способом когенерації і при повнійутилізації усієї теплоти ВГ(окрема генерація теплової і електричної енергій) складе $|5{,}453 - 7{,}386| = 1{,}933$ млн.грн в рік. Таким чином, сума в 1,933 млн.грн. відображає максимальну теоретичну можливість економії ПЗМ. Насправді ця сума буде меншою і складе при частковій утилізації ВГ $|5{,}453 - 6{,}729| = 1{,}276$ млн.грн в рік.

5.2.3. Розрахунок показників ефективності

Чистий дисконтований прибуток (ЧДП) (чиста поточна вартість, інтегральний ефект) визначається, як сума грошових потоків, що накопичуються протягом життєвого циклу проекту, приведених до справжньої вартості на момент початку здійснення проекту.

$$ЧДП = \sum_{t=1}^{T} \frac{Фt}{(1+E)^t} = \sum_{t=1}^{T} (Пt - Зt)\alpha t\,, \qquad (5.6)$$

де t – номер року(кроку) розрахунку(t = 1,2,3...T);

T – горизонт розрахунку;

Пt, Зt – результати і витрати на кроці t відповідно;

αt – коефіцієнт дисконтування на t-ом кроці.

Горизонт розрахунку, тобто період протягом якого здійснюється оцінка витрат і результатів при визначенні ефективності інвестиційного проекту(кількість кроків розрахунку), приймається з врахуванням: терміну створення, експлуатації і ліквідації проекту; середньозваженого нормативного терміну служби устаткування; досягнення заданих характеристик прибутку; вимог інвестора.

Показник ЧДП використовується як критерій доцільності проектів(інвестиційний проект, ЧДП якого дорівнює нулю або негативний, слід відкинути, оскільки додатковий прибуток на вкладений капітал не буде отриманий) і з метою порівняльної оцінки ефективності проекту(прийнятніше реалізація проекту з найбільшим значенням ЧДП).

Таблиця 5.4

Розрахунок чистого дисконтованого прибутку

Крок рік	Витрати, грн			Результат прибутку $Р_t$, тис.грн	Річний ефект $Э_t$, тис.грн	К-нт дисконтування	ЧДП, тис.грн	
	$К_t$	R_t					За роками	Зростаючими підсумками
		До установки ТА	Після установки ТА нової конструкції					
1	- 23,09	-	-	-	-	0,817	-18,86	-18,86
2	-	5453	6729	1276	503	0,770	+387	+368
3	-	5453	6729	1276	503	0,675	+339	+707
4	-	5453	6729	1276	503	0,592	+298	+1005

Як видно з таблиці 5.4 установка ТА утилізатора теплоти ВГ дозволить отримати ЧДП вже на другому році експлуатації 387 тис. грн, а на четвертому 1008 тис. грн. Термін окупності при цьому не перевищить 0,5 року.

Період окупності (період повернення інвестицій) є мінімальним тимчасовим інтервалом з початку здійснення проекту, за межами якого чистий дисконтований прибуток (інтегральний ефект) стає і надалі залишається не негативним, тобто період, після закінчення якого первинні вкладення і інші витрати, пов'язані із здійсненням інвестиційного проекту, покриваються сумарними результатами від його реалізації.

Вказаний показник може бути використаний для порівняння варіантів проекту, а також оцінки рівня інвестиційних ризиків (чим триваліше період реалізації проекту до його окупності, тим вище рівень інвестиційного ризику). Проте для проектів з повільнішою окупністю може бути отримана більш висока сума чистого приведеного доходу тому даний показник повинен використовуватися у поєднанні з іншими показниками ефективності інвестицій.

Здійснений розрахунок витрат ПЗМ при роботі за способом когенерації (утилізація теплоти ВГ), а також при окремій генерації теплової і електричної енергій. Різниця витрат на ПЗМ при роботі за способом когенерації і при повній (теоретичній) утилізації усієї теплоти ВГ(окрема генерація теплової і електричної енергій) складе |5,453 - 7,386| = 1,933 млн. грн в рік. Таким чином, сума в 1,933 млн.грн. відображає максимальну теоретичну можливість економії ПЗМ. Насправді ця сума буде меншою і складе при частковій утилізації ВГ |5,453 - 6,729| = 1,276 млн. грн в рік (без урахування витрат на прокачування теплоносія та ін. витрат).

На основі розрахунку і аналізу складових ефективності проектних рішень, здійснено обґрунтування прийнятих інженерних рішень, а саме установка ТА нової конструкції дозволяє отримати ЧДП вже на другому році експлуатації 387 тис. грн, а на четвертому 1008 тис. грн. Термін окупності при цьому складе 0,1-0,5 року залежно від часу корисного використання теплообмінного апарату.

Таким чином, отримані практичні результати, що стосуються конструкції і технології її виготовлення, а також теоретико-експериментальних досліджень теплообмінних апаратів – утилізаторів теплоти відпрацьованих газів нової конструкції, що впроваджені на підприємствах ПАО "Акціонерна компанія "Південтрансенерго" і ДП "Укрводшлях".

У результаті проведених розрахунків можна зробити наступні висновки:

1. Показано, що теплообмінні апарати нової конструкції мають габаритні розміри на 50 % і масу на 10 % порівнянню з теплообмінними апаратами відомих конструкцій.

2. Розроблено теплообмінний апарат, що не має аналогів в Україні і знаходиться на рівні не нижче зарубіжних аналогів.

3. Економічний ефект від впровадження способу когенерації для ДВЗ шляхом утилізації теплоти ВГ у ТА нової конструкції складе суму, що перевищує вартість витрат на виготовлення ТА нової конструкції на 98 %, при цьому строк окупності не перевищує 0,5 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ЛІТЕРАТУРИ

1. Конкс Г.А., Лашко В.А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта: Учеб. пособие / Г.А. Конкс, В.А. Лашко. – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.

2. Возницкий И.В., Пунда А.С. Судовые двигатели внутреннего сгорания: [в 2 т.] / И.В. Возницкий, А.С. Пунда. – М.: МОРКНИГА, 2010. – Т.1. – 260 с.; Т.2. – 382 с.

3. Gorobets, V., Thermal efficiency and the optimum sizes of finned surfaces with coating, Proceeding of 13th Intern. Heat Transfer Conference. Sydney. Australia. Aug. 13-18, 2006, 13p.

4. Gorobets, V., Influence of coating on thermal characteristics and optimal sizes of fins, Journ. of Enhanced Heat Transfer,. Vol. 15, No. 1, pp. 65-80, 2008.

5. Закон України «Про енергозбереження» від 1 липня 1994 року постанова ВР №75/94-ВР // Вісник Верховної Ради України (ВВР). – 1994. – № 30. – С. 283.

6. Розпорядження про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2030 року від 15 березня 2006 року №145-р. – Режим доступа: http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/145-2006-%D1%80.

7. Ерофеева Е.В. Инновационные мероприятия по повышению энергетической эффективности водного транспорта России / Е.В. Ерофеева // Журнал университета водных коммуникаций. – СПб.: ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова, 2013. – № 1(17). – С. 37 – 45.

8. Закон України «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу» від 5 квітня 2005 року №2509-IV // Вісник Верховної Ради України (ВВР). – 2005. – № 20. – С. 278.

9. Направления утилизации тепла в судовых дизельных установках и их реализация с применением холода [Текст] / Радченко Н.И., Стахель А.А., Сирота А.А., Коновалов Д.В. // Авиационно-космическая техника и технология – Харьков, – 2009. – №4 (61). – С. 62 – 65.

10. Сирота А.А. Оптимальные режимы тригенерационных судовых дизельных установок с водородными топливными добавками [Текст] / А.А. Сирота // Авиационно-космическая техника и технология – Харьков, – 2007. – №4 (40). – С. 29 – 34.

11. Нгуен К.Д. Утилизация теплоты отработавших газов судовых дизелей в термоэлектрических генераторах: автореф. дис…канд. техн. наук: 05.08.05 / К.Д. Нгуен; Астраханский государственный технический университет. – Астрахань, 2012. – 20 с.

12. Об утилизации низкопотенциального тепла современных двигателей внутреннего сгорания на базе термохимических технологий / Доценко С.М., Тимошевський Б.Г., Ткач М.Р., Галынкин Ю.Н., Ткач С.М. Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування // Матеріли всеукраїнської науково-практичної конференції – Херсон: ВНЗ «ХДМІ», 2011. – С. 57 – 62.

13. Белоусов Е.В., Кобяков Н.Н., Белоусова Т.П. Численное исследование влияния содержания водяного пара в дутьевом агенте на состав генераторного газа при комплексной утилизации отходов сепарации топлива в судовых энергетических установках / Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування // Матеріли всеукраїнської науково-практичної конференції – Херсон: ВНЗ «ХДМІ», 2011. – С. 50 – 55.

14. Когенерация в децентрализованной и возобновляемой энергетике [Текст]: [монография] / Б.И. Басок, Т.А. Резакова,

Д.А. Коломейко, Ю.Б. Матвеев; НАН Украины, Ин-т технической теплофизики при содействии фонда фундаментальных исследований Украины. – К.: [Експрес], 2013. - 408 с.

15. Горобець В.Г., Феофілов І.В. Когенераційні установки та їх використання в агропромисловому комплексі: [монографія] / В.Г. Горобець, І.В. Феофілов. – К.: ЦП «Компринт, 2012. – 294 с.

16. Клименко В.Н. Когенерационные системы с тепловими двигателями: справочное пособие: [в 3 ч.] Ч. 1: Общие вопросы когенерационных технологий / Клименко В.Н., Мазур А.И., Сабашук П.П. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2008. – 560 с.

17. Коломейко Д.А. Энергоэкономический анализ когенерационных схем на основе поршневых тепловых двигателей: дис… канд. техн. наук: 05.14.06 / Д.А. Коломейко; Институт технической теплофизики НАН Украины. – К., 2009. – 151 с.

18. Дубовський С.В. Енергоекономічний аналіз сполучених систем генерації електричної енергії та теплоти / С.В. Дубовський. – К.: Наукова думка, 2014. – 182 с.

19. Горбов В.М. Главные двигатели современных транспортних судов: учебное пособие / Горбов В.М., Шаповалов Ю.А., Ратушняк И.А. – Николаев: УГМТУ, 1999. – 74 с.

20. Мельник Г.В. Тенденции развития двигателестроения за рубежом. По материалам конгресса CIMAC 2010 // Двигателестроение. – 2012. – № 2. – С. 39–53.

21. Болдырев О.Н. Судовые энергетические установки: в 3-х частях / О.Н. Болдырев. – Северодвинск: Севмашвтуз, 2003.

22. Браславский М.И. Судовые дизель-генераторы малой мощности / М.И. Браславский. – Ленинград: Судостроение, 1968. – 174 с.

23. Hatami M. A review of different heat exchangers designs for increasing the diesel exhaust waste heat recovery / M. Hatami, D.D. Ganji, M. Gorji-Bandpy // Renewable and sustainable energy reviews/ – 2014. – № 37. – p. 168-181

24. Хрипач Н.А. Анализ систем преобразования энергии отработавших газов для когенерационных энергоустановок [Текст] / Н.А. Хрипач, А.П. Татарников // Современные проблемы науки и образования. – 2013. – №5. – Режим доступа: www.science-education.ru/111-10134.

25. Лебедев О.Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов: учеб. для вузов. / Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашников С.А. – М.: Транспорт, 1990. – 328 с.

26. Анализ когенерационных установок [в 3 ч.] Ч. 1: Классификация и основные показатели / Басок Б.И., Базеев Е.Т., Диденко В.М., Коломейко Д.А. // Промышленная теплотехника. – Киев, – 2006. − №3. − С. 83-89.

27. Комплексное электроснабжение на базе дизельных электростанций с внешней утилизацией отходящей теплоты / Кривов В.Г., Синатов С.А., Гулин С.Д., Орлов А.Н., Поляков А.А. // Двигателестроение, №9, 1988. – С. 3-7

28. Жовнір М.М. Тепловий баланс та температурні рівні скидної теплоти газопоршневих двигунів внутрішнього згоряння / М.М. Жовнір // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т. 30, №1 – С. 50-59.

29. Основные тенденции развития когенерационных технологий в энергетике / Фиалко Н.М., Степанова А.И., Билека Б.Д., Прокопов В.Г., Шеренковский Ю.В. // Технологические системы, №4, 2012. – С. 9-16

30. Анализ методов подвода и использования сбросной теплоты в котлах когенерационных установок с газотурбинными и газопоршневыми двигателями / Б.Д. Билека, Л.К. Гаркуша, В.Я. Кабков // Авиационно-космическая техника и технология, №7, 2007. – С. 54-58

31. Баласанян Г.А. Ефективність перспективних інтегрованих систем енергозабезпечення на базі установок когенерації малої потужності (теоретичні основи, аналіз, оптимізація): Дис… докт. техн. наук: 05.14.06. – ОНПУ, Одеса, 2007. – 334 с.

32. Баласанян Г.А., Морозюк Т.В. Концепция эксергии в структурном анализе систем когенерации / Баласанян Г.А., Морозюк Т.В. // Пром. Теплотехника, т.30, №3, 2008. – С. 21-26

33. Клименко В.Н. Когенерационные системы с тепловими двигателями: справочное пособие: [в 3 ч.] Ч. 3: Инновационные технологии для когенерации / Клименко В.Н., Мазур А.И., Письменный Е.Н., Багрий П.И., Гелетуха Г.Г. – К.: ИПЦ АЛКОН НАН Украины, 2016. – 528 с.

34. Гортышев Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования / Гортышев Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.

35. Тепловой расчет котлов (нормативный метод) / – Санкт-Петербург, НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.

36. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов [в 3 т.] / – [16-е издание]. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2013.– Т. 2. – 712 с.

37. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельныхустановках [Текст] / В.М. Селиверстов. – Л.: Судостроение, 1973. – 251 с.

38. Каневец Г.Е. Обобщенные методы расчета теплообменников / Г.Е. Каневец – Киев: Наукова думка, 1979. – 352 с.

39. Горобец В.Г. Теплообмен при обтекании неизотермических развитых поверхностей / В.Г. Горобец. – К.: НУБиП Украины, 2010. – 297 с.

40. Письменный Е.Н. Теплообмен и аэродинамика пакетов поперечно-оребренных труб / Е.Н. Письменный. – К.: Альтерпрес, 2004. – 244 с.

41. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости / Жукаускас А., Макарявичюс В., Шланчяускас А. – Вильнюс: Минтис, 1968 г. – 192с.

42. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках/ А.А. Жукаускас. – Москва: Наука, 1982. – 472 с.

43. Жукаускас А.А. Гидродинамика и вибрация обтекаемых пучков труб / Жукаускас А.А., Улинскас Р.В., Катинас В.И. – Вильнюс: Мокслас, 1984. – 310 с.

44. Zukauskas A. Problemof heat transfer augmentation for tube banks in cross flow / A. Zukauskas // Heat Exchangers. – New York, 1982. – p. 1-21

45. Жукаускас А.А. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб / Жукаускас А., Улинскас Р. – Вильнюс: Мокслас, 1986. – 204 с.

46. Aiba S. Heat transfer of tubes closely spaced in an in-line bank / Aiba S., Ota T., Tsuchida M. // Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol. 21, 1980. – p. 311-319

47. Aiba S. Heat transfer around a tube in in-line tube banks near a plane wall /S. Aiba // J. of Heat Transfer, vol. 112, 1990. – p. 933-938

48. Пронин В.А. Компоновки трубных пучков и синтез конвективных поверхностей теплообмена с повышенной энергоэффективностью: автореферат диссертации на соискание степени доктора техн. наук: 01.04.14 / В.А. Пронин; Московский энергетический институт. – Москва, 2008. – 40 с.

49. Богдан Ю.А. Разработка методики расчета тепловой и електрической мощности когенерационной установки на базе судового двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Богдан // Науковий вісник херсонської державної морської академії. – 2014. -№1. – С. 138 -147

50. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя: перев. с немец. / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1974. – 390 с.

51. Лойцянський Л.Г.Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянський. – Москва: Дрофа, 2003. – 840 с.

52. ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 14. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2011. – 826 p.

53. Lewis R.W. Fundamentals of the Finite Element Method for Heat and Fluid Flow / R.W. Lewis, P. Nithiarasu, K.N. Seetharamu. – The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex Po19 8SQ, England: John Wiley & Sons Ltd., 2004. – 356 p.

54. Кунце Х.-И. Методы физических измерений / Х.-И. Кунце. – Москва: Мир, 1989. – 216 с.

55. Дикий Н.А. Основы научных исследований: теплоэнергетика / Н.А. Дикий, А.А. Халатов; под ред. Г.М. Доброва. – К.: Вища школа, 1985. – 223 с.

56. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы / В.П. Преображенский. – Москва: Энергия, 1978. – 704 с.

57. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / В.А. Осипова. – М.: Энергия, 1979. – 320 с.

58. Еременко А.С. Методы экспериментального исследования аэродинамики осевых турбомашин / Еременко А.С., Вирозуб И.Е., Горбатый Ю.П., Мироненко И.Л., Федосенко А.П. – К.: ИТЭ АН УССР. – 1961. – 132 с.

59. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении / И. Л. Повх. – Ленинград: Машиностроение, 1974. – 480 с.

60. Теория и техника теплофизического эксперимента / Ю.Ф. Гортышев, Ф.Н. Дресвянников, Н.С. Идиатуллин и др.; Под. ред. В.К. Щукина. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 360 с.

61. Рыжков С.В. Теплотехнические измерения в судовых энергетических установках / С.В. Рыжков. – Ленинград: Судостроение, 1980. – 260 с.

62. Пахомов Ю.А. Основы научных исследований и испытаний тепловых двигателей / Ю.А. Пахомов. – М.: Транспорт, 2009. – 432 с.

63. Сидняев Н.И. Теория планирования эксперимента и анализ статических данных / Н.И. Сидняев. – Москва: ИД Юрайт, 2012.–339с.

64. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – Москва-Ленинград: Энергия, 1965. – 424 с.

65. Власова Е.А. Приближенные методы математической физики / Е.А. Власова, В.С. Зарубин, Г.Н. Кувыркин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 700 с.

66. Патанкар С.В. Численне методы решения задач теплообмена и динамики жидкости / С.В. Патанкар.; пер. с англ. под. ред. В.Д. Виленского.– М.: Энергоатомиздат, 1984. – 150 с.

67. Ferziger J.H. Computational Methods for Fluid Dynamics / J.H. Ferziger, M. Perić. – 3., rev. ed. – Berlin; Heidelberg; New York;

Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Tokyo: Springer, 2002. – 423 p.

68. Доник Т.В., Письменный Д.Н. Теплообмен и гидродинамика закрученных и вихревых потоков в каналах / Т.В. Доник, Д.Н. Письменный. – К.: Наукова думка, 2014. – 189 с.

69. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа / М. Ван-Дайк. – М.: Мир, 1986. – 184 с.

70. Кирпичев М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева / М.В. Кирпичев // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского, 1944. –Т.12. С.5-9

71. Горобець В.Г. Теплогідравлічна ефективність поверхонь з інтенсифікаторами теплообміну та оребренням / В.Г. Горобець // Науковий вісник НУБіП України. – 2010. – № 148. – С. 46-56.

72. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхности углублений (лунок) / А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 140 с.

73. Халатов А.А. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностями генераторами вихрей / А.А. Халатов, В.Н. Онищенко, И.И. Борисов // Доклады НАН Украины. – 2007. – №6. – С. 70-75.

74. Кулинченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам / В.Р. Кулинченко. – К.: Тэхника, 1990. – 165 с.

75. Белов И.А. Теплоотдача и сопротивление пакета труб / И.А. Белов, Н.А. Кудрявцев. – Ленинград: Энергоатомиздат, 1987. – 223 с.

76. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

77. Gorobets V.G. Heat transfer in non-isothermal extended surfaces / V.G. Gorobets. – Київ: СП «Компринт», 2014. – 378 с.

78. Горобец В.Г. Влияние покрытий на тепловую эффективность развитых поверхностей теплообмена // Автореф. канд. техн. наук.– Киев. – 1985. – 19с.

79. Трепутнев В.В., Горобец В.Г., Менделеев В.В. Исследование влияния загрязняющих отложений при утилизации теплоты отработанных газов ДВС на интенсивность теплоотдачи оребренных поверхностей нагрева // Silniki spalinowe. – 1994. – V.33. – N111. – pp.41-48.

80. Kondepudi S.N., O'Neal D.L. Performance of triangular spine fins under frosting condition // Heat Recovery System.–1988.–V.8.–N1.– P.1-7.

81. Чжу, Вэнь, Чжень. Тепловые характеристики композитного прямого ребра в переходном режиме // Теплопередача. – 1983. – №2. – С.93-97.

82. Горобец В.Г., Зозуля Н.В., Новиков В.С. Влияние отложений прямоугольного профиля на тепловую эффективность продольного ребра // Инж.-физ. журнал. – 1982. – Т.42. – №5. – С. 820 -824.

83. Barker J.J. The efficiency of the composite fins // Nucl. Sci. Eng. – 1958. – V.3. – pp. 300-312.

84. Кошляков И.С. Уравнения в частных производных математической физики / И.С. Кошляков, Э.Б. Глинер, М.М. Смирнов − М.: Высшая школа, 1970. –707 с.

85. Бакластов А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок / А.М. Бакластов. – М.: Энергия, 1970. – 568 с.

86. Теплоутилизатор Э-50А. Режим доступа: http://www.yte.com.ua/pdf/heatutilisators.pdf

87. Gas cooling heat exchanger. HRS G series. Режим доступа: http://cdn.hrs-he.com/en/resources/downloads/hrs-g-series.pdf

88. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: учеб. пособ. для вузов. – 4-е изд., перераб. / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1980. – 288с.

89. Андреев В.А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей / В.А. Андреев. – М.: Госэнергоиздат, 1961. – 174 с.

ДОДАТОК А
ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ (УТИЛІЗАТОРУ ТЕПЛОТИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ) ДЛЯ ПОРШНЕВОГО ДВЗ МАРКИ 3Д6 (6Ч 15/18)

Для розрахунку теплообмінного апарату (рекуператора) необхідні наступні вихідні дані:

Кількість газів, що проходять через ТА (витрата)

$G_1 = 0{,}264\frac{кг}{с}$

питома вага продуктів згоряння (див. додаток табл. 16, стр. 270-271 [88])

для температури $\overline{T}_1 = 400^\circ C = 673K$ $\gamma_1 = 0{,}525\frac{кг}{м^3}$

Температура ВГ при вході в ТА $T_1' = 400^\circ C = 673K$

Температура ВГ при виході з ТА $T_1'' = 160^\circ C = 433K$

Кількість охолоджувальної води, що проходить всередині трубок ТА

$G_2 = 0.249\frac{кг}{с}$

Питома вага прісної води (див. додаток табл. II, стор. 160 [89])

для температури $\overline{T}_2 = 55^\circ C = 328K$ $\gamma_2 = 985{,}6\frac{кг}{м^3}$

Температура охолоджувальної води при вході в ТА $T_2' = 20^\circ C = 293K$

Температура охолоджувальної води при виході із ТА $T_2'' = 90^\circ C = 363K$

Тиск газів при вході в ТА $p_1 = 0{,}005$ МПа

Тиск охолоджувальної води при вході в ТА $p_2 = 0{,}2$ МПа

Допустимий гідравлічний опір газової порожнини $\Delta p_1 =$ 0,005 МПа

Допустимий гідравлічний опір порожнини охолоджувальної води $\Delta p_2 = 0{,}1$ МПа

Також необхідно знати теплофізичні властивості теплоносіїв, а саме – коефіцієнти теплопровідності λ_1 і λ_2, питому вагу γ_1 і γ_2, питому теплоємність c_{P1} і c_{P2}, коефіцієнт динамічної або кінематичної в'язкості μ_1, μ_2 або ν_1, ν_2, числа Прандтля Pr_1, Pr_2. Крім того, необхідно знати коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки λ_{CT}.

Фізичні властивості ВГ при температурі $T_1 = 400^\circ C + 273 = 553K$ (див. додаток, таблиця 16, стр. 270 – 271 [88])

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_1 = 5{,}70 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$

Питома вага $\gamma_1 = 0{,}525 \frac{кг}{м^3}$

Питома теплоємність $c_{P1} = 1{,}151 \frac{кДж}{кг \cdot ^\circ C}$

Коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu_1 = 31{,}7 \cdot 10^{-6} Па \cdot с$

Кінематична в'язкість $\nu_1 = 60{,}38 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}$

Число Прандтля $\mathrm{Pr}_1 = 0{,}64$

Кількість тепла, що необхідно відвести охолоджувальною водою від відпрацьованих газів

$$Q = G_1 c_{P1} \left(T_1^{'} - T_1^{''} \right), \qquad (А.1)$$

де G_1 – кількість газів, що проходять крізь ТА;

c_{P1} – питома теплоємність відпрацьованих газів;

T_1' – температура відпрацьованих газів при вході в ТА;

$T_1^{''}$ – температура відпрацьованих газів при виході із ТА.

Тоді $Q = G_1 c_{P1} \left(T_1^{'} - T_1^{''} \right) = 0{,}264 \cdot 1{,}151 (673 - 433) = 72{,}927 кВт$

Із теплового балансу визначаємо витрату прісної води

$$Q = G_1 c_{P1}\left(T_1^{'} - T_1^{''}\right) = G_2 c_{P2}\left(T_2^{'} - T_2^{''}\right)$$

$$G_2 = \frac{G_1 c_{P1}\left(T_1^{'} - T_1^{''}\right)}{c_{P2}\left(T_2^{'} - T_2^{''}\right)} = \frac{72{,}927}{4{,}1765 \cdot 70} = 0{,}249 \frac{кг}{с}$$

Середню температуру охолоджуючої прісної води в ТА розраховуємо за формулою

$$\overline{T_2} = 0{,}5\left(T_2^{'} + T_2^{''}\right), \qquad (А.2)$$

де $T_2^{'}$ – температура прісної води при вході в ТА;

$T_2^{''}$ – температура прісної води при виході із ТА.

Тоді $\overline{T_2} = 0{,}5\left(T_2^{'} + T_2^{''}\right) = 0{,}5(293 + 363) = 328K$

Фізичні параметри охолоджуючої води при середній температурі $\overline{T_2} = 55^{\circ}C = 328K$ (див. додаток табл. II, стор. 160 [89])

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_2 = 0{,}562 \frac{ккал}{м \cdot час \cdot град} = 0{,}6536 \frac{Вт}{м \cdot ^{\circ}C}$

Питома вага $\gamma_2 = 985{,}6 \frac{кг}{м^3}$

Питома теплоємність $c_{P2} = 0{,}9975 \frac{ккал}{кг \cdot град} = 4{,}1765 \frac{кДж}{кг \cdot ^{\circ}C}$

Коефіцієнт динамічної в’язкості

$$\mu_2 = 51{,}7 \cdot 10^6 \frac{кГ \cdot сек}{м^2} = 507{,}177 \cdot 10^{-6} Па \cdot с$$

Коефіцієнт кінематичної в’язкості $\nu_2 = 0{,}516 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}$

Число Прандтля $\mathrm{Pr}_2 = 3{,}28$

Тепловий розрахунок

Горизонтальний теплообмінник квадратного поперечного перерізу з прямими трубками з вуглецевої сталі 30, що розташовані вертикально рядами. Трубки в рядах дотикаються. Всередині трубок – охолоджуюча прісна вода, у міжтрубному просторі – відпрацьовані

гази, що обтікають трубки зовні. Схема руху теплоносіїв перехресна течія.

Задаємося діаметром кожуха $D_{\text{КОЖ}} = a = 0{,}15м$ і діаметром трубок $\frac{d_{\text{ТР}}}{d_{\text{ВН}}} = \frac{0{,}01}{0{,}008}$. Коридорне розташування трубок. Крок між рядами трубок складає $S_{\text{Т}} = 0{,}015м$. Кількість рядів і трубок у ньому визначається графічним методом, відповідно $r = 9$ і $n_{\text{ТР}} = 189$.

1. Розрахунок швидкості руху першого теплоносія (відпрацьованих газів)

$$W_1 = \frac{G_{1V}}{F_{ПЕР,1}}, \tag{А.3}$$

де G_{1V} – об'ємна витрата відпрацьованих газів;

$F_{ПЕР,1}$ – площа перерізу газового тракту.

$$G_{1V} = \frac{G_{1m}}{\gamma_1}, \tag{А.4}$$

де G_{1m} – масова витрата відпрацьованих газів;

γ_1 – питома маса відпрацьованих газів.

$$G_{1V} = \frac{G_{1m}}{\gamma_1} = \frac{0{,}264}{0{,}525} = 0{,}503\frac{м^3}{с}$$

$$F_{ПЕР,1} = a^2 - r \cdot d_{ТР} \cdot h, \tag{А.5}$$

де a – сторона кожуха (квадратного перерізу) ТА;

$d_{ТР}$ – зовнішній діаметр трубки;

r – кількість рядів трубок в ТА;

$h = a$ – висота трубки в ТА.

$$F_{ПЕР,1} = a^2 - r \cdot d_{ТР} \cdot h = 0{,}15^2 - 9 \cdot 0{,}01 \cdot 0{,}15 = 0{,}0225 - 0{,}0135 = 0{,}009м^2$$

Підставивши знайдені значення G_{1V} і $F_{ПЕР,1}$ у вираз А.4 отримаємо

$$W_1 = \frac{G_{1V}}{F_{ПЕР,1}} = \frac{0{,}503}{0{,}009} = 55{,}873\frac{м}{с}$$

2. Розрахунок еквівалентного діаметра каналу.

Коридорний пучок трубок (поперечне обтікання)

$$d_{экв,1} = \frac{4F_{ПЕР}}{P}, \qquad (А.6)$$

де $d_{экв,1}$ – еквівалентний діаметр каналу в пучку трубок;

$F_{ПЕР} = h(S_{TP} - d)$ – площа перерізу каналу;

P – периметр перерізу каналу.

$F_{ПЕР} = h(S_{TP} - d) = 0{,}15(0{,}015 - 0{,}01) = 0{,}00075м^2$

$P = 2 \cdot 0{,}005 + 2 \cdot 0{,}15 = 0{,}31м$

Тоді за формулою (А.6) $d_{экв,1} = \frac{4F_{ПЕР}}{P} = \frac{4 \cdot 0{,}00075}{0{,}31} = 0{,}00967м$

3. Розрахунок числа Рейнольдса для першого теплоносія

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 d_{экв,1}}{\nu_1}, \qquad (А.7)$$

де $d_{экв,1}$ – еквівалентний діаметр каналу;

W_1 – швидкість руху відпрацьованих газів;

ν_1 – кінематична в’язкість відпрацьованих газів.

$$\mathrm{Re}_1 = \frac{W_1 d_{экв,1}}{\nu_1} = \frac{55{,}873 \cdot 0{,}00967}{60{,}38 \cdot 10^{-6}} \approx 8955$$

Порівнюємо його значення з критичним числом Рейнольдса $\mathrm{Re}_{KP} = 2300$.

$\mathrm{Re}_1 > \mathrm{Re}_{KP}$ $8955 > 2300$ Режим течії турбулентний

4. Розрахунок числа Нуссельта для першого теплоносія $(\mathrm{Re}_1 > \mathrm{Re}_{KP})$ (в першому наближені за формулою для обтікання плоскої пластини зі збільшенням у 2 рази)

$$Nu_1 = 0{,}021\mathrm{Re}_1^{0.8}\,\mathrm{Pr}_1^{0.43} \qquad (А.8)$$

$$Nu_1 = 0{,}021\mathrm{Re}_1^{0.8}\,\mathrm{Pr}_1^{0.43} = 0{,}021 \cdot 8955^{0{,}8} \cdot 0{,}64^{0{,}43} = 25{,}15$$

$$2Nu_1 = 2 \cdot 25{,}15 = 50{,}30$$

5. Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони першого теплоносія (відпрацьованих газів) визначається за формулою

$$\alpha_1 = \frac{2Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{экв,1}} \qquad \text{(А.9)}$$

$$\alpha_1 = \frac{2Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{экв,1}} = \frac{50{,}30 \cdot 5{,}70 \cdot 10^{-2}}{0{,}00967} = 296{,}263 \frac{Вт}{м^2 \cdot {}^\circ C}$$

6. Швидкість руху 2-го теплоносія (прісної води) в трубках визначається

$$G_{2V} = \frac{G_{2m}}{\gamma_2} = \frac{0{,}249}{985{,}6} = 0{,}00025 \frac{м^3}{с} \qquad \text{(А.10)}$$

$$F_{ПЕР,2} = \frac{n_{TP} \pi d_{BH}{}^2}{4} = \frac{189 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}008^2}{4} = 0{,}0095 м^2 \qquad \text{(А.11)}$$

де $d_{BH} = 0{,}008 м$ – внутрішній діаметр трубок;

$n_{TP} = 189 шт$ – число трубок в ТА.

$$W_2 = \frac{G_{2V}}{F_{ПЕР,2}} = \frac{0{,}00025}{0{,}0095} = 0{,}027 \frac{м}{с} \qquad \text{(А.12)}$$

7. Розрахунок числа Рейнольдса для 2-го теплоносія (прісної води)

$$\mathrm{Re}_2 = \frac{W_2 d_{BH}}{\nu_2} = \frac{0{,}027 \cdot 0{,}008}{0{,}516 \cdot 10^{-6}} \approx 413 \qquad \text{(А.13)}$$

Порівняємо його значення з критичним числом Рейнольдса $\mathrm{Re}_{KP} = 2300$. $\mathrm{Re}_1 < \mathrm{Re}_{KP}$ $413 < 2300$ Режим течії ламінарний

8. Розрахунок числа Нуссельта для 2-го теплоносія $(\mathrm{Re}_1 < \mathrm{Re}_{KP})$

$$Nu_2 = 0{,}66 \mathrm{Re}_2^{0{,}5} \mathrm{Pr}_2^{0{,}43} \qquad \text{(А.14)}$$

$$Nu_2 = 0{,}66 \mathrm{Re}_2^{0{,}5} \mathrm{Pr}_2^{0{,}43} = 0{,}66 \cdot 413^{0{,}5} \cdot 3{,}28^{0{,}43} = 22{,}354$$

9. Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони 2-го теплоносія (прісної води) визначається за формулою

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{BH}} \qquad \text{(А.15)}$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{BH}} = \frac{22{,}354 \cdot 0{,}6536}{0{,}008} = 1826 \frac{кДж}{м^2 \cdot ч \cdot град}$$

10. Коефіцієнт тепловіддачі через поверхню трубок

$\lambda_{CT} = 41{,}9 \frac{Вт}{м \cdot {}^\circ C}$ – для вуглецевої сталі марки 30 при $t = 300^\circ C = 573K$ (див. додаток таблиця 6 стор. 261[88])

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}} \qquad (A.16)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{296{,}263} + \frac{0{,}001}{41{,}9} + \frac{1}{1826}} = 253{,}371 \frac{Вт}{м \cdot {}^\circ C}$$

Якщо відомо, що в процесі експлуатації поверхня забруднюється, додаємо до $\frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}}$ термічний опір шару забруднення

$$\varepsilon_{3,1} \frac{\delta_{3,1}}{\lambda_{3,1}}, \varepsilon_{3,2} \frac{\delta_{3,2}}{\lambda_{3,2}}; \ \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{\delta_{3,1}}{\lambda_{3,1}} + \frac{\delta_{3,2}}{\lambda_{3,2}}$$

Якщо ці величини невідомі, то задаємо $K_{эф} = 0{,}8K$ (запас теплової потужності теплообмінника).

$$K_{эф} = 0{,}8K = 0{,}8 \cdot 253{,}371 = 202{,}696 \frac{Вт}{м \cdot {}^\circ C}$$

11. Розрахунок середньологарифмічного температурного напору між теплоносіями

$$\Delta\overline{T} = \frac{\Delta T_\delta - \Delta T_M}{\ln \frac{\Delta T_\delta}{\Delta T_M}} \qquad (A.17)$$

$$\Delta T_\delta = T_1' - T_2'' = 673 - 363 = 310K$$

$$\Delta T_M = T_1'' - T_2' = 433 - 293 = 140K$$

$$\Delta\overline{T} = \frac{\Delta T_\delta - \Delta T_M}{\ln \frac{\Delta T_\delta}{\Delta T_M}} = \frac{310 - 140}{\ln \frac{310}{140}} = \frac{170}{\ln 2{,}21} = 213{,}83K$$

12. Розрахунок площі теплообмінної поверхні (площі поверхні трубок)

$$F_{ПОВ} = \frac{Q}{K_{эф} \cdot \overline{\Delta T}} = \frac{72927}{202{,}696 \cdot 213{,}83} = 1{,}682 м^2 \qquad \text{(А.18)}$$

13. Визначення висоти теплообмінника

$$H_{ТЕП} = \frac{F_{ПОВ}}{n_{ТР} P_{ТР}} = \frac{1{,}682}{189 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}01} = 0{,}283 \approx 0{,}3 м$$

$$F_{ПОВ} = h_{ТР} F_{ТР}$$

$$F_{ТР} = \pi d_{ТР}$$

$$P_{ТР} = \pi d_{ТР,1}$$

Для зменшення висоти теплообмінника у два рази виконаємо його конструкцію 2-х ходовою (водяний тракт). Тоді кількість трубок збільшиться $2n_{\text{ТР}} = 2 \cdot 189 = 378$, а висота зменшиться і буде $\frac{H_{ТЕП}}{2} = \frac{0{,}3}{2} = 0{,}15 м$

Таким чином, знайдені розміри теплообмінного апарата у результаті проектного інженерного (конструкторського) розрахунку.

Гідравлічний і газодинамічний розрахунки ТА

Між теплопередачею і втратами тиску в ТА є тісний взаємозв’язок. Чим більша швидкість теплоносія в каналі, тим більший коефіцієнт тепловіддачі на поверхні, тим меншу поверхню необхідно брати при заданій тепловій потужності ТА Q. Але при збільшенні швидкості зростають гідравлічні втрати або втрати тиску. Тобто, потрібні більш потужні насоси для прокачування теплоносія. Тому при розрахунках ТА необхідно шукати оптимальний варіант – тобто є необхідність при достатньо високих коефіцієнтах тепловіддачі мати не дуже високі втрати тиску.

Задачею гідравлічного розрахунку являється визначення гідравлічних втрат тиску для зовнішнього теплоносія (прісної води).

ТА має досить складну геометричну форму, тому гідравлічні втрати розраховуємо наближено.

Розрізняють гідравлічні втрати із-за тертя на поверхні стінок ТА і місцеві гідравлічні втрати.

Місцеві гідравлічні втрати – це втрати пов'язані з розширенням або звуженням каналів, втрати при поворотах, при обтіканні різних перешкод і т.п.

Таким чином гідравлічний напір визначається за формулою

$$\Delta p = \Delta p_{тер} + \Delta p_{м}, \qquad \text{(А.19)}$$

де $\Delta p_{тер}$ – гідравлічні втрати із-за тертя;

$\Delta p_{м}$ – втрати із-за місцевих опорів.

Бувають і інші гідравлічні втрати, наприклад, за рахунок прискорення потоку або втрати за рахунок самотяги, тобто пов'язані із зовнішнім тиском (у димових трубках), але у теплообмінних апаратах вони є незначними і ми їх не розглядаємо.

Розрахунок гідравлічних втрат із-за тертя

Гідравлічні втрати пов'язані з тертям у каналах і трубках розраховуються

$$\Delta p_{тер} = \xi \frac{L}{d_{экв}} \cdot \frac{\gamma W^2}{2}, \qquad \text{(А.20)}$$

де ξ – коефіцієнт тертя;

L – довжина каналу;

$d_{экв}$ – еквівалентний діаметр каналу;

γ – питома маса теплоносія;

W – швидкість теплоносія в каналі.

Коефіцієнт тертя в каналі при ламінарному режимі течії $(\mathrm{Re} < \mathrm{Re}_{КР} = 2300)$ визначається за формулою Пуазейля

$$\xi = \frac{64}{\mathrm{Re}} \qquad \text{(А.21)}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{Wd_{экв}}{\nu}$$

При турбулентному режимі течії в каналі $(\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{КР} = 2300)$ коефіцієнт тертя визначається за формулою Блазіуса

$$\xi = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25} \qquad \text{(А.22)}$$

Гідравлічні втрати із-за місцевих опорів

Таблиця А.1

Значення місцевих опорів

Характер місцевих опорів	$\zeta_м$
1. Вхід і вихід з камери (удар і поворот)	1,5
(без повороту)	1,0
2. Поворот на 180° між ходами або секціями	2,5
3. Поворот на 180° біля перегородки у міжтрубному просторі	1,5
4. Поворот на 180° в U–подібній трубці	0,5
5. Вхід в міжтрубний простір	1,5
6. Вихід з міжтрубного простору	1,0
7. Вхід або вихід в трубній дошці	1,0
8. Поперечне обтікання пучків гладких труб (шахових і коридорних)	$\xi = \frac{3m}{\mathrm{Re}^{0,2}}$ m - число рядів трубок у пучку

Визначаються за формулою

$$\Delta p_{м} = \zeta_{м} \frac{\gamma W^2}{2} \qquad \text{(А.23)}$$

де $\zeta_{м}$ – коефіцієнт місцевого опору.

Потужність насоса визначається за формулою

$$N_{н} = \frac{G_V \Delta p}{\eta_{н}}, \qquad \text{(А.24)}$$

де G_V – об'ємна витрата;

$\eta_{н}$ – ККД насоса.

ККД відцентрового водяного насоса коливається у межах 0,5 – 0,7.

Гідравлічний розрахунок ТА

Розрахунок місцевих втрат

$$\Delta p_{м,2} = \sum_{i=1}^{N} \Delta p_{i,м}$$

1. Вхід в камеру (колектор)

$$\Delta p_{1,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} \left(\zeta_{м} = 1{,}0\right) \Delta p_{1,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} = 1{,}0 \frac{985{,}6 \cdot 0{,}027^2}{2} = 0{,}359 \frac{Н}{м^2}$$

2. Вхід в трубну дошку

$$\Delta p_{2,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} \left(\zeta_{м} = 1{,}0\right) \Delta p_{2,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} = 1{,}0 \frac{985{,}6 \cdot 0{,}027^2}{2} = 0{,}359 \frac{Н}{м^2}$$

3. Поворот на 180° між ходами

$$\Delta p_{3,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} \left(\zeta_{м} = 2{,}5\right) \Delta p_{3,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} = 2{,}5 \frac{985{,}6 \cdot 0{,}027^2}{2} = 0{,}874 \frac{Н}{м^2}$$

4. Вихід із трубної дошки

$$\Delta p_{4,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} \left(\zeta_{м} = 1{,}0\right) \Delta p_{4,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} = 1{,}0 \frac{985{,}6 \cdot 0{,}027^2}{2} = 0{,}359 \frac{Н}{м^2}$$

5. Вихід із камери (колектора)

$$\Delta p_{5,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} \left(\zeta_{м} = 1{,}0\right) \Delta p_{5,м} = \zeta_{м} \frac{\gamma_2 W_2^{\ 2}}{2} = 1{,}0 \frac{985{,}6 \cdot 0{,}027^2}{2} = 0{,}359 \frac{Н}{м^2}$$

Сумарний місцевий опір

$$\Delta p_{м,2} = \Delta p_{1,м} + \Delta p_{2,м} + \Delta p_{3,м} + \Delta p_{4,м} + \Delta p_{5,м} = 0{,}359 + 0{,}359 + 0{,}874 + 0{,}359 + 0{,}359 = 2{,}31\frac{Н}{м^2}$$

Розрахунок втрат на тертя. Основні втрати на тертя будуть у пучку трубок.

Так як режим течії прісної води у трубках ламінарний, коефіцієнт тертя визначається за формулою Пуазейля

$$\xi_2 = \frac{64}{\mathrm{Re}_2} = \frac{64}{413} = 0{,}155$$

Тоді $\Delta p_{тер,2} = \xi_2 \frac{L \cdot n_{ТР}}{d_{ВН}} \cdot \frac{\gamma_2 W_2^{\,2}}{2} = 0{,}155 \frac{0{,}3 \cdot 189}{0{,}008} \cdot \frac{985{,}6 \cdot 0{,}027^2}{2} = 2{,}09\frac{Н}{м^2}$

Загальні гідравлічні втрати у водяному тракті

$$\Delta p_2 = \Delta p_{тер,2} + \Delta p_{м,2} = 395{,}01 + 2{,}31 = 397{,}32\frac{Н}{м^2} = 0{,}00039732 МПа$$

Потужність насоса для знайденого Δp_2 визначається за формулою (А.24)

$$N_н = \frac{G_{2V} \Delta p_2}{\eta_н} = \frac{0{,}00025 \cdot 397{,}32}{0{,}6} = 0{,}165 кВт$$

Розрахунок газодинамічних втрат ТА

Розрахунок місцевих втрат

$$\Delta p_{м,1} = \sum_{i=1}^{N} \Delta p_{i,м}$$

1. Вхід у міжтрубний простір

$$\Delta p_{1,м} = \zeta_м \frac{\gamma_1 W_1^{\,2}}{2} \left(\zeta_м = 1{,}5\right) \Delta p_{1,м} = \zeta_м \frac{\gamma_1 W_1^{\,2}}{2} = 1{,}5 \frac{0{,}525 \cdot 55^2}{2} = 1119\frac{Н}{м^2}$$

2. Поперечне обтікання пучків гладких трубок

$$\Delta p_{2,м} = \zeta_м \frac{\gamma_1 W_1^2}{2} \left(\zeta_м = 6{,}85\right) \Delta p_{2,м} = \zeta_м \frac{\gamma_1 W_1^2}{2} = \frac{3 \cdot 9}{8955^{0,2}} \frac{0{,}525 \cdot 55^2}{2} = 3473{,}8 \frac{Н}{м^2}$$

3. Вихід із міжтрубного простору

$$\Delta p_{3,м} = \zeta_м \frac{\gamma_1 W_1^2}{2} \left(\zeta_м = 1{,}0\right) \Delta p_{3,м} = \zeta_м \frac{\gamma_1 W_1^2}{2} = 1{,}0 \frac{0{,}525 \cdot 55^2}{2} = 794 \frac{Н}{м^2}$$

Сумарний місцевий опір

$$\Delta p_{м,1} = \Delta p_{1,м} + \Delta p_{2,м} + \Delta p_{3,м} = 1119 + 3473{,}8 + 794 = 5386{,}8 \frac{Н}{м^2}$$

Розрахунок втрат на тертя

Основні втрати на тертя будуть мати місце при течії газів у міжтрубному просторі ТА.

Так як режим течії відпрацьованих газів у газовому тракті турбулентний коефіцієнт тертя визначаємо за формулою Блазіуса

$$\xi_1 = 0{,}3164 \, \mathrm{Re}_1^{-0{,}25} = 0{,}3164 \cdot 8955^{-0{,}25} = 0{,}0325$$

Тоді $\Delta p_{тер,1} = \xi_1 \frac{L}{d_{экв}} \cdot \frac{\gamma_1 W_1^2}{2} = 0{,}0325 \frac{0{,}150}{0{,}00967} \cdot \frac{0{,}525 \cdot 56^2}{2} = 415{,}00 \frac{Н}{м^2}$

Загальні газодинамічні втрати

$$\Delta p_1 = \Delta p_{тер,1} + \Delta p_{м,1} = 415{,}00 + 5386{,}8 = 5801{,}8 \frac{Н}{м^2} = 0{,}0058018 МПа$$

При значному охолоджені газів зменшується температурний напір, що у свою чергу потребує значного розвитку поверхні нагріву утилізаційного пристрою і відповідно збільшує аеродинамічний опір випускного тракту. Різні дизелебудівні фірми, що випускають чотиритактні двигуни, рекомендують приймати газовий опір за турбіною до 5000 Па. Дизелебудівні компанії і фірми у технічних умовах на постачання зазвичай вказують величину газових опорів після двигуна, при яких гарантується нормальна його робота з номінальною потужністю.

При проектуванні утилізаційних пристроїв необхідно враховувати, що температура випускних газів повинна бути вище точки роси, що залежить від парціального тиску водяних парів у випускних газах і вмісту сірки у паливі.

ДОДАТОК Б
РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ДОСЛІДЖУВАНИХ ПУЧКІВ

Результати моделювання теплообміну досліджуваних пучків $a \times b = 1{,}5 \times 1{,}0$ при $Re = 3128$; $Pr = 0{,}704$ ($n = 600$ хв$^{-1}$)

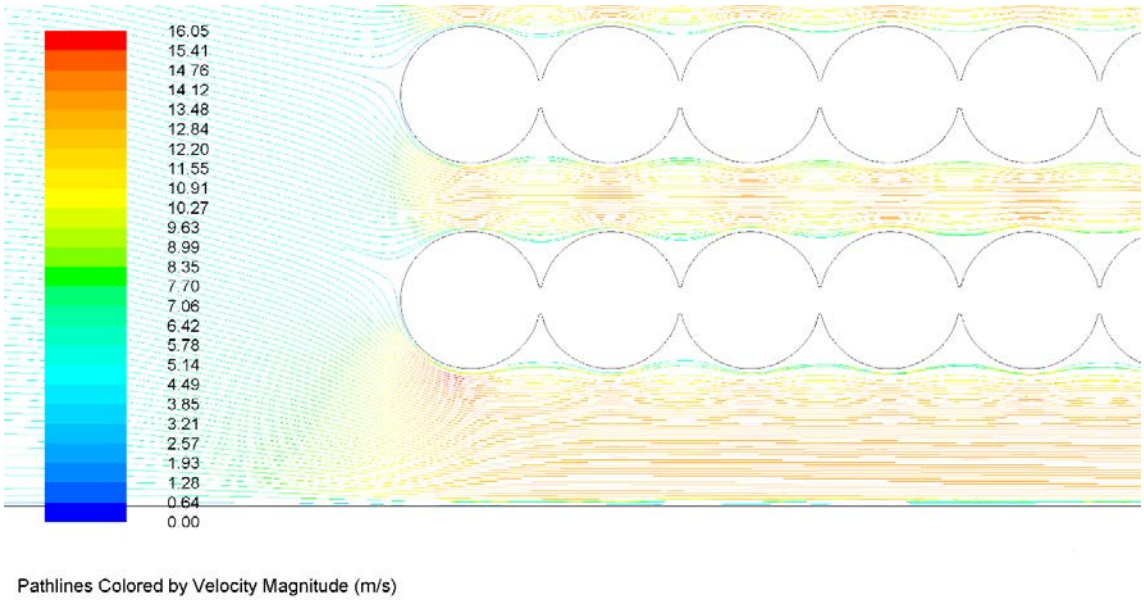


Рис. Б.1. Лінії течії, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

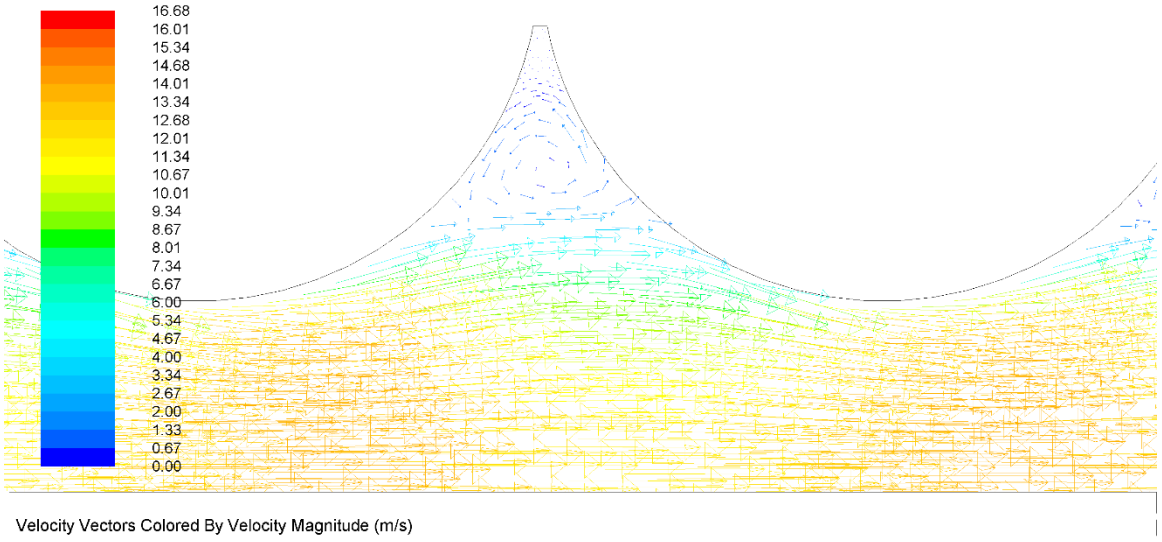


Рис. Б.2. Вектор швидкості в області дотикання трубок, м/с

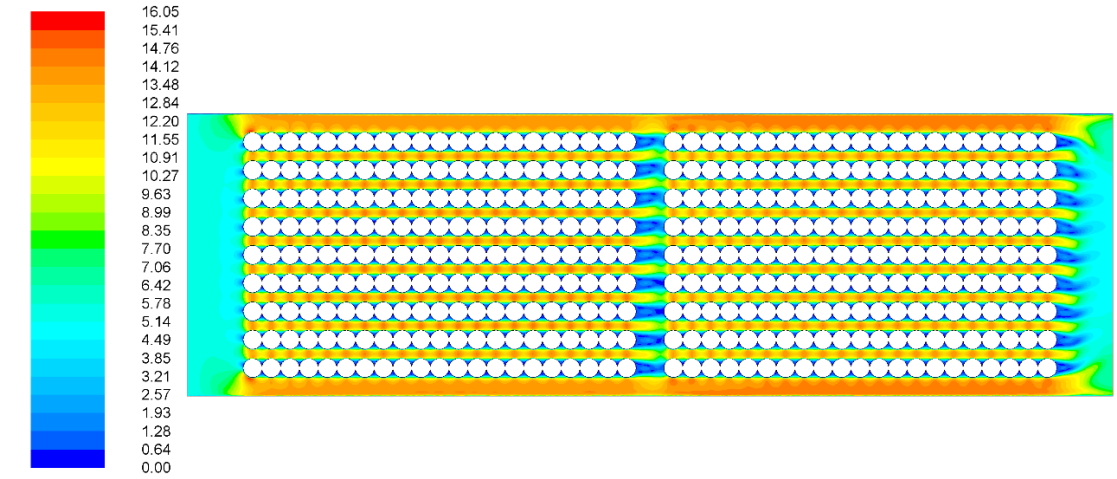


Рис. Б.3. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

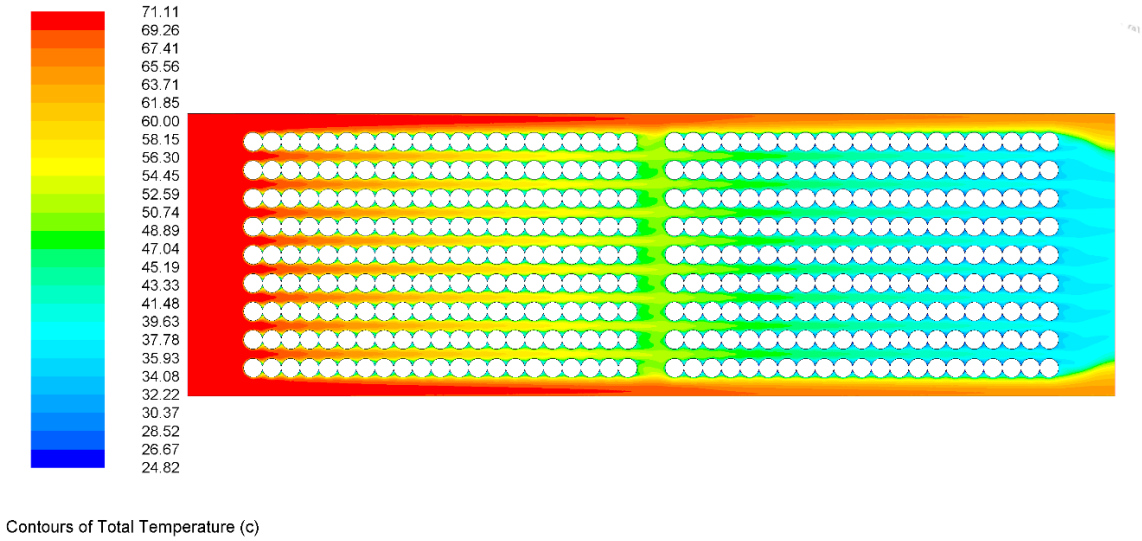


Рис. В.4. Зміна температури в каналах пучків трубок, ^{o}C

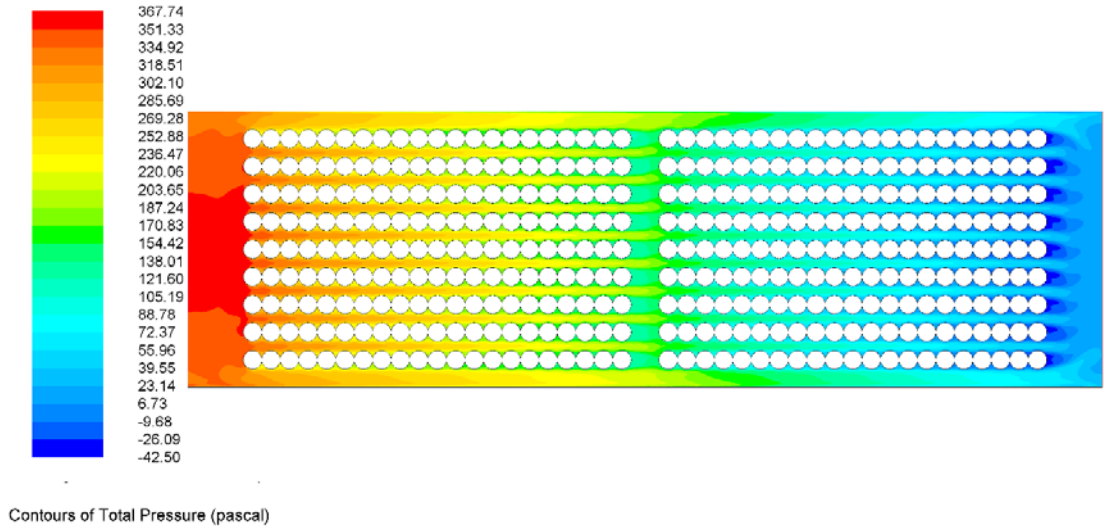


Рис. Б.5. Перепад тиску в каналах пучків трубок, Па

Результати моделювання теплообміну досліджуваних пучків $a \times b = 1{,}5 \times 1{,}0$ при $Re = 4061$; $Pr = 0{,}702$ ($n = 800$ хв$^{-1}$)

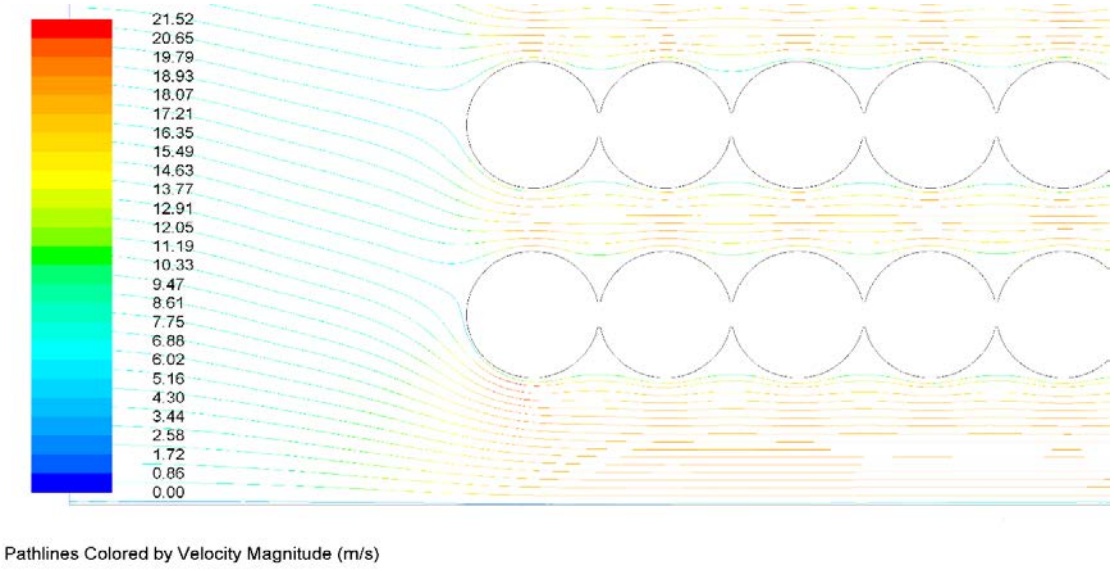


Рис. Б.6. Лінії течії, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

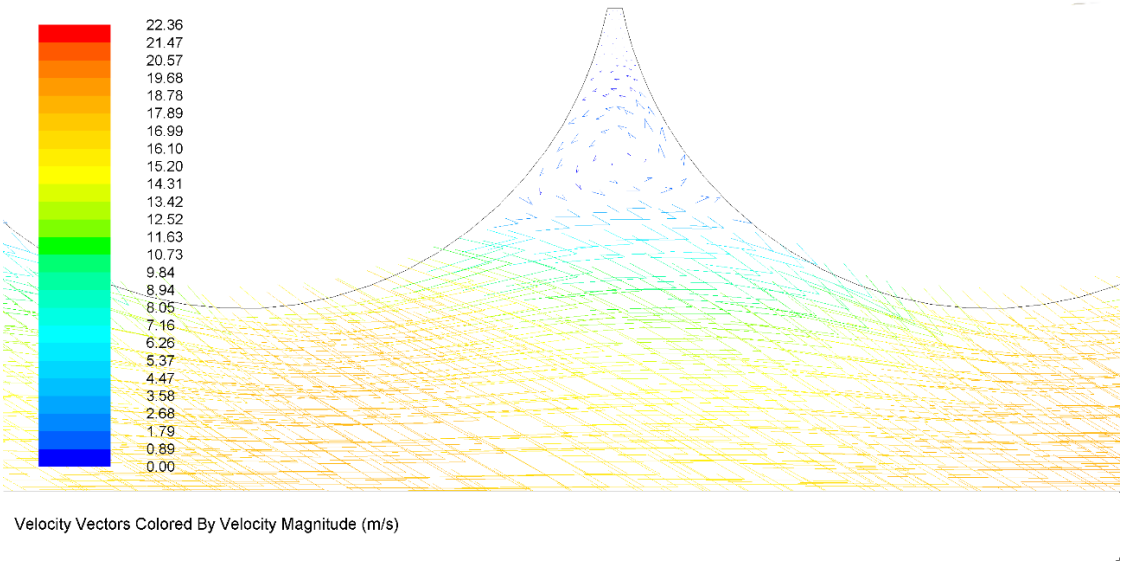


Рис. Б.7. Вектор швидкості в області дотикання трубок, м/с

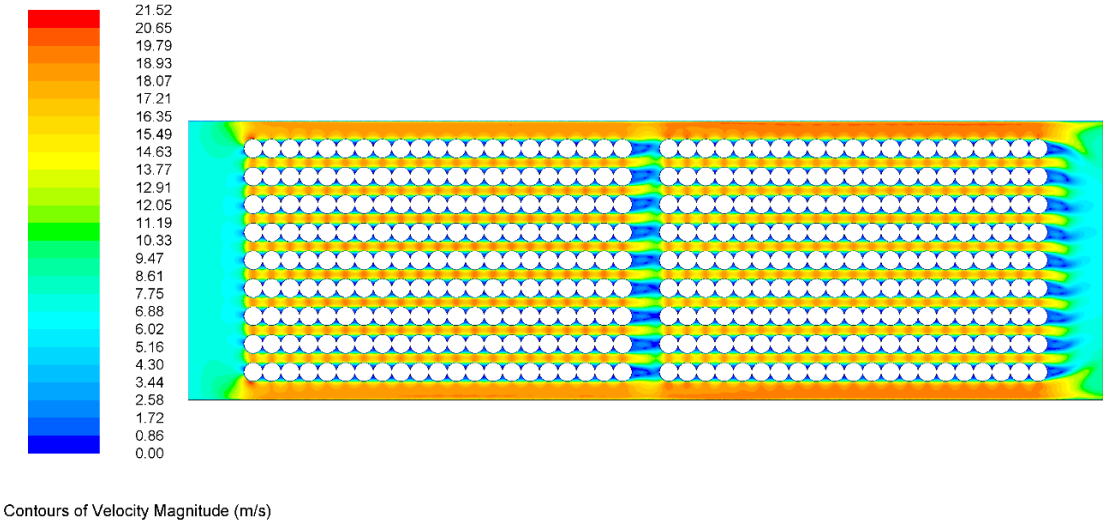


Рис. Б.8. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

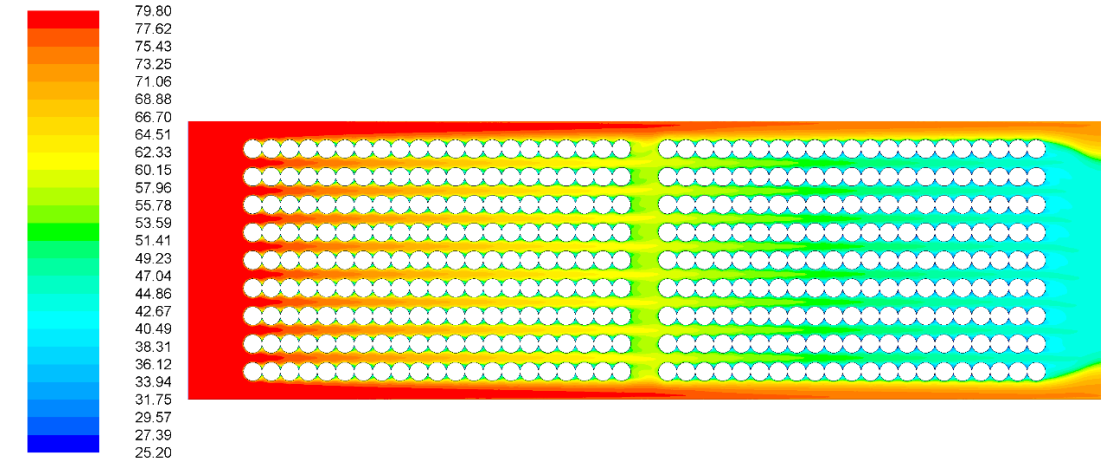


Рис. Б.9. Зміна температури в каналах пучків трубок, °С

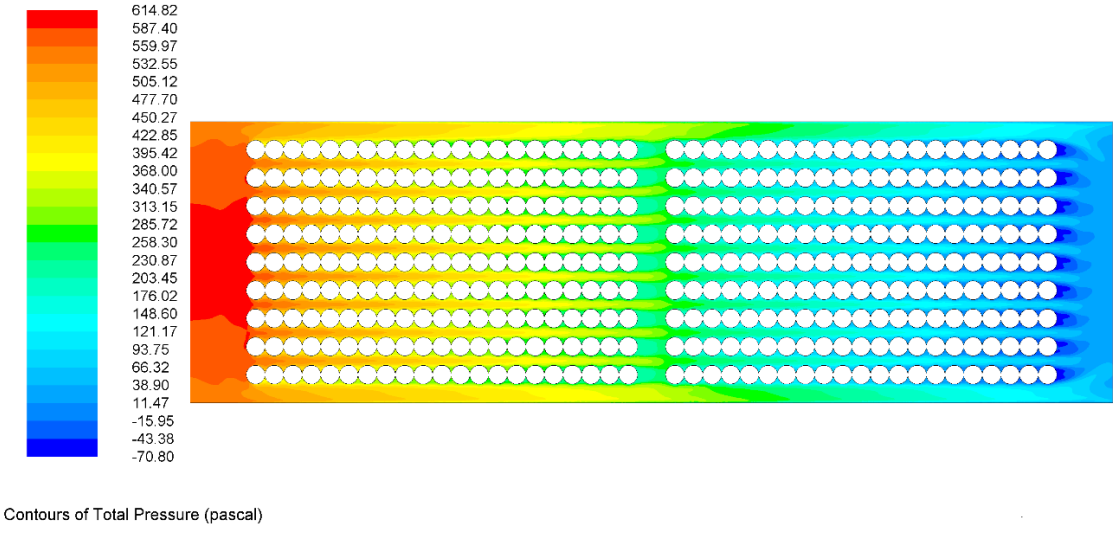


Рис. Б.10. Перепад тиску в каналах пучків трубок, Па

Результати моделювання теплообміну досліджуваних пучків $a \times b = 1{,}5 \times 1{,}0$ при $Re = 4809$; $Pr = 0{,}699$ ($n = 1000$ хв$^{-1}$)

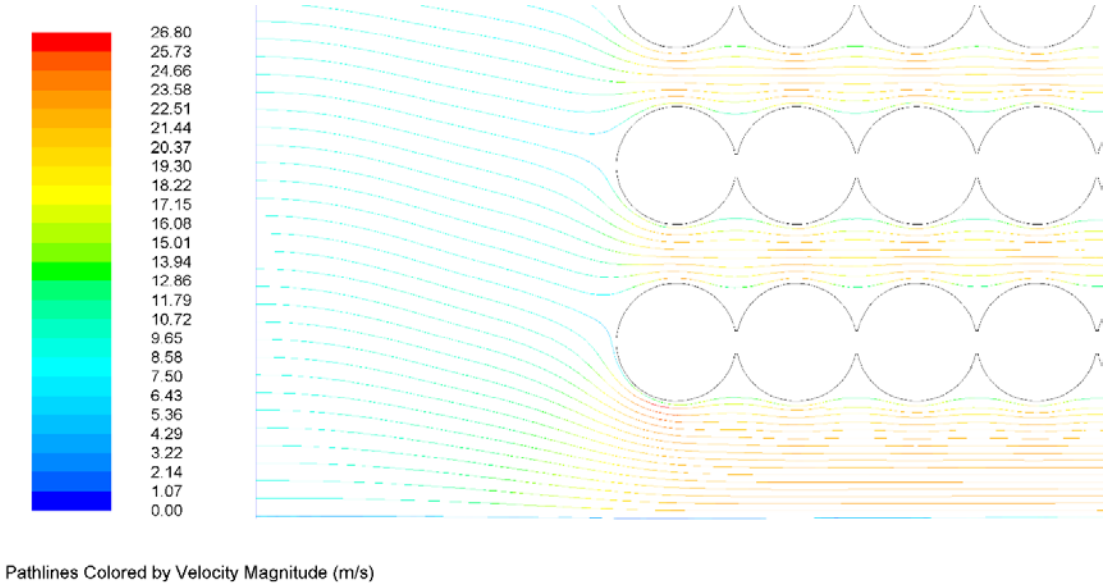


Рис. Б.11. Лінії течії, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

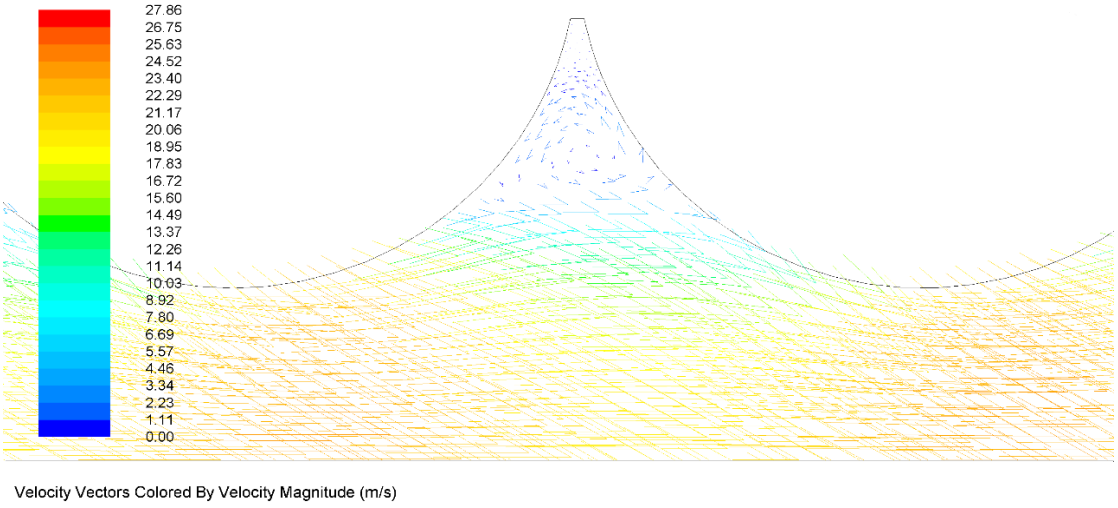


Рис. Б.12. Вектор швидкості в області дотикання трубок, м/с

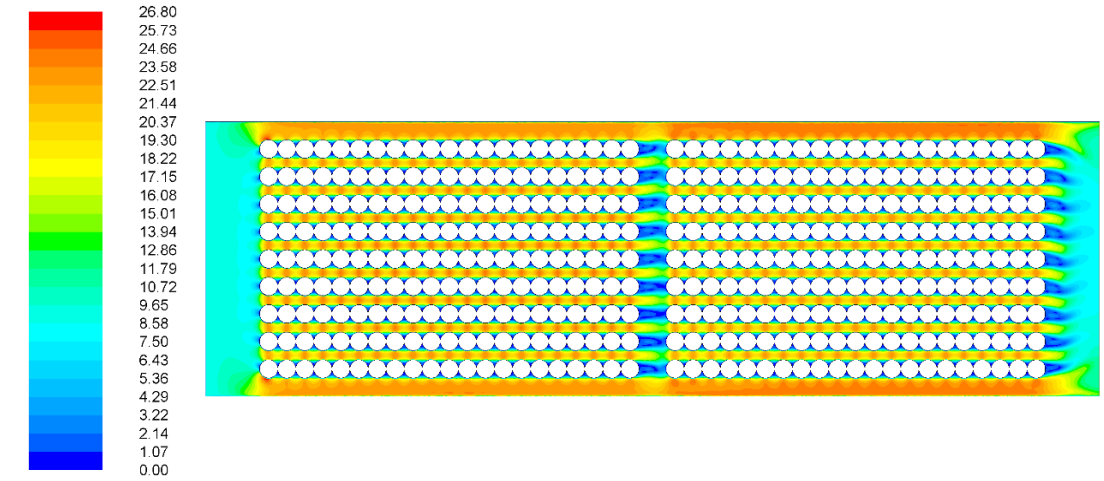


Рис.Б.13. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

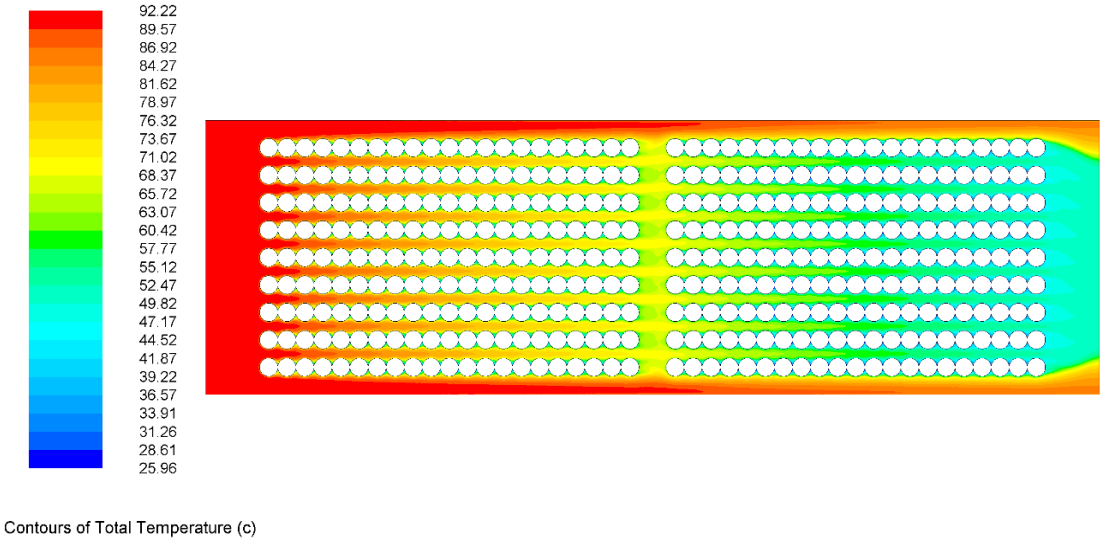


Рис. Б.14. Зміна температури в каналах пучків трубок, °С

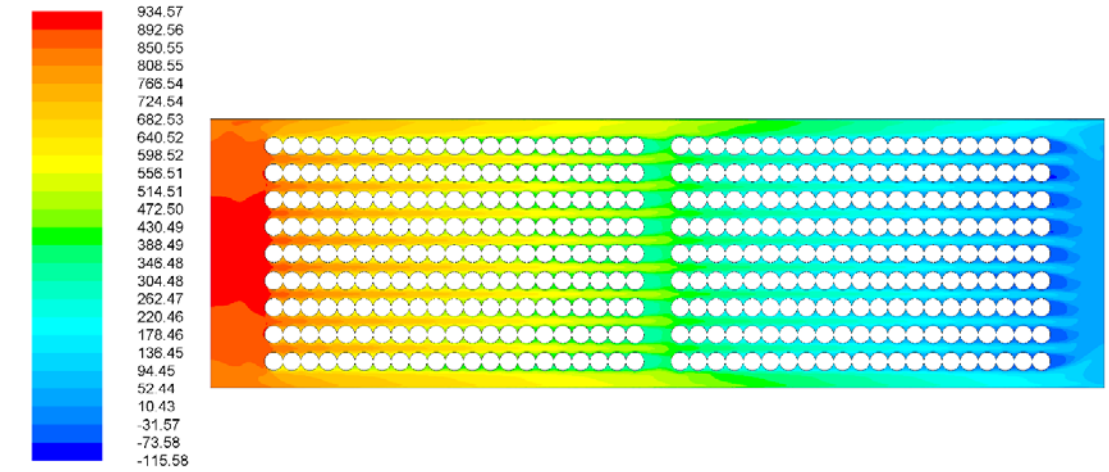


Рис. Б.15. Перепад тиску в каналах пучків трубок, Па

Результати моделювання теплообміну досліджуваних пучків $a \times b = 1{,}5 \times 1{,}0$ при $Re = 5213$ $Pr = 0{,}697$ ($n = 1200$ хв$^{-1}$)

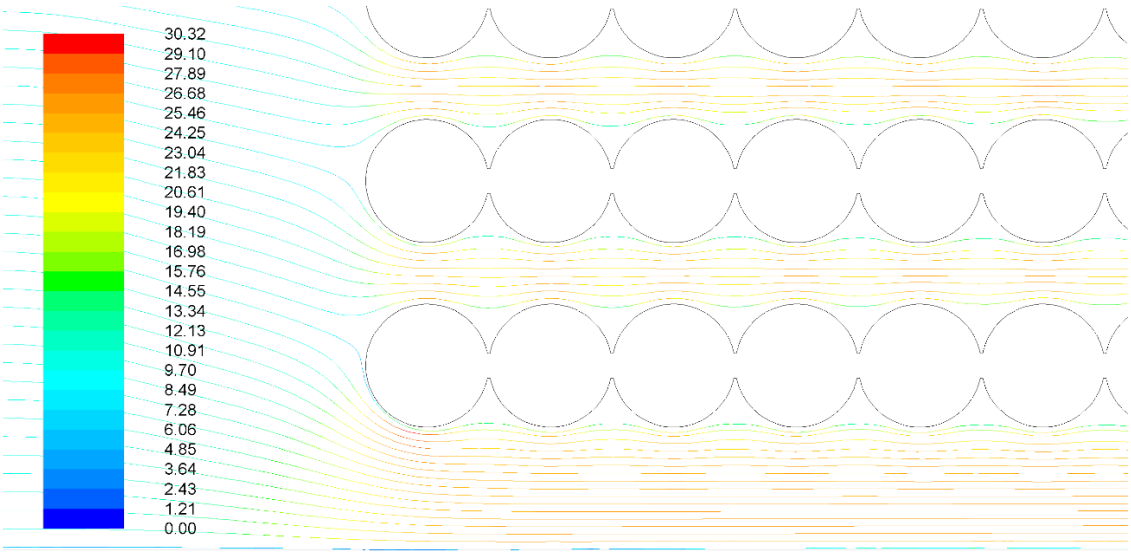


Рис. Б.16. Лінії течії, що відображають значення швидкостей відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

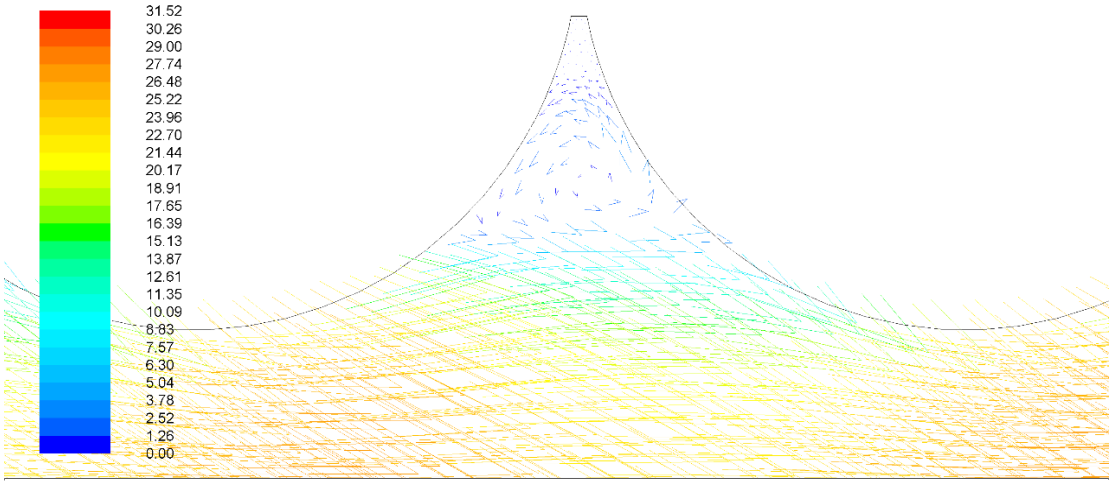


Рис.Б.17. Вектор швидкості в області дотикання трубок, м/с

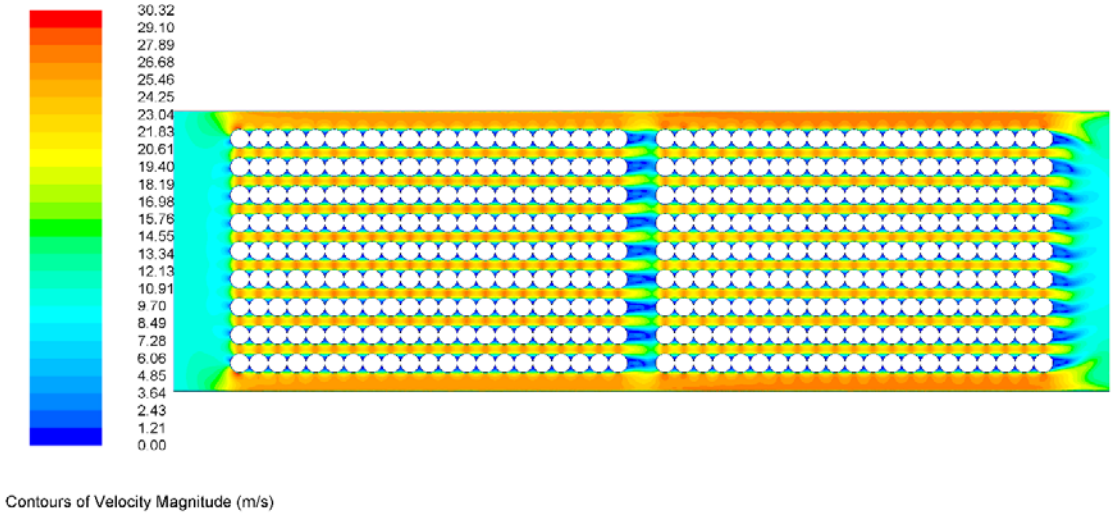


Рис. Б.18. Швидкість відпрацьованих газів в каналах пучків трубок, м/с

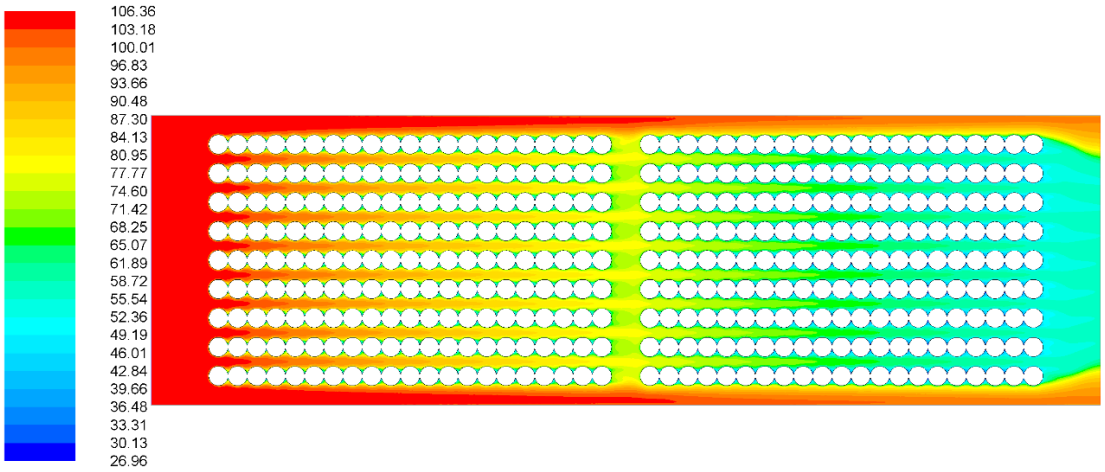


Рис. Б.19. Зміна температури в каналах пучків трубок, °С

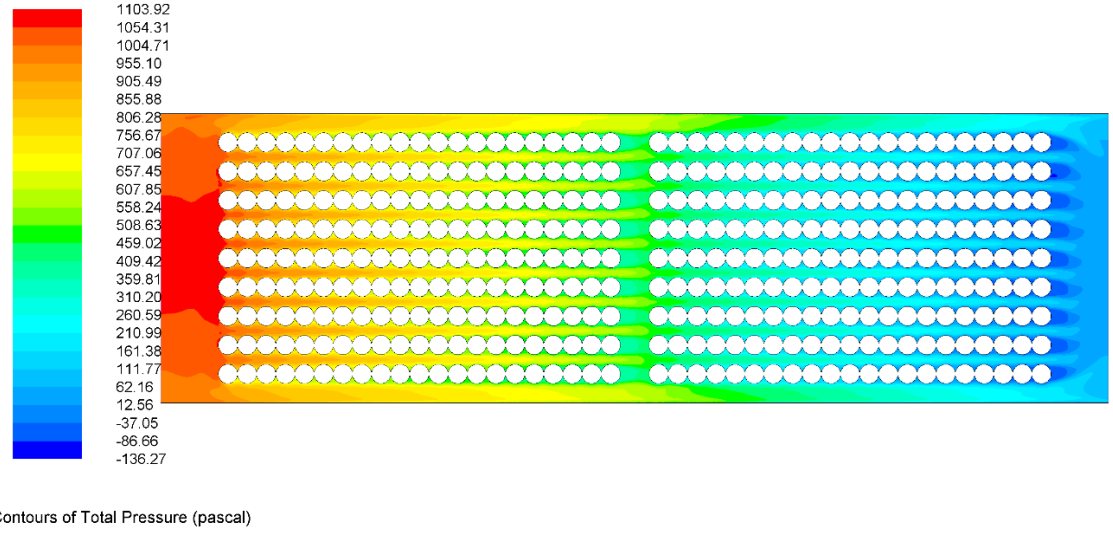


Рис. Б.20. Перепад тиску в каналах пучків трубок, Па

ЗМІСТ

ВСТУП 2

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ 5

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН КОГЕНЕРАЦІЇ І ОСНОВНІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЙ ... 7

1.1. Аналіз сучасних напрямків з енергозбереження, раціонального використання і підвищення ефективності енергетичних установок .. 7

1.2. Основні поняття і принципи когенерації. Класифікація когенераційних установок 9

1.3. Когенерація, основні проблеми, напрямки розвитку 12

1.4. Розробка і дослідження контуру енергозбереження для когенераційних установок 18

1.5. Шляхи підвищення енергетичної ефективності контуру енергозбереження когенераційних установок на базі поршневого двигуна внутрішнього згоряння 20

1.6. Основні завдання створення нового компактного теплообмінного апарату – утилізатора відпрацьованих газів підвищеної ефективності 22

1.7. Методологічні основи проведення дослідження газовипускного тракту когенераційної установки на базі поршневого двигуна внутрішнього згоряння 27

РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ГІДРОДИНАМІКИ І ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННОМУ АПАРАТІ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ 32

2.1. Програма експериментальних досліджень 32

2.2.Схема експериментальної установки 33

2.3. Методика проведення експериментів 37

2.4. Обробка експериментальних даних 39

2.5. Аналіз результатів досліджень 41

РОЗДІЛ 3 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ І ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНОСУ ТЕПЛОТИ У ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ 48

3.1. Основні положення і загальна структура моделювання процесів гідродинаміки і теплопередачі в досліджуваному теплообмінному апараті нової конструкції 48

3.2. Комп'ютерне моделювання процесів переносу в теплообмінниках нової конструкції використовуючи програмний пакет ANSYS 56

3.3. Аналіз результатів чисельного моделювання 63

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ І ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗАБРУДНЮЮЧИХ ТА ЗАХИСНИХ ПОКРИТТІВ НА ТЕПЛОВУ ЕФЕКТИВНІСТЬ ОРЕБРЕНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК 79

4.1. Вплив забруднень на теплові характеристики та ефективність труб з повздовжнім оребренням 81

4.2. Спряжений теплообмін пучка труб з плавниковими ребрами, що мають покриття при перехресній течії зовнішнього і внутрішнього теплоносіїв 93

4.3. Теплова ефективність ребер різного типу з покриттям при двовимірній постановці задачі 105

4.4. Спрощена методика теплового розрахунку ребер з покриттям малої провідності 112

4.5. Теплоперенос в багатошаровій оребреній стінці 120

4.6. Вплив забруднюючих відкладень на теплову ефективність теплообмінних апаратів, що складаються з труб з повздовжнім оребренням 128

4.7. Оптимізація ребер з покриттями 137

4.8. Оптимальні розміри оребреної стінки з покриттям 142

РОЗДІЛ 5 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ 148

5.1. Порівняльні характеристики теплообмінного апарату нової конструкції і теплообмінних апаратів відомих конструкцій..... 148

5.2. Техніко-економічний розрахунок контуру енергозбереження когенераційної установки з утилізатором теплоти відпрацьованих газів нової конструкції..... 152

5.2.1. Розрахунок капітальних вкладень (інвестицій)..... 152

5.2.2. Експлуатаційні витрати з вдосконалення КГУ на базі ДВЗ шляхом утилізації ВГ в ТА нової конструкції..... 154

5.2.3. Розрахунок показників ефективності 156

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ЛІТЕРАТУРИ 160

ДОДАТОК А ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ (УТИЛІЗАТОРУ ТЕПЛОТИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ) ДЛЯ ПОРШНЕВОГО ДВЗ МАРКИ 3Д6 (6Ч 15/18)..... 171

ДОДАТОК Б РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ДОСЛІДЖУВАНИХ ПУЧКІВ 185

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Kherson State Maritime Academy

V.G. Gorobets, Yu.O. Bohdan, V.I. Trokhaniak

HEAT-EXCHANGE EQUIPMENT FOR COGENERATION PLANTS

The monograph

Reviewers:

A.O. Avramenko, Doctor of Engineering Science, Professor, Corr. Memb. of the National Academy of Sciences of Ukraine, Honored Worker of Science and Engineering of Ukraine, Laureate of the State Prize of Ukraine in Science and Technology, head of Heat and Mass Transfer and Hydrodynamics in Heat Power Equipment department of Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Science of Ukraine

A.V. Zhyltsov, Doctor of Engineering Science, assistant professor, Head of Electrical machinery and Electrical Equipment Operating department of Education and Research Institute of Energetics, Automation and Energy Efficiency of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Gorobets V.G.
Г71 Heat-exchange equipment for cogeneration plants: [Monograph] / Gorobets V.G., Bohdan Yu.O., Trokhaniak V.I.– Kyiv: «PC «Komprint», 2017. – 198 p.
ISBN 978-966-929-674-0

The monograph is devoted to the issues of development of heat-exchange equipment for cogeneration plants. The monograph presents the results of experimental studies and numerical modeling of heat and mass transfer processes in heat exchangers of a new design with compact bundles of small diameter tubes. The influence of contaminating and protective coatings on thermal efficiency and the choice of optimal geometric fins for heat exchangers with a developed heat transfer surface are considered. Experimental data and methods of calculation of finned heat exchangers in the presence of coatings (contaminants) on their surface are given. The calculations of economic efficiency are carried out for introduction of new design heat exchangers for cogeneration plants.

Для нотаток

Для нотаток

Для нотаток

ТЕПЛООБМІННЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК

МОНОГРАФІЯ

ГОРОБЕЦЬ Валерій Григорович
БОГДАН Юрій Олександрович
ТРОХАНЯК Віктор Іванович

Наукове видання

Підписано до друку 09.12.2017 р.
Формат 60×84/16. Тираж 100 пр. Ум. друк. арк. 14,2. Зам. № 1718.
Виготовлювач ТОВ «ЦП «КОМПРИНТ»
03150, Київ, вул. Предславинська, 28
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 4131, від 04.08.2011 р.