

Авторефер  
758

ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ХОЛОДУ

**ГОГОЛЬ МИКОЛА ІВАНОВИЧ**

УДК 621.565

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТІВ  
І СИСТЕМ ДЛЯ КОНДЕНСАЦІЇ І ОХОЛОДЖЕННЯ  
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОТОКІВ**

Спеціальність 05.05.14

Холодильна та криогенна техніка, системи кондиціонування

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

xv 965

ІНСТИТУТ ХОЛОДА  
ОНАХТ  
БІБЛІОТЕКА

Дисертація є рукопис.

Робота виконана в Одеській державній академії холоду Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
*ЛАГУТІН Анатолій Юхимович*,  
проректор з наукової роботи  
Одеської державної академії холоду  
Міністерства освіти і науки України

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
*ДОРОШЕНКО Олександр Вікторович*,  
Одеська державна академія холоду,  
професор кафедри технічної термодинаміки;

доктор технічних наук, професор  
*РАДЧЕНКО Микола Іванович*,  
Національний університет кораблебудування  
ім. адмірала Макарова, професор кафедри  
кондиціонування та рефрижерації

**Провідна установа:** Національний технічний університет України  
"Київський політехнічний інститут"  
Міністерства освіти і науки України, кафедра  
атомних електростанцій і інженерної  
теплофізики

Захист дисертації відбудеться "5" 12 2005 р., о 13<sup>00</sup>  
годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.41.087.01 в Одеській  
державній академії холоду за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м.Одеса,  
Україна, 65082.

Дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Одеської державної  
академії холоду за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65082.

Здійснений "3" 11 2005 р.

Мілованов В.І.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність дослідження.** Охолодження та конденсація технологічних потоків у хімічному, металургійному, харчовому та інших виробництвах здійснюється здебільшого шляхом відведення теплоти до атмосферного повітря. Значну групу серед цих процесів становлять такі, в яких газові (повітряні) потоки охолоджуються завдяки циркуляції рідкого холодоносія, наприклад води. Спільним для вказаних технологічних процесів є те, що вони реалізуються в теплообмінних апаратах із розвинутою зовнішньою поверхнею теплообміну.

Широке застосування апаратів повітряного охолодженням сприяє вирішенню однієї з найбільш гострих проблем – енерго- і ресурсозбереження та екологічної безпеки експлуатації холодильного і кондиціонуючого обладнання. Тому вдосконалення теплових та аеродинамічних процесів в таких апаратах є однією з пріоритетних задач холодильної техніки і техніки кондиціонування.

Відомі результати дослідження процесів конденсації середовищ, зокрема аміаку усередині горизонтальних труб відносяться до охолодження поверхні водою, що не дає можливості застосовувати їх для умов охолодження поверхні повітрям. Використання в теплообмінних апаратах повітря змінює фактори впливу на процес конденсації і відповідно умови тепловіддачі. Проведення дослідження процесів конденсації пари аміаку в горизонтальних трубах із зовнішнім обтіканням потоком повітря доцільно ще й тому, що аміак залишається основним холодильним агентом у системах охолодження технологічних потоків хімічної та холодильної технології.

При відведенні теплоти конденсації й в інших процесах, зокрема охолодження газів (повітря), стиснених у компресорних установках, використовуються здебільше біметалеві поверхні з традиційною формою оребрення. Широка гама поверхонь застосовується практично безальтернативно, а нові поверхні, які довели свою працездатність і впроваджуються у конструкції теплообмінників, не досліджені в діапазонах експлуатаційних параметрів. Така невизначеність із вибором найбільш ефективних поверхонь призводить до значних енергетичних втрат і спричинена відсутністю наукових основ оптимального проектування теплообмінних апаратів і систем для конденсації й охолодження технологічних потоків як необхідної умови створення удосконаленого енергозберігаючого обладнання для охолоджуючих і утилізаційних процесів, а також технологічного кондиціонування. Це й зумовило необхідність вирішення *науково-прикладної задачі* – підвищення ефективності теплообмінних апаратів і систем для конденсації і охолодження технологічних потоків промислових процесів шляхом тепло- та аеродинамічного їхнього вдосконалення і розробки науково обґрунтованих основ проектування.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Наведені в дисертації матеріали використані в науково-дослідних роботах, виконаних у рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки, зокрема "Новітні та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі", згідно з Законом України від 5 липня 2001 року за № 2586-III, за №№ держреєстрації 0100U003729; 0103U001587; 0103U001585.

**Об'єктом досліджень** є апарати і системи для конденсації та охолодження технологічних потоків.

**Предметом досліджень** є процеси теплообміну при конденсації аміаку в горизонтальних трубах із зовнішнім обтіканням потоком повітря, теплообміну та аеродинаміки в розвинених трубчасто-реберних поверхнях апаратів і систем для конденсації та охолодження технологічних потоків.

**Метою наукового дослідження** є підвищення ефективності теплообмінних апаратів і систем для конденсації і охолодження технологічних потоків промислових процесів шляхом тепло- та аеродинамічного їхнього вдосконалення і розробки науково обґрунтованих основ проектування.

**Основні задачі наукового дослідження:**

- виявити закономірності процесів та одержати залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних трубах із зовнішнім обтіканням потоком повітря;
- установити закономірності процесів та одержати критеріальні залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору в пучках поверхонь з удосконаленою формою ребер у широкому діапазоні значень швидкостей повітря;
- розробити основи проектування теплообмінних апаратів і систем із ефективними зовнішніми розвиненими поверхнями для конденсації та охолодження технологічних потоків;
- удосконалити методологію оптимального вибору теплообмінних поверхонь апаратів для конденсації і охолодження технологічних потоків.

**Методи дослідження:** методи повного та локального теплового моделювання процесів; сучасні методи вимірювання та визначення теплових і аеродинамічних характеристик двофазових і повітряних потоків; методи дотримання стаціонарного питомого навантаження, незмінності теплового потоку та параметрів середовищ; методи порівняльного аналізу теплообмінників за масогабаритними та енергетичними показниками.

**Наукові положення,** що виносяться на захист:

1. В теплообмінних апаратах із конденсацією в горизонтальних трубах і зовнішнім обтіканням потоком повітря в діапазонах масових швидкостей аміаку  $0,66...18,0 \text{ кг/ (м}^2\text{·с)}$  і повітря  $3,0...15,0 \text{ кг/ (м}^2\text{·с)}$  переважають режими напівкільцевої та кільцевої течій, для яких коефіцієнт тепловіддачі є функцією тільки гідравлічного діаметру  $(l/d)$ .
2. Мінімальні витрати енергії на обтікання пучків оребрених поверхонь потоком повітря мають місце для ребра у вигляді бісегментного елемента з геометричною структурою, найбільш наближеною до форми ребра з мінімальним об'ємом.

**Наукові результати,** які автор захищає на додаток до наукових положень, та їхня новизна:

1. Вперше встановлені закономірності процесів конденсації аміаку в горизонтальних трубах із зовнішнім обтіканням поверхні повітрям.
2. Вперше встановлено раціональне значення параметру  $l/d$  для повітряних конденсаторів.

3. Вперше одержана залежність для визначення коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних трубах із зовнішнім обтіканням поверхні повітрям.

4. Вперше одержано критеріальні залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору в пучках оребрених труб з удосконаленою, бісегментною, формою в розширеному діапазоні масових швидкостей повітря.

5. Удосконалено методологію оптимального вибору теплообмінних поверхонь апаратів для конденсації і охолодження технологічних потоків і визначено найбільш енергетично досконалі оребрені поверхні.

6. На основі встановлених закономірностей і одержаних аналітичних залежностей для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі створено теоретичну базу проектування теплообмінних апаратів і систем із ефективними зовнішніми розвиненими поверхнями для конденсації та охолодження технологічних потоків.

**Достовірність результатів дослідження** підтверджується коректною постановкою науко-прикладної задачі; задовільним узгодженням теоретичних результатів і експериментальних даних; необхідною точністю експерименту; узгодженням одержаних результатів із даними інших авторів; використанням при порівняльному аналізі поверхонь однотипних критеріальних залежностей.

**Наукове значення** мають наступні результати дослідження:

- закономірності процесів конденсації аміаку в горизонтальних трубах із зовнішнім обтіканням поверхні повітрям;
- аналітичні залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних трубах із зовнішнім обтіканням поверхні повітрям, а також коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору в пучках оребрених труб з удосконаленою, бісегментною, формою в розширеному діапазоні масових швидкостей повітря.

Окрім досліджених апаратів і систем, одержані аналітичні залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору, а також встановлені закономірності процесів можуть знайти широке застосування в більшості технологічних процесів переробної, харчової, хімічної та інших виробництв.

**Практичну цінність** мають:

- методики розрахунку і проектування апаратів повітряного охолодження для конденсації аміаку й охолодження технологічних потоків;
- розроблені конструкції теплообмінних апаратів і систем технологічних установок хімічних, металургійних виробництв і аміачних холодильних установок;
- рекомендації з оптимальних геометричних та інших конструктивних характеристик теплообмінних апаратів повітряного охолодження.

Новизна та практична цінність розроблених технічних рішень підтверджена 5 авторськими свідоцтвами на винахід.

Основні результати роботи впроваджено в технологічних установках виробництв: Черкаське ОАО "Азот", Горлівське ВАТ "Стірол"; Воскресенське ВАТ "Міндобрива", ЗАТ "Одеса-

кондитер”, Львівська КФ „Світоч” та інші. Удосконалені реберні поверхні використовуються у конструкціях міжступеневих теплообмінників установок ГТТ-3М Сніжнянським ВАТ “Хім-маш”, теплообмінників-калориферів Ореховським ВАТ “Машбудконструкція”.

**Конкретна особиста участь автора** в одержанні наведених у дисертації наукових результатів полягає в одержанні експериментальних даних із тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних трубах із зовнішнім обтіканням поверхні повітрям, тепловіддачі та аеродинаміки повітряних потоків у пучках оребрених труб з удосконаленою, бісегментною, формою; в одержанні аналітичних залежностей для розрахунку інтенсивності тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних трубах, тепловіддачі та аеродинамічного опору в пучках оребрених труб з бісегментною формою; в аналізі та розрахунку параметрів, закладених у аналітичні залежності; у встановленні закономірностей процесів і розробці теоретичної бази раціонального проектування теплообмінних апаратів; у вдосконаленні методик порівняння трубчасто-реберних поверхонь і аналізі результатів порівняння; в розробці конструктивних рішень теплообмінних апаратів і схемних рішень систем для конденсації та охолодження технологічних потоків.

**Апробація результатів роботи.** Основні результати роботи були апробовані на міжнародній науково-технічній конференції "Reclen 2000", De la Havana, Cuba, 17-21 de la Julio del 2000; 21<sup>my</sup> Міжнародному Конгресі з холоду у Вашингтоні, 17-23 серпня 2003; 3<sup>th</sup> міжнародній науково-технічній конференції „Сучасні проблеми холодильної техніки і технології”, Одеса, 17-19 вересня 2003 р.; міжнародній науково-технічній конференції “Енергоефективність 2004”, м.Одеса, 13 – 14 жовтня 2004 року; XI науково-методичній конференції “Людина та навколишнє середовище – проблеми безперервної екологічної освіти в вузах”, Одеса –Ізмаїл, 24– 27 травня 2005 р.; науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ОДАХ.

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 33 друкованих наукових праці, у тому числі 15 статей у наукових спеціалізованих виданнях, 5 доповідей, 8 тез доповідей, отримано 5 авторських свідоцтв СРСР на винахід.

**Обсяг і структура дисертації.** Дисертація викладена на 217 сторінках машинописного тексту, включи 56 рисунків, 17 таблиць і складається зі вступу, п’яти розділів, списку літератури з 152 найменувань і додатків на 51 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність дисертаційної роботи, сформульовані мета і завдання досліджень, подана загальна характеристика роботи.

У **першому розділі** роботи наведено огляд літературних джерел з експериментальних та теоретичних досліджень процесів конденсації пари на внутрішній поверхні горизонтальних труб, розглянуто режими течії конденсатної плівки, експериментальні дослідження пучків трубчасто-реберних елементів, зокрема в умовах повного моделювання та з різними формами оребрення; подано короткий огляд конструкцій апаратів з розвиненою зовнішньою поверхнею і систем теплообміну на їх основі та аналіз методів порівняння оребрених поверхонь.

Проведений аналіз науково-технічної літератури виявив відсутність досліджень процесів конденсації в трубах при охолодженні їх повітрям. Умови тепловідведення в трубі при використанні ребрення й охолодженні з зовнішнім обтіканням поверхні потоком повітря значно відрізняються від умов охолодження поверхні труби водою тим, що зростає температура поверхні конденсації. Передбачається, що товщина конденсатної плівки при охолодженні повітрям має менше значення через менш стійкий рівноважний стан процесу. В літературі відсутні також дані з експериментальних досліджень пучків трубчасто-реберних поверхонь з бісегментною формою оребрення. Необхідність досліджень процесів теплообміну при конденсації, теплообміну й аеродинаміки в пучках безсумнівна, оскільки конденсація аміаку в повітряних конденсаторах використовується доволі широко, а об’єми впровадження охолоджувачів повітря компресорних установок на основі поверхонь із бісегментною формою оребрення безперервно зростають. Доцільність застосування оребрених поверхонь обґрунтовується мінімумом енергетичних витрат. Останнє безпосередньо впливає на економічність роботи технологічної системи. Очевидно, що саме раціональні форма та геометрична структура ребра, наближені до оптимальних, і забезпечують максимальний ефект. Впровадження нових теплообмінних поверхонь необхідно проводити на науково-обґрунтованих засадах і всебічного порівняння їх за масовими, об’ємними й енергетичними показниками. Для порівняння необхідно використовувати методики з застосуванням однотипних критеріальних та робочих залежностей, що описують процеси теплообміну й аеродинаміки.

У **другому розділі** наведені результати експериментальних досліджень процесів конденсації аміаку усередині горизонтальної труби, що охолоджується повітрям. Експериментальні дослідження проведено на установці, виконаній за принципом розімкненої аеродинамічної труби (зовнішній контур); внутрішній контур являв собою замкнене циркуляційне кільце робочого тіла – аміаку. За натурну модель була вибрана одиночна труба з коефіцієнтом оребрення  $\beta = 28,1$ , наближеним до параметрів промислових конденсаторів із повітряним охолодженням. Для експериментальних досліджень використана труба (основа – труба  $\varnothing 14 \times 2,0$ ) з оребренням, виготовлена за спеціальною технологією, що забезпечувала мінімальний термічний опір контакту.

Стаціонарність теплового режиму в експериментальній установці підтверджувалася постійними значеннями тиску, температур аміаку і повітря в експериментальному вузлі. Дослідження процесів конденсації проведено з насиченою парою аміаку в діапазоні значень щільностей теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні горизонтальної труби, від 800 до 22000 Вт/м<sup>2</sup>, масових швидкостей аміаку у трубі від 0,68 до 18,0 кг/(м<sup>2</sup>·с), масових швидкостей повітря від 3,0 до 15,0 кг/(м<sup>2</sup>·с), тиску конденсації від 0,8 до 1,5 МПа, температури зовнішнього повітря від 12 до 30 °С. В експериментальних дослідженнях були використані довжини труб 0,75; 1,03; 2,54 м, тобто дослідження проведено при трьох значеннях гідравлічного діаметру (далі параметру)  $l/d$ : 75; 103; і 254. Результати досліджень узагальнені рівняннями у формі залежності коефіцієнту тепловіддачі від щільності теплового потоку, віднесеної до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_a = c \cdot q_{\text{вт}}^{-m} \quad (1)$$

Значення коефіцієнтів  $c$  і показників ступеня  $m$  для експериментально досліджених труб

з параметром  $l/d = 254$  при різних величинах тиску наведені в табл. 1.

Дослідження виявили незалежність коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$  при конденсації від тиску, тому апроксимація була проведена за значеннями параметру  $l/d$ , вплив якого у процесі виявився найбільшим. Узагальнені рівняння для трьох значень параметру  $l/d$  набули вигляду:

$$l/d = 254 \quad \alpha = 19345 \cdot q^{-0,127} \quad (2)$$

$$l/d = 103 \quad \alpha = 23351 \cdot q^{-0,0951} \quad (3)$$

$$l/d = 75 \quad \alpha = 24066 \cdot q^{-0,0947} \quad (4)$$

Таблиця 1

Результати експериментальних досліджень процесів конденсації

Тиск аміаку, МПа	$C$	$M$	$R^2$
0,8 – 0,9	19253,0	0,1306	0,778
1,0 – 1,1	21298,0	0,1378	0,700
1,2 – 1,3	23457,0	0,1471	0,324
1,4 – 1,5	34389,0	0,1874	0,385

Графіки функцій  $\alpha = f(q)$  для різних значень параметру  $l/d$  наведені на рис. 1.

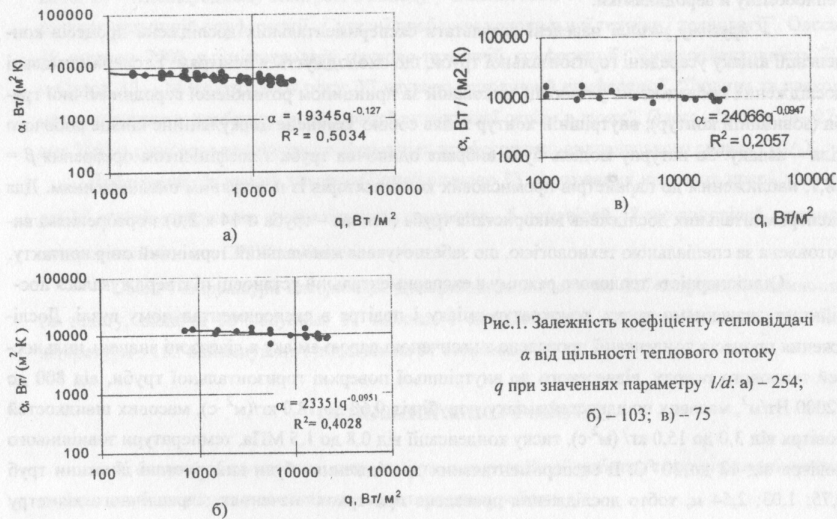


Рис.1. Залежність коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$  від щільності теплового потоку  $q$  при значеннях параметру  $l/d$ : а) – 254; б) – 103; в) – 75

Середні значення похибок експериментальних досліджень склали величину 15...30%.

Характер графічних залежностей підтверджує закономірність падіння коефіцієнта тепловіддачі зі зростанням щільності теплового потоку  $q_{\text{шт}}$ . Але інтенсивність падіння  $\alpha_a$  при збільшенні  $q$  виявляється меншою, ніж у дослідженнях інших авторів. Це пояснюється тим, що

останні були здійснені при охолодженні поверхні теплообміну водою. Режими течії конденсату характеризуються значною нестабільністю внаслідок малих перепадів температур в апаратах із повітряним охолодженням. В трубах апаратів переважають більш виражені папівкільцевий і кільцевий режими течії, що підтверджується практично однаковою температурою на поверхні у перерізі труби. Середня товщина конденсатної плівки на внутрішній поверхні виявляється меншою, тому середній коефіцієнт тепловіддачі при однакових значеннях  $q_{\text{шт}}$  на 12...14 % більше при повітряному, ніж при водяному охолодженні поверхні. Залежності (2) – (4) узагальнені рівняннями

$$\alpha = 739366 \cdot q^{-0,127} (l/d)^{-0,634} \quad (5)$$

Аналіз рівнянь (2) – (5) і графіків на рис.1 свідчить про те, що в дослідженому діапазоні значень щільностей теплового потоку і масових швидкостей аміаку в трубі та повітря в живому перерізі пучку оребрених труб переважає слабка залежність  $\alpha$  від  $q$ . Визначені значення  $\alpha$  змінюються відносно середніх значень коефіцієнту тепловіддачі у межах  $\pm (13,2 - 18) \%$ , що знаходиться у межах похибок експериментальних досліджень. Приймаючи за функцію середні значення коефіцієнтів тепловіддачі при різних значеннях параметру  $l/d$  і фіксованих значеннях щільності теплових потоків, отримаємо рівняння, зручне для практичного використання

$$\alpha = 241193 \cdot (l/d)^{-0,634} \quad (6)$$

Наведене рівняння встановлює залежність коефіцієнта тепловіддачі тільки від гідравлічного діаметра труби  $l/d$  і є основою обґрунтування першого наукового положення.

Аналіз результатів зіставлення даних власних досліджень з даними інших авторів показує, що раціональне значення параметра  $l/d$  для повітряних конденсаторів знаходиться в діапазоні 200...254.

У третьому розділі наведені результати експериментальних досліджень теплотехнічних характеристик пучків трубчато-реберних елементів за методом повного моделювання. Експериментальні дослідження проведені на установці, що побудована за принципом замкнутого повітряного циркуляційного контуру. За натурну модель прийнято теплообмінник щільного компонування, зібраний із трубчато-реберних елементів бісегментної форми. Конструкція реберного елемента наведена на рис. 2, а параметри оребрення – в табл. 2. Профіль оребрення наближений до ребра з мінімальним об'ємом. Орієнтація осей реберного елемента в пучку по відношенню до вектора напрямку руху повітряного потоку була прийнята по рекомендаціях

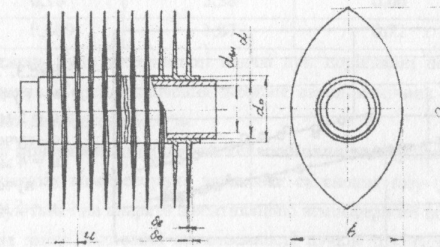


Рис.2. Трубчато-реберний елемент

раніше виконаної автором роботи, у відповідності з якими мала вісь ребра розміщувалася вздовж потоку.

Таблиця 2

Параметри оребрення поверхонь експериментального пучку

№ п/п	Найменування, одиниця виміру	Позначення	Варіант 1	Варіант 2
1	Діаметр труби зовнішній, мм	$d_1$	20,0	20,0
2	Діаметр труби внутрішній, мм	$d_{вн}$	16,0	16,0
3	Діаметр труби в основі ребра, мм	$d_o$	23,0	23,0
4	Вісь форми ребра більша, мм	$A$	68,0	68,0
5	Вісь форми ребра менша, мм	$B$	40,0	40,0
6	Товщина ребра, мм: при вершині в основі	$\delta_a$ $\delta_o$	0,8 1,5	0,8 1,5
7	Крок ребра, мм	$u$	5,0	4,0
8	Площа поверхні одного погонного метра ребреної труби, м <sup>2</sup>	$F_{п.м.}$	0,70	0,885
9	Коефіцієнт оребрення	$\beta$	13,93	17,62

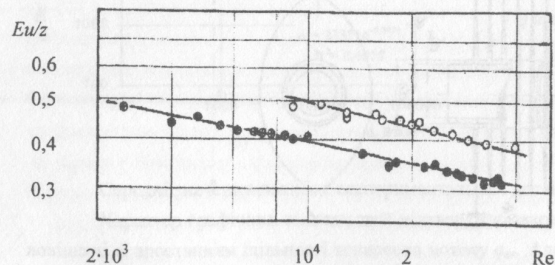
Тепловий потік в установці імітувався електронагрівачами. Відведення теплового потоку забезпечувалося водою. Результати теплових і аеродинамічних досліджень були узагальнені критеріальними залежностями у вигляді

$$Eu/z = c_2 \cdot Re^{-n} \quad (7)$$

$$Nu_{np} = c_1 \cdot Re^m \quad (8)$$

Аеродинамічні дослідження пучків проведені в ізотермічних умовах у діапазоні зміни швидкостей повітря від 5,5 до 28 м/с, який охоплював практично весь діапазон експлуатації теплообмінних поверхонь повітряних апаратів. Поряд із результатами досліджень, які були проведені в аеродинамічній трубі замкнутого типу, аналізувались також дані раніше виконаних автором досліджень в аеродинамічній трубі розімкненого типу. Графіки залежності  $Eu/z = f(Re)$  наведені на рис. 3. Розширення діапазону не привело до зміни характеру залежності.

Теплові дослідження проведені в інтервалі зміни середніх температур повітря від 20 до 60 °С при значеннях швидкостей повітря в живому перерізі пучка від 5,9 до 24,4 м/с, що співпадало з діапазоном аеродинамічних досліджень. Тепловий потік в експериментальному

Рис.3. Залежність  $Eu/z = f(Re)$ 

● – пучок труб з кроком ребер  $u = 5$  мм ( $9000 \leq Re \leq 38000$ );  
○ – пучок труб з кроком ребер  $u = 4$  мм ( $9000 \leq Re \leq 38000$ );  
◻ – пучок труб з кроком ребер  $u = 5$  мм ( $2500 \leq Re \leq 10000$ )

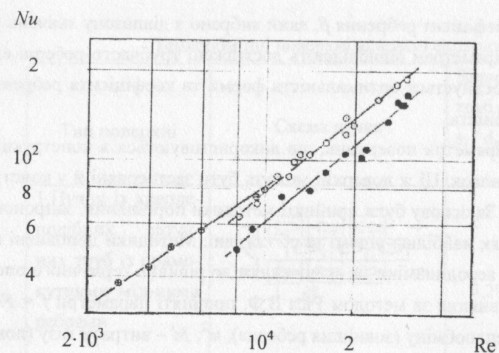


Рис. 4. Залежність  $Nu_{np} = f(Re)$   
● – пучок труб з кроком ребер  $u = 5$  мм (повне моделювання);  
○ – пучок труб з кроком ребер  $u = 4$  мм (повне моделювання);  
◻ – пучок труб з кроком ребер  $u = 5$  мм (локальне моделювання)

теплообміннику змінювався від 2,0 до 9,3 кВт. Графіки залежностей  $Nu_{np} = f(Re)$  наведені на рис. 4. Там також нанесені результати теплових досліджень пучка труб бісегментної форми в умовах локального моделювання при стаціонарному тепловому потоці.

Проведені дослідження доводять, що у вибраному діапазоні зміни параметрів значення критеріїв  $Nu_{np}$  при локальному моделюванні лежать вище на 25...30 % аналогічних значень  $Nu_{np}$  для повного моделювання. Але при збільшенні швидкості повітря спостерігається зближення значень приведених коефіцієнтів тепловіддачі при локальному і повному моделюванні. В межах чисел  $Re = (35...40) \cdot 10^3$  їхні значення практично співпадають. Висновки підтверджують результати досліджень інших авторів. Узагальнення експериментальних даних з тепловіддачі та аеродинамічному опору досліджених пучків дає значення коефіцієнтів і показників ступенів для рівнянь (7) і (8), які наведено у табл. 3. Визначальними параметрами в критеріях  $Nu_{np}$ ,  $Eu$  і  $Re$  є: розмір – діаметр труби в основі ребра; температура – середня температура повітря в пучку, швидкість повітря в живому перерізі пучка. Область використання отриманих рівнянь приймається за графіками на рис. 3 і 4.

Таблиця 3

Результати експериментальних досліджень пучків трубчасто-реберних елементів

Крок ребра, мм	$c_1$	$c_2$	$m$	$n$
$u = 4$	0,18	3,38	0,66	0,207
$u = 5$	0,089	1,87	0,72	0,170

Результати досліджень були використані надалі при порівнянні поверхонь, розробці конструкцій теплообмінників. Середні значення похибок аеродинамічних досліджень пучків становили 3...6 %; теплових досліджень 6...8 %.

**Четвертий розділ** присвячено порівнянню теплообмінних поверхонь, що використовуються в конструкціях апаратів компресорних установок стиснення газу (повітря). Частково дослідження розповсюджуються і на апарати з вентиляцією атмосферного повітря. Аналітично-розрахункові дослідження зміни відносної металоемності пучків трубчасто-реберних теплообмінників у порівнянні з гладкотрубним пучком привели до висновку, що при використанні алюмінієвих ребер оптимальним є коефіцієнт ребрення  $\beta$ , який вибрано з діапазону значень від

алюмінієвих ребер оптимальним є коефіцієнт ребрення  $\beta$ , який вибрано з діапазону значень від 13 до 17. З табл. 2 видно, що цим параметрам відповідають досліджені трубчасто-реберні елементи бісегментної форми. В них поєднується оптимальність форми та коефіцієнта ребрення, який забезпечує мінімальну металоемність.

У табл. 4 наведені типи і параметри поверхонь, що використовуються в конструкціях теплообмінників компресорних установок. Ці ж поверхні можуть бути застосовані й у конструкціях конденсаторів (поверхні 4 і 5). За основу були прийняті методики порівняння, запропоновані Рісом В.Ф. і Антуф'євим В.М., як найбільш відомі та об'єктивні. Методики доповнені новими залежностями з теплообміну й аеродинаміки та включенням до рівнянь термічного опору стінок труби. Показниками для порівняння за методом Ріса В.Ф. прийняті параметри  $f = F/M$ ;  $V/M$ ;  $\rho_F f$ , де  $F$  – площа поверхні теплообміну (зовнішня реберна),  $m^2$ ;  $M$  – витрати газу (повітря),  $kg/s$ ;  $\rho_F$  – питома вага поверхні,  $kg/m^2$ . Площа поверхні теплообміну визначалася шляхом об'єднання рівнянь теплопередачі та теплового балансу

$$F = \frac{M \cdot c_p \cdot (t_1 - t_2)}{k \cdot \theta_m} = \frac{M \cdot c_p \cdot \vartheta}{\alpha_n} \cdot \left[ 1 + \left( \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \cdot \beta' + \frac{\beta}{\alpha_n} \right) \cdot \alpha_n \right], \quad (9)$$

де  $\vartheta$  – безрозмірний комплекс, що визначається за формулою,

$$\vartheta = (t_{n1} - t_{n2}) / \theta_m;$$

$t_{n1}$  і  $t_{n2}$  – температури газу (повітря) на вході та виході теплообмінника,  $^{\circ}C$ ;

$\theta_m$  – середня логарифмічна різниця температур у апараті,  $^{\circ}C$ ;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника,  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;

$\alpha_n$  і  $\alpha_{an}$  – коефіцієнти тепловіддачі газу (повітря), води (аміаку),  $Вт/(m^2 \cdot K)$ ;

$\sum \delta_i / \lambda_i$  – сума термічних опорів багатшарової стінки труби,  $(m^2 \cdot K)/Вт$ ;

$\beta'$  – коефіцієнт, що визначається співвідношенням площі оребрення до площі на зовнішньої поверхні труби.

Рівняння (9) приводиться до спрощеного вигляду

$$f \approx A^k + A_o, \quad (10)$$

де комплекс:  $A = k_\phi \cdot \frac{\vartheta \cdot Pr}{(\rho_m \cdot \delta r)^k \cdot (10^6 \cdot \mu)^{k_2}}$  і  $A_o = c_p \cdot \vartheta \cdot \left( \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \cdot \beta' + \frac{\beta}{\alpha_n} \right)$

коефіцієнти:  $k_\phi = \frac{1}{c_1} \cdot \left( \frac{c_2 \cdot s_1 / d_n}{\pi \cdot \beta' \cdot k_n} \right)^{k_1} \cdot (10^6 \cdot d_n)^{k_2}$ ;  $k_n = C / (\pi \cdot a)$ ,  $C = \pi \cdot a$ ;  $a$  – розмір труби у

поперечному перерізі, м; для круглої труби  $k_n = 1$ , тому що  $a = d$ ,

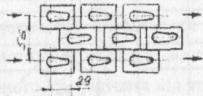
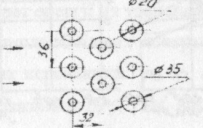
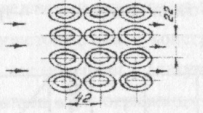
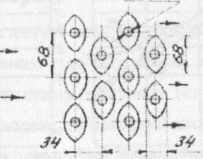
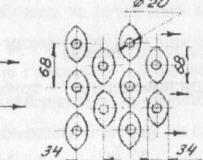
$k_1 = m / (3 - n)$ ;  $k_2 = (3 - n - 3m) / (3 - n)$

Результати порівняння наведені на графіках рис.5 і 6 у вигляді залежностей  $(\rho_F \cdot f)$  і  $V/M$  від значень  $\rho_m \cdot \delta r$ , що визначають втрати тиску повітря в теплообмінниках. Фізичні параметри прийняті за середньої температури повітря  $t_{cp} = 110^{\circ}C$ ; коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води  $\alpha_{an} = 6500$   $Вт/(m^2 \cdot K)$ , що відповідає швидкості води в трубках апарату 1,5 м/с.

З іншого боку, за методом Антуф'єва В.М. теплова ефективність поверхонь оцінюється енергетичним коефіцієнтом

Таблиця 4

Теплообмінні поверхні апаратів охолодження газу компресорних установок

Тип поверхні	Схема пучка	Відношення труб до діаметра		Коефіцієнт оребрення	Примітка
		$s_1 / d_n$	$s_2 / d_n$		
1. Пучок із краплеподібних латунних труб із прямокутними мідними ребрами		4,296	2,148	11,6	Маса 1м.п. – 1,596 кг. Маса 1м <sup>2</sup> – 1,62 кг. Число ребер на 1м.п. – 384.
2. Пучок із круглими мідними трубами і суцільнотягнутими гвинтовими мідними ребрами ЦНДІ-машу		1,80	1,60	8,75	Маса 1м.п. – 2,355 кг. Маса 1м <sup>2</sup> – 5,35 кг. Число ребер на 1м.п. – 278
3. Пучок з овальних мідних трубок із навитим мідним стрічковим ребренням КРІОГЕ-Нмашу		2,44	4,64	7,92	Маса 1м.п. – 1,27 кг. Маса 1м <sup>2</sup> – 3,14 кг. Число ребер на 1м.п. – 310.
4, 4*. Пучок зі сталевих труб із бісегментним алюмінієвим ребренням і кроком ребра 4 мм		3,40	1,70	17,62	Маса 1м.п. – 2,18 кг. Маса 1м <sup>2</sup> – 2,46 кг. Число ребер на 1м.п. – 250.
5, 5*. Пучок зі сталевих труб із бісегментним алюмінієвим ребренням і кроком ребра 5 мм		3,40	1,70	13,93	Маса 1м.п. – 1,99 кг. Маса 1м <sup>2</sup> – 2,84 кг. Число ребер на 1м.п. – 200.

$$E = Q/N = \frac{\alpha_n \cdot \Delta t \cdot F}{N} = \frac{\alpha_n \cdot \Delta t}{N_0} = \frac{q_n}{N_0}, \quad (12)$$

де  $N_0 = N/F$  – питомі витрати енергії на транспортування теплоносія, віднесені до квадратного метра площі теплообмінника, Вт/м<sup>2</sup>

Використовуючи рівняння (7) і (8) і взаємозв'язок параметрів ребрення, значення питомих витрат енергії записано у вигляді:

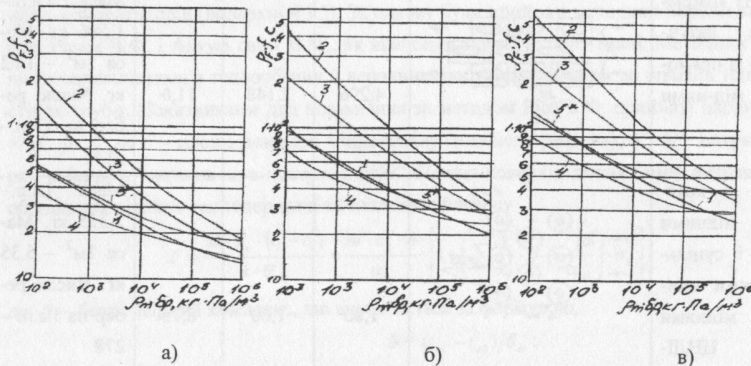


Рис. 5. Залежність маси питомої площі поверхні охолодження  $\rho_n \cdot f$  від параметру  $\rho_m \cdot \delta r$ . а)  $\gamma = 1,5$ ; б)  $\gamma = 2,5$ ; в)  $\gamma = 3,0$ . 1 – 5 типи поверхонь; \* – труба з нержавіючої сталі

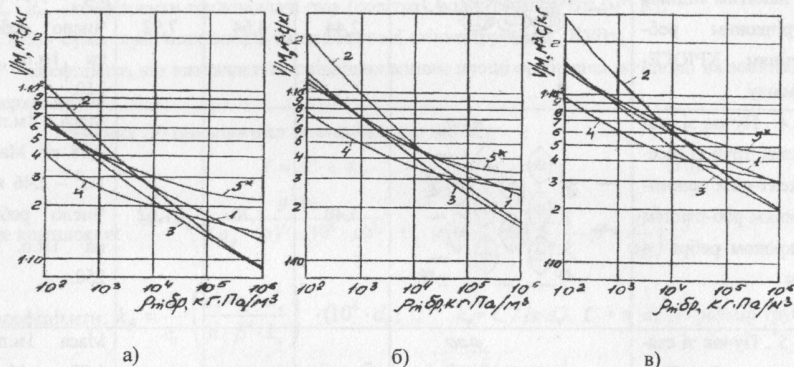


Рис. 6. Залежність питомого об'єму поверхні охолодження  $V/M$  від параметру  $\rho_m \cdot \delta r$ . а)  $\gamma = 1,5$ ; б)  $\gamma = 2,5$ ; в)  $\gamma = 3,0$ . 1 – 5 типи поверхонь; \* – труба з нержавіючої сталі

$$N_0 = \frac{\mu_m^n}{\rho_m^2} \cdot \frac{c_2 \cdot (s_1 / d_1)}{\pi \cdot \beta^1 \cdot k_n \cdot d_n^n} \cdot \mu_m^{3-n} \cdot \left( \frac{d_3^{1-m}}{c_1} \cdot \frac{q_n}{\lambda_m \cdot \Delta t} \right)^{3-n/m} = k_\phi \cdot \left( \frac{q}{\Delta t} \right)^{k_1} \cdot b, \quad (13)$$

де коефіцієнти:  $k_\phi = \frac{c_2 \cdot (s_1 / d_1) \cdot d_n^{k_2}}{c_1 \cdot \pi \cdot \beta^1 \cdot k_n}$ ;  $k_1 = (3 - n)/m$ ;  $k_2 = k_1 - 3$ ;  $k_n = C/\pi \cdot \alpha$ ;

комплекс, який об'єднує теплофізичні параметри газу (повітря):  $b = \frac{\mu_m^3}{\rho_m^2 \cdot \lambda_m^{k_1}}$

Порівняння теплообмінних поверхонь, наведених у табл. 4, проведено при значеннях різниці температур повітря  $\Delta t = 30; 70; 150$  °С. Фізичні параметри повітря  $\rho_m, \lambda_m, \mu_m$ , як і у попередніх розрахунках, прийняті при середній температурі повітря 110 °С. Графіки залежності  $E = f(N_0)$  у логарифмічних координатах наведені на рис.7. Результати порівняння поверхонь за об'ємномасовими характеристиками наведені на графіках рис. 8 і 9. Коефіцієнт  $\Psi = E/E_e$  враховує відхилення енергетичного коефіцієнта від такого ж показника еталонної поверхні. За еталонний пучок прийнято пучок із поверхні 1. Окрім того, прийняті на графіках позначення такі:  $\Pi = F/V$  – компактність пучку, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>. У вихідні дані закладено умови еквівалентності кількості тепла, що передається, і витрат енергії на транспортування середовища (повітря).

Виконані порівняння теплообмінних поверхонь за наведеними методиками довели, що у діапазонах зміни незалежних перемінних:  $\rho_m \delta r; N_0; N_0/(\Pi \cdot \Psi)$  і  $N_0/(\rho_f \cdot \Psi)$ , даних на графіках, найкращою за значенням показників  $\rho_f f, V/M, E$  є поверхня 4, яка виготовлена на основі сталевий труби з бісегментним литим алюмінієвим ребренням і має трапецеїдальний профіль, що найближчий до ребра з мінімальною масою. Задовільні показники має також поверхня 5\* (значення показників поверхонь 4\* і 5 знаходяться в діапазоні зміни показників поверхонь 4 і 5\*. Висновок підтверджує справедливості другого наукового положення.

З поверхонь, що використовуються в конструкціях теплообмінників компресорних установок найкращі показники має поверхня 1 (латунна труба, ребра з міді). Водночас при виборі поверхонь необхідно керуватися, крім отриманих результатів порівняння, факторами надійності, можливості очищення поверхні та досконалої технології виготовлення. За цими показниками поверхні 4 (4\*), 5 (5\*) мають безперечні переваги, що і підтверджено їх значним потенціалом впровадження.

У **п'ятому розділі** розглянуто конструктивні рішення промислових зразків конденсаторів і теплообмінників із повітряним охолодженням, міжступневих та кінцевих теплообмінників компресорних установок стиснення повітря та теплообмінних систем утилізації й технологічного кондиціонування, які створені на базі поверхонь з удосконаленою та традиційною формою ребрення і виготовлених методом лиття під тиском. Апарати та системи створені для технологічних потоків промислових виробництв хімічної технології, холодильної техніки. Наведено методику промислових випробувань та результати випробувань апаратів конденсації аміаку з повітряним охолодженням та теплообмінників компресорних установок.

Випробування апаратів і систем у промислових умовах підтвердили результати експериментальних досліджень. Підтверджено, що спосіб виготовлення теплообмінних поверхонь методом лиття під тиском алюмінієвого сплаву на сталеву трубу є єдиним апробованим методом, який поєднує можливості створення різноманітної геометрії ребрення з надійним контактом труби і ребра. Прийнята геометрична форма та структура ребрення сприяє зменшенню аеро-

динамічного опору течії газу (повітря) при високих теплових характеристиках пучка апарату.

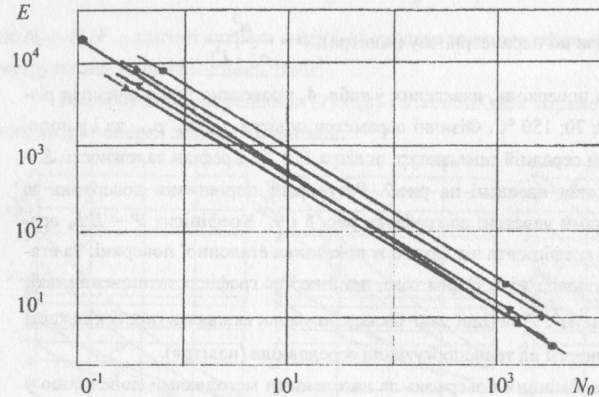


Рис.7. Порівняння пучків реберних поверхонь по енергетичним показникам при  $\Delta t = 70^\circ\text{C}$

- – поверхня 1;
- ▲ – поверхня 2;
- ▼ – поверхня 3;
- – поверхня 4;
- ◆ – поверхня 5

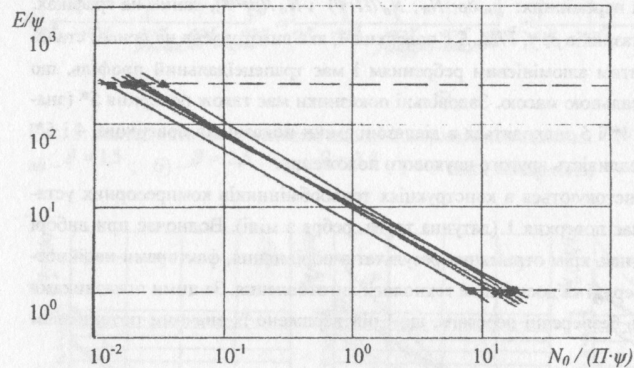


Рис.8. Порівняння пучків реберних поверхонь по об'ємним показникам при  $\Delta t = 70^\circ\text{C}$

- – поверхня 1;
- ▲ – поверхня 2;
- ▼ – поверхня 3;
- – поверхня 4;
- ◆ – поверхня 5

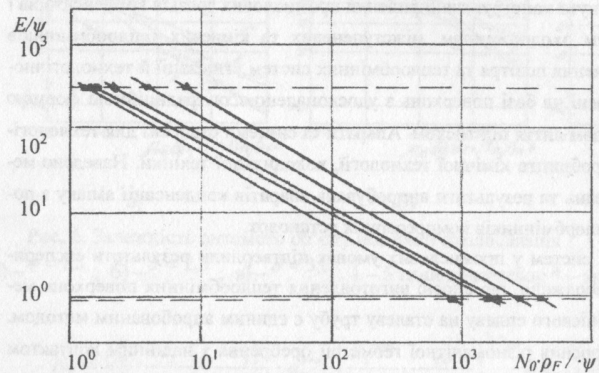


Рис.9. Порівняння пучків реберних поверхонь по масовим показникам при  $\Delta t = 70^\circ\text{C}$

- – поверхня 1;
- ▲ – поверхня 2;
- ▼ – поверхня 3;
- – поверхня 4;
- ◆ – поверхня 5

## ВИСНОВКИ

1. Вперше науково-прикладну задачу підвищення ефективності теплообмінних апаратів і систем для конденсації й охолодження технологічних потоків промислових процесів вирішено в комплексній постановці – з урахуванням тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних трубах, з одного боку, і тепловіддачі та аеродинамічного опору повітряних потоків у пучках оребрених труб, з іншого. Це забезпечило значну перспективу подальшого використання одержаних теоретичних і прикладних результатів у широкому класі апаратів із обтіканням повітрям та іншими газами, зокрема для охолодження між ступенями стискування в компресорних установках, конденсаторах аміачних холодильних установок тощо.

2. Вперше встановлено, що в теплообмінних апаратах із конденсацією в горизонтальних трубах і зовнішнім обтіканням потоком повітря в діапазонах масових швидкостей аміаку  $0,66 \dots 18,0 \text{ кг}/(\text{m}^2 \cdot \text{c})$  і повітря  $3,0 \dots 15,0 \text{ кг}/(\text{m}^2 \cdot \text{c})$  переважає режим кільцевої течії, для якого коефіцієнт тепловіддачі є функцією тільки гідравлічного діаметру ( $l/d$ ). Режими течії характеризуються значною нестабільністю внаслідок малих перепадів температур в апаратах.

3. Обґрунтовано, що мінімальні витрати енергії на обтікання пучків оребрених поверхонь потоком повітря мають місце для ребра у вигляді бісегментного елемента з геометричною структурою, найбільш наближеною до форми ребра з мінімальним об'ємом.

4. Вперше виявлено закономірності процесів конденсації аміаку в горизонтальних трубах апаратів із зовнішнім обтіканням поверхні потоком повітря. Встановлено, що інтенсивність зниження коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha_a$  при конденсації аміаку підтверджує висновки ряду авторів щодо падіння  $\alpha_a$  при збільшенні щільності теплового потоку. Однак інтенсивність падіння коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_a$  зі збільшенням щільності теплового потоку при охолодженні повітрям значно менша, ніж при охолодженні водою, що свідчить про наявність меншої товщини конденсатної плівки на поверхні конденсації. Середні значення коефіцієнтів тепловіддачі на  $12 \dots 14 \%$  більші, ніж при охолодженні зовнішньої поверхні водою.

5. Вперше встановлено, що оптимальні значення параметру  $l/d$  аміачних повітряних конденсаторів знаходяться в діапазоні  $200 \dots 260$ . Для апарата з труб  $\varnothing 25 \times 2,5$  оптимальна довжина труби становить  $4 \dots 6 \text{ м}$ .

6. Вперше одержано критеріальні залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та аеродинамічного опору пучків реберних труб із бісегментною формою поверхні в розширеному діапазоні  $2000 \leq Re \leq 40000$ .

7. Встановлено, що значення приведених коефіцієнтів тепловіддачі  $a_{np} (Nu_{np})$  бісегментних поверхонь у діапазоні  $800 \leq Re \leq 13000$ , які отримані при використанні методу локального моделювання, перевищують відповідні величини, одержані за методом повного моделювання, на  $25 \dots 30 \%$ . Тобто одержане кількісне підтвердження висновків раніше виконаних досліджень відносно характеру співвідношення даних, отриманих за обома методами моделювання. Встановлено, що значення приведених коефіцієнтів тепловіддачі бісегментних поверхонь у діапазоні чисел  $Re = (35 \dots 40) \cdot 10^3$ , одержаних в умовах локального і повного моделювання, співпадають. При великих масових швидкостях повітря збільшується турбулізація течії повітря, яка наближує значення коефіцієнтів тепловіддачі за двома методами.

8. Встановлено, що розширення діапазону значень швидкості повітря в живому перерізі пучка з 1,5... 8,0 до 1,5...28,0 кг/(м<sup>2</sup>·с) не призводить до зміни характеру залежності  $Eu/z = f(Re)$ . Зменшення кроку бісегментного оребрення з 5 до 4 мм призводить до збільшення аеродинамічного опору пучка на 25...30 %. Коефіцієнт тепловіддачі при цьому збільшується лише на 11...14 %.

9. Виходячи зі встановлених закономірностей, розроблено рекомендації з раціонального проектування трубчастих пучків: глибокі пучки (з більшим числом труб по ходу потоку) необхідно компоувати реберними елементами з більшим кроком.

10. Встановлено, що мінімальна металоемність реберних пучків у відношенні до трубних пучків без оребрення з зовнішнім обтіканням потоком повітря забезпечується використанням у конструкціях апаратів раціонального коефіцієнта ребрення  $\beta$  поверхонь, який для ребер із алюмінію і алюмінієвого сплаву знаходиться в діапазоні значень 13,0...17,0. Тому бісегментні поверхні, що мають близькі характеристики, рекомендуються саме для апаратів компресорних установок.

11. Порівняння теплообмінних поверхонь проведено за масовими, об'ємними та енергетичними показниками. Незалежними перемінними у рівняннях вибрано втрати опору в пучках та питомі витрати енергії на транспортування повітря. Порівняння виконано за відомими методиками з доповненнями характеристик термічного опору стінки труби і розширенням значень параметрів. Визначено найбільш раціональну та ефективну для використання в конструкціях теплообмінників компресорних установок поверхню – бісегментну, форма та структура оребрення якої забезпечує мінімальні витрати енергії на обтікання повітрям. Найефективніша поверхня забезпечує високу надійність експлуатації (краще очищення поверхні, більший термін служби), що підтверджено експлуатацією. Переваги поверхні розповсюджуються на широкий клас апаратів із зовнішнім обтіканням потоком повітря. Промислові випробування апаратів конденсації та теплообмінників міжступеневого охолодження повітря в компресорних установках підтвердили результати теоретичних і експериментальних досліджень, показали, що використання теплообмінних поверхонь на основі литих біметалевих поверхонь у конструкціях апаратів забезпечує зменшення витрат енергії при експлуатації.

12. Розроблено ряд конструктивних рішень теплообмінних апаратів перспективних систем утилізації, технологічного кондиціонування, хімічної технології, холодильної техніки.

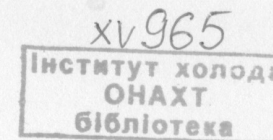
Основні результати дисертації опубліковані в наукових спеціалізованих виданнях:

1. Гоголь Н.И., Лагутин А.Е., Коляда Н.А., Гоголь А.Н. Сравнение конструкций теплообменных поверхностей охладителей газов компрессорных установок // Холодильная техника и технология. – 2005. – № 1(93). – С. 7 – 14.

2. Гоголь Н.И., Лагутин А.Е., Чепурненко В.П. Исследование процессов конденсации аммиака внутри труб // Холодильная техника и технология. – 2004. – № 6(92). – С. 7 – 14.

3. Гоголь Н.И., Лагутин А.Е., Чепурненко В.П. Исследование пучков ребристых труб компрессорных установок // Холодильная техника и технология. – 2004. – № 5(91). – С. 25 – 30.

4. Гоголь А.Н., Гоголь Н.И. Влияние коэффициента оребрения на металлоемкость пучков аппаратов // Холодильная техника и технология. – 2005. – № 4 (96). – С.49-52.



5. Chepurenko V., Gogol N., Omar Batal, Study of Processes in Drain Lines and Development of Rational Designs for Condenser Systems Arrangement // Collection works 21-th IIR, International Congress of Refrigeration, August 17-23, 2003, Washington.

6. Chepurenko V. P., Lagoutine A. E., Shauning A.X., Gogol N. Investigation of thermal resistances contact in bimetal exchange surfaces // 19-th International Congress of Refrigeration. The Hague the Netherlands, August, August 20-25, 1995. – P. 62-66.

7. Chepurenko V. P., Lagoutine A. E., Batal O. N., Gogol N.I. Capacity of refrigerating unit condensers when different conclusions of connecting circuit are used // CFCs, The Day AFTER International conference. University of Padua, Italy, joint MEETING OF COMMISSIONS B1, B2, E1 and E2, September 21-23, 1994, – P. 659-666.

8. Chepurenko V. P., Lagoutine A. E., Gogol N.I. An investigation of heat exchange while ammonia condensing a pipe at little densities of heat flow // Energy efficiency in refrigeration and global warming impact/ May 12-14, 1993/ University of GHENT, Belgium, – P. 243-251

9. Chepurenko V. P., Lagoutine A. E., Gogol N.I. Recherchee dans le domaine d'change thermique et d'aerodynamique des faisceaux de tubes ailettes a une forme perfectionnee des ailettes // Preseinte dans le cadre du XV111 Congres international du froid Written for the XV111<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration. Palais des Congres de Montreal. Mjntreal Quebec, Canada/ 10-17 août/ 1991, – P. 213 - 221.

10. Лагутин А. Е., Чепурненко В. П., Гоголь Н.И. Экспериментальное исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков труб с поперечными ребрами бисегментной формы // Холодильная техника и технология, вып. 47, 1988 г. –С.61-63.

11. Чепурненко В. П., Лагутин А. Е., Пархоменко А. Л., Гоголь Н.И. Исследование теплоотдачи и аэродинамического сопротивления пучков труб с ребрами переменного профиля // Химическое и нефтяное машиностроение. – № 7.– 1988.– С. 7-9.

12. Чепурненко В. П., Лагутин А. Е., Пархоменко А. Л., Гоголь Н.И. Экспериментальное исследование теплообмена и аэродинамики пучков труб с эллиптическим оребрением // Холодильная Техника и технология, вып. 42, Киев, «Техніка», 1986 г.- С. 13-17.

13. Чепурненко В. П., Лагутин А. Е., Пархоменко А. Л., Гоголь Н.И. Экспериментальное исследование теплоотдачи и сопротивления пучков аппаратов воздушного охлаждения из биметаллических высокоробристых труб // Холодильная техника и технология, вып. 42, Киев, «Техніка» –1986. – С. 8-13.

Основні публікації, в яких додатково викладено зміст дисертації:

14. Уменьшение металлоемкости теплообменников при использовании трубчато-ребристых поверхностей // Збірник наукових праць XI науково-методичної конференції „Людина і навколишнє середовище – проблеми безперервної екологічної освіти в вузах” Одеса - Ізмаїл, Україна, 17-24 травня 2005 р. – С.45 - 47.

15. Гоголь Н.И., Чепурненко В.П., Лагутин А.Е. Энергосбережение в промышленных установках // Збірник праць Міжнародної науково-технічної конференції “Енергоефективність 2004” (додаток до журналу „Холодильная техника и технология”), 13-16 жовтня 2004 р., м. Одеса, Україна. – С. 76-80.

16. Ржепишевский Ф.П., Гоголь Н.И., Русов Е.Х., Яковлев Ю.А. Оценка энергетической эффективности эксплуатации холодильных установок: // Збірник праць Міжнародної науково-технічної конференції Енергоефективність 2004 ( додатак до журналу „Холодильна техніка і технологія”), 13-16 жовтня 2004 р., м. Одеса, Україна. – С. 188-190.

17. Денисов Ю.П., Гоголь Н.И. О расчете утилизаторов тепла перегретого пара холодильных установок: //Сборник научных трудов 3 Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», 17-19 сентября 2003 г., Одесса. – С. 5-8.

18. Чепурненко В.П., Батал О.Х., Гоголь Н.И. К вопросу о выборе параметров уравнивательных линий в конденсаторных системах холодильных установок // Сб. науч. трудов 2-ой Междунар. научно-техн. конф. «Современные проблемы холодильной техники и технологии». – Одесса: ОГАХ. – 2002. – С.10.

19.Чепурненко В.П., Батал О.Х.,Гоголь Н.И.,Лагутин А.Е. Элементы схем конденсаторных систем: Информационный листок о научно-техническом достижении № 076-97. – Одесса: ОЦНТИ, 1997. – 4 с.

20.Чепурненко В.П., Батал О.Х.,Гоголь Н.И.,Лагутин А.Е. Схемы компоновки узла конденсатор – линейный ресивер: Информационный листок о научно-техническом достижении № 076-97. – Одесса: ОЦНТИ, 1997. – 4 с.

21. А. С. 1752797 СССР, МКИ С 22 В 3/02. Установка для получения экстракционной фосфорной кислоты / Ю.А. Колпаков, Н. И. Гоголь, А. С. Ахметов, В. И. Левин В.И., К. Байжанов (СССР). – № 4787178; Заявлено 29.01.90; Опубл. 07.08.92, Бюл. № 29. – 4 с.

22. А. С. 1773024 СССР, МКИ С 01 В 25/22 Способ получения экстракционной фосфорной кислоты / Ю. А. Колпаков, Н. И. Гоголь, А. С. Ахметов, К. Байжанов и др.(СССР). – № 4773234; Заявлено 25.12.89; Зарегистр. 01.07.92. – (Опубл. 07.08.92. Бюл. № 29) – 5 с.

23. Чепурненко В. П., Мирончук Ю. А. Гоголь Н.И. Оптимизация температурных режимов теплообмена с промежуточным теплоносителем // Химическая промышленность – № 10. — 1992. - С. 27-30.

24. Чепурненко В. П., Мирончук Ю. А. Гоголь Н.И. Оптимизация систем утилизации тепла с промежуточным теплоносителем // Тезисы докладов межреспубликанской научно-практической конференции Краснодарский дом науки и техники. –1992 г. – С.

25. Грандов А.А., Гоголь Н.И., Кологривов М. М., Бельченко В.М. Теплообменная аппаратура установок для переработки и хранения сельскохозяйственной продукции // Тезисы докладов Российской научно-практ. конф. с междунар. участием «Проблемы ресурсосберегающих и природоохраняющих технологий и оборудование для переработки и хранения сельскохозяйственного сырья». – Краснодар. – Изд. КДНТ. –1993 г. – С. 47.

26. А. С. 1553814 СССР, МКИ<sup>3</sup> F 28 D 7/06. Теплообменник с воздушным охлаждением. / В. П. Чепурненко, А. Е. Лагутин, Н. И. Гоголь, О. Ш. Хмаладзе, П. И. Мельников (СССР). – № 4423085; Заявлено 15.03.88; Опубл. 30.03.90, Бюл. № 12. – 3 с.

27. M.R.Mendoza, V.P.Chepurnenko, A.E.Lagutin, Gogol N.I. L'Optimisation des installation frigorifi-ques sur la base danal-vse thermoeconomique // I conferencia internacional de refrigeracion

climatizacion y energia no conventional, Junio de 1990, Cuba.

28. Мягких В. С., Вознесенский Р. Н., Демидов А. Е., Гоголь Н.И., Чепурненко В. П., Лагутин А. Е., Петров Н. Н. Разработка и испытания усовершенствованной конструкции межступенчатого теплообменника компрессорных установок // Химическая промышленность. – № 6. 1990. – С.38(358) – 40(360).

29. Гоголь Н.И., Мельников П. И., Кабанова М. Н. Исследование конденсации аммиака внутри горизонтальных труб, охлаждаемых воздухом // Тезисы докладов Республ. Конф. «Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств». – Одесса. – 1989. – С. 15.

30. А. с. 1345047 СССР, МКИ<sup>3</sup> F 28 Д 7/1. Пучок труб аппарата воздушного охлаждения / В П. Чепурненко, А. Е. Лагутин, Н. И. Гоголь (СССР). – № 3924049; Заявлено 05.05.1985; Опубл. 15.10.87, Бюл. № 38. –4 с.

31. А.С. 1399632 СССР, МКИ<sup>3</sup> F 28 Д 7/16. Теплообменник / В. П. Чепурненко, А. Е. Лагутин, Н. И. Гоголь и др. (СССР). – № 4146564: Заявлено 12.11.86; Опубл. 30.05.88, Бюл. № 38. –4 с.

32. Чепурненко В. П., Лагутин А. Е., Гоголь Н.И., Пархоменко А. Исследование процессов теплообмена в воздушных конденсаторах аммиака. Тезисы докладов Всесоюзной научно-практической конференции «Интенсификация производства и применения искусственного холода», г. Ленинград. –1986г. –С.

33. Чепурненко В. П., Хмаладзе О. Ш., Гоголь Н.И. Усовершенствованный технологический процесс опытно-промышленного производства биметаллических теплообменных оребренных труб: Информационный листок о научно-техническом достижении.– Одесса, ОЦНТИ, 1983 г.– 4 с.

#### АНОТАЦІЯ

Гоголь М.І. Удосконалення теплообмінних апаратів і систем для конденсації і охолодження технологічних потоків. – Рукопис. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.14 – “Холодильна і криогенна техніка, системи кондиціонування”

У дисертації подано результати експериментальних досліджень процесів теплообміну в апаратах технологічних процесів промислових виробництв. Процеси конденсації насиченої пари аміаку всередині горизонтальних труб досліджені при значеннях масових швидкостей аміаку у трубі 0,66...18,0 кг/(м<sup>2</sup>·с), повітря в живому перерізі реберної трубки 3,0...15,0 кг/(м<sup>2</sup>·с), температур повітря 12,0...29°С, тисків аміаку 0,8 ...1,5 МПа, щільностей теплового потоку, віднесених до внутрішньої поверхні 800...22000 Вт/м<sup>2</sup> і трьох значень гідравлічного діаметру (l/d) – 254; 103; 75. За натурну модель прийнято реберну трубку з коефіцієнтом оребрення 28,1, що склала з випарником, трубами і витратоміром внутрішній контур експериментальної установки. Зовнішній контур установки (вентилятор, дифузор, шибєрний пристрій) побудовано за умов рівномірної подачі повітря в експериментальний вузол. Експериментальні дослідження підтвердили висновки про зменшення коефіцієнтів тепловіддачі при зростанні щільності теплового потоку, але темп падіння менший, ніж у інших авторів. Тому залежності для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації аміаку в повітряних конденсаторах подано у формі, що ви-

значає переважну їх залежність від гідравлічного діаметра і зручна для практичного використання. Досліджені теплові та аеродинамічні характеристики пучків реберних труб з удосконаленою формою ребер методом повного моделювання в інтервалі зміни значень теплового потоку 2,0...9,3 кВт, температур повітря 20,6...59,2°C, швидкості повітря в живому перерізі пучка 5,9...24,4 м/с, що найбільш характерно для умов експлуатації апаратів охолодження стисненого газу (повітря) в компресорних установках. Натурна модель пучка, що складена з бісегментних реберних елементів, служила експериментальним вузлом установки, побудованої за принципом замкненого циркуляційного кільця з підігрівом (електронагрівачами) і охолодженням (водою) повітря у контурі. Витрати повітря в установці регулювалися за допомогою відцентрового вентилятора з електродвигуном постійного струму. Результати досліджень оформлені у вигляді залежностей критеріїв Нуссельта й Ейлера від критерія Рейнольдса. Проведено порівняння реберних теплообмінних поверхонь за двома методиками Ріса В.П. і Антуф'єва В.М., найбільш відомими в літературі. Критеріями для порівняння прийняті відношення  $F/M$ ;  $V/M$ ;  $Q/N$ , де  $F$  – площа поверхні теплообміну апарата, м<sup>2</sup>;  $M$  – витрати повітря, кг/с;  $V$  – об'єм пучка, м<sup>3</sup>,  $Q$  – тепловий потік;  $N$  – витрати енергії на транспортування газу (повітря). Визначені найбільш раціональні, за умов мінімальних енергетичних витрат, теплообмінні поверхні щодо використання в компресорних установках. На підставі проведених досліджень створені промислові зразки конструкцій теплообмінних апаратів (конденсатори, теплообмінники для міжступеневого та кінцевого охолодження повітря) і систем (система технологічного кондиціонування, системи утилізації). Проведені промислові випробування апаратів і систем.

**Ключові слова:** системи охолодження та кондиціонування, теплообмін, конденсація, аміак, повітря, оребрені труби, енергоспоживання.

#### АННОТАЦИЯ

Гоголь Н.И. Совершенствование теплообменных аппаратов и систем для конденсации и охлаждения технологических потоков. – Рукопись. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.14 – “Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования”. – Одесская государственная академия холода, Одесса, 2005 г.

В диссертации представлены результаты экспериментальных исследований процессов теплообмена в аппаратах технологических процессов промышленных производств. Процессы конденсации насыщенных паров аммиака внутри горизонтальных труб исследованы при значениях массовых скоростей аммиака в трубе 0,66...18,0 кг/(м<sup>2</sup>·с), воздуха в живом сечении оребренной трубки 3,0...15,0 кг/(м<sup>2</sup>·с), температур воздуха 12,0...29,0°C, давлений аммиака 0,8...1,5 МПа, плотностей теплового потока, отнесенных к внутренней поверхности 800...22000 Вт/м<sup>2</sup> и гидравлического диаметра ( $l/d$ ) – 254; 103; 75. Зависимости для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации аммиака в воздушных конденсаторах устанавливают преобладающее влияние геометрического диаметра. Тепловые и аэродинамические характеристики исследованы на натуральных моделях пучков ребристых труб с усовершенствованной формой ребер методом полного моделирования в интервале изменений значений теплового потока 2,0...9,3 кВт, температур воздуха 20,6...59,2°C, скорости воздуха в живом сечении пучка 5,9... 24,4 м/с, характерных для условий эксплуатации аппаратов охлаждения сжатого газа (воздуха) в компрес-

сорных установках. Результаты исследований оформлены в виде зависимостей критериев Нуссельта и Эйлера от критерия Рейнольдса. Проведены сопоставления ребристых теплообменных поверхностей по двум методикам, наиболее известным в литературе. Критериями для сравнения приняты отношения  $F/M$ ;  $V/M$ ;  $Q/N$ , где  $F$  – площадь поверхности теплообмена аппарата, м<sup>2</sup>;  $M$  – расход воздуха, кг/с;  $V$  – объем пучка, м<sup>3</sup>,  $Q$  – тепловой поток;  $N$  – расход энергии на транспортирование газа (воздуха). Определены наиболее рациональные по условиям минимальных энергетических затрат теплообменные поверхности для использования в компрессорных установках. На основании проведенных исследований созданы промышленные образцы конструкций теплообменных аппаратов и систем. Проведены промышленные испытания аппаратов и систем.

**Ключевые слова:** системы охлаждения и кондиционирования, теплообмен, конденсація, аммиак, воздух, оребренные трубы, энергопотребление.

#### SUMMARY

Gogol N.I. Modernization of heat transfer apparatuses and systems for condensation and cooling of technological flows. – Manuscript. Thesis for a Candidate of Technical Science degree on specialty 05.05.14 – “Refrigeration and cryogenic engineering, conditioning systems”. – Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, 2005.

Experimental investigations of heat-exchange processes in the industrial enterprises technological processes apparatuses are given in the thesis. Condensation processes of ammonia saturated vapors inside the horizontal tubes were investigated if the meanings of mass ammonia rates 0.66...18.0 kg/(sq.m.sec), air rates in the alive section of the finned tube 3.0...15.0 kg/(sq.m.sec), air temperature 12.0...29.0 degrees Celsius, ammonia pressures 0.8...1.5 MPa, heat flow solidities, carried to the inner surface 800...22,000 Wt/sq.m and having three meanings of hydraulic diameter ( $l/d$ ) – 254;103;75. Dependencies for heat return coefficients calculation in condition of ammonia condensation in air condensers define their predominance dependency on geometric diameter. Heat and aerodynamic characteristics were investigated on the real models of finned-tube bundles with the improved forms of fins by full modeling method in the interval of heat flow meanings changing 2.0...9.3 kWt, air temperatures 20.6...59.2 degrees Celsius, air rate in the alive section of the bundle 5.9...24.4 m/sec, which is typical for exploitation conditions of apparatuses for compressed gas (air)cooling in the compressor plants. The results of investigations are arranged in the form of dependencies of Nusselt and Eiler criteria from the Reynolds criterion. The comparison of the finned heat exchange surfaces was carried using two the most well-known in the literature methodic. As comparison criteria were taken ratio  $F/M$ ;  $V/M$ ;  $Q/N$ , where  $F$  – the area of heat exchange apparatus surface, sq. m;  $M$  – air consumption, kg/sec;  $V$  – volume of the bunch, cu.m.;  $Q$  – heat flow;  $N$  – energy consumption for gas (air) transportation. Were determined the most rational on the conditions of minimal energy consumption heat exchange surfaces for using in the compressor plants. On the basis of the carried investigations the industrial samples of heat exchange apparatuses and systems were created. Industrial tests of apparatuses and systems were carried out.

**Key words:** cooling and conditioning systems, heat exchange, condensation, ammonia, air, finned tubes, energy consumption