

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

**Шерстюк Валерій Григорович**

**УДК 621.564**

**ВПЛИВ ТЕРМОГІДРАВЛІЧНОЇ НЕЗВОРОТНОСТІ  
ПРОЦЕСІВ У ПАРОКОМПРЕСОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ  
ТА ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВКАХ НА ЇХ ЕФЕКТИВНІСТЬ**

Спеціальність 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

**Харків-2007**

Дисертація є рукописом.

Робота виконана на кафедрі теплотехніки Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор

БРАТУТА Едуард Георгійович,  
Національний технічний університет “ХПІ”,  
професор кафедри теплотехніки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор

МАЛЯРЕНКО Віталій Андрійович,  
Харківська національна академія міського господарства,  
науковий керівник Центру енергозберігаючих технологій;

доктор технічних наук, професор, заслужений  
діяч науки і техніки України,  
ОНИЩЕНКО Володимир Петрович,  
Одеська державна академія холоду,  
завідувач кафедри інженерної теплофізики

Захист відбудеться “\_14\_” \_лютого\_ \_2008\_ р. о \_14\_ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України за адресою 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10.

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

Автореферат розісланий “\_10\_” \_\_січня \_\_2008\_ р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради  
доктор технічних наук

В.С. Марінін

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність дослідження.** Дослідження вітчизняних вчених показали, що енерговитрати на одиницю валового продукту в Україні в 2–3 рази перевищують аналогічні енерговитрати в розвинених країнах (що також було підтверджено висновками міжнародних експертів). Це означає, що проблема енергозбереження є однією з тих стратегічних задач, розв'язання яких визначає національну безпеку й економічну незалежність України. Відомо, що витрата енергії на привід холодильних установок різного технологічного призначення становить до 8 % від усієї електричної енергії, що виробляється в Україні. За результатами численних досліджень і прямих вимірювань, потенціал енергозбереження промислових холодильних систем, що працюють сьогодні на переробних виробництвах харчової промисловості в середньому досягає 50–60 % від загального споживання електроенергії.

Незважаючи на численні теоретичні праці з розробки методів термодинамічного аналізу циклів холодильних машин, якими закладена теоретична основа розрахунку компресорів і тепломасообмінного устаткування холодильних машин, деякі задачі дотепер не одержали задовільного розв'язку.

Сьогодні на стадіях проектування, створення та подальшої експлуатації холодильних машин (ХМ) і теплових насосів (ТН) необхідно мати в своєму розпорядженні методичку розрахунку, яка дозволяє враховувати взаємопов'язаний вплив термогідравлічної незворотності процесів в основних блоках і трубній обв'язці згаданих теплотрансформаторів. Недостатність наукових даних, що стосуються розв'язання цієї задачі, визначила актуальність теми даної роботи, яка присвячена проблемі підвищення ефективності пароконпресорних холодильних машин і теплових насосів на основі аналізу циклових термогідравлічних процесів і схемних рішень.

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

Обраний у роботі напрям дослідження відповідає “Плану заходів на 2006–2010 рр. щодо реалізації Енергетичної стратегії України на період до 2030 р.” (затверджено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 27 липня 2006 р., № 436-р; розділ VII – підвищення енергоефективності та розвиток нетрадиційних відновлювальних і альтернативних джерел енергії), а також держбюджетній НДР М441 НТУ “ХПІ”, № д.р. 0106v001497 “Розвиток теорії синтезу інтегрованих теплоенергетичних процесів підприємств промислових регіонів України для суттєвого зменшення енергоспоживання” (термін виконання 2006–2008 рр.).

## **Мета і задачі дослідження**

Мета роботи полягає в удосконаленні методики розрахунку і підвищенні ефективності парокомпресорної холодильної і теплонасосної техніки на основі врахування взаємопов'язаного впливу термогідрравлічної незворотності процесів в основних блоках та елементах ХМ і ТН.

Основними задачами дослідження є:

1. Розробка математичної моделі процесів у ХМ і ТН з урахуванням їх термогідрравлічної незворотності при різних варіантах схемних рішень взаємодії основних блоків зазначених термотрансформаторів.

2. Аналіз впливу термогідрравлічної незворотності процесів на ефективність ХМ і ТН при використанні схем термотрансформаторів з різним ступенем структурної складності.

3. Перевірка адекватності математичної моделі і запропонованої на її основі методики інженерного розрахунку на експериментальному фрагменті ХМ у промислових умовах її експлуатації.

4. Розробка рекомендацій для обґрунтування раціональних рішень, що забезпечують енергозберігаючу технологію виробництва холоду в ХМ і теплоти у ТН.

*Об'єкт дослідження* – парокомпресорні холодильні машини і теплонасосні установки різного технологічного призначення.

*Предмет дослідження* – незворотні термогідрравлічні процеси теплообміну, гідро- і термодинаміки у ХМ і ТН при різних їх схемних рішеннях і теплофізичних характеристиках холодоагентів.

*Методи дослідження* базуються на математичному моделюванні роботи ХМ і ТН, а також на експериментальній перевірці достовірності теоретичних рішень та одержаних на їх основі рекомендацій.

## **Наукова новизна одержаних результатів**

1. Вперше запропоновано метод урахування неізобарності процесів конденсації і випаровування холодоагенту в циклах холодильних машин і теплових насосів для визначення їх холодо- і теплопродуктивності.

2. Подальшого розвитку й уточнення отримала комплексна методика розрахункового дослідження холодильних машин і теплових насосів з урахуванням термогідрравлічної незворотності процесів в основних блоках і сполучних трубопроводах термоперетворювачів.

3. Вперше на основі запропонованої методики виконано обчислювальний експеримент, що дозволяє комплексно проаналізувати й узагальнити взаємопов'язаний вплив процесів в окремих

блоках та елементах ХМ і ТН з урахуванням термогідрравлічної незворотності.

4. Вперше проаналізовано енергетичну ефективність структурного ускладнення схем ХМ і ТН та їх чутливість до ступеня незворотності реальних процесів.

5. Вперше на спеціально обладнаному експериментальному фрагменті промислової холодильної станції одержано результати дослідження ефективності ХМ залежно від варійованих значень гідрравлічних опорів трубної обв'язки на лінії всмоктування.

**Обґрунтування і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій** забезпечуються коректністю формування математичної моделі, методу її числової реалізації та адекватністю результатів числового і фізичного експериментів, непогодження отриманих результатів стовило від 2,2 до 5,6 %.

### **Практичне значення одержаних результатів**

1. Розроблено і науково обґрунтовано інженерний метод розрахунку холодильних установок і теплових насосів, що дозволяє на стадії проектування і на етапі передпроектних розробок оцінити ефективність прийнятих рішень з погляду енергозбереження при виробництві холоду (або теплоти) з урахуванням реальних умов експлуатації, які визначають термогідрравлічну незворотність основних процесів.

2. На основі запропонованих й обґрунтованих у роботі схемних рішень енергетичної взаємодії холодильних і теплонасосних установок можливо на холодильних станціях, що працюють у складі крупних підприємств харчової і хімічної промисловості, реалізувати екологічно чисту енергозберігаючу систему технологічного і побутового гарячого водопостачання.

3. Розроблену в дисертації методику врахування впливу гідрравлічних опорів трубної обв'язки на ефективність холодильних установок, запроваджено і використано при проведенні реконструкції холодильної станції в Державній організації “Колос” Держрезерву України (Акт впровадження від 12.10.2007 р.).

4. Розділи дисертаційної роботи, присвячені математичному моделюванню процесів у холодильних машинах і теплових насосах, а також запропоновані нові енергозберігаючі схемні рішення використано в навчальному процесі НТУ “ХП” на кафедрі теплотехніки при вивченні курсів “Холодильні машини та установки”, “Вентиляція і кондиціонування повітря промислових підприємств”, “Джерела теплопостачання промислових підприємств”, що викладались для студентів спеціальностей 7.090510 “Промислова теплоенергетика” і 7.000008 “Енергетичний менеджмент” (Акт впровадження від 4.09.2007 р.).

### **Особистий внесок пошукувача**

Основні наукові результати, подані пошукувачем у дисертаційній роботі, одержані в період 2003–2007 рр.

У роботі [1] вивчено проблему вживання аміаку як холодоагенту і проведено аналіз перспективних аспектів експлуатації аміачних холодильних машин. У [2] запропоновано застосувати метод розрахункових діаграм А. А. Гоголіна для визначення області раціонального використання теплового насоса, що працює на елементній базі серійної холодильної машини. У [3] розроблено метод розрахунку і виконано числовий аналіз впливу неізобарності процесів конденсації і випаровування на коефіцієнт трансформації у теплових насосах і на холодильний коефіцієнт у холодильних машинах. У [5] поставлено задачу оцінки впливу температури охолодної води в конденсаторі холодильної машини на холодильний коефіцієнт і розроблено номограму для визначення ефекту енергозбереження у схемах багатоступеневого компримування газів. У [6] поставлено задачу і проведено числовий аналіз впливу гідравлічних опорів в елементах трубної обв'язки холодильних машин. У [7] сформульовано задачу і виконано узагальнення результатів енергоаудиту холодильної станції. У [8] проаналізовано вплив ефективності гідравлічних опорів в елементах ХМ на її ефективність залежно від ступеня складності структурної схеми. У [9] обґрунтовано вибір матеріалу пластинчатого теплообмінника у ТН. Робота [4] написана без співавторів.

#### **Апробація результатів дисертації**

Основні положення дисертаційної роботи доповідалися: на IV Міжнародній конференції “Проблеми промислової теплотехніки”, Київ, 2005; Міжнародній конференції MicroCAD “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я”, Харків-Мішкольц-Магдебург, 2006; Міжнародній науково-практичній конференції “Інтегровані технології та енергозбереження”, Алушта, 2006; IV Міжнародній конференції “Проблеми промислової теплотехніки”, Київ, 2007; Міжнародній конференції MicroCAD “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я”, Харків-Мішкольц-Магдебург, 2007.

#### **Публікації**

Результати дисертації викладено в 12 наукових роботах, 8 з яких опубліковано в періодичних виданнях, що входять до Переліку ВАК України і відповідають профілю спеціальності 05.14.06 – технічна теплофізика і промислова теплоенергетика.

**Структура й обсяг дисертації.** Робота складається з вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел з 204 найменувань та 1 додатку.

Загальний обсяг дисертації становить 204 сторінки, з них 135 сторінок основного тексту, 43 рисунки, 12 таблиць, 3 сторінки додатків, 16 сторінок списку використаних джерел.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційного дослідження, сформульовано мету, задачі, наукову новизну і практичне значення дисертаційної роботи.

У **першому розділі** на основі огляду літературних джерел подано аналіз існуючих методів термодинамічного дослідження циклів ХМ і ТН, методик розрахунку теплообміну у випарнику і конденсаторі термоперетворювачів; розглянуто вплив властивостей робочих речовин на основні характеристики ХМ і ТН, а також деякі техніко-економічні аспекти оцінки їх ефективності.

Виконаний огляд показав, що, незважаючи на тривалу передісторію науково-технічних досліджень і практичний досвід експлуатації, вплив гідродинаміки процесів в основних блоках ХМ і ТН і сполучних елементах трубної обв'язки на термодинамічну ефективність циклу вивчено недостатньо. Потребує подальшого розвитку й уточнення комплексна методика розрахункового дослідження ХМ і ТН з урахуванням термогідравлічної незворотності процесів у зазначених об'єктах. Не отримали достатнього аналізу результати обчислювального експеримент з метою дослідження взаємопов'язаного впливу основних блоків ХМ і ТН з урахуванням термогідравлічної незворотності реалізованих у них процесів. Вкрай обмеженими й уривчастими є відомості, що стосуються ступеня впливу термогідравлічної незворотності процесів у ХМ і ТН на їх ефективність залежно від структурної складності схемних рішень цих об'єктів.

У **другому розділі** розглянуто вплив інтенсивності теплообміну і гідравлічних опорів в основних блоках та елементах трубної обв'язки ХМ і ТН на їх ефективність.

Для ХМ і ТН незворотність у будь-якому  $k$ -му елементі цих об'єктів визначається додаванням термодинамічної роботи  $\Delta W_k$  і, як відомо, описується теоремою Гюї-Стодоли:

$$\Delta W_k = T_{\text{сеп}} \cdot M \sum \Delta S_k, \quad (1)$$

де  $M$  – масова витрата;  $T_{\text{сеп}}$  – температура оточуючого середовища;  $\Delta S_k$  – приріст ентропії робочого тіла в  $k$ -му елементі, зумовлений незворотністю процесу.

Основними джерелами незворотності є, як відомо, гідродинамічний опір, що залежить від в'язкісних властивостей робочих тіл, і теплообмін, що визначається дисипацією енергії при скінченній різниці температур між відповідними середовищами.

Ця подвійна природа незворотності, яка виражається величиною генерованого приросту ентропії  $\Delta S_k$  у рівнянні (1), зумовила введення нами такого терміну, як термогідравлічна незворотність.

Для ілюстрації запропонованого в роботі ентропійного методу врахування неізобарності процесів конденсації і випаровування розглядається одноступеневий цикл ХМ і ТН (рис. 1).

Рис. 1. Теоретичний і дійсний цикли ХМ і ТН

Якщо в першому наближенні при побудові дійсного циклу знехтувати гідравлічними опорами на трактах конденсації і випаровування, а також опорами у вузлах з'єднання всіх елементів установки, то, як відомо, в  $T-S$  діаграмі цикл матиме вигляд, показаний пунктиром. При цьому заданими є температури конденсації  $T_k$  і випаровування  $T_b$ , ступінь переохолодження конденсату, ступінь перегріву пари перед компресором і його індикаторний ККД.

З урахуванням втрат тиску в конденсаторі  $\Delta P_k$  й у випарнику  $\Delta P_b$  дійсний цикл зобразиться суцільним контуром ( $1'-2_d'-3-4'-5-6-7'-1'$ ). Тут  $\Delta T_b$  і  $\Delta T_k$  – зміни температури холодоагенту у випарнику і конденсаторі, пропорційні падінню тиску  $\Delta P_k$  та  $\Delta P_b$ . У разі використання в якості холодоагентів зеотропних сумішей з неізотермічним перебігом процесів конденсації і кипіння величини  $\Delta T_b$  і  $\Delta T_k$  сумарно відображають як вплив неізобарності, зумовленої гідравлічними опорами, так і неізотермічність фазових переходів зеотропних речовин.

Для визначення кількості теплоти  $q'_k$ , яка відведена в неізобарному процесі конденсації ( $3-4'$ ) нами було прийнято, що ця теплота еквівалентна площі фігури ( $3-4'-b-e-3$ ). При цьому з простих геометричних міркувань виходить, що

$$q'_k = T_3(S_3 - S_4) + T_3(S_4 - S'_4) - 0,5\Delta T_k(S_3 - S'_4)$$

або

$$q'_k = (T_3 - 0,5\Delta T_k)(S_3 - S'_4). \quad (2)$$

Використовуючи аналогічний підхід до дійсного процесу випаровування ( $6-7'$ ), можна знайти кількість теплоти, що сприймається робочим тілом у випарнику:

$$q'_b = T_6(S_7 - S_6) + T_6(S'_7 - S_7) - 0,5\Delta T_b(S'_7 - S_6)$$

або

$$q'_b = (T_6 - 0,5\Delta T_b)(S'_7 - S_6). \quad (3)$$

З рівнянь (2) і (3) видно, що при  $\Delta P_k = 0$  та  $\Delta P_b = 0$ , і вирази для  $q'_k$  та  $q'_b$  набувають відомого вигляду, справедливого для ізобарно-ізотермних процесів.

З урахуванням відомих з термодинаміки загальних виразів для індикаторного холодильного коефіцієнта  $\varepsilon_i$  у ХМ та індикаторного коефіцієнта трансформації  $\mu_i$  у ТН ці



показники набувають вигляду

$$\varepsilon_i = \frac{(T_6 - 0,5\Delta T_6)(S_7 - S_6)}{i'_{2g} - i'_1}, \quad (4)$$

$$\mu_i = \frac{(i'_{2g} - i_3) + (T_3 - 0,5\Delta T_k)(S_3 - S_4) + (i'_4 - i_5)}{i'_{2g} - i'_1}, \quad (5)$$

При формуванні загальної математичної моделі процесів у ХМ і ТН з використанням співвідношень (2), (3), (4) і (5) виявилось за можливе термодинамічну ефективність циклів і режимно-геометричні характеристики випарника і конденсатора визначити як результат взаємопов'язаного впливу неізобарності, зумовленої гідравлічними опорами, та інтенсивності теплообміну при фазових перетвореннях у процесах випаровування і конденсації.

Тому з урахуванням відомих рівнянь теплообміну під час внутрішньотрубних процесів кипіння і конденсації, а також рівнянь для визначення гідравлічних опорів під час течії двофазових середовищ, спочатку розв'язується задача першого наближення, коли вплив гідравлічних опорів не враховується. При цьому для визначення геометрії трубних елементів випарника використовуються (крім інших рівнянь, необхідних для такого розрахунку) відповідні співвідношення для коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , вигляд яких залежить від режиму і структури двофазової течії, що істотно змінюються вздовж трубних елементів. У загальному випадку, як відомо, можливі п'ять режимів, характер яких визначається об'ємним паровмістом  $\phi$  і критерієм Фруда  $Fr$ . Для забезпечення вищої точності розрахунків (порівняно з використанням середніх за довжиною значень  $\alpha$ ) у роботі вдалились до позонового методу обчислення поверхні випаровування з попереднім визначенням розподілу величин  $\phi$  і  $Fr$  за окремими ділянками довжини трубних елементів і з реалізацією ітераційного процесу на кожному з них. Це дало можливість застосувати на кожному кроці карту режимів течії, запропоновану А. А. Малишевим, і рівняння для обчислення об'ємного паровмісту  $\phi$  у функції критерію  $Fr$ , Галілея і поточного ступеня сухості пари, наведеного в роботі Г. Н. Данілової, а також подане там же критеріальне рівняння теплообміну, що відповідає конкретному режиму течії холодоагенту.

Аналогічно в тому ж першому наближенні без урахування гідравлічних опорів проводиться позоновий розрахунок конденсаторів з урахуванням зміни масових витратних паровмістів. Для цього використовувалися критеріальні рівняння Е. П. Ананьєва, Д. Н. Кружиліна і Л. О. Бойка, що дозволяють обчислювати локальні значення коефіцієнта теплообміну.

Визначення режимних і геометричних характеристик у першому наближенні дозволило перейти до розрахунку ХМ і ТН з урахуванням гідравлічних опорів конденсатора, випарника і трубної обв'язки. Загальні втрати тиску під час протікання двофазного середовища знаходили як суму втрат на тертя, місцевих опорів, втрат, зумовлених прискоренням потоку, і втрат, пов'язаних з впливом статичного напору. Визначення цих складових з урахуванням зміни локальних значень паровмісту уздовж трубних елементів при покроковому їх розрахунку виконували з використанням формул, запропонованих у роботі І. Халви та Г. А. Данілової.

Обчислення гідравлічних опорів дозволяє в другому наближенні знайти значення величин  $\Delta T_k$  і  $\Delta T_v$ , які фігурують у рівняннях (2) і (3), що, в свою чергу, дозволяє уточнити значення теплових навантажень на конденсатор і випарник, а, відповідно, і геометрію їх трубних елементів.

У міру просування розрахунку до подальших наближень уточнювався і розрахунок компресора з урахуванням зміни його індикаторного ККД  $\eta_i$ , зумовленого змінами опорів трубної обв'язки на лінії всмоктування і нагнітання. Значення  $\eta_i$  приймалися за результатами узагальнення експериментальних даних, виконаного О. Ш. Везірішвілі. З метою комплексного відображення впливу термогідравлічної незворотності процесів у ХМ і ТН до загальної математичної моделі цих об'єктів включили рівняння, що сумарно враховує всі складові втрати тиску в будь-якому  $i$ -му елементі трубної обв'язки. У ряді випадків частина сполучної лінії “випарник – компресор” проходить усередині холодильної камери, завдяки чому можливий так званий корисний перегрів холодоагенту. У зв'язку з цим до загальної системи рівнянь введено співвідношення, що враховує теплообмін холодоагенту із зовнішнім середовищем.

При числовій реалізації математичної моделі термодинамічні властивості холодоагентів визначалися за допомогою програми Refprop (для холодоагентів R12, R410A, R410B, R406A і R409A), таблиць фірми “Астор”, а також бази даних “Cool-pack” Technical University of Denmark Department of Energy Engineering.

У роботі також подано результати проведення обчислювальних процедур та числового експерименту. Для холодоагентів R22, R717 і R134a наведено графічні залежності  $\epsilon$  для ХМ та  $\mu$  для ТН у функції гідравлічних опорів випарника  $\Delta P_v$  і конденсатора  $\Delta P_k$ , а також залежно від діаметрів  $d$  і довжин  $L$  елементів трубної обв'язки. Деякі приклади таких залежностей показано на рис. 2–4.

Рис. 2. Залежність  $\epsilon(\Delta P_v)$

Рис. 3. Залежність  $\mu(\Delta P_k)$

при  $\Delta P_k = 0$

при  $\Delta P_b = 0$

У цьому ж розділі розглянуто взаємопов'язаний вплив шести основних незалежних чинників на економічність ХМ і ТН з урахуванням термогідрравлічної незворотності процесів. До числа цих чинників віднесено холодопродуктивність  $Q$ , температури конденсації  $t_k$  і випаровування  $t_b$ , опір конденсатора  $\Delta P_k$ , випарника  $\Delta P_b$  і лінії всмоктування  $\Delta P_{gh}$ . На основі методу планування експерименту Бокса і Бенкена матриця обчислювального експерименту включала 49 окремих “дослідів”. Одержана залежність має вигляд

$$\varepsilon = B_{00} + \sum_{i=1}^6 (B_{0i} \cdot X_i + B_{ii} \cdot X_i^2) + \sum_{i=1}^5 \sum_{j=i+1}^6 (B_{ij} \cdot X_i \cdot X_j), \quad (6)$$

де  $B_{00}$  – вільний член;  $B_{0i}$  и  $B_{ii}$  – коефіцієнти при лінійних та квадратичних членах;  $B_{ij}$  – коефіцієнт при перехресних добутках;  $X_i$  – незалежні фактори в нормованому вигляді. Числові значення коефіцієнтів наводяться в дисертації.

*a*

*б*

Рис. 4. Вплив діаметрів сполучних ліній на втрати тиску  $\Delta P$  та холодильний коефіцієнт  $e$  для холодоагенту R134a:

*a* – лінія нагнітання ( $d_{bc} = 0,015$  м;  $L_{bc} = 3,0$  м;  $d_{рід} = 0,012$  м;  $L_{рід} = 6,8$  м;  $d_{bc} = 0,02$  м;

$L_{bc} = 7,0$  м); *б* – лінія всмоктування ( $d_{наг} = 0,015$  м;

$L_{наг} = 4,5$  м;  $d_{рід} = 0,012$  м;  $L_{рід} = 6,8$  м;  $d_{bc} = 0,02$  м;  $L_{bc} = 7,0$  м);

—————  $\Delta P = f(L)$ ;      - - - - -  $e = f(L)$ .

На основі аналізу числових значень коефіцієнтів (6) у роботі зроблено відповідні висновки про ранжирування ступеня взаємопов'язаного впливу чинників.

У **третьому розділі** проаналізовано енергетичну ефективність структурного ускладнення схем ХМ і ТН та визначено, наскільки ці схеми у міру збільшення їх складності виявляються чутливими до впливу термогідрравлічної незворотності процесів. Для цього було використано запропонований Е. І. Таубманом критерій складності  $S$ , що враховує сумарне число взаємодій схеми  $p$  з оточуючим середовищем і сумарне число технологічних зв'язків  $m$  між елементами системи. Стосовно ХМ і ТН

$$S = S'_i(2m + p), \quad (7)$$

у якому коефіцієнт складності  $S'$  всіх елементів вважався рівним одиниці.

На рис. 5 подано аналізовані схеми ХМ: одноступенева ( $S_1 = 11$ ); одноступенева з регенеративним теплообмінником ( $S_2 = 15$ ); двоступенева з неповним проміжним охолодженням ( $S_3 = 17$ ); двоступенева з повним проміжним охолодженням ( $S_4 = 20$ ); двоступенева з проміжним випарником ( $S_5 = 27$ ).

Рис. 5. Термодинамічні цикли і принципові технологічні схеми одноступеневих і двоступеневих циклів ХМ:

Км – компресор; К – конденсатор, И – випарник, И<sub>2</sub> – проміжний випарник;

Др – дросель; ОП – охолодник перегрітої пари; Р – регенеративний теплообмінник

Для аналізу зв'язку холодильного коефіцієнта  $\varepsilon$  з критерієм  $S$  було запропоновано ентропійну методику врахування неізобарності процесів конденсації і випаровування. На рис. 6 показано результати розрахунків, виконаних для холодоагентів R134a, R22 і R152a.

Рис. 6. Зміна холодильного коефіцієнта  $\varepsilon$  при заданому сумарному гідравлічному опорі  $\Sigma\Delta P_i$  для різних схем і холодоагентів:

$$a - \Sigma\Delta P_i = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad б - \Sigma\Delta P_i = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Як результат аналізу комплексного впливу температурних меж циклу  $\Delta T = T_k - T_b$  та критерію  $S$  на рис. 7 наведено залежність  $\varepsilon'(\Delta T)$  для різних схем, де  $\varepsilon'/\varepsilon$  – відношення холодильних коефіцієнтів дійсного і теоретичного циклів.

Рис. 7. Залежність  $\varepsilon'/\varepsilon$  від  $\Delta T$  для схем 1–5 з холодоагентами R152a і R22

За результатами числового експерименту в роботі одержано регресійну залежність для  $\varepsilon'/\varepsilon$  у функції сумарного гідравлічного опору в циклі  $\Sigma\Delta P_i$  та критерію  $S$ :

$$\varepsilon'/\varepsilon = a_0 + a_1 \Sigma\Delta P_i + a_2 S. \quad (8)$$

Числові значення кореляційних коефіцієнтів  $a_0$ ,  $a_1$  та  $a_2$  отримано для трьох холодоагентів R134a, R22 та R152a.

У цьому ж розділі розглянуто виробництво холоду і теплоти в схемах взаємодії ХМ і ТН, а також подано методику визначення зони робочих температур конденсації  $t_k$  і температур

низькопотенційних джерел  $t_n$ , при яких доцільно використовувати ТН як альтернативу традиційним способам теплопостачання. На рис. 8 показано результати такого аналізу.

Рис. 8. До визначення зони робочих температур доцільного використання ТН

Оскільки виробництво ТН дотепер здійснюється на елементній базі ХМ в умовах експлуатації, що істотно відрізняються, було запропоновано методику, що дозволяє забезпечити узгодження технічних характеристик елементів ХМ для роботи в режимі ТН стосовно конкретних значень температури низькопотенційного джерела теплоти, температури конденсації і теплопродуктивності.

**Четвертий розділ** роботи присвячено експериментальній перевірці адекватності методики розрахунку ХМ з урахуванням термогідравлічної незворотності процесів. Об'єктом експерименту було вибрано фрагмент холодильної станції, що включав компресор 21Ф28-7-3, конденсатор К4803Т, прилади охолодження ТМХ-160, ресивери, насоси, мастилоохолоджувач і систему трубної обв'язки з арматурою. Номінальна холодопродуктивність становила  $Q = 150$  кВт, температури випаровування могли варіюватися від  $-10$  до  $-40$  °С. Описано методику вимірювання потужності привода компресора, значення  $Q$ , параметрів циклу і вимірювання гідравлічних опорів. Наводиться оцінка похибки як окремих значень, так і підсумкового значення холодильного коефіцієнта  $\varepsilon$  та гідравлічних опорів. У табл. 1 подано зіставлення розрахункових та експериментальних результатів, що свідчить про задовільне їх узгодження.

Таблиця 1

Величина	Розрахунок	Експеримент	Похибка, %
Втрати тиску $\Delta P$ , кПа	12,97	13,7	5,3
Холодопродуктивність $Q$ , кВт	150,4	154,0	2,34
Холодильний коефіцієнт $\varepsilon$	1,52	1,55	2,22

Розроблена в дисертаційному дослідженні методика визначення залежності ефективності ХМ від ступеня термогідравлічної незворотності процесів дозволила на комбінаті “Колос” Держкомрезерву України провести модернізацію елементів трубної обв'язки на лінії

всмоктування. Зіставлення показників роботи ХМ до модернізації (див. табл. 1) з даними, одержаними для модернізованої лінії (табл. 2), показало, що холодильний коефіцієнт збільшився на 14,2 %, а холодопродуктивність зросла на 11,1 %.

Таблиця 2

Величина	Розрахунок	Експеримент	Похибка, %
Втрати тиску $\Delta P$ , кПа	9,83	10,4	5,5
Холодопродуктивність $Q$ , кВт	175,41	171,11	2,51
Холодильний коефіцієнт $\varepsilon$	1,731	1,77	2,20

### ВИСНОВКИ

1. Вперше в межах комплексного математичного моделювання поставлено і розв'язано задачу, в якій визначено залежність ефективності ХМ і ТН від ступеня термогідравлічної незворотності процесів у випарнику, конденсаторі та елементах трубної обв'язки термоперетворювачів з використанням нового запропонованого автором ентропійного методу визначення питомої теплопродуктивності ТН і холодопродуктивності ХМ при неізобарному фазовому перетворенні в конденсаторі та випарнику.

2. Встановлено, що в циклах теплових насосів при фіксованому значенні гідравлічного опору  $\Delta P_k$  у конденсаторі збільшення втрат тиску  $\Delta P_v$  у випарнику приводить до зменшення коефіцієнта трансформації  $\mu$ . При фіксованому  $\Delta P_v$  збільшення  $\Delta P_k$  приводить до підвищення  $\mu$ . При постійному значенні  $\Delta P_k$  збільшення  $\Delta P_v$  зумовлює істотне зменшення холодильного коефіцієнта  $\varepsilon$ . Наприклад, підвищенню  $\Delta P_v$  від 0 до 50 кПа відповідає зменшення  $\varepsilon$  в середньому (для різних холодоагентів) від 15 до 20 %.

3. Визначено ступінь чутливості ефективності циклів ХМ і ТН до зміни гідравлічних опорів при використанні різних холодоагентів. Показано, що чим більша молекулярна маса і чим менша питома теплота пароутворення холодоагенту, тим істотнішим виявляється вплив втрат тиску.

4. За результатами комплексного дослідження взаємопов'язаного впливу термогідравлічної незворотності у випарнику, конденсаторі та елементах трубної обв'язки одержано узагальнене кореляційне співвідношення, що відображає ранжируваний взаємопов'язаний ступінь впливу основних незалежних чинників, що визначають рівень термодинамічної ефективності холодильної машини і теплового насоса.

5. Вперше в дослідженні холодильних машин запропоновано методику аналізу й показано вплив на енергетичну ефективність циклу  $\varepsilon'/\varepsilon$  параметра складності схемної структури циклу при варіюваних його температурних межах для різних холодоагентів. З'ясовано, що вплив параметра складності  $S$  на значення відношення  $\varepsilon'/\varepsilon$  більш істотний, ніж вплив температурних меж циклу. Одержані в роботі регресійні залежності для різних робочих речовин дають можливість прогнозувати вплив втрат тиску в циклі на ефективність холодильних машин з урахуванням складності їх технологічної схеми.

6. Запропонована система тепло- і холодопостачання за схемою переведення роботи ХМ у режим ТН є ефективним способом енергозбереження й охорони навколишнього середовища. Об'єднання в єдиний комплекс ХМ і ТН дозволяє створити безвідходні технології в системах споживання теплової енергії на різних температурних рівнях. Проте висновок про доцільність заміни традиційних способів отримання теплоти шляхом упровадження теплонасосних технологій кожного разу потребує обґрунтування.

7. На підставі проведеного аналізу головних аспектів комплексного підходу до розширення застосування аміаку в холодильній промисловості запропоновано ряд схемних рішень для підвищення ефективності холодильних установок.

8. Запропоновано інженерну методику розрахунку, яка дозволяє на стадії проектування теплонасосних установок, створюваних на основі холодильних машин, що серійно випускаються, погоджувати роботу термотрансформаторів для функціонування як у режимі холодильних машин (наприклад, літній період роботи у складі системи кондиціонування повітря), так і в опалювальний період при реверсуванні струму холодоагенту.

9. Випробування натурального промислового фрагменту холодильної станції дозволили встановити, що непогодження теоретичних та експериментальних значень гідравлічних опорів, холодопродуктивності і холодильного коефіцієнта не виходять за межі, регламентовані відповідними стандартами на проведення випробувань холодильної техніки.

10. На підставі задовільного збігу теоретичних та експериментальних результатів розрахункову модель процесів у ХМ, запропоновану в даній роботі, можна вважати адекватною і з достатнім ступенем точності застосованою для виконання інженерних розрахунків при розв'язанні як прямих, так і зворотних задач, що виникають при проектуванні холодильної техніки.

11. Реконструкція схеми трубної обв'язки промислової ХМ, що була виконана з використанням розрахункової методики, сформульованої у даній роботі, і подальша

експериментальна перевірка показали, що за рахунок поліпшення термодинамічної якості схеми вдалося збільшити холодильний коефіцієнт на 14,2 % і підвищити холодопродуктивність на 11,1 %.

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ З ТЕМИ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Братута Э. Г., Шерстюк В. Г. Основные аспекты комплексного подхода к расширению применения аммиака в холодильной промышленности // Интегровані технології та енергозбереження. – 2004. – №4. – С. 67–70.

2. Братута Э. Г., Чиркин Н. Б., Шерстюк В. Г. Уточненная методика расчета режимов работы теплонасосных установок на базе технических характеристик основного оборудования // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”.– Харків: НТУ “ХПІ”, 2005.– № 29. – С. 9–14.

3. Братута Э. Г., Харлампида Д. Х., Шерстюк В. Г. Влияние неизобарности процессов конденсации и испарения на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 3/3(21). – С. 91–93.

4. Шерстюк В. Г. Производство холода и теплоты в системах энергетического взаимодействия холодильных и теплонасосных установок // Коммунальное хозяйство городов. – К., 2006. – Вып. 7. – С. 211–218.

5. Братута Э. Г., Шерстюк В. Г. Влияние температуры охлаждающей воды на теплоэнергетические характеристики при компремировании газов в холодильной технике // Интегровані технології та енергозбереження. – 2006. – № 2. – С. 84–88.

6. Братута Э. Г., Шерстюк В. Г., Харлампида Д. Х. Анализ влияния сопротивления соединительных трубопроводов холодильной машины на ее эффективность // Интегровані технології та енергозбереження. – 2007. – № 1. – С. 16–24.

7. Шерстюк В. Г., Кузнецов М. А. Энергоаудит современного предприятия пищевой промышленности // Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – 2007. – № 1. – С. 27–35.

8. Братута Э. Г., Харлампида Д. Х., Шерстюк В. Г. Влияние гидравлических сопротивлений на энергетическую эффективность цикла холодильной машины в зависимости от сложности ее технологической схемы // Труды Одесского политехнического университета. – 2007. – Вып. 1 (27). – С. 98–104.

9. Tovazhnyansky L., Sherstyuk V., Kapustenko P., Khavin G., Perevertaylenko O., Boldyryev S., Garev F. Plate Heat Exchangers for Environmentally Friendly Heat Pumps // Chemical Engineering



Transaction. – 2007. – Vol. 12. – P. 213–217.

10. Братута Э. Г., Чиркин Н. Б., Шерстюк В. Г. Комбинированное производство холода и теплоты на крупных холодильных станциях // Тезисы IV Междунар. конф. “Проблемы промышленной теплотехники”. – К., 2005. – С. 84–86.

11. Братута Э. Г., Шерстюк В. Г. Влияние температуры охлаждающей воды на эффективность холодильной установки // Междунар. научн.-практич. конф. “Интегрированные технологии и энергосбережение ИТЭ-2006” (Алушта, 2006). – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2006.

12. Братута Э. Г., Шерстюк В. Г., Харлампи Д. Х. Влияние гидродинамики внутритрубных процессов на эффективность тепловых насосов и холодильных машин. – Труды V Междунар. конф. “Проблемы промышленной теплотехники”. – К., 2007. – С. 238–240.

## АНОТАЦІЯ

Шерстюк В. Г. - Вплив термогідравлічної незворотності процесів у парокомпресорних холодильних та теплонасосних установках на їх ефективність. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України. – Харків, 2007.

У дисертаційній роботі шляхом комплексного математичного моделювання з послідовною експериментальною перевіркою отриманих результатів знайдено узагальнену залежність ефективності парокомпресійних холодильних машин (ХМ), теплових насосів (ТН) від ступеня термогідравлічної незворотності процесів в основних блоках та елементах трубної обв’язки при різних ступенях складності схемних рішень та використанні різних холодоагентів.

За допомогою запропонованого в роботі нового ентропійного методу визначення теплопродуктивності ТН та холодопродуктивності ХМ при неізобарних фазових перетвореннях отримано узагальнене кореляційне співвідношення, яке відображує ранжировку взаємозв’язку ступенів впливу практично усіх незалежних режимно-геометричних чинників, від яких залежить рівень термодинамічної ефективності ХМ і ТН.

Уперше в дослідженнях ХМ запропоновано методику, яка дозволяє на стадії передпроектних конструкторських розробок проаналізувати вплив гідравлічного опору вздовж тракту циркуляції холодоагенту на холодильний коефіцієнт залежно від критерію структурної складності схеми. Для різних холодоагентів отримано відповідне узагальнююче кореляційне

рівняння.

На основі результатів енергоаудиту експлуатації ХМ у складі сучасного підприємства харчової промисловості запропоновано низку перспективних схемних рішень для комбінованого виробництва холоду та тепла за рахунок переведення частини застарілого холодильного обладнання в режим роботи ТН з використанням теплоти конденсації працюючих ХМ.

Для технологічних схем, у яких ХМ і ТН працюють у єдиному комплексі тепло- та холодопостачання, запропоновано методику визначення зони робочих температур конденсації і випаровування, у межах якої застосування ТН є економічно доцільним.

Виконані випробування натурального промислового фрагменту холодильної станції дозволили встановити адекватність запропонованої в роботі розрахункової методики визначення впливу термогідралічної незворотності процесів, яка з достатньою точністю може використовуватися при розв'язанні як прямих, так і зворотних задач проектування холодильної техніки.

Ключові слова: термогідралічна незворотність, холодильні машини, теплові насоси, математична модель, ефективність.

## АННОТАЦІЯ

Шерстюк В. Г. Влияние термогидравлической необратимости процессов в парокomppressorных холодильных и теплонасосных установках на их эффективность. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины. – Харьков, 2007.

В диссертационной работе поставлена и в рамках комплексного математического моделирования с последующей экспериментальной проверкой решена задача, в которой определена обобщенная зависимость эффективности парокompрессионных холодильных машин и тепловых насосов от степени термогидравлической необратимости процессов в основных блоках и элементах трубной обвязки при варьируемой сложности схемных решений и использовании различных хладагентов.

С использованием предложенного энтропийного метода определения теплопроизводительности в ТН и хладопроизводительности в ХМ при неизобарных фазовых превращениях в конденсаторе и испарителе получено обобщенное корреляционное соотношение, отражающее ранжированную взаимосвязанную степень влияния практически всех независимых

режимно-геометрических факторов, определяющих уровень термодинамической эффективности ХМ и ТН.

Впервые в исследовании ХМ предложена методика, позволяющая на стадии предпроектных конструкторских разработок, проводить анализ влияния гидравлических сопротивлений по тракту циркуляции хладагента на холодильный коэффициент в зависимости от критерия структурной сложности схемы.

Полученные в работе для различных хладагентов регрессионные зависимости дают возможность прогнозировать влияние потерь давления в цикле на эффективность ХМ с учетом параметра сложности их технологической схемы.

На основе результатов энергоаудита эксплуатации ХМ в составе крупной холодильной станции современного предприятия пищевой промышленности предложен ряд перспективных схемных решений для комбинированного производства холода и теплоты при переводе части устаревшего холодильного оборудования в режиме работы тепловых насосов действующих холодильных машин.

Предложена инженерная методика расчета, позволяющая на стадии проектирования ТН, создаваемых на базе серийно выпускаемых ХМ, согласовать работу термотрансформаторов для функционирования как в режиме ХМ (к примеру, в летний период в составе системы кондиционирования воздуха), так и в отопительный период при переводе ХМ в режим работы ТН.

Для технологических схем, в которых ХМ и ТН работают в едином комплексе тепло- и хладоснабжения, в диссертации предложена методика определения рабочих температур конденсации и испарения, при которых применение ТН экономически целесообразно.

На основе проведенного анализа основных аспектов комплексного подхода к расширению применения аммиака в холодильной промышленности предложены конкретные пути перевооружения холодильных установок, позволяющие повысить эффективность и безопасность их эксплуатации.

Выполненные испытания натурного промышленного фрагмента холодильной станции позволили установить адекватность предложенной в работе расчетной методики определения влияния термодинамической необратимости процессов, с достаточной степенью точности применимой для выполнения инженерных расчетов при решении как прямых, так и обратных задач, возникающих при проектировании холодильной техники.

Ключевые слова: термодинамическая необратимость, холодильные машины, тепловые насосы, математическая модель, эффективность.

## **ABSTRACT**

Sherstyuk V. G. The influence of thermal and hydraulic irreversibility of processes in compressed steam refrigerators and thermocompressors on their efficiency. – Manuscript.

Thesis for submitting of the scientific degree of Candidate of Technical Science in specialty 05.14.06 – Technical Thermal Physics and Industrial Heat Power Engineering. – F.M. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine: Kharkov, 2007.

In the thesis the problem on research of steam compressing refrigerators and thermocompressors efficiency is put and solved at various complexity of circuit solutions and using various coolants. Using the method of complex mathematical simulation with the subsequent experimental verification the generalized dependence of the given installations efficiency on extent thermal and hydraulic irreversibility of processes in their mainframes and elements of a trumpet binding has been gained. A new entropy method is offered that allow to define the thermal productivity in thermocompressors and productivity of a cold in refrigerators at non-isobaric phase changes in the condenser and the evaporator. Using this method, the generalized correlation equation has been gained that reflects the interconnected extent of practically all independent regime and geometrical factors which determine a level of thermal gain of refrigerators and thermocompressors. For the first time in research of refrigerating machines the technique is offered, allowing at a stage of predesign engineering developments to spend the analysis of effect of flow friction on a section of circulation of a coolant on refrigerating factor depending on criterion of structural complexity of the circuit design. For various coolants the matching generalized correlation equation is gained. Power audit of maintenance of refrigerating machines which are a part of large refrigerating station of the modern factory of the food-processing industry also has been made in the thesis. Using this audit it was offered a series of perspective circuit solutions for the combined manufacture of a cold and heat while a part of the out-of-date refrigerating machinery works in a mode of working refrigerating machines thermocompressors. In the thesis the technique for flowsheets in which refrigerating machines and thermocompressors work in a uniform complex of heat and cold supplying is offered. The technique allows to define zones of operating temperatures of condensation and evaporation, inside of which application of the thermocompressor are economically expedient.

Tests of a natural industrial fragment of refrigerating station have been executed. It has allowed to define an adequacy of proposed technique of definition of processes thermodynamic irreversibility effect. Such technique can with sufficient degree of accuracy be applied to accomplishment of engineering calculations at the solution both straight lines and inverse problems of designing in

refrigerating engineering.

Key words: thermodynamic irreversibility, refrigerating machines, thermocompressors, mathematical model, efficiency.

Підп. до друку 06.12.2007 р. Формат видання 60x90/16  
Папір офсетний. Друк - ризографія. Умовн. друк. арк.. 0,9  
Гарнітура Times New Roman. Наклад 100 прим. Зам.№ 262989

---

Надруковано у СПДФО Ізрайлев Є.М.

Свідоцтво № 04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.

61002, Харків, вул. Фрунзе, 16

---