

Автореферат
НС 66

ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ХОЛОДУ

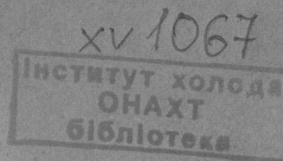
ЖИВИЦЯ Володимир Іванович

УДК 621.56/.59: 621.56/57

НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ КОНТАКТНИХ
ДИСПЕРСНИХ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ОХОЛОДЖУВАЧІВ
ДЛЯ АМІАЧНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Спеціальність: 05.05.14 – Холодильна і криогенна техніка,
системи кондиціонування

Автореферат дисертації
на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук



Одеса – 2004



Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Одеській державній академії холоду, Міністерство освіти і науки України

Науковий консультант - доктор технічних наук, професор, заслужений діяч науки України Чумак Ігор Григорович, Одеська державна академія холоду, професор кафедри холодильних установок, радник ректора.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор Голіков Володимир Антонович, професор кафедри теорії автоматичного управління та обчислювальної техніки, Одеська національна морська академія, Міністерство освіти і науки України;

доктор технічних наук, професор Нікульшин, Руслан Костянтинівич, професор кафедри холодильних машин, Одеська державна академія холоду, Міністерство освіти і науки України;

доктор технічних наук, професор Радченко Микола Іванович, професор кафедри кондиціонування та рефрижерації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Міністерство освіти і науки України.

Провідна організація: Одеський національний політехнічний університет, Міністерство освіти і науки України.

Захист відбудеться 27 09 2004 року о 13³⁰ годині в аудиторії 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.087.01 при Одеській державній академії холоду Міністерства освіти і науки України за адресою: вул. Дворянська, 1/3, Одеса, Україна, 65026.

Дисертацію можна ознайомитися в бібліотеці ОДАХ.

20 08 2004 р.

В.И. Мілованов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. За останні 10-15 років у холодильній техніці, по суті, відбувся «перегляд цінностей» у відповідь на зрослі, насамперед екологічні й енергетичні, вимоги. В зв'язку з цим відбулося переосмислення перспектив використання холодильних агентів. При розгляді шляхів подальшого розвитку промислових холодильних установок помірного холоду фахівцями був зроблений цілком визначений висновок про те, що для них саме аміак продовжить залишатися основним холодоагентом. Але для цього треба запропонувати такі науково-технічні рішення, які б дозволили істотно підвищити екологічну й експлуатаційну безпеку аміачних холодильних установок шляхом створення малоємних систем з дозованим заправленням, у яких енергетична ефективність повинна зростати, а матеріалоємність і вартість - знижуватися. Поширенню використання аміаку буде також сприяти розчинне в ньому мастило, яке запропоновано в Одеській державній академії холоду.

Одним із перспективних напрямків створення промислових аміачних одно- і багатоступеневих холодильних установок нового покоління, що відповідають зазначеним вимогам, є підвищення ефективності їхніх систем охолодження пари і паромасильних сумішей. Традиційні методи охолодження, що пов'язані із застосуванням охолоджувачів барботажного або поверхневого типу привели до збільшення ємності установок по аміаку, підвищенням енергетичним витратам і вже не задовольняють сучасним вимогам. Очевидно, що для розв'язання цієї проблеми необхідне використання таких технічних рішень, які базуються на нових або маловивчених фізичних ефектах. До останніх відноситься, зокрема, ефект теплової компресії (підвищення повного тиску гальмування потоку), що виникає в процесі контактного дисперсного високошвидкісного охолодження (КДВО) газових (парових) потоків. Відомо його застосування для охолодження вихлопних газів двигунів внутрішнього згоряння шляхом упорскування дрібнорозпиленої води. Однак внаслідок істотного розходження процесів, параметрів і властивостей взаємодіючих речовин широкомасштабне впровадження двофазних струминних апаратів КДВО, що використовують ефект теплової компресії в аміачних холодильних установках неможливе без установлення закономірностей його прояву в конкретних умовах охолодження аміачних і мастильно-аміачних потоків, тобто одно- і двокомпонентних сумішей. Ці закономірності і методологічні підходи до їх визначення повинні складати теоретичну базу проєктування контактних дисперсних високошвидкісних охолоджувачів пари і паромасильних потоків і, отже, основу концепції створення аміачних холодильних установок нового покоління. У свою чергу, реалізація останньої неможлива без накопичення й узагальнення досвіду тривалої експлуатації апаратів КДВО в складі холодильних установок різного призначення на підприємствах України і за рубежом.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Дослідження з проблеми підвищення ефективності і безпеки промислових аміачних холодильних установок протягом декількох десятиків років проводяться в Одеській державній академії холоду. Подані в дисертації матеріали узагальнюють результати робіт, виконаних автором за період з 1980 року до цього часу у рамках різних державних науково-технічних програм.

Обраний напрямок досліджень відповідає законам України "Про енергозбереження", "Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки на період до 2006 року", він пов'язаний з держбюджетними і госпрозрахунковими НДР № 79024810 (керівник роботи), і МК 00/10 № 0100U003729 (старший науковий співробітник), а також відповідає рішенням і рекомендаціям II Всесоюзної науково-технічної конференції по холодильному машинобудуванню, Москва, 1985; Всесоюзного се-

мінару "Нові технічні рішення для промислових холодильників", 1991, Таллінн, Естонія; Галузевої конференції "Нове в агропромислового комплексу", Тернопіль, 1994; Міжнародних науково-технічної конференції "Проблеми створення нових машин і технологій", м. Кременчук, 2001, 2002, 2003 р.р.; 1-3 Міжнародних науково-технічних конференцій "Сучасні проблеми холодильної техніки і технологій", м. Одеса, 2001, 2002, 2003 р.р.

Мета і задачі дослідження

Метою є розробка концепції та методології проектування, їх реалізація при створенні малоємних (з дозованим заправленням) промислових аміачних холодильних установок нового покоління на базі високоефективних і безпечних охолоджувачів парових і паромасляних потоків.

Основні задачі наукового дослідження:

- обґрунтувати принцип дії охолоджувачів парових і паромасляних потоків у промислових аміачних холодильних установках нового покоління;
- теоретично обґрунтувати та експериментально дослідити ефект теплової компресії, що виникає при контактному дисперсному високошвидкісному охолодженні парових і паромасляних потоків в аміачних холодильних установках, визначити умови його виникнення і виявити основні закономірності;
- оцінити фактори, що визначають повне і неповне охолодження одно- і двокомпонентних потоків;
- розробити фізичні і математичні моделі охолоджувачів, провести їхню ідентифікацію;
- створити методологію проектування, розробити типорозмірний ряд апаратів контактного дисперсного високошвидкісного охолодження і типові схеми малоємних холодильних установок з такими апаратами;
- запропонувати схемно-конструктивні рішення, впровадити й узагальнити досвід експлуатації ряду охолоджувачів різного функціонального призначення: проміжного охолодження пари, охолодження мастила в установках із гвинтовим компресором, кінцевого охолодження пари в промислових аміачних холодильних установках середньої і великої потужності, що працюють за різними схемами.

Об'єкт дослідження – процеси охолодження перегрітої пари аміаку і мастильно-аміачної суміші в промислових аміачних холодильних установках.

Предмет дослідження – параметри процесу контактного дисперсного високошвидкісного охолодження потоку перегрітої пари аміаку або мастильно-аміачної суміші, яке супроводжується ефектом теплової компресії в спеціальних двофазних струминних апаратах, їхні експлуатаційні характеристики в складі промислових аміачних холодильних установок.

Методи дослідження:

- прикладної термодинаміки потоків, зокрема, наслідки закону обернення впливів (для визначення умов виникнення ефекту теплової компресії стосовно до циклів аміачних холодильних установок);
- активного і пасивного експерименту з наступною графоаналітичною обробкою результатів (для одержання динамічного причинно-наслідкового зв'язку параметрів при виникненні і розвитку такої аварійної ситуації, як "вологий" хід поршневого компресора ступеня високого тиску);
- математичне моделювання, чисельні методи розрахунку в сполученні з експериментальними методами дослідженнями (для визначення геометричних і режимних характеристик розроблених апаратів);

- порівняльної оцінки (для узагальнення інформації, отриманої при експлуатації однотипних охолоджувачів у різних умовах);
- аналогії (для використання результатів досліджень, що отримані при розв'язанні подібних проблем в інших областях енергетики);
- натурних експериментів на промислових холодильних установках в умовах реальної експлуатації;
- експертної оцінки й анкетування (для визначення запиту практики, постановки задач дослідження, оцінки результатів реалізації розроблених рішень).

Наукова новизна отриманих результатів

Наукове положення, що захищається в роботі, сформульовано в такому вигляді.

Контактне дисперсне високошвидкісне охолодження є основою для створення ефективних і безпечних охолоджувачів перегрітої пари і паромасляних сумішей аміаку з якісно новими і більш високими у порівнянні з барботажними й поверхневими охолоджувачами за енергетичними, екологічними, експлуатаційними та масогабаритними показниками, які забезпечують створення малоємних (з дозованим заправленням) промислових аміачних холодильних установок нового покоління.

Наукові результати із визначенням ступеня новизни й відмінності від раніше відомих, сформульовано в такому вигляді.

1. Вперше встановлено, що контактне дисперсне високошвидкісне охолодження потоку перегрітої пари аміаку шляхом змішування його в області дозвукових швидкостей з рідким дрібнодисперсним аміаком, супроводжується підвищенням повного тиску потоку (ефект теплової компресії) при його повному охолодженні між ступенями стиснення в аміачних холодильних установках помірного холоду. *Відмінність* від попередніх досліджень контактних охолоджувачів з ефектом теплової компресії полягає в тому, що в даній роботі розглянуто одно- і двокомпонентні потоки, в яких діапазони зміни температур, тиску і витрат визначаються технологічними вимогами, а властивості речовин, що беруть участь у процесах істотно відрізняються.
2. Вперше доведено, що для охолодження перегрітого парорідкого двокомпонентного (мастильно-аміачного) потоку, в якому масова частка рідкого компоненту (мастила) приблизно на порядок більша від маси пари і є визначальною в цьому потоці, можна застосовувати його контактне дисперсне високошвидкісне охолодження рідким дрібнодисперсним аміаком, при цьому технічно прийнятним і реально досяжним є неповне охолодження потоку із залишковим перегрівом 50 – 80 К. *Відмінність* полягає в тому, що змінено саму організацію процесу охолодження мастильно-аміачного потоку, а саме: спочатку проводиться охолодження всього потоку, а потім відділення мастила із вже охолодженого потоку, замість традиційного - спочатку відділення мастила, а потім його охолодження в окремому теплообміннику.
3. Вперше визначено обмеження, що накладаються при проектуванні проточної частини апарату контактного дисперсного високошвидкісного охолодження, призначеного для повного проміжного охолодження перегрітої пари аміаку, які полягають в тому, що при всіх допустимих змінах режиму роботи установки в прийнятному діапазоні, площа поперечного перетину апарату повинна забезпечувати швидкість потоку, з одного боку, не менш ніж таку, при якій настає дисперсний краплинно-зважений режим течії в камері випаровування, що відповідає $M > 0,2$, а, з іншого боку, не більш ніж таку, при якій втрати тиску через тертя потоку об стінки каналу починають перевищувати ефект теплової компресії, що відповідає $M < 0,8$. *Відмінність* від відомих даних полягає у визначенні чисельних значень нижньої і верхньої меж.

4. Дістав подальшого розвитку принцип дискретно-імпульсного введення і трансформації енергії в адіабатному потоці, що скипає, і це дозволило обґрунтувати підхід до конструювання систем розпилу рідкого аміаку і введення його в потік перегрітої пари. Визначено, що система розпилу рідкого аміаку повинна забезпечувати його введення за напрямком потоку, вздовж осі, а самі пристрої для розпилу – якомога менші діаметри крапель, при цьому кращі показники належать пристрою на основі сопла Лавалю, який забезпечує мінімальну кількість баластової пари. *Відмінність* від відомих результатів полягає в тому, що показано незначний вплив на процес охолодження зміни відносних швидкостей змішуваних потоків й обґрунтовано рекомендації щодо вибору систем для впорскування.
5. Вперше запропоновано узагальнену класифікацію двофазних струминних апаратів, у яких відбувається повна зміна агрегатного стану одного з потоків, що дозволяє систематизувати існуючі та вказати на майбутні перспективні розробки для названих апаратів. *Відмінність* від відомих підходів полягає в тому, що як кваліфікаційну ознаку взято зміну агрегатного стану взаємодіючих потоків, причому ця ознака застосована по черзі до одно-, двох- і багатоконпонентних систем.

Практичне значення отриманих результатів

Розроблено методологію проектування апаратів КДВО перегрітої пари і паромасляних сумішей аміаку, яка забезпечує створення малосмних (з дозованим заправленням) промислових аміачних холодильних установок нового покоління.

Запропоновано типові схемно-конструктивні рішення і розраховано типорозмірний ряд апаратів КДВО. Технічні рішення захищені авторськими посвідченнями на винахід.

Встановлено обмеження по швидкостях потоків, виходячи з яких проектується проточні частини апаратів КДВО.

Запропоновано узагальнену класифікацію двофазних струминних апаратів зі зміною агрегатного стану одного з потоків, що дозволяє комбінацією різних варіантів одержувати апарати КДВО відповідного функціонального призначення для промислових аміачних холодильних установок.

Розроблені апарати КДВО мають якісно нові і більш високі показники у порівнянні з барботажними і поверхневими охолоджувачами та забезпечують

► в галузі виробництва й енергетики:

- зниження масогабаритних і вартісних показників охолоджувачів приблизно на два порядки,
- підвищення на 3...5 % холодильного коефіцієнта,
- відмовлення від традиційних систем зовнішнього мастилоохолодження для гвинтових мастилозаповнених компресорів при неповному охолодженні потоку парорідинної мастильно-аміачної суміші до заданої температури;

► в галузі надійності і керування:

- підвищення надійності системи керування охолоджувачем до рівня 0,9...0,92,
- значне підвищення безпеки експлуатації аміачних систем з періодичним обслуговуванням,
- істотне спрощення алгоритмів керування пуском і зупинкою всієї установки;

► в галузі екології:

- спрощення розробки і створення безпечних малосмних аміачних холодильних систем з дозованим заправленням на рівні не більш 0,2 кг/кВт,
- зниження на 10...30 % об'єму заправлення традиційних аміачних холодильних систем.

Результати і матеріали дисертаційних досліджень автор використовував при розробці документації, у розрахунках і практичному їхньому впровадженні на Україні: сироробний завод в м. Пирятин Полтавської області; міськмолзаводи в м.м. Бердянськ Запорізької області; Одеса; Кіровоград; міські холодильники в м.м. Дрогобич Львівської області; Ізмаїл Одеської області; холодокомбінат № 2 м. Одеса; м'ясокомбінати в м.м. Харків; Червоний Промінь Харківської області; Горлівка Донецької області; Тернопіль; Первомайськ Миколаївської області; проекти холодильників у м.м. Чугуїв, Вовчанськ, Стаханов, Ватутино й інші, всього 22 організації;

Росії: розподільний холодильник м.Тольятти; рибокомбінат сел. Черський, Нижньокілимського району, республіка Саха Якутія; холодокомбінат та Уральське спецпідприємство, цех № 5, м. Пермь; СПНУ м. Белгород; Крайове об'єднання «Росмясомолторг», м. Краснодар; СМНУ «Промонтажавтоматика» сел. Красково Люберецького району Московської області; Центральний ПКІ «Гипромьясомолпром», м. Москва й інші, всього 15 організації;

Білорусії: міськхолодильник м. Брест, молокозавод м. Береза; маслосирзавод, м. Столін Брестська область; молочний комбінат м. Барановичі і м. Пінськ; м'ясокомбінат м. Слуцьк і інші, всього 7 організації;

у Молдавії: м'ясокомбінат м. Бельці; СПНУ м. Кишинів;

в інших країнах СНД і далекого зарубіжжя:

- розподільчий холодильник, м. Кустанай, Казахстан,
- м'ясокомбінат, м. Каїнда, Киргизія,
- молочні комбінати в м. Пайде і м. Тарту, Естонія,
- фірма "Gramm Refrigeration", Данія, для двоступеневого компресора НСТ 8075,
- концерн "Frigoscandia", Швеція, для автономної аміачної системи з дозованим заправленням,
- виставка екологічної техніки і технологій, Берлін, Німеччина, 2000 рік,
- проєкт "Joule-2", дослідницький холодильний центр Брістольського університету, Англія (FRPERC, Langford, University of Bristol, UK), 1996 рік.

Матеріали дисертаційних досліджень, крім того, ввійшли в довідник «Теплообменные аппараты холодильных установок» / Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов, Н.М. Медникова, Э.И. Крамской / Под ред. Г.Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с., у два видання підручника «Холодильні установки» для студентів вищих навчальних закладів, під ред. проф. Чумака И.Г., Київ: «Либідь», 1995, т. 2.- 223 с. і Одеса: «Рефпринтінфор», 2003.- 532 с., у методичні вказівки для курсового і дипломного проектування, використані за період 1988-2003 роки приблизно в 50 дипломних проєктах, а також відбиті в ряді лекційних курсів, що читаються в ОДАХ.

Особистий внесок здобувача

Внесок полягає в розробленні і реалізації концепції створення малосмних (з дозованим заправленням) промислових аміачних холодильних установок нового покоління на основі КДВО пари і паромасляних сумішей з ефектом теплової компресії, постановці задач дослідження, одержанні експериментальних даних, розробці фізичних і математичних моделей, методології проектування апаратів КДВО і методик розрахунку їхніх конструктивних параметрів, обґрунтуванні висновків, одержанні наукових результатів, підтвердженні їхньої вірогідності; конкретний особистий внесок при спільних публікаціях приведений для кожного випадку після списку основних праць наприкінці автореферату.

Апробація результатів дисертації

Основні результати апробовані на II Всесоюзній науково-технічній конференції з холодильного машинобудування (м. Москва, 1985); науково-технічному семінарі «Надійність холодильного і технологічного устаткування» (м. Калінінград, 1980); семінарі «Наука - агропромислового комплексові» (м. Кишинів, 1981); 5 національному з'їзді з міжнародною участю Норвезького суспільства холодильників (Хаугесунд, 1983); V міжнародної науково-технічної конференції по холодильній техніці «Розвиток холодильників і холодильних машин» (НРБ, Пловдив, 1986); meeting of comission B2,C2,D1, D2/B3 of the International Institute of Refrigeration, Dresden, Germany, 1990); Всесоюзному семінарі «Нові технічні рішення для промислових холодильників» (м. Таллінн, Естонія, 1991); Всесоюзної конференції «Холодильна техніка - промисловості» (м. Ленінград, 1991); XVIII International Congress of Refrigeration (Montreal, Canada, 1991); International simposium "New application of refrigeration to fruit processing", Istanbul, Turkey, 1994; Республіканської конференції «Нові в агропромислового комплексу» (м. Тернопіль, 12-14 грудня 1994 року); I Української конференції з автоматичного керування «Автоматика - 94» (Київ, 18-23 травня 1994); 60-й наукової конференції «Теорія і практика вузівської науки» (ОГАХ, Одеса, 1995); IV міжнародної конференції по екології (ОГАХ, Одеса, 1995); Республіканському семінарі по обміні досвідом експлуатації холодильних установок по компаундних схемах для м'ясомолочної промисловості (Брест - Береза, Білорусія, 1995); міжнародній науково-технічній конференції «Холод і харчові виробництва» (Санкт-Петербург, 1996); науково-технічному семінарі «Перспективи впровадження енергозберігаючих технологій та обладнання на підприємствах Одещини, "Споживаймо Енергію Розумно" 1-2 листопаду 2000; Ювілейній науковій конференції присвяченій 80-річчю ОДЕУ (25-27 квітня 2001 р.); 8-й Міжнародній конференції з автоматичного управління (10-14 вересня 2001р., м.Одеса); Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми створення нових машин і технологій» (15-17 травня 2001р., м. Кременчук); 3-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми економії енергії» (10-14 жовтня 2001 р., м. Львів); Міжнародних конференцій з сучасних проблем холодильної техніки (2001-2003 р.р., м. Одеса);

у виді лекційного курсу автора щодо двофазних струминних апаратів у холодильній техніці для викладачів, науковців і аспірантів кафедри холодильної техніки Норвезького технічного університету, завідувач - професор Gustav Lorentzen (м. Трондхейм, Норвегія), жовтень 1983 - березень 1984 р.м., кафедри холодильної і криогенної техніки Сіанського національного Джаода університету, завідувач - професор Wu Ejeng (м. Сіань, Китай), жовтень 1993 - березень 1994 р.м., Херрик лабораторії Пурдю університету, директор - професор Robert Bernhard (м. Лафает, США), лютий - червень 2003 р., навчального і дослідницького холодильного центру Іллінойського університету, співдиректори: професор Anthony Jacoby і професор Pega Hrnjak (м.м. Урбана - Шампейн, США), квітень 2003 р., у виді окремих лекцій, прочитаних за період 1984-2003 р.м. в Україні в містах: Харків, Одеса, Запорожжя, Луганськ, Київ, Миколаїв, Сімферополь, Львів, у країнах - Данія, Болгарія, Англія, США, а також у вигляді доповідей на науково-практичних семінарах і консультування проєктантів Львівського відділення ПКБ "Укроптм'ясомолторга", травень 1992 року, м. Львів; співробітників компресорного цеху м'ясокомбінату в м. Первомайську Миколаївської області, червень 1993р.; бригади монтажників холодильного устаткування м'ясокомбінатів і молокозаводів у м.м. Горлівка Донецької області; Бердянськ Запорізької області; Бельці, Молдавія; Ізмаїл і с.м.т. Ширяєво Одеської області і деяких інших, за період 1985-2001 роки, при особистих зустрічах і дискусіях з багатьма українськими фахівцями і вченими, а також закордонними професорами, відомими своїми досягненнями в області холодильної техніки, такими як: G. Lorentzen, A. Bredesen (Норвегія); S. James, F. Pearson, A. Gigel (Англія); Wu Ejeng (Китай); A.

Lindborg (Швеція); H. Krause (Німеччина); S. Touberg (Нідерланди); L. Ambs, R. Cohen, J. Braun, W. Stoeckert, C. Bullard, W. Soedel, S. Garimella, I. Mudavar (США).

Публікації

Результати дисертації опубліковані в 55 друкованих працях, у тому числі 25 у наукових фахових спеціальних виданнях України й інших країн, визначених ВАК (без співавторів 14), 18 тез доповідей (без співавторів 6), здобуто 8 авторських свідоцтв на винаходи і 2 патенти України.

Структура дисертації

Дисертація складається зі вступу, 5 розділів, і додатків, повний обсяг складає 355 сторінок, у тому числі ілюстрацій - 69, таблиць - 14, додатків - 2, викладених на 25 сторінках, список використаних літературних джерел містить 160 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність і доцільність роботи для подальшого розвитку промислових аміачних холодильних установок, сформульовано мету і задачі дослідження, показано зв'язок обраного напрямку досліджень з державними програмами, наведено захищає наукове положення, яке узагальнює отримані нові наукові результати, наведено дані про їх практичне використання, показано особистий внесок здобувача, названі місця апробації результатів досліджень, перелічено публікації за темою дисертації та описано її структуру.

У першому розділі проведено аналіз стану і тенденцій розвитку промислових аміачних холодильних установок на сучасному етапі. Показано, що відповідно до рішень 21-го Міжнародного конгресу по холоду в серпні 2003 року, інших міжнародних і вітчизняних організацій аміак продовжує залишатися основним холодоагентом в установках штучного холоду промислового застосування, оскільки до цього часу поза конкурентією перебувають його техніко-економічні й екологічні властивості, навіть незважаючи на його токсичність і вибухонебезпечність. В Україні аміачні холодильні установки в промисловості становлять 98 % у системі «Укроптм'ясомолторга», 60 % - у м'ясній, 50 % - у кондитерській, 80% - у виробництві пива та напоїв, 70 % - в овоче- і фруктосховищах. Технічний стан більшості установок, введених в експлуатацію 20-30 років тому на сьогодні можна оцінити як небезпечний, кількість аварій з важкими наслідками і загибеллю людей продовжує зростати, значна кількість аміаку, заправленого в холодильні системи, які розташовані в міській зоні, створює реальну загрозу виникнення надзвичайних ситуацій і техногенних катастроф.

Рациональним напрямком модернізації таких установок є зниження їх аміакоемності, перехід на системи з дозованим заправленням при необхідному співвідношенні маси аміаку до холодої потужності на рівні 0,02...0,5 кг/кВт, впровадження принципово нових технічних рішень і технологій, що дозволяють не тільки істотно підвищити безпеку систем, але й знизити експлуатаційні витрати.

Докладно розглянуто так званий «запит практики» при проєктуванні й експлуатації промислових аміачних холодильних установок, на який було вказано в роботах Цибанова В.С., Герасімова Н.А., Чумака І.Г., Калініна І.М., Розенфельда Л.М., Голикова В.А., Сенягіна Ю.Я. та інших. Цей запит послужив відправним моментом для виконання даного науково-прикладного дослідження і полягає в такому.

Статистика аварій на промислових аміачних холодильних установках свідчить про те, що найважча аварія - гідравлічний удар була й залишається основним видом аварій і становить приблизно 75 % від їх загальної кількості, а в багатоступеневих установках більше половини з них

припадає на компресор ступені високого тиску, тобто після проміжного охолоджувача (промпусу-дини). Існуюча система захисту від вологого ходу і гідравлічного удару по суті, припускає контроль за аварійно високим рівнем рідкого аміаку в тому ресивері, з якого холодильний компресор має всмоктувати виключно аміачну пару.

Проведений в даному розділі аналіз причинно-наслідкових зв'язків виникнення й розвитку аварійних ситуацій, енергетичних і масогабаритних характеристик показав, що саме наявність значної маси (рівня) рідкого аміаку на лінії зв'язку ступенів стиску, особливо при змінному тиску в ПП, є основною причиною його недоліків, а саме:

- при різкому спаді тиску пари над поверхнею насиченого рідкого аміаку в перехідних процесах спостерігається явище скипання (самовипару), що супроводжується пароутворенням по всьому об'єму без підведення теплоти ззовні та неконтрольованим зростанням («набряканням») рівня в розглянутому ресивері, тобто з'являється істотна різниця між масовим і фізичним рівнями холодоагенту. Відсутність контролю за рівнем в даному перехідному процесі пояснюється тим, що чуттєвий елемент поплавкового датчика тоне в утвореній парорідній емульсії та не може подати сигналу захисту для вимикання електродвигунів компресорів двоступеневої установки, надійність такої системи захисту має неприпустимо низьке значення на рівні 0,6...0,7, сам апарат по каналу регулювання рівня властивості самовирівнювання не має;
- втрати тиску при повному проміжному охолодженні потоку перегрітої пари аміаку між ступенями стиску шляхом його барботажу через шар рідкого аміаку в ПП принципово непереборні і становлять, за даними різних авторів, 10...12 % від величини проміжного тиску, що відповідає 2...3 градусам за температурною насичення при цьому тиску і призводить до зростання величини питомих витрат електроенергії на вироблення холоду для такої установки приблизно на 3...5 %. Для цілей проміжного охолодження витрачається значна кількість рідкого аміаку, що одержується в конденсаторі: так, на одну одиницю масової витрати в компресорі СНТ, його значення в компресорі СВТ, залежно від режиму, дорівнює 1,26...1,32;
- склався глухий кут для розробників при створенні систем з дозованим заправленням і реалізації сучасних вимог для співвідношення - маса холодоагенту/холодильна потужність, оскільки нормативне заповнення рідким аміаком тільки такого апарату як ПП становить 50 % від його об'єму. Наприклад, традиційний барботажний проміжний охолоджувач потребує близько 500 кг аміаку для агрегату потужністю 300 кВт;
- для прогресивних компаундних систем потрібні спеціальні ресивери, що комбінують функції ПП і ЦР, які вітчизняна промисловість не випускає;
- традиційні барботажні охолоджувачі мають значні масогабаритні і вартісні характеристики, їх монтаж досить складний.

Аналіз схемних рішень і практики експлуатації було проведено для охолоджувачів мастила ГМК. Показано, що, крім відомих традиційних водяних або термосифонних систем, існують принципово інші, альтернативні технології охолодження й відділення мастила, які також мають позитивні і негативні сторони. Виходячи з пріоритетності розв'язання проблем екології, енергетики і економіки, остаточне рішення при обранні способу охолодження мастила для ГМК передбачається одержувати у вигляді розумного компромісу на базі порівняння приведених витрат за відповідними їх варіантами.

В результаті аналізу був зроблений висновок про те, що існуючі традиційні рішення вузла охолодження парових і паромасляних потоків у промислових аміачних холодильних установках

зайшли в суперечність зі зрослими вимогами до холодильної техніки. Для розв'язання цієї проблеми було запропоновано застосувати контактне дисперсне високошвидкісне охолодження в потоці шляхом впорскування в цей потік дрібнодисперсного рідкого аміаку. Відповідно до наслідку закону обернення впливів, таке відведення теплоти від потоку для дозвукових швидкостей супроводжується явищем теплової компресії. Процес охолодження організується в спеціальному двофазному струминному апараті (СА), іноді називаному тепловим соплом (термопресором). Оскільки ключове значення в таких апаратах має зміна агрегатного стану одного з потоків, то становить певну зацікавленість запропонована в роботі їх узагальнена класифікація, в якій за основу взята зазначена ознака. Наступним кроком було подано розширену класифікацію саме двофазних СА за кількістю компонентів, які беруть участь у процесі, що дозволило систематизувати під цим поглядом вже існуючі типи таких апаратів й окреслити шляхи подальшого наукового дослідження в цій галузі.

Проведено цілеспрямований огляд значної кількості досліджень у згаданій галузі, це насамперед роботи Соколова Е.Я., Зингера Н.М., Жадава С.З., Нікульшина Р.К., Фісенко В.В., Шаманова Н.П., Дядика А.Н., Лабінського А.Ю., Філіппова Г.А., Степанова І.Р., Чудінова В.И., Михайлівського Г.А., Шляховецького В.М., Радченко М.І., Shapiro A.N., Wadleigh K.R., Gavril B.D., Fowl A.A. та інших авторів, в яких розглянуті питання течії потоків у каналах енергетичного устаткування при різних видах впливів. Проведений огляд науково-технічної літератури показав, що, очевидно, інформації про вивчення явища теплової компресії для аміачних холодильних установок бракує. Відомі подібні теплообмінні апарати, які використовують це явище, були застосовані для охолодження вихлопних газів двигунів внутрішнього згорання за допомогою впорскуємої води. Аналіз і порівняння з наявними результатами привели до висновку про необхідність проведення дослідження таких апаратів для аміачних холодильних установок, оскільки при їх конструктивній подібності, процеси, параметри, властивості використовуваних речовин відрізняються істотно. Брак теоретичної бази для проєктування апаратів КДВО і насамперед даних про закономірності процесів при високошвидкісних режимах течії охолоджуваних потоків, їх структурі, складі й інші параметри утруднює розробку всього комплексу технічних рішень, що забезпечують істотне підвищення безпеки експлуатації, економію енергетичних та матеріальних ресурсів.

З урахуванням викладеного була сформульована мета дисертаційної роботи і поставлені конкретні задачі наукового дослідження. Розв'язання сформульованої науково-прикладної проблеми – конфліктної ситуації, що виникає та існує об'єктивно, виконували за наявності двох умов: необхідної – потреби у розв'язанні, та достатньої – формулювання ідеї дослідження.

У другому розділі розглянуто системний підхід вивчення контактної дисперсної високошвидкісного охолодження, як експертизу на відповідність і несуперечність фізичним законам, відомих аксіомам, прийнятих в даному дослідженні ідей та гіпотез, обґрунтовано вибір основних методів досліджень.

Можливість перебігу процесу з підвищенням повного тиску потоку при його випарному контактному охолодженні вперше теоретично було показано понад 50 років тому. При інтенсивному відведенні теплоти і відповідній організації робочого процесу виявляється можливим не тільки істотно зменшити опір каналу, але й збільшити повний тиск в потоці, при чому за рахунок переважного теплового впливу (відведення теплоти) відбувається стиснення газового (парового) потоку.

Основні елементи, з яких складається апарат КДВО (рис. 1), уявляють собою сопло -1, в якому гарячий сильно перегрітий газ (пара) прискорюється; секцію випарування - 2, у якій газ

(пара) охолоджується і випаровується основна частина рідини, яка впорскується пристроєм - 3, що вводить дрібнорозпилену рідину у високошвидкісний потік газу (пари); дифузор - 4, де потік газу (пари) гальмується і його статичний тиск збільшується.

Хоча такий двофазний струминний апарат (гермопресор) простий за конструкцією, фізичні процеси, що відбуваються в ньому, винятково складні при детальному розгляді. Одночасно мають місце ефекти взаємодії потоку пари (газу) із краплями рідини, випаровувальне контактне охолодження, зміна площі поперечного перетину, тертя об стінки каналу – усе це призводить до найрізноманітніших режимів його роботи, включаючи маловідомий перехід від дозвукових до надзвукових швидкостей в каналі постійного перетину.

Рівняння (1), що дало підставу для розробок, приведених у дисертації і відоме зараз як наслідок закону обертання впливів, було отримано в 1946 році відомим радянським вченим В.А. Вулісом, а в 1947 році незалежно від нього - американськими професорами з Массачусетського технологічного інституту Шаліро А. і Хавторном В. Воно показує, як ізоентропійний тиск гальмування потоку змінюється під впливом різних зовнішніх впливів, які, в свою чергу, змінюють стан розглянутого потоку.

$$\frac{dp_0}{p_0} = -\frac{kM^2}{2} \left[\frac{dT_0}{T_0} + 4f \frac{dz}{D} + 2(1-y) \frac{dm}{m} - \frac{1}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \frac{dW}{W} \right]. \quad (1)$$

Це рівняння, одержане на основі фундаментальної системи рівнянь безперервності, збереження моментів та енергії для ідеального газу, є результатом одновимірної аналізу простої моделі, для якої зовнішні впливи містили в собі: зміни температури гальмування, тертя об стінки каналу, рівномірно розподілене впорскування і випаровування рідини з відповідними змінами параметрів газової (парової) фази.

Критерій для підвищення тиску гальмування записується як

$$\sigma = \frac{h_v - h_L}{c_p T \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)} - \frac{W}{W_v} - 1 > 2. \quad (2)$$

З (2) випливає, що рідину треба вибирати з досить значною схованою теплотою фазового переходу. Найбільш підходять для цього вода або, наприклад, аміак, деякі фреони.

У дисертації розглянуто одновимірну модель апарату при таких допущеннях: потік є одновимірним, у радіальному напрямку параметри газу або хмари крапель не змінюються, усі краплі однакової за формою і розміром; оскільки розширення відбувається дуже швидко, то у входному перетині секції випаровування сферичні краплі рівного розміру рівномірно розподілені в цьому перетині для властивостей газового потоку і хмари краплин зміни їх параметрів будуть наслідками від тертя об стінки; зміни площі поперечного перетину; гальмування крапель, теплообміну і випаровування.

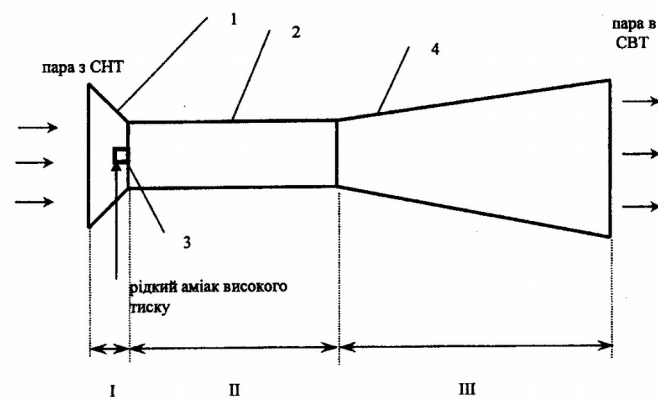


Рис. 1. Схема апарату КДВО для проміжного охолодження пари між ступенями стискування у двоступеневій холодильній установці та розподіл його характерних ділянок

Для нескінченно малого інтервалу dz аналіз ґрунтується на розв'язанні системи таких рівнянь:

- основні рівняння законів збереження, що уявляють собою безперервність, моменти і перший закон термодинаміки;
- рівняння стану суміші ідеальних газів, що мають змінну питому теплоємність і відповідають закону Гіббса-Дальтона про парціальні тиски і ентальпії;
- визначення числа Маха, температури й тиску гальмування газової фази, температури й тиску гальмування суміші.

Результати розрахунків у дисертації показано у вигляді коефіцієнтів взаємовпливу. Наприклад, можна простежити поведінку потоку при зміні площі поперечного перетину, теплообміну при випаровуванні, терті об стінки і прискоренні краплі.

З огляду на здобуті результати, стає можливим уявити феноменологічну (фізичну) модель і спробувати пояснити поведінку потоку в апараті КДВО. Для охолоджувача, що має довгу секцію випаровування з постійною площею поперечного перетину і дозвукове число Маха в площині впорскування (рис. 2), де газ тече з високою швидкістю і температурою, а рідина впорскується з меншою швидкістю і температурою, виділяють режим I – перевага лобового опору краплі. Режим II – перевага процесу випаровування краплі. Оскільки різниця швидкостей між газом і рідиною зменшується, то досягається точка, в якій явища, супроводжуючи випаровування, переважають явища лобового опору краплі. У режимі II число Маха зменшується, статичний тиск і тиск гальмування збільшуються, швидкість газу зменшується, статична температура і температура гальмування зменшуються.

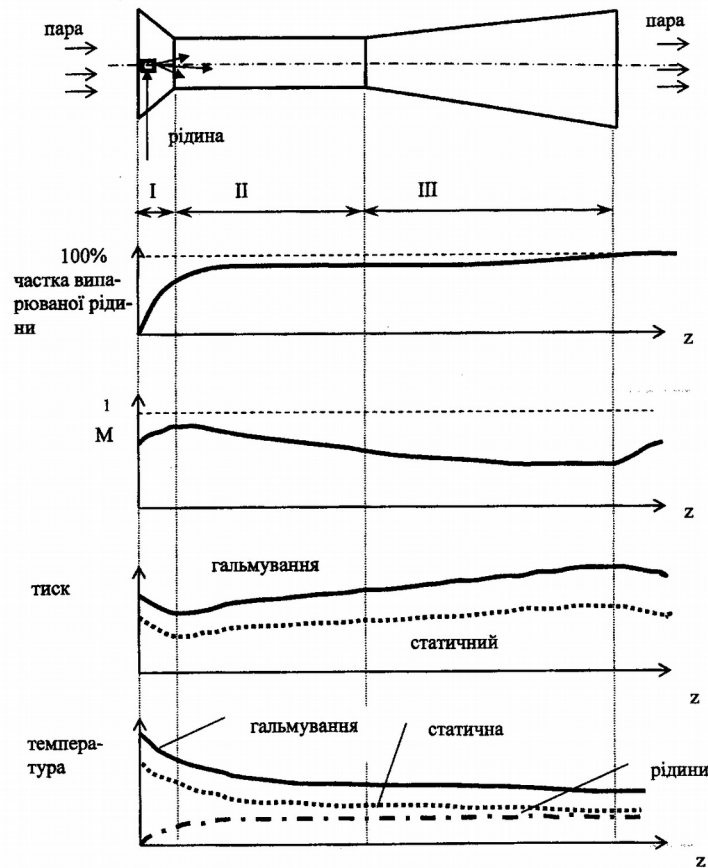


Рис. 2. Розподіл параметрів по довжині апарата

Режим III – перевага тертя об стінки. До кінця режиму II швидкість випаровування знижується, оскільки площа поверхні краплі зменшується, крім того, різниця швидкостей і температур рідини й газового потоку, що раніше сприяли тепло- і масообміну, тепер також зменшуються. Тоді, зрештою, знаходиться така межа, після якої тертя об стінки, що було раніше непомітним, тепер починає переважати. Важливо підкреслити, що режиму III у правильно спроектованому термопресорі слід уникати.

Викладені теоретичні результати дозволили сформулювати загальні вимоги для конструювання частин і систем апарата КДВО. Так, були розглянуті парове сопло (конфузор), камера випаровування, дифузор, система впорскування рідини, вплив тиску, температури пари й рідини, співвідношення пара-рідина, тертя.

Аналіз нашого досвіду експлуатації, а також ті нечисленні дані в технічній літературі щодо апаратів КДВО, обумовили вибір методів дослідження, що зазначені в загальній характеристиці роботи.

У третьому розділі розглянуто питання моделювання контактного дисперсного високошвидкісного охолодження стосовно умов аміачних холодильних установок. Перед математичним моделюванням проведена побудова фізичної моделі охолодження потоку перегрітої пари між ступенями стиску в промисловій аміачній холодильній установці, визначені особливості перетворення енергії в двофазних струминних апаратах і можливості ефекту теплової компресії для циклу (рис. 3) двоступеневої аміачної холодильної установки помірного холоду з апаратом КДВО.

Так, з урахуванням розглянутих допущень та умов в ідеалізованому апараті КДВО для тиску було розв'язано рівняння (1)

$$\frac{dP_0}{P_0} = -\frac{kM^2}{2} \frac{dT_0}{T_0} B, \quad (3)$$

або

$$\frac{P_{20}}{P_{10}} = \left(\frac{T_{20}}{T_{10}} \right)^{-\frac{kM^2}{2}} \quad (4)$$

Урахування втрат тиску в апараті, викликаних тертям було проведено як сума складових його ділянок

$$\frac{P_{20}}{P_{10}} = \left(\frac{T_{20}}{T_{10}} \right)^{-\frac{kM^2}{2}} - \frac{(\xi_m + \xi_{тр}) \frac{1}{D} \rho a_{лф}^2 M^2}{2 P_{10}} \quad (5)$$

Аналізуючи режимні фактори, слід зазначити, що апарат КДВО працює ефективніше при нижчих температурах кипіння і вищих температурах конденсації. Значний вплив на роботу апарату здійснюють конструктивні чинники, які визначають число Маха на вході в секцію випаровування. При низьких числах M швидкість цього процесу незначна, що призводить до збільшення довжини ділянки випаровування, відповідно до зростання втрат енергії на тертя. З підвищенням числа M відбувається більш інтенсивне випаровування на завдовжки меншій ділянці секції при відносно менших втратах на тертя. Однак для кожного ряду початкових параметрів існує максимальне значення M , перевищення якого може призвести до встановлення надзвукових швидкостей, утворення стрибків ущільнення і значних втрат енергії. Результат зниження втрат тиску на лнії зв'язку ступеня низького і високого тисків можна оцінити за графіками холодопродуктивності й споживаної енергії від температури кипіння.

Позитивний ефект від застосування термопресора спостерігається за рахунок усунення втрат тиску при барботажі й одержанні теплової компресії; так, розрахункове значення підвищення повного тиску потоку становить приблизно 0,5 % від величини проміжного тиску, але не це є метою застосування апарата КДВО (термопресора). Головне його призначення полягає в тому, що він являється високоінтенсивним малогабаритним охолоджувачем потоку пари, який дозволяє усунути основні згадані вище недоліки проміжних охолоджувачів барботажного типу (промпусудин). Крім того, позитивний ефект виражається в підвищенні холодильного коефіцієнту на 3...5 %

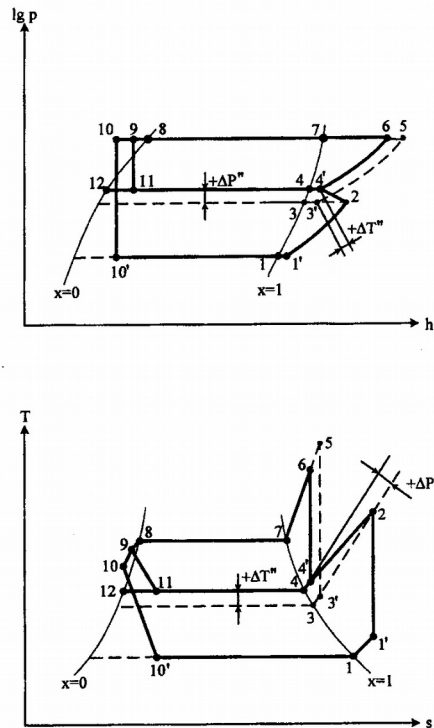


Рис. 3. Цикл двоступеневої аміачної холодильної установки з апаратом КДВО в осях $\lg p$ - h ; T - s

і зменшенні масогабаритних показників приблизно на два порядки. Здобуті дані дозволили визначити геометричні характеристики, провести конструктивне пророблення проточної частини і систем розпилу аміаку. При виборі геометрії проточної частини термопресора необхідний розумний компроміс між суперечливими вимогами: з одного боку, - збільшувати швидкість потоку для досягнення максимального ефекту теплової компресії, з іншого боку, - зменшувати швидкість потоку через втрати на тертя об стінки каналу, але при цьому на всіх швидкостях має досягатися й утримуватися дисперсний режим течії. Швидкісна характеристика потоку у вигляді числа Маха була застосована при визначенні проточної частини апарата. Використовуючи дані розрахунку циклу, аналогію між властивостями води й аміаку за густиною, в'язкістю, поверхневим натягом, питомою теплою паротворення, можна зробити висновок про те, що здійснення краплинно-звженого дисперсного режиму відбувається, якщо швидкість потоку нагнітаємої пари відповідатиме умові $M > 0,2$. Величина ξ залежить від геометричних співвідношень і якості виготовлення стінок апарата,

та, її значення мають бути якомога меншими при виконанні пропонованих технологічних вимог. Розрахунки показали, що при числах Маха понад 0,8 різко зростають втрати на тертя, що починає перевищувати піднімання тиску через ефект теплової компресії. Таким чином, рекомендований діапазон M лежить усередині зазначених вище меж.

Визначальним чинником для всіх контактних дисперсних високошвидкісних охолоджувачів є швидкість процесу випаровування охолоджувальної рідини, що особливо важливо при використанні таких охолоджувачів у аміачних холодильних установках, бо відповідно до правил техніки безпеки впускання в всмоктувальну лінію компресора заборонено, оскільки через небезпеку вологого ходу або гідравлічного удару зовсім неприпустима наявність рідкого холодоагенту на лінії всмоктування і далі в порожнині стискування компресора або в мастиловідділювачі гвинтового компресора, крім того, сама вартість сконденсованого холодоагенту високого тиску досить висока. В Інституті технічної теплофізики Національної академії наук України під керівництвом академіка Долинського А.А. були розроблені теоретичні і прикладні основи нового напрямку в теплотехнології, що дозволяє істотно інтенсифікувати тепломасоперенос у багатозв'язних нерівноважних системах шляхом реалізації принципу дискретно-імпульсного введення і трансформації енергії (ДІВТЕ).

Аналіз показує, що в аміачних холодильних установках виконуються необхідні і достатні умови для реалізації даного принципу при охолодженні потоків пари. У ході експериментів були випробувані різні впускальні пристрої для двох різних діаметрів проточної частини аміачного контактного охолоджувача. Розподіл температур по довжині апарата виміряли за допомогою термометрів опору, встановлених на нижній і верхній частині труборіводу через 50, 200, 400 і 1000 міліметрів від площини впуску рідкого аміаку в потік перегрітої пари. Відсутність різниці температур між верхнім і нижнім датчиком розглядалася як свідчення краплинно-звженого режиму течії потоку. Якщо ж режим течії був плівковим або перехідним, то показання нижнього термометра відповідали температурі насичення і були завжди нижчими від показань верхнього термометра. Для виготовлення секції випаровування використовувалися діаметри труборіводів - 100 мм, при цьому $M > 0,1$ і 50 мм, при цьому $M > 0,4$.

Для впуску використовувалися: звичайна сталеві трубка, в одному варіанті встановлена під прямим кутом до потоку, в іншому - в центрі, співвісно з розпилем у й проти напрямку потоку; форсунка на основі сопла Лавала із завихрювачем, встановлена на початку секції випаровування, в центрі, співвісно, з розпилем у напрямку потоку. Для всіх випробувань з трубок дроселювання рідкого аміаку відбувалося в ручному регульовальному вентилі, а з форсункою - спочатку в регульовальному вентилі (зі зниженням тиску - близько 100 кПа), потім у соплі (з подальшим зниженням тиску до проміжного - близько 1 МПа). Порівняння результатів виконували за глибиною охолодження потоку пари за умови повного випаровування краплі впуснутого аміаку і далі згідно з ефектом досягнутої теплової компресії. Найкращі показники серед випробуваних варіантів у короткого сопла, що є звукувано-розширним соплом Лавала із завихрювачем: так, повне охолодження потоку відбувалося на довжині апарата приблизно 100 мм за соті частки секунди, а тепла компресія залежно від режиму дорівнювала одиниці відсотків. Поданий вище підхід дозволив визначити діаметр форсунки (d_f) пристрою введення рідкого аміаку для кожного стандартного діаметра труборіводу для найбільш поширених промислових аміачних холодильних установок помірного холоду.

Далі була розглянута математична модель процесу випаровування краплі аміаку в перегрітому потоці власної пари. Для оцінки часу цього процесу розглядалася одинична крапля, яка має в

площині впорскування початковий діаметр d_{Lin} , швидкість w_0 , температуру T_{L0} , у потоці перегрітої пари з температурою, що знижується по довжині апарата x , $T_v(x)$ при тиску p_v ; для названих умов середній поверхнево-об'ємний зауторовський діаметр краплі рідкого аміаку дорівнює величині близько 10 мікрометрів. Були розглянуті базові рівняння, пов'язані з теплообміном у потоці й отримана подальша система рівнянь, яка описує процес випаровування краплі рідини аміаку в гомогенному потоці власної перегрітої пари

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_L}{\partial \tau} &= a_L \left(\frac{\partial^2 T_L}{\partial r_L^2} + \frac{1}{r_L} \frac{\partial T_L}{\partial r_L} \right); \\ \frac{dw_L}{d\tau} &= \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_v}{\rho_L} \frac{1}{d} (w_L - w_v)^2 - \frac{3w_L}{d} \frac{dd}{d\tau}; \\ \frac{\partial T_v}{\partial \tau} + w_v \frac{\partial T_v}{\partial x} &= a_v \frac{\partial^2 T_v}{\partial x^2} + \frac{C(x)q_L}{\rho_v c_{pv}}; \\ \frac{dd}{d\tau} &= \frac{2\lambda_L}{r_L} \frac{\partial T_L}{\partial r_L} - \frac{2\alpha}{r_L} (T_v - T_L), \end{aligned} \quad (6)$$

відносно температури рідини $T_L = T_L(\tau, r_L)$, пари $T_v = (x, \tau)$, швидкості $w_L = w_L(\tau)$ при таких граничних умовах на вході ($x = 0$):

$$d = d_{Lin}; w = w_0; w_v = w_{v0}; T_L = T_{L0}; T_v = T_{v0}. \quad (7)$$

Метою даного модельного дослідження було визначення довжини вільного перебігу краплі рідкого аміаку від місця впорскування до повного її засвоєння потоком пари. Зазначена довжина, поряд з іншими газодинамічними параметрами, має визначати довжину камери випаровування проточної частини КДВО.

Оскільки діаметр краплі в міру руху змінюється від деякого початкового значення до нуля, то для наближеного розрахунку динаміки її випаровування було визначено так званий ефективний діаметр d_{ef} , стосовно якого використовувалися емпіричні співвідношення для числа Nu і закону зміни $C_D(Re)$. Було розглянуто приклад такого розрахунку і подальше зіставлення з експериментальними даними для проміжного охолоджувача, найбільш поширеного в Україні промислового аміачного двоступеневого агрегату АД-130, що забезпечує температурний рівень 233 К при температурі конденсації 303 К. При розрахунку використані такі числові дані: $d_{Lin} = 10^{-5}$ м – середньозважений (зауторовський) діаметр крапель аміаку на вході в апарат (при $x = 0$); $T_{w0} = 338$ К – температура перегрітої аміачної пари на вході в охолоджувач, що визначається режимом роботи установки і залежить від умов здійснення циклу; $T_{L0} = 255$ К – температура крапель рідини на вході, що відповідає температурі насичення при проміжному тиску; $w_{v0} = 100$ м/с – початкова швидкість парового потоку, визначається конструктивними рішеннями і залежить від вибору числа Маха; $w_0 = 80$ м/с – початкова швидкість крапель, що визначається конструкцією впорскувальної форсунки і залежить від перепаду тисків в ній, тобто фактично від режиму роботи установки.

Для функції $T_v = T_v(x)$ наявні дані про розподіл температури пари були оброблені методом найменших квадратів. З огляду на те, що характерний час випаровування краплі має порядок 10^{-3} с, а характерний час релаксації температурних полів має істотно більший порядок, то можна припустити, що процеси теплообміну при випаровувальному охолодженні є квазістаціонарними.

Діаметр краплі змінюється за законом

$$\frac{d}{d\tau} [d(\tau)] = - \frac{2\alpha}{r_L} (T_v(x) - T_L). \quad (8)$$

Для оцінення характерного розміру краплі (d_{ef}) це рівняння розв'язувалося маючи на увазі, що $T_v(x) = a + b e^{-cx}$, відстані $x = w_{cp} \tau$ та початкової умови при $\tau = 0$, $d(\tau) = d_{Lin}$.

$$d(\tau) = d_{Lin} - \frac{4b\lambda_v}{\rho_v r d_{ef} c w_{cp}} - \frac{4\lambda_v}{\rho_L r d_{ef}} \left(9\tau - \frac{b}{c w_{cp}} e^{-c w_{cp} \tau} \right), \quad (9)$$

і далі визначений характерний розмір краплі

$$d_{ef} = \frac{1}{\tau_*} \int_0^{\tau_*} d(\tau) d\tau = d_{Lin} - \frac{b\gamma}{d_{ef} c w_{cp}} - \frac{9\gamma\tau_*}{2d_{ef}} + \frac{b\gamma}{d_{ef} c^2 w_{cp}^2 \tau_*} (1 - e^{-c w_{cp} \tau_*}), \quad (10)$$

де $\gamma = \frac{2Nu\lambda_v}{\rho_L r}$. Підстановка в рівняння числових значень $d_{Lin} = 10^{-5}$ м, $\tau_* = 1,11 \cdot 10^{-3}$ с, $w_{cp} =$

90 м/с, $Nu = 2$, а також $\lambda_v, \rho_L, r, a, b, c, T_{L0}$ дає таку оцінку характерного діаметра краплі, $d_{ef} = 0,116 d_{Lin}$. Далі визначений закон зміни діаметра краплі $d = d(\tau)$ у міру її руху.

$$d(x) = d_{Lin} - \frac{\chi b}{c} - \chi \left(9x - \frac{b}{c} e^{-cx} \right), \quad (11)$$

тут $\chi = \frac{4\lambda_v}{\rho_L r d_{ef} w_{cp}}$, знайдена відстань, яку проходить крапля до повного її засвоєння,

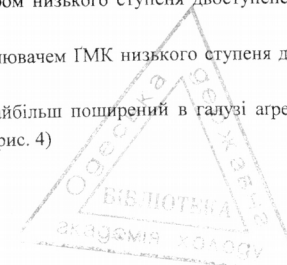
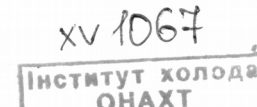
переходячи до умови $d \rightarrow 0$ і підставляючи числові значення, одержимо $s = 0,198$ м.

Отриманий порядок відстані має враховуватися при виборі довжини камери випаровування апарата. Цей вибір диктується також газодинамічними міркуваннями, пов'язаними з організацією руху самого потоку в проточній частині апарата КДВО, більш того, їх вплив стає домінуючим, оскільки обумовлена ними довжина камери в кілька разів перевищує здобутий вище шлях.

Далі розглянуто математичну модель охолоджувача мастильно-аміачної суміші, показано істотність впливу потоку мастила на всі параметри охолоджувача, оскільки кількість циркулюючого мастила в гвинтовому мастилозаповненому компресорі за масою приблизно в сім разів перевищує масу холодоагенту (аміаку), що проходить через цей компресор. По суті було розглянуто двофазний двокомпонентний струминний апарат, в якому витрата мастила по довжині апарату не змінювалася. У запропонованій одномірній моделі параметри потоку в охолоджувачі змінюються тільки по довжині каналу апарату або, що те саме, тільки в часі. У результаті модель була подана у вигляді системи з 10 звичайних диференціальних рівнянь – параметрів потоку у функції часу, що доповнювалася рівняннями для термодинамічних і теплофізичних властивостей аміаку й мастила і при відомих параметрах потоку на вході в апарат розв'язувалася багатокроковим методом Рунге-Кутта. Розрахунки за допомогою запропонованих моделей проводилися для таких можливих галузей використання цих апаратів:

1. Проміжне охолодження пари, що нагнітається компресором низького ступеня двоступеневої холодильної установки.
2. Охолодження паромаслильної суміші перед мастиловідділювачем ГМК низького ступеня двоступеневої холодильної установки.

Як конкретний об'єкт дослідження був прийнятий найбільш поширений в галузі агрегат АД-130 з поршневим компресором П-220 для призначення 1 (рис. 4)



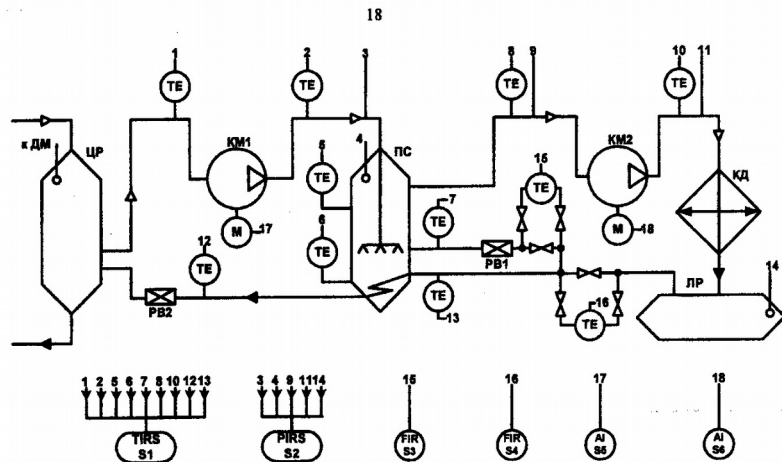


Рис. 4. Схема експериментального стенду на базі агрегату АД-130

і ГМК типу 5ВХ-350 у модифікації, для двоступеневих аміачних холодильних установок призначення 2 (рис. 5).

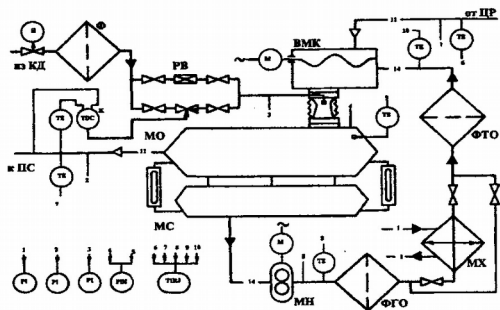


Рис. 5. Схема експериментальної установки на базі компресора 5ВХ-350

Чисельні розрахунки й експериментальні дослідження (рис. 6) виконували для діапазону температур кипіння від 223 К до 243 К та температур конденсації від 293 К до 308 К, тобто діапазону найбільш характерного для промислових аміачних холодильних установок помірного холоду. Діаметр секції випаровування апарату варіювався в діапазоні від 1,0 до 0,33 від реального діаметра нагнітального трубопроводу.

При дослідженні охолоджувача паромасляної суміші, як видно з наведених даних (рис. 7), одержати якогось помітного підвищення тиску для призначення 2 неможливо. Так, підвищення тиску потоку на початковій ділянці каналу, викликане термогазодинамічним ефектом, цілком компенсується втратою енергії, що витрачається на зростання швидкості крапель масла.

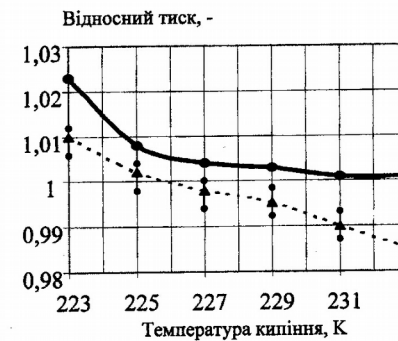


Рис. 6. Відносна теплова компресія при повному проміжному охолодженні для агрегату АД130 при фіксованій температурі конденсації 303 К. Безперервною лінією показано розрахункову криву, пунктирною – здобуту в експерименті

Хід зміни температури парового потоку в цьому випадку носить зовсім інший характер порівняно з розглянутим проміжним охолоджувачем.

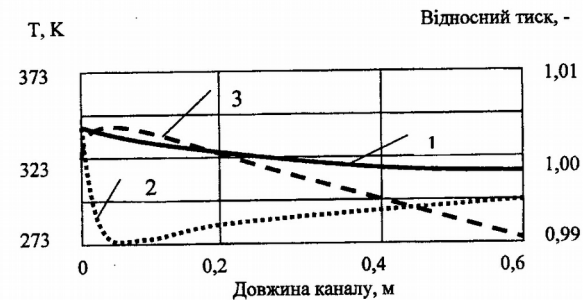


Рис. 7. Результати чисельного моделювання процесу охолодження паромасляної суміші при температурі конденсації 303 К, температурі кипіння 223 К та діаметрі каналу 50 мм. Позначено: температура масла – 1, температура пари – 2, відносний тиск – 3

Швидкість крапель масла незначно відрізняється від швидкості руху потоку, тому ефективність теплообміну в системі "основний потік – краплі масла" визначається в основному різницею температур між цими середовищами. Запропонована математична модель охолоджувача потоків паромасляних сумішей дала можливість простежити динаміку зміни параметрів як аміачної пари, так і крапель масла. Це дозволило обґрунтувати необхідні геометричні характеристики розглянутих контактних охолоджувачів таких потоків.

У четвертому розділі подано результати експериментальних досліджень контактних дисперсних високошвидкісних охолоджувачів, які виконувалися на промислових аміачних холодиль-

них установках в умовах реальної експлуатації. Як базові були обрані найбільш поширені схеми установок характерних для таких підприємств як м'ясокомбінат, фабрика морозива і їм подібні, що мали у своєму складі гвинтові і поршневі компресори вітчизняного виробництва. Оскільки в даній роботі вирішується науково-прикладна проблема створення охолоджувачів для промислових установок, то мало рацію зосередити більшість експериментальних досліджень саме в умовах промислового виробництва. Такий підхід дозволив чітко визначити, у чому саме полягає запит практики з погляду розв'язання проблеми підвищення ефективності, можливості реалізувати запропоноване рішення, накопичити достатній досвід експлуатації і узагальнити отримані результати для різних схем, продуктивності, умов експлуатації. Крім того, була зібрана значна інформація про поведінку розглянутих охолоджувачів у різних позаштатних ситуаціях, про деякі психологічні аспекти реакції машиністів аміачних холодильних установок у початковий період впровадження апаратів КДВО.

У цьому розділі описано експериментальні стенди на базі промислових агрегатів, їх оснащення контрольно-вимірною апаратурою, діапазони зміни параметрів, методику проведення експериментів й здобуті дані. Тут же подано результати конструктивної розробки проточної частини і пристроїв уведення рідкого аміаку в потік пари. Окремо розглянуті перехідні (пуск, зупинка), аварійний (прорив пари) і сталій режими агрегату, визначено характеристики охолоджувача як об'єкта керування.

Далі наведені результати (рис. 8) експериментального дослідження контактного охолоджувача паромасляної суміші, показане його конструктивне рішення, описано стенд, методику експериментів та показано фотографії цього вузла ГМК.

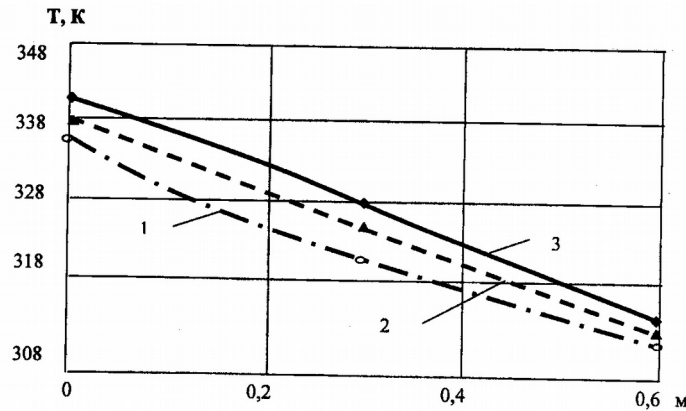


Рис. 8. Розподіл температури паромасляної суміші вздовж каналу охолоджувача діаметром 50 мм, здобуте експериментально та розрахунковим шляхом при температурі конденсації 308 К й температурах кипіння: 1 – 223 К; 2 – 233 К; 3 – 243 К

П'ятий розділ подає результати реалізації концепції контактного дисперсного високошвидкісного охолодження в практиці проектування й експлуатації аміачних холодильних установок. Розроблені в третьому розділі методи розрахунку, реалізовані в методиках і програмах визначення

конструктивних характеристик, використані організаціями – проектантами на нових споруджуваних і поновлюваних холодильних підприємствах на території всього колишнього СРСР.

Серед потужних проектних організацій варто назвати інститут «Гипрохолод», ВНПО «Пищепромавтоматика», Держагропром СРСР, інститути «Росгипромьясомолагропром», «Севзаггипромьясомолпром», «Львовмясомолпроект», об'єднання «Хладмонтажавтоматика» і багато інших. Автор безпосередньо брав участь у розрахунках, консультуванні фахівців вищезазначених проектних організацій і представників промисловості, кількість таких розробок, що були реально виготовлені і впроваджені, можна оцінити приблизно в 55 - 60 вузлів охолодження для різних охолоджуючих систем і загальному числі апаратів КДВО порядку 250 – 300 штук.

Накопичений досвід проектування й експлуатації, широке обговорення запропонованих схемних рішень з фахівцями дозволили провести узагальнення найрізноманітніших варіантів вузлів охолодження для одно- і двоступеневих холодильних установок у вигляді таких типових схем:

- один агрегат – один охолоджувач;
- кілька агрегатів – загальний відділювач рідини – індивідуальні охолоджувачі (рис. 9);
- кілька агрегатів – загальний відділювач рідини – загальний охолоджувач (рис. 10);
- загальний охолоджувач для холодильної установки за компаундною схемою (рис. 11);
- тимчасове (сезонне) переведення декількох одноступеневих агрегатів для одержання низькотемпературного холоду в двоступеневому режимі (рис. 12).

Для кожної схеми подано опис роботи, зазначено їх особливості, розглянуто приклад розрахунку охолоджувача, наведено узагальнення досвіду в практиці експлуатації, висвітлено питання виготовлення, монтажу й випробування апарату КДВО, його налагодження, подано ознаки нормальної роботи, розглянуто можливі відхилення в роботі й аварійні режими.

Розрахований ряд апаратів КДВО для найбільш поширених діаметрів трубопроводів у лініях нагнітання аміачних промислових холодильних установок наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Типорозмірний ряд апаратів КДВО

Умовний номер	D, мм	D _y , мм	d, мм	d _y , мм	d _ф , мм
1	76 x 3,5	70	38 x 2	32	1
2	89 x 3,5	80	45 x 2,5	40	1,5
3	108 x 4	100	57 x 3,5	50	2
4	133 x 4	125	76 x 3,5	70	2,2
5	159 x 4,5	150	89 x 3,5	80	2,5
6	219 x 7	200	108 x 4	100	3
7	273 x 7	250	133 x 4	125	3,5
8	325 x 9	300	159 x 4,5	150	4

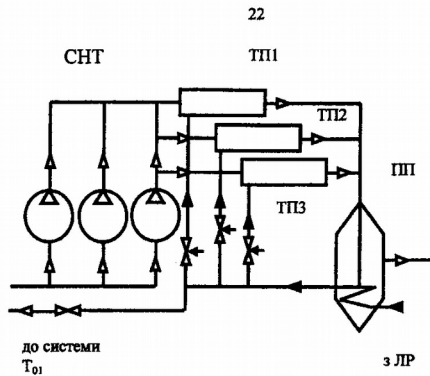


Рис. 9. Схема холодильної установки з індивідуальними охолоджувачами

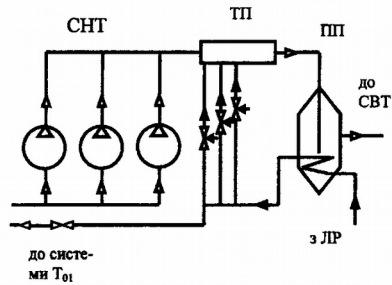


Рис. 10. Схема установки з загальним відділювачем і охолоджувачем

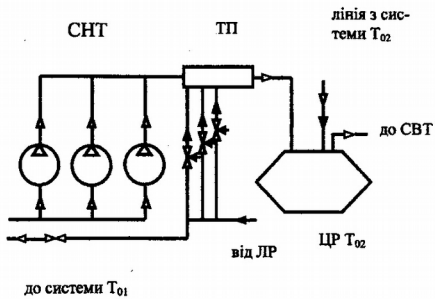


Рис. 11. Схема холодильної установки за компаундною схемою з апаратом КДВО

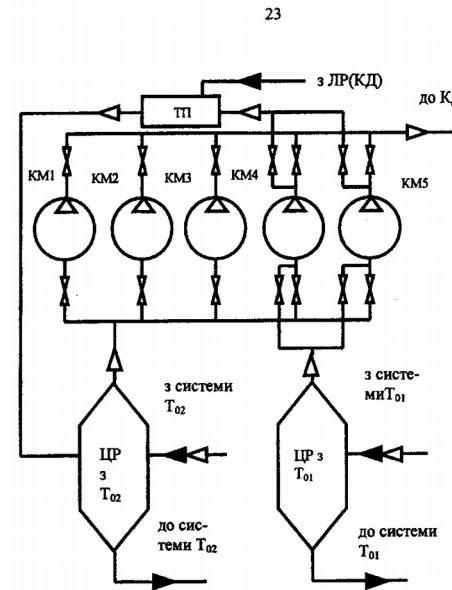


Рис. 12. Схема для тимчасового (сезонного) переведення одноступеневих агрегатів для роботи в двоступеневому режимі

В таблиці 2 подано порівняння запропонованих апаратів КДВО з існуючими охолоджувачами. На основі даних цієї таблиці методом приведених затрат можна економічно обґрунтувати обране рішення по вибору апарата при зміні тарифів на електроенергію і воду.

Таблиця 2

Порівняння параметрів охолоджувачів

Тип охолоджувача	Маса, кг	Об'єм, м ³	Площа, м ²	Орієнтовна вартість, грн.	Надійність, -
СПА 600, колишній СРСР	570	0,64	0,82	25000	0,39
Халле, Німеччина	430	0,54	0,70	80000	0,75
Йорк, США	800	0,90	1,0	Немає даних	0,79
Луара, Франція	1030	1,50	3,40	Немає даних	0,68
Грем, Данія	650	0,60	0,60	120000	0,80
МРХ, Чехія	20	0,03	0,06	20000	0,90
КДВО, Україна	12	0,008	0,06	2000	0,92

ВИСНОВКИ

1. У дисертації вирішено важливу для холодиальної техніки науково-прикладну проблему - створено науково-технічну базу проектування високоефективних і безпечних контактних дисперсних високошвидкісних охолоджувачів парових і паромасильних потоків. Розроблено і реалізовано концепцію створення малоємних (з дозованим заправленням) промислових аміачних холодильних установок нового покоління, що використовують такі охолоджувачі.
2. На основі аналізу результатів власних досліджень, тривалої практики експлуатації охолоджувачів у холодильній промисловості України і за рубежом встановлено, що устаєлена робота контактних дисперсних високошвидкісних охолоджувачів спостерігається у всьому діапазоні тиску і температур, характерних для промислових аміачних двоступінчастих холодильних установок помірного холоду, у тому числі оснащених гвинтовими мастилозаповненими компресорами як ступені низького тиску.
3. Проведені експериментальні дослідження і розрахунки за допомогою розроблених математичних моделей показали, що застосування контактних дисперсних високошвидкісних охолоджувачів для зняття перегріву пари в двоступеневих холодильних установках, які працюють у діапазонах температур кипіння 223...243 К и конденсації 293...333 К, забезпечує підвищення холодильного коефіцієнта на 3...5 % як результат виключення витрат тиску при барботажі і підвищення тиску потоку за рахунок ефекту теплової компресії.
4. Встановлено, що настання стійкого дисперсного краплинно-зв'язаного режиму відбувається при швидкостях, що відповідають числам $M > 0,2$, у діапазоні витрат упорскуваного рідкого аміаку, які обумовлені режимами роботи двоступеневих холодильних установок і складають 26...32 % від масових витрат охолоджуваного парового потоку, причому зміна витрат у зазначених межах і при зазначених швидкостях істотного впливу на режим течії не має. Виявлені закономірності впливу швидкісного і витратного факторів на режими течії охолоджуваного потоку треба використовувати при проектуванні проточної частини охолоджувачів.
5. Розроблено типові схемно-конструктивні рішення контактних дисперсних високошвидкісних охолоджувачів для двоступеневих холодильних установок з індивідуальним охолоджувачем, із загальним охолоджувачем і загальним віддільником рідини, з індивідуальними охолоджувачами і загальним віддільником рідини; установок, що працюють за компаундною схемою з індивідуальними охолоджувачами і загальним циркуляційним ресивером, із загальним охолоджувачем і роздільною системою упорскування і загальним циркуляційним ресивером; сезонного трансформування агрегатів одноступеневого стискування на виробництво низькотемпературного холоду за схемою двоступеневого стискування; охолодження паромасильної суміші після гвинтового мастилозаповненого компресора в якості ступеня низького тиску перед її надходженням у мастиловіддільвач; охолодження потоку аміаку, що нагнітається, перед його надходженням у конденсатор. Розроблений типорозмірний ряд охолоджувачів для найчастіше використовуваних схем застосування в промислових аміачних холодильних установках.
6. Техніко-економічне порівняння розроблених типів апаратів із традиційними рішеннями показує, що при їхньому використанні досягається зниження металоемності і габаритів приблизно на два порядки, істотно зростають надійність і безпека експлуатації всієї холодильної установки.
7. Запропонована узагальнена класифікація двофазних струминних апаратів зі зміною агрегатного стану одного з взаємодіючих потоків дозволяє систематизувати відомі принципи дії і

- дії і створювати шляхом їхньої комбінації апарати КДВО різного функціонального призначення для промислових аміачних холодильних установок.
8. Вірогідність результатів дисертаційного дослідження підтверджена задовільним узгодженням розрахункових даних з даними, отриманими при експериментальних і промислових випробуваннях, збереженням установлених закономірностей у широкому діапазоні зміни режимних і конструктивних параметрів об'єктів дослідження, позитивними результатами багаторічної експлуатації розроблених апаратів у складі холодильних установок у нашій країні, а також у країнах ближнього і далекого зарубіжжя. Крім того, вірогідність підтверджується повторюваністю результатів, одержуваних незалежними вітчизняними і закордонними дослідниками для різних установок, експлуатованих у різних умовах
 9. Наукове значення роботи полягає у встановленні умов виникнення і стійкого протікання КДВО з ефектом теплової компресії, закономірностей впливу на нього швидкісних і температурних факторів, створенні на їхній основі теоретичної бази проектування високоефективних і безпечних охолоджувачів перегрітих потоків для малоємних (з дозованим заправленням) промислових аміачних холодильних установок нового покоління. Виходячи з установлених закономірностей розроблені методологічний підхід і методи вирішення проблеми підвищення ефективності аміачних холодильних установок як задачі керування процесом контактного дисперсного високошвидкісного охолодження потоків аміачної пари та її сумішей із мастилом, що і були покладені в основу концепції створення малоємних (з дозованим заправленням) промислових аміачних холодильних установок нового покоління.
 10. Результати роботи є основою для подальшого розвитку наукових досліджень у напрямку створення холодильної техніки нового покоління, відкриваються реальні можливості для створення малоємних систем (з дозованим заправленням), зокрема, суднових холодильних установок, що надійно працюють в умовах хитавці судна, мобільних систем, установок, які працюють в умовах дефіциту або повної відсутності охолоджувальної води, систем періодичного обслуговування.
 11. Результати роботи за період з 1982 року по теперішній час вже успішно використані для 57 різних холодильних систем із загальною чисельністю апаратів КДВО приблизно 250...300 штук у нашій країні і за кордоном. Накопичений досвід дозволяє рекомендувати використання здобутих у роботі результатів для щойно споруджених і реконструйованих холодильних систем із метою підвищення їх енергетичної ефективності, екологічної й експлуатаційної безпеки, покращення масогабаритних показників вузлів проміжного охолодження, спрощення пуску, зупинки й автоматизації всієї холодильної системи.

Перелік опублікованих автором основних праць за темою дисертації:

1. Долинский А.А., Басок Б.И., Чумак И.Г., Живица В.И. Технологии в холодильной технике на основе принципа дискретно-импульсного ввода и трансформации энергии // Промышленная теплотехника. - 2002. - том 24, № 4. - С.57-63.
2. Живица В.И. Анализ процессов в промежуточном охладителе на основе термпрессора // Холодильная техника и технология. - 2001. - № 1 (70). - С 13-15.
3. Живица В.И. Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок // Холодильная техника и технология. - 2002. - № 2 (76). - С. 24-28.

4. Живица В.И. Использование тепла сжатия в многоступенчатых холодильных установках // Сборник трудов Кременчугского политехнического университета «Проблемы создания новых машин и технологий». - Кременчуг, 2001. - №2. - С. 11-14.
5. Живица В.И. Моделирование процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок // Вісник Кременчугського державного політехнічного університету (Наукові праці Кременчугського політехнічного університету).- 2002.- Випуск 1 (12).- С. 370-373.
6. Живица В.И. Повышение эффективности работы промежуточных охладителей // ЦНИИТЭИмясомолпром.: Москва. 1981. – 20 с.
7. Живица В.И. Применение термодвигательных устройств в охлаждающих системах производственных холодильников // ЦНИИТЭИмясомолпром.- Москва.- 1989.- 33с.
8. Живица В.И. Промежуточные охладители с термодвигателем для двухступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника. – 2002.- № 5.- С.18-20.
9. Живица В.И. Сравнение технико-экономических показателей аппаратов контактного дисперсного динамического охлаждения // Холодильная техника и технология.- 2003.- № 6 (87).- С 12-15.
10. Живица В.И. Узлы промежуточного охлаждения для аммиачных холодильных установок, работающих по компаундной схеме // Холодильная техника и технология.- 2003.- № 5 (85).- С. 13-16.
11. Живица В.И. Устройства для ввода жидкого аммиака в охладители с термодвигателем // Холодильная техника.- 2003.- № 1.- С.10-12.
12. Живица В.И. Экспериментальное исследование впрыскивающего охладителя аммиачной паромасляной смеси // Вісник Кременчугського державного політехнічного університету (Наукові праці Кременчугського політехнічного університету). – 2003.- Випуск 1(18).- С. 170 –173.
13. Живица В.И. Экспериментальное исследование явления тепловой компрессии в двухступенчатой аммиачной холодильной установке // Холодильная техника и технология. -2003.- № 1(81).- С. 34-38.
14. Живица В.И. Эффект тепловой компрессии для аммиачной холодильной установки // Сборник трудов Одесского политехнического университета.- 2001.- № 2 (14).- С. 77-81.
15. Живица В.И., Богач А.Н., Штельмах О.Н. Проблемы охлаждения масла в винтовых компрессорах // Холодильная техника № 1, 1990.- С. 29-31.
16. Живица В.И., Кириллов В.Х., Чумак И.Г. Математическое моделирование испарения капли аммиака в высокоскоростном потоке собственного перегретого пара // Холодильная техника и технология. – 2004. - № 2 (88).- С.26-32.
17. Живица В.И., Когут В.Е. Коробань И.А. Промежуточный охладитель-термодвигатель для агрегата АД-260 // Холодильная техника № 6, 1985, - С. 36-37.
18. Живица В.И., Когут В.Е. Совершенствование промежуточного охлаждения в холодильных установках // Холодильная техника и технология, № 43, 1986.- С. 8-10.
19. Живица В.И., Паламарчук В.В., Зачко И.Е., Коган Я.И. Опыт эксплуатации промежуточного охладителя-термодвигателя // Холодильная техника №3, 1982.- С. 48-49.
20. Живица В.И., Чумак И.Г. Динамические характеристики зоны регулирования уровня в ресиверах холодильных установок // Холодильная техника и технология.- 2001.- № 2 (71). - С. 8-12.
21. Живица В.И., Чумак И.Г. Струйные аппараты с изменением агрегатного состояния потоков // Холодильная техника и технология.- 2001.- № 4 (73).- С.10-15.

22. Холодильная установка: А. с. 1533433 СССР, МКИ F 25 В 1/10 / И.Г. Чумак, В.И. Живица, В.Е. Когут, В.И. Шахневич, А.В. Гордиенко, А.Н. Богач (СССР).- № 4210184/23-06; Заявлено 16.03.87; Зарегистр. 1.09.89;
23. Холодильная установка: А. с. 1815535 СССР, МКИ F 25 В 1/00, 43/00 / В.И. Живица, А.Н. Богач, О.Н. Штельмах (СССР).- № 4730637/06; Заявлено 16.08.89; Опубл.15.05.93, Бюл. № 18. – 2 с.
24. Холодильная установка: А.с. 1545042 СССР, МКИ F 25 В 1/10 /А.Н. Богач, В.И. Живица, В.Е. Когут, А.В. Гордиенко, А.Я. Шехтер (СССР).- № 4290416/23-06; Заявлено 27.07.87; Опубл. 23.02.90, Бюл. № 7 – 2 с.
25. Zhyvytsya V.I. Thermopressor as an intercooler // Scandinavian Refrigeration No 3, 1985.- P.P. 117-120.

Особистий внесок в основні роботи, що написані в співавторстві:

- [1] – приклади використання принципів ДІВТЕ;
- [15,16] – постановка задачі;
- [17,18,19] – розробка методик, аналіз результатів;
- [20] – постановка експерименту;
- [21] – запропонував узагальнену класифікацію;
- [22,23,24] – запропонував використання апарата як проміжного охолоджувача.

Перелік опублікованих автором додаткових праць за темою дисертації:

1. Живица В.И. Анализ аварий и повышение безопасности эксплуатации двухступенчатых холодильных установок // Тезисы докладов научно-технического семинара «Наука – агропромышленному комплексу». - Кишинев.- 1981.- С. 28.
2. Живица В.И. Некоторые следствия закона обращения воздействий для потоков в аммиачных холодильных установках // Тезисы докладов научно-технической конференции “Новое в агропромышленном комплексе”, Тернополь, 12 –14 декабря 1992 г. – С. 27.
3. Живица В.И. Термодвигатель как промежуточный охладитель, схемные решения для промышленных холодильных установок // Экспресс-информация харьковского ОЦНТИ, Харьков.- 1993.- 12 с.
4. Живица В.И. Техничко-економическіе проблемы энергетических установок // Вестник Одесского государственного экономического университета, № 64.- 2000.- С. 11-12.
5. Живица В.И. Узлы промежуточного охлаждения для многоступенчатых холодильных установок // Сборник трудов 3-й Международной конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», Одесса, Украина, 2003.- С. 56.
6. Живица В.И. Энергетика и экология // Экологическая и техногенная безопасность. Сборник трудов.- Одесса. - № 2.- 2001.- С. 14 –22.
7. Живица В.И., Добровольский И.И. Анализ потребления электроэнергии холодильными цехами в промышленности // Сборник трудов 2-й Международной конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», Одесса, Украина, 2002.- С. 48.
8. Живица В.И., Коханский А.И. Обоснование и выбор технических средств регулирования и защиты промежуточного охладителя на основе термодвигателя // Труды научно-технического семинара «Повышение надежности холодильного и технологического оборудования».- 1980.- Калининград.- С. 7-9.

9. Живица В.И., Коханский А.И., Ерихимович И.Я. Обоснование точности поддержания заданных параметров на основе статической характеристики охлаждающей системы // Холодильная техника и технология № 42, Киев, «Техніка», 1985.- С. 11-13.
10. Живица В.И., Коханский А.И., Овсяник А.В., Ерихимович И.Я. Повышение эффективности эксплуатации двухступенчатой холодильной установки с интенсификацией фризера ОФИ // Научно-технический отчет, Одесса, ОТХП, госрегистрация № 79024810.- Одесса.-1980.- 198 с.
11. Живица В.И., Онищенко О.А., Шевченко В.В. Современный электропривод холодильных установок // Холодильная техника и технология.- 2000.- № 64.- С. 36-41.
12. Живица В.И., Чумак И.Г., Гордиенко А.В., Когут В.Е. Совершенствование схемных решений холодильных установок производственных холодильников // Тезисы докладов V международной научно-технической конференции по холодильной технике «Развитие холодильников и холодильных машин», НРБ, Пловдив.- 1986.- С. 56.
13. Живица В.И., Штельмах О.Н. Математическое моделирование впрыскивающих контактных охладителей для аммиачных холодильных установок // Труды Всесоюзной конференции «Холодильная техника – промышленность» Ленинград, 1991.-С. 133.
14. Живица В.И. Моделювання та вибір енергозберігаючого процесу охолодження пари аміаку в холодильних установках // Збірник доповідей 3-ьої Міжнародної науково-практичної конференції «ПРОБЛЕМИ ЕКОНОМІЇ ЕНЕРГІЇ», Львів, Україна, 10-14 жовтня 2001.- С. 88.
15. Патент 67888 А Україна, МКІ F25B13/00, Холодильна установка / Живица В.І., Рибак В.П.(Україна).- № 2003010110; заявл.03.01.2003; опубл. 15.07.2004 Бюл. № 7 2004 р.
16. Патент 50516 А, Україна, МКІ F25B49/00, Спосіб визначення питомої витрати електроенергії на вироблення холоду /Бровіков О.С., Добровольський І.І., Живица В.І., Живица Ю.В., Онищенко О.А.(Україна).- № 2002020873; заявл. 04.02.2002; опубл. 15.10.2002; Бюл. № 10, 2002 р.
17. Промежуточный охладитель двухступенчатой компрессионной холодильной машины: А.с. 781512 СССР, МКІ F25 В 1/10, / И.С. Андреев, А.Н. Богач, Н.Ф. Гладушьяк, В.И. Живица, Ю.С. Кендра, В.С. Комаров, А.И. Коханский (СССР).- № 2701910/24-06; Заявлено 25.12. 78; Опубл. 23.11.80, Бюл. № 43 –2 с.
18. Холодильная машина: А.с. 1374005 СССР, МКІ F 25 В 43/02, / И.Г. Чумак, В.И. Живица, В.Е. Когут, А.В. Гордиенко, И.Е. Зачко, А.Н. Богач (СССР).- № 4069146/23-06; Заявлено 21.05.86; Опубл. 15.02.88, Бюл. № 6 –2 с.
19. Холодильная машина: А.с. 1776944 СССР, МКІ F 25 В 43/02, 1/06 /В.И. Живица, В.Е. Когут, В.О. Калужный, А.Н. Богач, А.В. Гордиенко (СССР).- № 4888103/06; Заявлено 26.10.90; Опубл. 23.11.92, Бюл. № 43 – 2 с.
20. Zhivitsa V.I. Some phenomena in an intercooler at reduced pressure over the liquid ammonia // Bulletin of International Institute of Refrigeration, Paris, 2001. 2, P.46.
21. Zhyvytsya V.I. Swelling phenomena when pressure dropped above liquid ammonia // University of Sofia, Editor K. Fikiin, Bulgaria, Sofia, 1999.- P.P. 223-226.
22. Zhyvytsya V.I., Shtelmakh O.N. Seasonal supply of low temperature cold to fruit and vegetables freezing processes // Papers of International simposium "New application of refrigeration to fruit processing", Istanbul, Turkey, 1994.- P.27.
23. Zhyvytsya V.I., Chumak I.G., Fisenko V.V. Application of the conversion influences law for streams in ammonia refrigeration plants // Proceedings of XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, Canada, 1991.- PP.1103-1105.

24. Zhyvytsya V.I., Bogatch A.N., Shtelmakh O.N., Glaseva O.V. Analysis of electrical power consumption in industrial refrigeration plants // Proceedings of meeting of commission B2,C2,D1, D2/B3 of the International Institute of Refrigeration, Bulgaria, Sofia, 1999.- PP. 78 –80.
25. Zhyvytsya V.I., Bogatch A.N., Shtelmakh O.N. Oil cooling processes by using injection of liquid ammonia in screw compressor // Proceedings of meeting of commission B2,C2,D1, D2/B3 of the International Institute of Refrigeration, Dresden, Germany.- 1990.- PP..89 -91.
26. Zhyvytsya V.I., Bogatch A.N., Shtelmakh O.N. Application of direct contact vapour cooler in ammonia refrigeration plant // Proceedings of XVIII International Congress of Refrigeration, 1991, Montreal, Canada.- PP.1099-1102.
27. Zhyvytsya V.I., Bogatch A.N. Desuperheating of vapour in two-stage ammonia refrigeration plant by using the thermopressor // Proceedings of meeting of commission B2,C2,D1, D2/B3 of the International Institute of Refrigeration, Dresden, Germany.- 1990.- PP.39 - 41.
28. Zhyvytsya V.I. Improvement of efficiency of two-stage ammonia refrigeration plant // Food Refrigeration and Processes Engineering Research Center, Langford, University of Bristol, England, News Letters No 43, 1994.- PP.11-12.
29. Zhyvytsya V.I. Dynamics of wet compression // Proceedings of meeting of commission B2,C2,D1, D2/B3 of the International Institute of Refrigeration, Dresden, Germany.- 1990.- PP..56 - 59.
30. Zhyvytsya V.I. Khankaji C. Measuring of specific electrical power consumption per refrigeration output in refrigeration system // Proceedings of the International EEEС conference, Thessalonici, Greece. - 2002.- PP. 20-23.

АНОТАЦІЯ

Живица В.І. Науково-технічні основи створення контактних дисперсних високошвидкісних охолоджувачів для аміачних холодильних установок. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – холодильна та криогенна техніка, системи кондиціонування. - Одеська державна академія холоду, - Одеса, 2004.

Дисертація присвячена розробці науково-технічних основ підвищення ефективності холодильного устаткування шляхом застосування двофазних струминних апаратів з ефектом теплової компресії як охолоджувачів потоків перегрітої аміачної пари та її сумішей з рідким мастилом. У роботі наведено результати дослідження апаратів контактного дисперсного високошвидкісного охолодження для зняття перегріву аміачної пари при міжступеневому стискуванні, охолодження потоку суміші пари та рідкого мастила у гвинтовому компресорі. Доведено, що використання здобутих результатів визначає нові конструктивно-схемні рішення, які підвищують безпеку експлуатації, енергетичну ефективність промислового багатоступеневого аміачного холодильного обладнання. Результати роботи використовуються в вітчизняній холодильній промисловості, країнах СНД, за кордоном, в навчальному процесі, шляхом наведення відповідної інформації у двох виданнях підручника для студентів вищих навчальних закладів - "Холодильні установки" і при використанні у лекційних курсах, курсовому та дипломному проектуванні, вони також використані у довіднику з теплообмінної апаратури холодильних установок.

Ключові слова: контактні теплообмінники, двофазні струминні апарати, ефект теплової компресії, безпека експлуатації, енергетична ефективність.

АННОТАЦИЯ

Живица В.И. Научно-технические основы создания контактных дисперсных высокоскоростных охладителей для аммиачных холодильных установок. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.14 – Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования. - Одесская государственная академия холода. - Одесса, 2004.

Диссертация посвящена разработке научно-технических основ и созданию высокоэффективных и безопасных охладителей паровых и паромасляных потоков для промышленных аммиачных холодильных установок.

Для решения научно-прикладной проблемы в диссертации были показаны принципиальные недостатки и бесперспективность улучшения существующих традиционных охладителей барботажного типа, предложено изменить как способ охлаждения, так и устройства для охлаждения потоков перегретого пара аммиака и масляно-аммиачной смеси. Так, было предложено применить испарительное контактное дисперсное высокоскоростное охлаждение в потоке, для чего проведена теоретическая проработка, проведены экспериментальные исследования и самое главное - проверка правильности решений достаточно длительной практикой эксплуатации предложенных аппаратов в реальных условиях на холодильных предприятиях в нашей стране и за её пределами. На основании анализа следствий закона обращения воздействий для дозвукового потока показано, что при испарительном контактном охлаждении пара аммиака в диапазоне температур и давлений, характерных для установок умеренного холода, возможно получение эффекта тепловой компрессии. Соответствующий двухфазный струйный аппарат, называемый в некоторых научных изданиях термодисперсором, был исследован как промежуточный охладитель между ступенями сжатия, а также как охладитель потока масляно-аммиачной смеси после винтового маслозаполненного компрессора, даны методы расчета аппаратов для контактного дисперсного высокоскоростного охлаждения и типовые схемы их применения в составе различных холодильных систем, рассчитана соответствующая таблица конструктивных параметров (типоразмеров) аппаратов для наиболее часто используемых диаметров трубопроводов. Разработаны и исследованы новые схемные решения для различных видов холодильных установок, проведено сравнение технико-экономических показателей предложенных решений с традиционными. Результаты работы внедрены в промышленность в виде аппаратов примерно для 60 установок в количестве 250-300 штук, включены в справочник по теплообменным аппаратам, учебники по холодильным установкам, используются в лекциях для студентов, курсовом и дипломном проектировании.

Ключевые слова: аммиачная холодильная установка, контактный теплообменник, термодисперсор, промежуточное охлаждение, маслоохладители, безопасность, энергетическая эффективность.

ABSTRACT

Zhyvytsya V.I. The scientific and technological fundamentals for design of contact dispersed high speed coolers for ammonia refrigeration plants. - Manuscript.

Dissertation for the Doctor of Technical Science Degree by specialty 05.05.14 – Refrigeration and cryogenics engineering, conditioning systems. - Odessa State Academy of Refrigeration, - Odessa, 2004.

The dissertation is devoted to the development of scientific and technological fundamentals aimed for design of the contact dispersed high velocity coolers for ammonia refrigeration plants. The analysis of traditional bubbling intercoolers has shown the dead end in the way to improve their exploitation properties because of unavoidable pressure losses within apparatus through ammonia vapor superheat removing.

From statistics is known that the main reason of breakdowns with ammonia compressors is slugging. When interstage cooling (or desuperheating) of discharged highly superheated ammonia vapor within closed or open type of intercooler, wet compression or even slugging phenomena occurs frequently in the high-stage compressor e.g. after intercooler. The pressure losses due to vapor bubbling through the liquid layer of ammonia in intercooler are about 14-20 kPa (6-12 % of the total pressure). These losses decrease the volumetric efficiency in both low- and high-stage compressors. The above intercoolers have relatively large volume and mass.

The gas-dynamic device performing the function of a compressor, called the thermopressor, exploits the possibility of raising the total pressure (phenomenon of heat compression) of a high-speed vapor stream through cooling of the vapor. Nothing stands in the way of installing the thermopressor in refrigeration plant for desuperheating purposes in multi-stage compression. The vapor or vapor-liquid flow with various energy transformations is a part of processes in refrigeration equipment. Thermodynamics of flow plays an important role not only for studying, but also for organizing these processes in a more effective way. This paper describes an attempt to apply the methods of thermodynamics of flow, which is shown as the consequences of the conversion influences law applied for superheated flow in ammonia refrigeration plants.

Refrigerant in ducts and apparatus flows under various influences such as change of the phase state; energy exchange with an ambient media; change of cross-sectional area and so on. It is interesting to know how flow parameters (velocity, temperature, and pressure) are affected by some external influences. The peculiarity of the system of flow equations called the conversion influences law is that under determined change of stream parameters (velocity, temperature, pressure etc.) the final results will depend on the ratio between velocity of stream and local sonic velocity. The equations were obtained only by the thermodynamics laws for stream hence there are some limitations to their use. The approximate results can be put into practice and will reflect as a rule the principal properties of real stream in a right way. The most essential result taken from analysis is the fact that cooling of stream tends to increase stagnation pressure.

The dissertation illustrates the value of the criterion as a function of operational conditions for two-stage ammonia refrigeration plant. The working equation of relative pressure change of stream in cooling process by using injection of liquid refrigerant could be obtained through integration the corresponding differential equation. When applying to the perfect gas and taking into account the following assumptions: neglecting of friction; the cross-section area is constant; all injected liquid is completely vaporized, the final equation has been shown. There is a range of Mach number where vapor pressure after cooling is higher than vapor pressure before the cooler. It has been shown the curves of relative pressure change as a function of Mach numbers for vapor cooling between compression stages for different operational conditions in two-stage ammonia refrigeration plant. The velocity of flow in the duct of intermediate cooler in this case should be within the region of 0.3 – 0.6 of Mach numbers. The governing equations for injection contact coolers for ammonia refrigeration plants are shown. The heat compression effect could be achieved only through injection of cooling liquid. The necessary and sufficient conditions to apply discrete pulse input and power transformation have been analyzed. By using

the thermopressor as an intercooler in two-stage ammonia refrigeration plant the following results were obtained:

- The superheat in high-stage suction line was not more than 10-15 °C;
- The discharge temperature had been decreased up to 10-15 °C;
- The specific power consumption had been reduced at 2-3%;
- The simplified start and stop operation were obtained;
- The volume and mass of the intercooler have been reduced approximately by two orders.

The same approach has been applied to oil cooling in oil flooded screw low stage compressors. It was shown that because mass flow rate of oil is considerably higher, the properties of the flow are completely determined by oil flow. In this case paying by refrigeration capacity decrease (6...8%) the water cooling system could be avoid completely. The experience of exploitation more than 60 of the above intercoolers has shown that they are quite effective and reliable devices. The main advantage of their use is the higher safety of refrigeration plant exploitation.

Key words: ammonia refrigeration plant, intercooling, thermopressor, contact dispersed high velocity cooling, safety, reliability, energy efficiency.

СКОРОЧЕННЯ Й УМОВНІ ПОЗНАЧКИ

ДІВТЕ – дискретно-імпульсне введення і трансформація енергії; ГМК – гвинтовий мастилозаповнений компресор; В - випарник; КДВО – контактне дисперсне високошвидкісне охолодження; КД – конденсатор; КМ – компресор; СА – струминний апарат; СВТ – ступінь високого тиску; СНТ – ступінь низького тиску; ПП – проміжна посудина; РВ – регулювальний вентиль; ТГДЕ – термогазодинамічний ефект; ТП – термопресор.

A – поперечний перетин каналу, [м²]; a – коефіцієнт теплопровідності [м²/с]; $B = 1 - 2 \frac{C_p}{C_{впр}}$

; C – коефіцієнт, константа; c_{p12} – середнє значення між станами 1 і 2, [Дж/(кг К)]; c_p – питома теплоємність рідини в краплинах, [Дж/(кг К)]; d_z – об'ємно-поверхневий середній діаметр краплини (діаметр по Заутору), [м]; d_{lin} – значення d безпосередньо після розпилення, [м]; F - поверхня, [м²]; сила, [Н]; m - масова витрата, [кг/с]; h – питома ентальпія, [Дж/кг]; k - показник адіабати, коефіцієнт теплопередачі, [Вт/(м² К)]; L - довжина, [м]; N - потужність, [Вт]; P, p – тиск, [Па]; r – радіальна координата [м], питома теплота фазового переходу, [Дж/кг]; Q - тепловий потік, холодопродуктивність, [Вт]; q - питома холодопродуктивність, питомий тепловий потік, [Дж/кг]; T – абсолютна температура, [К]; V – об'єм, [м³]; v - питомий об'єм, [м³/кг]; W – місцева молекулярна маса газової фази; w - швидкість, [м/с]; x – випаровувана частка, паромісткість; y – відносна швидкість впаровуваної рідини і газу; z - повздовжня координата, [м]; α - коефіцієнт тепловіддачі, [Вт/(м² К)]; ε - холодильний коефіцієнт; σ – критеріальний коефіцієнт; коефіцієнт поверхневого натягу, [Н/м]; τ - час, [с]; η – к.к.д.; ξ – коефіцієнт поверхневого тертя в трубопроводі; ρ - густина, [кг/м³]; M – число Маха; Nu – число Нуссельта.

ПІДРЯДКОВІ ІНДЕКСИ: 0 – параметр гальмування; 1 – на вході в секцію випаровування; 2 – на виході із секції випаровування; 3 – на виході з дифузора; ef – ефективний; L – рідина; v – пара; M – мастило; mix – суміш.