

ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ХОЛОДУ

ТІТЛОВ ОЛЕКСАНДР СЕРГІЙОВИЧ

УДК 621.575.932:621.565.92

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ
ПОБУТОВИХ АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ**

Спеціальність 05.05.14 – холодильна, вакуумна та компресорна техніка,
системи кондиціювання

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Одеса – 2008

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Одеській національній академії харчових технологій
Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор,
заслужений діяч науки і техніки України

Захаров Микола Дмитрович,

Одеська національна академія харчових технологій,
кафедра теплохолодотехніки, завідувач кафедри

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор,
Дорошенко Олександр Вікторович,
Одеська державна академія холоду, кафедра технічної термо-
динаміки

доктор технічних наук, професор,
Василенко Сергій Михайлович,
Державна наукова установа «Український науково-дослідний
інститут цукрової промисловості»,
директор

доктор технічних наук, професор
Кошельник Вадим Михайлович,
Національний технічний університет "Харківський політехніч-
ний інститут", кафедра теплотехніки та енергоефективних тех-
нологій, завідувач кафедри

Захист відбудеться 2 жовтня 2008 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради
Д 41.087.01 Одеської державної академії холоду за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Одеської державної академії холоду за адре-
сою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082.

Автореферат розісланий 1 вересня 2008 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
д.т.н., професор

В.І. Мілованов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Переведення систем холодильної техніки на екологічно безпечні холодоагенти привертає увагу розроблювачів побутової холодильної техніки й до абсорбційних холодильних приладів (АХП), до складу яких входить абсорбційний холодильний агрегат (АХА), робоче тіло якого складається із природних компонентів – водоаміачного розчину (ВАР) з добавкою інертного газу (водню). Тому застосування АХП може розглядатися як один з варіантів переведення на екологічно безпечні холодоагенти.

АХП мають ряд таких позитивних якостей, як безшумність, надійність і тривалий ресурс роботи, відсутність вібрації, магнітних і електричних полів при експлуатації, можливість використання в одному агрегаті декількох джерел енергії – як електричних, так і теплових. АХП практично не чутливі до зміни параметрів струму в мережі в діапазоні напруги 160...240 В.

До достоїнств АХП слід віднести й меншу, в порівнянні з компресійними аналогами, вартість, що в багатьох випадках має вирішальне значення. АХП ефективні при використанні в якості мініхолодильників, мінібарів, у вбудованих і у транспортних моделях холодильників, коли холодопродуктивність не перевищує 20 Вт і недоцільно використовувати компресійні холодильні машини.

Разом з тим, АХП мають підвищене, в порівнянні з аналогічними компресійними моделями, енергоспоживання, що обмежує область їх застосування й частку на ринку побутової холодильної техніки.

Із цієї причини роботи, спрямовані на підвищення енергетичної ефективності АХП, є **актуальними**, тим більше, що в Україні знаходиться один з великих виробників таких апаратів – Васильківський завод холодильників (ВЗХ), який, володіючи висококваліфікованими фахівцями, може зайняти провідне місце серед виробників побутової холодильної техніки не тільки в Україні, але й в інших країнах.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Представлені в дисертаційній роботі матеріали узагальнюють результати досліджень, виконаних в Одеській національній академії харчових технологій (ОНАХТ) за період з 1990 року по теперішній час за Постановою Ради Міністрів СРСР (тема №3 – 403 – 89) «Розробка комплексу технологічних рішень при масовому виробництві абсорбційних холодильників з використанням теплових труб» (№ ДР 01900026214 «Удосконалювати конструкції абсорбційно-дифузійних холодильних агрегатів з використанням теплових труб») і в рамках різних державних науково-технічних програм, у тому числі: ДКНТ України (Наказ № 15 від 01.03.1993) по проблемі «Ресурсозбереження» на 1993-1997, шифр 5.51.3 – методи й способи практичної реалізації пріоритетних напрямків енергозбереження в економіці України (№ ГР 0194U035346); Міністерства машинобу-

дування, військово-промислового комплексу й конверсії України (затверджено 09.07.1992) «Удосконалювання й розвиток виробництва побутової холодильної техніки». Розділ 6; Міністерства освіти й науки України: «Розробити низькотемпературні абсорбційні холодильні машини на нових робочих тілах» (№ ДР UA 010001081P); «Розробити й дослідити апарати на основі абсорбційних холодильних машин для первинної термічної обробки й зберігання харчових продуктів в умовах фермерських і сільських господарств України (№ ДР 0195U003455); «Наукові основи створення нових енергозберігаючих і екологічно безпечних холодильних машин і установок для зберігання сільськогосподарської продукції» (№ ДР 0197U016061); «Науково-методологічні основи енергозбереження при холодильному зберіганні сільськогосподарських продуктів, напівфабрикатів і сировини» (№ ДР 0100U004573); «Розробка науково-технічних основ холодильного зберігання сільськогосподарської продукції в умовах фермерських і селянських господарств України» (№ ДР 0103U003437).

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка науково-технічних основ підвищення ефективності побутових абсорбційних холодильних приладів.

Для досягнення цієї мети необхідно розв'язати наступні **задачі**:

- а) провести аналіз сучасного стану розробок в області побутових АХП і визначити найбільш перспективні напрямки досліджень;
- б) виконати математичне моделювання, енергетичний і ексергетичний аналіз циклів АХА й встановити вплив термодинамічних параметрів у характерних точках циклу на енергетичну ефективність;
- в) провести аналіз режимів роботи сучасних конструкцій генераторів АХА з метою визначення значень теплового навантаження, температур і складу робочого тіла, відповідних до мінімуму енергоспоживання;
- г) розробити математичні моделі елементів АХА (випарника, РТО, дефлегматора) і визначити їхні конструктивні параметри при роботі в енергозберігаючих режимах;
- д) адаптувати методи вибору товщини теплоізоляції до типових і перспективних конструкцій абсорбційних холодильників і морозильників;
- е) провести аналіз побутових абсорбційних холодильників і морозильників як об'єктів управління й визначити режими роботи з мінімумом енергоспоживання;
- ж) вивчити можливість і способи використання непридатного тепла циклу АХА для розширення функціональних можливостей побутових приладів;
- з) розробити схемні й конструктивні рішення енергозберігаючих елементів і конструкцій побутових абсорбційних холодильників і морозильників і провести їхні комплексні експериментальні дослідження з метою підтвердження результатів теоретичних розробок і одержання рекомендацій для проектування дослідних і серійних моделей;

и) провести оцінку техногенного впливу на навколишнє середовище відомих і розроблених, у рамках даного дослідження, побутових абсорбційних холодильників і морозильників і порівняти із кращими світовими аналогами, у тому числі й компресійного типу.

Об'єкт дослідження – побутові АХП.

Предмет дослідження – цикли, схеми, конструкції, температурні й енергетичні характеристики побутових АХП, енергозберігаючі режими їх роботи.

Методи дослідження:

а) теоретичні – з використанням апарату математичного моделювання, аналітичних і чисельних методів дослідження математичних моделей АХА і їх елементів;

б) експериментальні – при пошуку енергозберігаючих режимів роботи й визначенні температурних і енергетичних характеристик дослідних і серійних моделей побутових АХП при різних умовах експлуатації.

Наукова новизна отриманих результатів.

У дисертації захищаються **наукові положення:**

1. Використаний та обґрунтований у роботі системний підхід до створення енергозберігаючих АХП, що включає підвищення термодинамічної ефективності холодильного циклу, конструкторсько-технологічне пророблення елементів і аналіз режимів роботи, робить їх конкурентоспроможними на ринку побутової холодильної техніки.

2. Застосування в якості ефективних теплових зв'язків теплопередаючих пристроїв на базі теплових труб (ТТ) і двофазних термосифонів (ДФТС) дозволяє не тільки розширити області практичного застосування АХП за рахунок переходу від об'ємної конструкції випарника до площинної, але й суттєво поліпшити їхні експлуатаційні характеристики (збільшити корисний об'єм охолоджуваних камер, знизити рівень температур на 7...14 °С і енергоспоживання на 10...20 %).

При цьому відкриваються нові можливості ефективного застосування АХП і в транспортних системах, зокрема, за рахунок використання джерел скидного низькопотенціального тепла газів двигунів внутрішнього згоряння або охолоджувального середовища для забезпечення роботи генераторів АХП. Із пристроями такого роду невзможі конкурувати навіть традиційні ретельно відпрацьовані парокompресійні транспортні холодильники й кондиціонери.

3. При роботі АХП в умовах помірних і низьких температур зовнішнього повітря (від 25 до 10 °С) визначальним фактором енергозбереження є тривалість пускового періоду, яку можна скоротити або за рахунок прогріву елементів генераторного вузла в неробочий період, або за рахунок підведення додаткового («форсованого») теплового навантаження при запуску, при цьому вибір способу залежить від співвідношення температур в охолоджуваній камері й зовнішнього повітря й від термічного опору теплоізоляційних конструкцій камери.

Наукові результати з визначенням ступеня новизни й відмінність їх від раніше відомих.

Уперше:

а) з використанням результатів експериментальних досліджень отримані аналітичні й графічні залежності, що дозволяють вибрати параметри потоків робочого тіла в прямоточному випарнику АХА в складі побутових абсорбційних холодильних приладів різного призначення;

б) розроблена методика, що не має аналогів, пошуку енергозберігаючих режимів роботи АХА, що відрізняється урахуванням складу ВАР, його температури й тиску в системі на витратні характеристики двофазного потоку на транспортній ділянці генераторів;

в) розроблена методика розрахунку теплоізоляції підйомної ділянки дефлегматора, що забезпечує мінімум втрат аміаку при транспортуванні в конденсатор АХА, що відрізняється урахуванням зміни температур зовнішнього повітря при експлуатації протягом року;

г) запропонований метод вибору теплоізоляції охолоджуваних камер побутових АХП, що враховує базову вартість холодильного приладу й вартість його експлуатації у встановлений період;

е) обґрунтована можливість використання високопористих чарункових матеріалів (ВПЧМ) у якості теплоізоляції генераторного вузла АХА (ВПЧМ на основі кераміки) і в якості міжконтактного заповнювача (стисливий ВПЧМ на основі міді) і запропоновані варіанти використання таких матеріалів у серійній і дослідній продукції ВЗХ;

ж) розроблена методика й стенд для експериментальних досліджень АХА й АХП різного призначення на їхній основі, у тому числі й побутових комбінованих приладів з додатковою тепловою камерою (ТК); визначені діапазони енергозберігаючих режимів роботи в різних умовах експлуатації й показано, що в побутових комбінованих приладах використання тепла дефлегмації дозволяє підтримувати температуру в ТК від плюс 50 до плюс 70 °С;

з) розроблений алгоритм вибору теплового навантаження, що підводиться в енергозберігаючих побутових АХП у різних умовах експлуатації, що відрізняється урахуванням співвідношення температур в охолоджуваній камері й зовнішнього повітря й термічного опору теплоізоляційних конструкцій камери;

і) розроблена методика оцінки техногенного впливу на навколишнє середовище апаратів побутової холодильної техніки абсорбційного типу, що працюють як з електричними, так і тепловими джерелами енергії.

Отримали розвиток:

а) методика енергетичного й ексергетичного аналізу циклів сучасних АХА в холодильних приладах різного призначення в частині урахування теплообміну з повітряним середовищем транспортних магістралей і забезпечення необхідних технологічних параметрів у додатковій ТК;

б) методика розрахунку теплових режимів рідинного теплообмінника (РТО) АХА в частині урахування втрат у навколишнє середовище при природній конвекції.

Новизна конструкторсько-технологічних рішень, запропонованих і апробованих у даній роботі, захищена патентами й авторськими свідоцтвами СРСР, України й Російської Федерації.

Достовірність наукових положень і результатів підтверджується їхнім добрим кількісним узгодженням з отриманими в даній роботі експериментальними даними.

Практичне значення отриманих результатів

При проектуванні нових моделей АХП на ВЗХ використовуються наступні методики, розроблені в рамках даної дисертаційної роботи:

а) методика розрахунку енергозберігаючих конструкцій одно-, двох-, трьох- і чотирикамерних АХП, у тому числі й з випарно-конденсаційними системами на базі ТТ і ДФТС;

б) методика розрахунку теплоізоляційних конструкцій генераторних вузлів АХА, у тому числі й з використанням ВПЧМ на основі кераміки;

в) методика мінімізації термічного опору з використанням стисливого (на основі міді) ВПЧМ у зоні контакту циліндричних тіл (дефлегматор АХА – випарник ДФТС у схемі комбінованого побутового приладу із ТК) і плоскої поверхні із циліндричним тілом (стінка охолоджуваної камери – випарник АХА);

г) методика конструювання абсорбційних низькотемпературних (морозильних) камер параметричного ряду 180...280 дм³ на базі уніфікованого АХА типу АШ-160;

д) методика розрахунку й конструювання побутових комбінованих абсорбційних апаратів із ТК.

Запропоновані способи зниження енергоспоживання побутових АХП, реалізовані за допомогою систем електронного регулювання, дозволяють знизити енергоспоживання серійних і дослідних моделей ВЗХ, як мінімум на 30 %.

Запропоновані розробки використовувалися:

а) у серійній продукції ВЗХ: абсорбційний холодильник «Київ-410» АШ-160 [48, 50, 55, 57]; абсорбційний холодильник-бар «Київ-20-1» («Київ-20-2») АШ-40 [48, 50, 57]; абсорбційний холодильник-скриня «Київ» АЛ-36 (транспортного виконання) [48, 50, 57]; абсорбційний холодильник «Київ» АШ-35 (транспортного виконання) [40, 48, 50, 57];

б) у дослідній продукції ВЗХ: низькотемпературних (морозильних) камерах параметричного ряду 180-280 дм³ типу «скриня» з торцевим розташуванням двох АХА, а також із традиційним розташуванням (на задній стінці) модифікованого АХА [48-50, 53, 65, 66]; абсорбційних однокамерних холодильниках з об'ємом 170 дм³ [48, 50, 57]; побутових комбінованих приладах з додатковою ТК на базі серійної моделі АШ-150 [45, 50]; торговельних вітринах типу «Таир» [48, 50, 55].

Особистий внесок автора полягає в розробці основної ідеї дисертації, а також у постановці та розв'язку основних задач теоретичного, експериментального й прикладного характеру, зокрема, у розробці схем, способів роботи й конструкції енергозберігаючих побутових АХП, розробці методик енергетичного й ексергетичного аналізу циклів АХА, математичних моделей процесів теплообміну в елементах і конструкціях АХП, у проведенні експериментальних досліджень дослідних і серійних зразків і аналізі результатів, у розробці методик конструктивного розрахунку й розрахунку техногенного впливу на навколишнє середовище побутових АХП абсорбційного й компресійного типу, у формулюванні основних наукових результатів, висновків і рекомендацій.

Ряд досліджень було проведено з аспірантами Василівом О.Б. і Тюхаєм Д.С., а також з іншими співробітниками, заявленими в публікаціях, під керівництвом наукового консультанта Захарова М.Д.

Апробація результатів дисертації

Результати дисертації представлялися на 94 конференціях і семінарах, у тому числі на: Всесоюзній конференції «Наукові основи створення енергозберігаючої техніки і технології» (Москва, 1990); Всесоюзної науково-технічної конференції «Холод – народному господарству» (Ленінград, 1991); Міжреспубліканської науково-практичної конференції «Удосконалювання холодильної техніки і технології для ефективного зберігання і переробки сільськогосподарської продукції» (Краснодар, 1992); Міжнародної науково-технічної конференції «Розробка і впровадження нових технологій і устаткування у харчову і переробну галузі АПК» (Київ, 1993); IV Міжнародної конференції по екології «Екологія. Продукти харчування. Здоров'я» (Одеса, 1995); Всеукраїнської науково-технічної конференції «Розробка і впровадження прогресивних технологій і устаткування в харчову і переробну промисловість» (Київ, 1995); Міжнародної конференції “Application for Natural Refrigerants” (Аарис, Данія, 1996); Міжнародної науково-технічної конференції «Холод і харчові виробництва» (Санкт-Петербург, 1996); Міжнародної конференції “Advances in the Refrigeration Systems, Food Technologies and Cold chain” (Софія, Болгарія, 1998); Міжнародному семінарі «Non-Compression Refrigeration and Cooling» (Одеса, 1999); Міжнародної конференції по управлінню “Автоматика-2001” (Одеса, 2001); I-V Міжнародної науково-технічної конференції “Сучасні проблеми холодильної техніки і технології” (Одеса, 2001-2007); Міжнародної науково-технічної конференції «Природні холодоагенти – альтернатива глобальному потеплінню» (Санкт-Петербург, 2003); Міжнародної науково-практичної конференції «Актуальні проблеми живлення: технологія і устаткування, організація і економіка» (Донецьк, 2003); II Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої 300 річчю Санкт-Петербурга «Низькотемпературні і харчові технології в XXI столітті» (Санкт-Петербург, 2003); Міжнародної науково-практичної конференції «Промисловий холод і аміак» (Одеса, 2006).

Публікації. Результати дисертації опубліковані в 39 наукових спеціалізованих виданнях України і інших країн, визнаних ВАК (без співавторів 17). Отримано 2 авторських посвідчення СРСР, 15 патентів України і 13 патентів Російської Федерації.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається із вступу, 7 розділів, висновків і рекомендацій, списку літературних джерел з 346 найменувань і додатків, повний обсяг становить 447 сторінок, у тому числі ілюстрацій – 119, таблиць – 18, додатків – 5, викладених на 73 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність дисертаційної роботи, сформульована мета і задачі досліджень, представлені наукова новизна і практичне значення отриманих результатів, наведені результати апробації роботи і особистий внесок здобувача, структура і об'єм дисертації.

У **першому розділі** «Сучасний рівень розробок і виробництва абсорбційних холодильних приладів. Постановка задач досліджень» проведений аналітичний огляд літературно-патентних джерел в аспекті використання енергозберігаючих технічних рішень і методів розрахунку.

Відзначений внесок у такі розробки О. М. Березіна, В. М. Буза, В. В. Двирного, О. Г. Долотова, В. В. Завертаного, В. В. Ільїних, З. М. Лазуренко, А. В. Лихаревой, О. В. Мазура, Л. І. Морозюк, Г. І. Овечкіна, Г. М. Олифера, Ю. В. Осипова, Г. Ф. Смірнова, К. М. Смірнова-Васильєва, М. П. Третьякова, В. А. Хобіна, М. Ф. Хоменко, В. Ф. Чернишова, Г. Штірліна, С. В. Ярового.

Проведений аналіз сучасних побутових холодильних приладів показав, що в класі одно- і двокамерних абсорбційних холодильників із сумарним об'ємом 100...350 дм³ добове енергоспоживання складає від 0,7 до 2,2 кВт·год на 100 дм³ корисного об'єму, а в класі абсорбційних морозильників з об'ємом 160...240 дм³ – від 2,2 до 3,1 кВт·год на 100 дм³ корисного об'єму. Ці показники в 2...6 раз поступаються компресійним аналогам у першому випадку й в 4...9 разів у другому.

Відзначено, що відомі технічні рішення здебільшого носять частковий характер і невзможі кардинально розв'язати проблему подальшого поліпшення енергетичних характеристик АХП.

Для її вирішення необхідний системний підхід, що включає підвищення термодинамічної ефективності холодильного циклу, конструкторсько-технологічне пророблення елементів і режимів роботи АХП, як основних напрямків зниження енергоспоживання.

Показано, що при такому підході найбільш перспективними напрямками розробок є: удосконалювання термодинамічних циклів АХА; удосконалювання режимів роботи і конструкцій елементів АХА; раціональне використання холоду в побутових АХП; енергозберігаюче управління режимами роботи побутових АХП; розширення функціональних можливостей побутових холодильних приладів на базі АХА за рахунок утилізації «викидного» тепла циклу. У рамках цих напрямків

для досягнення мети представленої дисертаційної роботи сформульовані конкретні задачі досліджень.

У другому розділі «Енергетичний і ексергетичний аналіз циклів абсорбційних холодильних агрегатів» показано, що існуючі підходи до розрахунку циклів АХА ґрунтуються на спрощених схемах генераторних вузлів і не враховують: теплообмін з навколишнім середовищем транспортних магістралей; можливість варіювання складу інертного газу; тенденцій розвитку побутових АХП у частині зміни конструкцій елементів АХА і створення комбінованих приладів, що поєднують функції охолодження й нагрівання.

Характерною рисою сучасних АХА (рис. 1) є наявність горизонтального барботажного ректифікатора й дефлегматора з опускним і піднімальним ділянками. Вихідними даними для термодинамічного розрахунку циклу АХА є: склад робочого тіла; повний тиск; різниця парціальних тисків аміаку на вході випарника (виході абсорбера) і виході випарника (вході абсорбера); температури: нижча (вища) випаровування; навколишнього середовища; потоків ВАР у РТО і ректифікаторі; перепади температур у характерних точках циклу, що визначають недорекуперацію тепла і втрати тепла в навколишнє середовище. Термодинамічний розрахунок циклу АХА виконаний поелементно, при цьому вихідні параметри попереднього елемента є вхідними для наступного.

Ексергетичний аналіз циклу АХА проведений з використанням методу розрахунку втрат, запропонованого Д.П. Гохштейном. Результати розрахунків типового АХА, що працює з електронагрівником і з пальниковим пристроєм у складі абсорбційного морозильника «Стугна101» АМЛ-180, наведені в табл. 1.

Аналіз цих результатів показав, що: енергетична ефективність АХА, оснащеного пальниковим пристроєм, вище, ніж аналогічних апаратів з електронагрівниками, в 3 рази (для умов України); основні ексергетичні втрати в АХА припадають на генератор (при роботі з електронагрівниками – до 80 % від сумарних втрат в елементах, з пальниковими пристроями – до 60 %); значною мірою ефективність циклу АХА визначається режимами роботи випарника.

Енергетичний аналіз дозволив встановити вплив різних режимних параметрів на ефективність циклу АХА (на прикладі "ідеального" циклу): у діапазоні значень мінімальної температури випаровування (v_{\min}) від мінус 40 до мінус 20 °С при фіксованій максимальній температурі випаровування (v_{\max} = плюс 30 °С) тепловий коефіцієнт циклу АХА (η) практично не змінюється, при цьому найбільший вплив на його значення виявляє v_{\max} – при збільшенні її від мінус 10 до плюс 30 °С зростання η становить 40 %; енергетична ефективність АХА зростає при збільшенні діапазону температур випаровування; вибір інертного газу не впливає на енергетичну ефективність циклу АХА – заміна водню гелієм приводить лише до росту кількості циркулюючого інертного газу в 2 рази, що ускладнює роботу контуру природної циркуляції (КПЦ).

**Результати розрахунку відносних ексергетичних втрат в АХА абсорбційного морозильника
«Стугна 101» АМЛ-180**

Найменування елементів	Значення відносних ексергетичних втрат, %	
	Джерело енергії	
	Електронагрівник	Пальниковий пристрій
Випарник	1,96	6,00
Конденсатор	0,69	2,10
РТО	1,40	4,20
Абсорбер	0,57	1,80
Дефлегматор	1,40	4,20
Генераторний вузол:		
- генератор	20,02	60,40
- ректифікатор	0,36	1,00
- навколишнє середовище	1,50	–
- пальниковий пристрій	–	14,00
Виробництво й транспортування електроенергії	70,00	–
Ексергетичний ККД системи, %	2,10	6,3

Результати енергетичного аналізу режимних параметрів серійних і дослідних моделей АХА дозволили сформулювати ряд рекомендацій для виробників АХП.

Третій розділ «Удосконалювання режимів роботи і конструкцій елементів абсорбційних холодильних агрегатів» присвячений моделюванню процесів тепломасообміну в елементах АХА (прямоточному випарнику, РТО, абсорбері, піднімальній ділянці дефлегматора, генераторі), аналізу режимів їх роботи і впливу на енергетичну ефективність АХП.

Режими роботи **прямоточного випарника** АХА визначаються температурою і складом потоків ПГС і рідкого аміаку, що надходять на початкову ділянку. Склад потоку очищеної ПГС залежить від режиму роботи абсорбера, а температура потоків ПГС і аміаку – від того, яка частина холодопродуктивності випарника йде на охолодження цих потоків.

Розрахункове співвідношення, що описує процеси тепломасообміну при випаровуванні на початковій ділянці прямоточного випарника, отримане з урахуванням допущення про адіабатність процесу випаровування, коли вся теплота фазового переходу затрачається на охолодження вступників потоків ПГС і рідкого аміаку до мінімальної температури

$$Le \frac{R}{\mu_{\Gamma}} \cdot \theta_V^S \cdot \rho C_p (\theta_V^S - v_{\min}) = r_{v(\min)} (P_{x(\min)}^S - P_{x(\min)}), \quad (1)$$

де Le – число Люїса; $R = 8314$ – універсальна газова постійна, Дж/(кмоль·К); μ_{Γ} – відносна молекулярна маса ПГС; θ_V^S – температура потоку ПГС на вході, °С; ρ , C_p – густина і ізобарна теплоємність ПГС, відповідно, кг/м³ і Дж/(кг·К); v_{\min} – мінімальна температура випару, °С; $r_{v(\min)}$ –

питома теплота паротворення аміаку при v_{\min} , Дж/кг; $P_{x(\min)}^S, P_{x(\min)}$ – тиск насиченої пари аміаку при температурі v_{\min} і парціальний тиск пари аміаку в потоці ПГС на вході випарника, відповідно, Па.

Рівняння (1) можна представити у вигляді

$$(\theta_V^S)^2 - v_{\min} \cdot \theta_V^S - n = 0, \quad (2)$$

$$\text{де } n = \frac{(0,07 v_{\min} - 15,98 - P_{x(\min)}) \cdot \mu \cdot r_{v(\min)} \cdot 10^5}{Le \cdot R \cdot \rho \cdot C_p}.$$

Рівняння (2) дозволяє визначити температуру потоку ПГС на вході випарника, що забезпечує при заданій концентрації необхідні значення v_{\min} .

З рівняння (1) можна також отримати

$$v_{\min} = \frac{m \theta_V^S + r_{v(\min)} \cdot 10^5 \cdot (P_{x(\min)} + 15,98)}{0,07 \cdot 10^5 \cdot r_{v(\min)} + Le \cdot (R / \mu_{\Gamma}) \cdot \theta_V^S \cdot \rho \cdot C_p}. \quad (3)$$

Рівняння (3) дозволяє знайти мінімальну температуру випаровування аміаку на вході випарника, залежно від заданих параметрів ($P_{x(\min)}, \theta_V^S$) вхідного потоку ПГС.

Рівняння (2) і (3) є основою для аналізу впливу параметрів вхідних потоків ПГС і рідкого аміаку на режими роботи трьохпоточного випарника АХА. Аналіз результатів моделювання (рис. 2) показав, що:

а) для реалізації нормативних температурних режимів у камерах побутових АХП необхідно попередньо проохолоджувати потік очищеної ПГС на вході адіабатної ділянки випарника з недорекуперацією в 1...5 °С (для морозильників) і в 5...10 °С (для моделей із НТВ). Підвищення ступеня очищення потоку ПГС в абсорбері за рахунок інтенсифікації зовнішнього теплообміну або за допомогою використання «викидного» холоду випарника дозволяє підвищити температуру потоку очищеної ПГС на вході адіабатної ділянки випарника на 4...6 °С, тобто зменшити витрати холоду на попереднє охолодження до 10 % (для морозильників) і до 15 % (для моделей із НТВ);

б) на розподіл теплового навантаження, що йде на попереднє охолодження потоків ПГС і рідкого аміаку в трьохпоточному випарнику АХА, впливає діапазон температур випаровування. Так, в універсальних АХП, що працюють у широкому діапазоні температур (від мінус 18 °С до плюс 12 °С), на охолодження потоку ПГС затрачається близько 65 % від сумарного теплового навантаження, у моделях із НТВ (температури в камерах від мінус 18 °С до плюс 5 °С) – 60 %, в абсорбційних холодильниках (від плюс 5 °С до плюс 12 °С) – 55%.

Оцінка впливу ступеню переохолодження вхідного потоку рідкого аміаку на режими роботи адіабатної ділянки випарника показала, що для всіх АХА (за винятком, що працюють у складі універсальних АХП) на вході адіабатної ділянки трьохпоточного випарника досить підтримувати температурний напір в $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ між потоком рідкого аміаку і мінімальною температурою випаровування. При цій умові ріст температури в процесі випаровування не перевищить $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. В універсальних АХП доцільно знизити цей температурний напір, тому що при температурному напорі в $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ріст температури у випарнику перевищить $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

З використанням результатів моделювання розроблена оригінальна конструкція трьохпоточного випарника АХА із проміжним зливом рідкого аміаку [53], яка дозволяє раціонально розподілити холод на попереднє охолодження потоків рідкого аміаку й очищеної ПГС. Експериментальні дослідження такого дослідного зразка випарника показали можливість забезпечення рівня температур мінус $19\dots$ мінус $21\text{ }^{\circ}\text{C}$ у НТВ об'ємом 40 дм^3 .

РТО являє собою типовий теплообмінний апарат типу «труба в трубі». Режим течії – протитечія, причому в міжтрубному просторі рухається потік слабого ВАР. Високотемпературна частина РТО встановлюється в теплоізолюваному кожусі генераторного вузла і перебуває практично в адіабатних умовах. Низькотемпературна частина РТО теплоізоляцією не закрита і частина тепла розсіюється в навколишнє середовище. Необхідним елементом пошуку енергозберігаючих режимів РТО є математичне моделювання процесів теплообміну з урахуванням втрат у навколишнє середовище.

При виконанні перевірконого розрахунку РТО в режимі протитечії задана поверхня F_o або довжина l_o і температури потоків ВАР на вході – міцного ($T'_{LH(f)}$) і слабого ($T'_{LH(w)}$). З урахуванням теплового балансу і з використанням рівнянь теплопередачі записана система рівнянь для елементарної ділянки РТО у випадку відсутності аксіальних перетічок тепла:

$$T_f'' - T_{O.C} = C_1 + C_2, \quad (4)$$

$$T_w' - T_{O.C} = C_3 + C_4, \quad (5)$$

$$T_f' - T_{O.C} = C_1 \cdot \exp(n_1 \cdot l_o) + C_2 \cdot \exp(n_2 \cdot l_o), \quad (6)$$

$$T_w'' - T_{O.C} = C_3 \cdot \exp(n_1 \cdot l_o) + C_4 \cdot \exp(n_2 \cdot l_o), \quad (7)$$

$$\frac{K_1 \cdot \pi \cdot d_f}{C_f} \cdot (T_w' - T_f'') = n_1 \cdot C_1 + n_2 \cdot C_2, \quad (8)$$

$$-\frac{K_1 \cdot \pi \cdot d_f}{C_w} \cdot (T_w' - T_f'') - \frac{K_2 \cdot \pi \cdot d_w}{C_w} \cdot (T_w' - T_{O.C}) = n_1 \cdot C_3 + n_2 \cdot C_4, \quad (9)$$

де T_f'' й T_w'' – невідомі температури потоків на виході; K_1 і K_2 – коефіцієнти теплопередачі для відповідних поверхонь теплообміну, Вт/(м²·К); T_w , T_f , $T_{o.c}$ – температура потоку слабкого і міцного ВАР і навколишнього середовища, відповідно, °С; d_f , d_w – значення внутрішнього діаметра каналу міцного і слабкого ВАР, відповідно, м; C_f і C_w – повна теплоємність потоку міцного й слабкого ВАР, відповідно, Вт/К.

Типові температурні поля частково теплоізолюваного РТО наведені на рис. 3.

Розроблена модель дозволяє не тільки проводити перевірочний розрахунок РТО, але і комплексно вирішувати завдання підвищення енергетичної ефективності АХА, тобто брати до уваги як режими роботи елементів генераторного вузла (генератора, ректифікатора, дефлегматора), так і елементів КПЦ – абсорбера, випарника й сполучних магістралей).

Модель РТО використана при конструкторському розрахунку модернізованої моделі абсорбційного холодильника АШ-160.

Аналіз результатів моделювання теплових режимів РТО дозволив запропонувати: конструкцію сплющеного РТО [48], яка дала можливість збільшити поверхню теплообміну між потоками слабкого і міцного ВАР і, відповідно, зменшити довжину РТО і число зварних швів, що сприятливо позначається на надійності експлуатації АХП; технічне рішення [51, 54], яке кардинально вирішує проблему переохолодження потоку слабкого ВАР на вході в абсорбер за рахунок теплового зв'язку між потоками насиченої холодної ПГС і слабким ВАР, а для зниження теплоприпливів з навколишнього середовища на каналі слабкого ВАР встановлювати теплоізоляційний кожух.

Абсорбер. Проведений термодинамічний аналіз циклів АХА і процесів у випарнику і РТО, показав, що основною вимогою до абсорбера при розробці енергозберігаючих конструкцій АХП є підвищення ступеня очищення потоку ПГС і зниження його температури. Обидва випадки припускають інтенсивний відвід тепла абсорбції, який може бути досягнутий як за рахунок інтенсифікації внутрішнього і зовнішнього теплообміну, так і за рахунок збільшення температурного напору, наприклад, за допомогою використання потоку насиченої ПГС із температурою від 0 °С до плюс 5 °С.

У результаті виконаного експериментального дослідження були вивчені способи інтенсифікації теплообміну при природньо-конвективному охолодженні абсорбера і при вимушеній конвекції. Для інтенсифікації процесу теплообміну на задній поверхні холодильної шафи був установлений витяжний канал. Установка витяжного каналу дозволила організувати інтенсивний рух повітряного середовища в зоні розташування абсорбера, що сприяло зниженню температури абсорбції (рис.4), підвищенню ступеня очищення потоку ПГС і збільшенню холодопродуктивності випарника АХА.

Зниження температури абсорбера при роботі холодильника з витяжним каналом досягло 4 °С, що дозволило здійснювати періодичне відключення підводного теплового навантаження,

при цьому середній рівень температур у НТВ і холодильній камері (ХК) не перевищував рівня температур при безперервній роботі. За рахунок періодичного відключення теплового навантаження добове енергоспоживання дослідного зразка знизилося на 10...20 %.

У дослідженнях примусової системи циркуляції використовували абсорбційний морозильник «Стugna» АЛ-180. Вентилятор був встановлений у нижній частині витяжного каналу під абсорбером. Вивчалися дві конструкції повітроводів: панельний і локальний. Панельний являв собою канал, що повністю закриває задню стінку шафи, а локальний – канал, що зв'язує тільки абсорбер і конденсатор.

Показано, що наявність примусової циркуляції за інших рівних умов дозволяє знизити рівень температур у камері на 5...6 °С при $t_{o,c} = 32$ °С і на 1...2 °С при $t_{o,c} = 26$ °С. Однак, зниження енергоспоживання не спостерігалось через додаткові витрати електроенергії на привід вентилятора. Отримані експериментальні дані і аналіз внутрішніх процесів тепломасобміну при абсорбції дозволили запропонувати нові енергозберігаючих конструкцій побутових АХП з інтенсифікацією внутрішніх процесів тепломасобміну [64] і можливістю управління процесами в КПЦ [41], а також конструкції побутових комбінованих приладів [47], що містять не тільки камери охолодження, але і камери з температурою вище за температуру повітря в приміщенні, – тепловою камерою (ТК).

У рамках пошуку енергозберігаючих режимів роботи **генератора**, були використані результати експериментальних досліджень серійних АХА виробництва ВЗХ, у тому числі залежності температури потоків на виході (t_T'') і вході (t_T') генератора від підведеного теплового навантаження (Q_T) при $t_{o,c} = 25$ °С. Вихідні дані для аналізу були сформовані в такий спосіб.

На вхід генератора надходить потік міцного ВАР з масовою концентрацією $\xi' = 0,34$ і температурою t_T' . Розчин містить 1 кг аміаку. З верхньої частини генератора при температурі t_T'' виходить потік слабкого ВАР з масовою концентрацією ξ_W' й парова суміш із масовою концентрацією ξ_T' . Тиск у системі $P = 19$ бар. З урахуванням залежності термодинамічних і теплофізичних властивостей ВАР від температури і складу необхідно визначити кількість пари аміаку в паровій суміші на виході генератора m_X'' . За значенням m_X'' можна судити і про холодопродуктивність АХА і про енергетичну ефективність режимів підведення теплового навантаження.

Аналіз результатів розрахунку показав, що залежність питомої кількості підведеного тепла має мінімум (147...155 °С) у діапазоні значень теплового навантаження, яке підводиться $Q_T = 40...80$ Вт і температур кінця кипіння $t_T'' = 145...170$ °С (рис. 5). Робота за межами цього діапазону приводить до збільшення енерговитрат до 9 %, причому це пов'язано або з підігрівом рідкої фази, або зі збільшенням частки абсорбенту (води) у паровій суміші.

Для підтримки енергозберігаючого режиму роботи генератора було запропоновано створити ізотермічну поверхню на всій піднімальній ділянці за рахунок установки додаткового нагрівального елемента [49]. При експериментальних дослідженнях нового способу роботи на піднімальній ділянці генератора був установлений додатковий електричний нагрівач.

Підведення тепла до потоку ВАР здійснювалось послідовно – спочатку в зоні розташування основного нагрівача, а потім – у зоні додаткового, тобто ВАР проходив як би «першу ступінь», а потім – «другу ступінь». Нижня межа теплового навантаження основного нагрівача була обрана з умови стабільності роботи генератора і складала 40 Вт. Верхня межа теплового навантаження відповідала максимальній енергетичній ефективності АХА. Результати експериментальних досліджень представлені на рис. 6 і показують, що те саме значення холодопродуктивності випарника може бути досягнуте або при подачі теплового навантаження на основний нагрівач $Q'_{TC} = 67,5$ Вт, або при подачі розподіленого теплового навантаження на основний ($Q'_{TC} = 47,5$ Вт) і додатковий ($Q''_{TC} = 12,5$ Вт) нагрівачі в сумі $Q_{TC} = 60$ Вт. Економія енергії при цьому становить близько 10 %.

Дослідження впливу температури навколишнього середовища в діапазоні $t_{o.c} = 10...32$ °C показали, що положення мінімуму теплових навантажень на генераторі при зниженні $t_{o.c}$ зміщується у бік менших значень температур кінця кипіння ВАР, а зниження енергоспоживання становить 10..15 %.

Показано, що одним з перспективних способів енергозбереження в АХП є зниження теплових втрат в елементах генераторного вузла АХА за допомогою використання більш ефективних теплоізоляційних матеріалів. Одним зі шляхів рішення може стати знімна теплоізоляція, попередньо виготовлена під конфігурацію елементів генераторного вузла АХА, зокрема, у вигляді футляра з пористої кераміки, зробленого методом дублювання полімерної матриці. Основною проблемою при розробці такого теплоізоляційного покриття є забезпечення балансу між вимогами до твердості конструкції і теплоізоляційним властивостям, тому що ріст пористості матеріалу збільшує не тільки його термічний опір, але і крихкість. Для оцінки властивостей різних теплоізоляційних матеріалів запропонований і реалізований експрес-метод, що дозволяє оперативно отримувати відомості за значеннями ефективних коефіцієнтів теплопровідності. Результати досліджень показали, що в якості теплоізоляції генераторних вузлів АХП перспективним може бути ВПЧМ на основі кераміки з пористістю $\approx 0,95$.

Завдання створення ефективною і екологічно безпечною теплоізоляції вирішувалося і за рахунок застосування засипаних у генераторний кожух гранул із ВПЧМ на основі кераміки [60]. Гранули із ВПЧМ мали діаметр 3...4 мм, пористість засипання становила в середньому 0,95. У процесі випробувань холодильники забезпечували нормативні вимоги в частині температурних режимів камер, а енергоспоживання їх знизилося і склало: у моделі «Київ-410» АШ-160 – 1,70 кВт·ч/добу

(замість 1,85 кВт·ч/добу), у моделі «Кристал-408» АШ-155 – 1,50 кВт·ч/добу (замість 1,63 кВт·ч/добу).

Виконані дослідження в рамках пошуку енергозберігаючих режимів роботи генераторів АХА дозволили розробити оригінальні конструкції, у яких є засипання із ВПЧМ на основі кераміки, а високотемпературні елементи й джерела тепла раціонально згруповані й розташовані у внутрішніх порожнинах генераторного вузла [52, 61]. Це дозволяє знизити енергоспоживання на 12 %, спростити технологію виробництва й підвищити надійність роботи АХА.

У четвертому розділі «Раціональне використання холоду в побутових абсорбційних холодильних приладах» представлені результати вивчення способів мінімізації теплоприпливів через огорожуючі конструкції камер і термічного опору теплового ланцюга «випарник АХА – корисний об'єм охолоджуваної камери».

При виборі раціональної товщини теплоізоляції, яка забезпечує мінімум теплоприпливів і враховує специфіку роботи побутових АХП, брали до уваги наступне. Розроблювальне обладнання призначене для побутових цілей, тому одним з основних факторів, що цікавлять споживача, є сумарна вартість експлуатації у встановлений період

$$C_{\Sigma} = C_K + C_{AXA} + C_{\mathcal{E}}, \quad (10)$$

де C_K , C_{AXA} , $C_{\mathcal{E}}$ – вартість охолоджуваної камери, АХА і експлуатації у встановлений період, відповідно.

Для визначення кожної складової рівняння (10) розроблений алгоритм розрахунку товщини теплоізоляції стінок побутового АХП типу «шафа» із чотирма охолоджуваними камерами. Вихідними даними для розрахунку є: $t_{o,c} = 32$ °С; зовнішні розміри шафи – ширина і глибина, обумовлені нормативними документами; теплофізичні властивості і вартість матеріалів корпусу; об'єм охолоджуваної камери (V_K); температура в розрахунковій камері ($T_{K(i)}$); камерах, що примикають до неї ($T_{K(i-1)}$, $T_{K(i+1)}$). Змінним параметром є товщина теплоізоляції ($\delta_{из}$).

Після визначення суми теплоприпливів $\Sigma Q_{ТП(i)} = Q_o$ і вартості камери (C_K) для даного значення $\delta_{\mathcal{E}(i)}$ проводиться збільшення товщини теплоізоляції $\delta_{\mathcal{E}(i+1)} = \delta_{\mathcal{E}(i)} + \Delta\delta$ з відповідною зміною висоти $H_{i+1} = H_i + \Delta H$ і послідовність розрахунку повторюється. У результаті розрахунку для кожного значення $V_{K(i)}$ визначаються функціональні залежності $C_{K(i)} = f(\delta_{из})$ й $Q_{0(i)} = f(\delta_{из})$. Алгоритм реалізується до досягнення «критичного» значення $\delta_{из(кр)}$, при якому значення теплоприпливів мінімально (метод 1).

Для урахування впливу вартості камери запропоновано два нові методи (методи 2 і 3) визначення товщини теплоізоляції, що забезпечує мінімальну сумарну вартість експлуатації у встановлений період.

Метод 2 припускає наявність функціональної залежності $\eta = f(Q_0)$, $C_3 = f(\eta)$ і $C_{АХА} = f(\delta_{из})$ і дозволяє безпосередньо провести мінімізацію значення C_Σ . Метод 3 припускає знаходження товщини теплоізоляції при рівності темпу зміни вартості камери і темпу зміни теплоприпливів з навколишнього середовища $\delta''_{\text{е}c(\text{opt})}$. Основна перевага методу 3 – це незалежність від вартості камери і вартості експлуатації.

Типові результати розрахунків різними методами товщини теплоізоляції охолоджуваних камер типу «шафа» у складі побутових АХП наведені на рис. 7. Як видно, товщина теплоізоляції, знайдена по методах 2 і 3, в 1,8...2, 2 рази менше, чим визначена по «критичному» значенню, яка на практиці неприйнятна через значні габарити побутового АХП.

З урахуванням вищевикладених міркувань представляється доцільним рекомендувати до використання третій метод розрахунку товщини теплоізоляції, при цьому з урахуванням неврахованих факторів і тенденцій зміни можна збільшувати розрахункову товщину теплоізоляції до 10 %.

Мінімізація термічного опору теплового ланцюга "випарник АХА – корисний об'єм охолоджуваної камери" є другим напрямком раціонального використання холоду.

При фіксованій холодопродуктивності випарника АХА ($Q_0 = \text{const}$), наприклад, чисельно рівної зовнішнім теплоприпливам, температура в камері $t_{\text{кам}}$ залежить від середньої температури випарника t_0 і термічного опору ланцюга "випарник АХА – корисний об'єм камери" ΣR

$$t_{\text{кам}} = \bar{t}_0 + Q_0 \Sigma R. \quad (11)$$

Аналіз співвідношення (11) показує, що необхідний рівень температур у камері може бути досягнутий або за рахунок зниження температури випаровування, або за рахунок зменшення сумарного термічного опору.

Перший шлях пов'язаний з додатковим випарюванням аміаку в генераторі і зниженням концентрації слабкого ВАР і припускає відповідне збільшення енерговитрат. Другий шлях реалізується за рахунок застосування кондуктивних стоків тепла, наприклад, у вигляді алюмінієвих панелей, встановлених на внутрішніх стінках камери, які можуть нести ребрення і ТТ із ДФТС. Необхідне значення сумарного термічного опору у формулі (11) можна одержати або за рахунок збільшення товщини стінки алюмінієвої панелі, або за рахунок застосування додаткових паралельних теплостоків у вигляді ТТ або ДФТС, які, володіючи низьким термічним опором, виступають у якості своєрідних ізотермічних осей, що пронизують стінки внутрішнього алюмінієвого корпусу.

У загальному вигляді теплова схема абсорбційного холодильника із ТТ або ДФТС наведена на рис. 8.

В основі математичної моделі теплових режимів камери із ТТ або ДФТС лежить тепловий баланс елементарної чарунки (ЕЧ) елементів корпусу (внутрішнього алюмінієвого і шару теплоізоляції). Для внутрішнього корпусу розглянуто чотири випадки: ЕЧ не має теплового зв'язку із ТТ

або ДФТС; ЕЧ має тепловий зв'язок із зоною випару (конденсації) ТТ або ДФТС; ЕЧ задньої стінки внутрішнього корпусу пов'язані в тепловому відношенні з випарником АХА й з конденсатором ТТ або ДФТС. У всіх випадках теплоприпливи від завантажених продуктів не враховувалися, тобто моделювалися нормативні випробування з незавантаженою камерою в пускових і перехідних режимах. Кінцеві збільшення температури в часі для кожного типу ЕЧ ($\Delta\tau$) визначалися як

$$\Delta t_{i,j} = \frac{\Delta\tau}{C_{i,j} \cdot \rho_{i,j} \cdot V_{i,j}} \cdot \Delta Q_{i,j}, \quad (12)$$

де $C_{i,j}$ і $\rho_{i,j}$ – питома масова теплоємність і густина матеріалу ЕЧ, Дж/(кг·К) і кг/м³; $V_{i,j}$ – об'єм ЕЧ, м³; $\Delta Q_{i,j}$ – результуючий тепловий потік, Вт.

Співвідношення типу (12), записані для кожної ЕЧ внутрішнього і теплоізоляційного корпусу камери, становлять систему рівнянь. Граничними умовами при рішенні такої системи є: температура навколишнього середовища; у початковий момент часу $\tau = 0$ температури ЕЧ внутрішнього і теплоізоляційного корпусів дорівнюють температурі навколишнього середовища; температури випарника АХА в режимі пуску і у позиційному режимі управління.

Збільшення часу $\Delta\tau$ задаються до досягнення середньої температури стінок внутрішнього корпусу (\bar{t}_k) рівної заданій ($t_{кам}$).

У зв'язку зі складністю теоретичної оцінки граничних умов при моделюванні пускових і перехідних теплових режимів камер із ТТ або ДФТС був виконаний комплекс експериментальних досліджень. Об'єктом дослідження став абсорбційний холодильник “Київ-410” АШ 160 з аміачними ТТ у НТВ.

У результаті моделювання з використанням результатів експериментальних досліджень, при якому варіювалися розміри охолоджуваних камер, товщина стінки внутрішнього корпусу і число ТТ, розроблена номограма (рис. 9), що дозволяє розроблювачам вибрати прийнятний варіант конструкції.

Основна проблема при розробці АХА із блоковою конструкцією випарника пов'язана із забезпеченням ефективного теплового зв'язку між плоскою теплосприймаючою поверхнею і випарником, що мають циліндричну або сплюснену форму перерізу.

Для зниження контактного опору вперше була використана оригінальна конструкція, що містить стислу пластину ВПЧМ з мідним каркасом [50]. Попередньо заготовлені пластини ВПЧМ встановлювали в зоні контакту і стискали за допомогою різьбових з'єднань, при цьому знижувалася їхня пористість і зростала ефективна теплопровідність.

Для визначення ефективної теплопровідності ВПЧМ і впливу на неї ступеня стиску були проведені експериментальні дослідження. У якості об'єкта дослідження використовувалася пластинка мідного ВПЧМ товщиною 10 мм, а також її стислі варіанти із залишковою товщиною 4,5, 3,2

і 2,3 мм. Як показали дослідження, при ступені стиску зразка мідного ВПЧМ більш 4,35 ефективна теплопровідність практично не міняється і становить надалі $8,3 \pm 0,1$ Вт/(м·К). Максимальний ефект досягається у випадку, якщо до стиску ВПЧМ просочується теплопровідна паста типу КПТ-8.

Застосування ТТ і ДФТС із ефективним тепловим зв'язком за допомогою ВПЧМ дозволили застосувати новий спосіб конструювання, який відрізняється від традиційних виносом випарника АХА за межі корисного охолоджуваного об'єму камери і установкою його в спеціальному теплоізоляційному блоці [46, 55, 58, 59, 63, 65-69]. Це дозволяє збільшити корисний об'єм охолоджуваної камери, виключити з технології виробництва екологічно небезпечну операцію оцинкування поверхні випарника АХА і розробити нові конструкції побутових АХП.

П'ятий розділ «Енергозберігаюче управління режимами побутових абсорбційних холодильних приладів» присвячений вивченню режимів роботи елементів і конструкцій АХП, що забезпечують мінімальне енергоспоживання при експлуатації. Показано, що при пошуку енергозберігаючих режимів необхідно звернути особливу увагу на ефективність транспортування аміаку у випарник, особливо в умовах роботи при знижених температурах зовнішнього повітря, а визначальним моментом при роботі в широкому діапазоні температур повітря навколишнього середовища є режими роботи **піднімальної ділянки дефлегматора**.

У сучасних конструкціях АХА підйомна ділянка дефлегматора виконує функцію остаточного очищення пари аміаку від пари води. Нижня частина підйомної ділянки дефлегматора закривається загальним теплоізоляційним кожухом. Очищення пари аміаку після ректифікатора відбувається як у зоні установки теплоізоляції (частково), так і на відкритих ділянках підйомного дефлегматора. В ідеальному режимі наприкінці підйомної ділянки дефлегматора очищення аміаку завершується. У реальних умовах експлуатації, коли температура повітря в приміщенні може змінюватися від 10 до 32 °С (клас виконання SN^*), у конденсатор надходить або неочищений пар аміаку, або конденсація аміаку починається вже у верхній частині піднімальної ділянки дефлегматора. Обидва цих фактора несприятливо впливають на енергетичну ефективність АХА.

Для визначення параметрів піднімальної ділянки дефлегматора, що забезпечують мінімальне енергоспоживання при роботі в широкому діапазоні температур навколишнього середовища, розроблена математична модель, в основі якої лежать рівняння збереження тепла й маси. Для ділянки дефлегматора висотою Δx рівняння мають вигляд

$$\Delta Q_{D(dx)} = \Delta Q_{o.c(dx)} + \Delta Q_{F(dx)} + \Delta Q_{ax(dx)}, \quad (13)$$

$$G''_{ex} = G''_{dx} + G'_{dx}, \quad (14)$$

де $\Delta Q_{D(dx)}$, $\Delta Q_{o.c(dx)}$, $\Delta Q_{F(dx)}$, $\Delta Q_{ax(dx)}$ – тепловий потік при дефлегмації, тепловий потік у навколишнє середовище, тепловий потік, що йде на підігрів стікаючої флегми, аксіальний тепловий

потік на ділянці Δx , Вт; G''_{dx} і G'_{dx} – масові витрати парової суміші на виході ділянки Δx і флегми, що утворюється на цій ділянці, відповідно, кг/с.

З урахуванням ряду допущень (термічний опір плівки флегми незначний і ним можна знехтувати; температури флегми і стінки дефлегматора рівні і на ділянці Δx постійні; на ділянці Δx температура стінки дефлегматора постійна в аксіальному і радіальному напрямках) рівняння (13) набуває вигляд:

а) вхідна (початкова) ділянка:

$$\alpha_{D(1)}(\vartheta_{ex} - t_1) \cdot \Delta F_{вн} = K_l(t_1 - t_{o.c}) \cdot \Delta x + G_{F(1)} \cdot C_{F(1)}(t_1 - t_2) + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_1 - t_2) \cdot F_{сеч}; \quad (15)$$

б) вихідна (кінцева) ділянка K :

$$\alpha_{D(K)}(\vartheta_K - t_K) \cdot \Delta F_{вн} = K_l(t_K - t_{o.c}) \cdot \Delta x + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{K-1} - t_K) \cdot F_{сеч}; \quad (16)$$

в) проміжна ділянка i ($i = 2 \dots K - 1$):

$$\alpha_{D(i)}(\vartheta_i - t_i) \cdot \Delta F_{вн} = K_l(t_i - t_{o.c}) \cdot \Delta x + G_{F(i)} \cdot C_{F(i)}(t_i - t_{i+1}) + \frac{\lambda}{\Delta x}(t_{i-1} - 2t_i + t_{i+1}) \cdot F_{сеч}; \quad (17)$$

де α_D – коефіцієнт теплообміну при конденсації водоаміачної пари, Вт/(м²·К); ϑ , t – температури на ділянці Δx парового потоку і стінки (флегми), відповідно, °С; $t_{o.c}$ – температура навколишнього середовища, °С; K_l – лінійний коефіцієнт теплопередачі між парою і навколишнім середовищем на ділянці Δx , Вт/(м·К); $\Delta F_{вн}$ і $\Delta F_{сеч}$ – площа внутрішньої стінки ділянки Δx і аксіального перетину труби дефлегматора, відповідно, м²; G_F , C_F – масова витрата і питома масова теплоємність вступники флегми, відповідно, кг/с і Дж/(кг·К).

Для знаходження невідомих параметрів парового потоку на виході ділянки Δx ($\vartheta_{(x+\Delta x)}$, $G_{(x+\Delta x)}$ і $\xi''_{(x+\Delta x)}$) до рівнянь (15-17) додаються рівняння матеріального балансу.

При використанні представленої моделі мінімізацію неминучих втрат аміаку при його транспортуванні в конденсатор пропонується здійснити виходячи з наступних міркувань. У помірних широтах АХА в «жорсткому» режимі при підвищених температурах навколишнього середовища експлуатується в році 2-3 місяця. Решта часу роботи проходить при температурах повітря в приміщенні від 18 до 25 °С. Запропонований наступний підхід – провести розрахунок теплоізоляційного кожуха на всій довжині піднімальної ділянки дефлегматора з умови повного очищення пари аміаку при температурі повітря в приміщенні 32 °С. Це дозволить здійснювати роботу АХА в «жорстких» умовах експлуатації і мінімізувати неминучі втрати при транспортуванні в умовах

помірних і низьких температур повітря в приміщенні. Розрахунок показав, що для забезпечення повного очищення потоку пари аміаку в «жорстких» умовах експлуатації АХП товщина теплоізоляції піднімальної ділянки дефлегматора у вигляді скловолокнистої тканини повинна бути товщиною 3...4 мм. Така конструкція дозволяє підвищити енергетичну ефективність у порівнянні із традиційною частковою теплоізоляцією піднімальної ділянки дефлегматора на 17...22 %.

У зв'язку з відсутністю математичних моделей процесів гідродинаміки і тепломасообміну в елементах АХА в перехідних режимах роботи, **пошук енергозберігаючих режимів роботи** проводився шляхом експериментальних досліджень. Об'єктами досліджень були модернізовані моделі однокамерних АХП із НТВ ("Київ-410" АШ-160 і "Кристал-408" АШ-150) і морозильник «Стугна» АМЛ-180М. Модернізація полягала в установці додаткового теплоізоляційного кожуха на всій підйомній ділянці дефлегматора.

З позицій енергозбереження становить інтерес і **форсований режим запуску АХА** з неробочого стану. Такий спосіб управління раніше не досліджувався і для оцінки його перспективності був проведений окремий аналіз. Розглянуто три характерні випадки теплових навантажень генератора: 80 Вт; 110 Вт; 130 Вт. Показано, що з ростом теплового навантаження на генераторі масові витрати піднятої рідини і отриманої пари вирівнюються. Витрата флегми, яка і характеризує процес прогріву елементів генераторного вузла в пусковий період, збільшується. Якщо прийняти час прогріву елементів генераторного вузла при підведеному тепловому навантаженні 80 Вт рівним 100 с, то при тепловім навантаженні 110 Вт час прогріву складе 61 с, а при 130 Вт – 47 с. Кількість тепла, що йде на прогрів елементів генераторного вузла АХА, у розглянутих випадках буде рівною: 9100 Дж; 6700 Дж і 6100 Дж, відповідно. Отримані результати показують доцільність форсування теплового навантаження на генераторі – зниження енерговитрат у період форсованого пуску, у порівнянні із традиційним, становить від 25 до 35 %.

При двопозиційному регулюванні підведеного теплового навантаження досліджувалися: серійний режим роботи з відключенням теплового навантаження в неробочий період ($Q_T^{\min} = 0$ Вт) і з номінальним тепловим навантаженням у робочий період ($Q_T^{\text{nom}} = 110$ Вт); модифікований режим з мінімальним тепловим навантаженням у неробочий період ($Q_T^{\min} = 40$ Вт) і з номінальним тепловим навантаженням у робочий період ($Q_T^{\text{nom}} = 110$ Вт); режим ($Q_T^{\min} = 40$ Вт) – ($Q_T^{\text{nom}} = 70$ Вт).

Експериментальні дослідження однокамерних АХП із НТВ зі спеціальним теплоізоляційним кожухом підйомної ділянки дефлегматора показали, що для реалізації енергозберігаючих режимів слід використовувати режим підведення теплового навантаження ($Q_T^{\min} = 40$ Вт) – ($Q_T^{\text{nom}} = 70$ Вт) (рис.10).

Це дозволяє знизити енергоспоживання до 20 %, у порівнянні із традиційним двопозиційним ($Q_T^{\min} = 0$ Вт) – ($Q_T^{\text{nom}} = 110$ Вт). Перевага нового способу підведення теплового навантаження досягається за рахунок підтримки елементів генераторного вузла в «прогрітому» стані, що дозволяє скоротити до мінімуму час пускового періоду і за рахунок наявності мінімальної холодопродуктивності випарника в режимі «очікування» при ($Q_T^{\min} = 40$ Вт).

Аналогічні дослідження енергозберігаючих режимів були проведені на універсальному АХП, реалізованому на базі моделі «Стугна-101» АМЛ-180М, який дозволяє забезпечувати режими холодильного зберігання при температурі від мінус 18 до плюс 12 °С у всьому діапазоні температур навколишнього середовища ($t_{o,c} = 10...32$ °С).

З урахуванням результатів експериментальних досліджень були запропоновані оригінальні трипозиційні способи регулювання з форсованим тепловим навантаженням у період пуску «110 – 70 – 0» і «130 – 70 – 0». Аналіз результатів таких експериментальних досліджень показав: по-перше, у всьому діапазоні температур повітря навколишнього середовища і температур холодильного зберігання енергетично вигідно реалізувати спосіб підведення теплового навантаження на генераторі зі зміною в часі: у період пуску підводити 110 Вт, а в робочий період – 70 Вт, причому перехід з пускового режиму в робочий слід робити при досягненні температури потоку на виході піднімальної ділянки дефлегматора температури насичення аміаку, а відключення теплового навантаження – при досягненні заданої температури в охолоджуваній камері (рис.11); по-друге, з метою спрощення системи керування при температурах холодильного зберігання від плюс 5 до плюс 12 °С можна використовувати традиційний двопозиційний спосіб підведення тепла «110-0».

Результатами узагальнення експериментальних досліджень універсального АХП і генератора АХА стали рекомендації з енергозберігаючих способів керування, наведені в табл.2.

Таблиця 2

**Енергозберігаючі способи управління універсальним АХП
на базі «Стугна» АМЛ-180М**

Режим холодильного зберігання		Температура навколишнього середовища, °С			
		10...16	16...22	22...28	28...32
«Стандартний» $t_{\text{хк}}$ АХА		«110-(42,5+17,5)»	«110-(45+15)»	«110-(47,5+12,5)»	«110-(50+10)»
«Низькотемпера- турний» АХА	***	«110-(42,5+17,5)»	«110-(42,5+17,5)»	«110-(50+12,5)»	«110-(52,5+10)»
	**	«110-(45+17,5)»	«110-(47,5+15)»	«110-(50+12,5)»	«110-(52,5+10)»
	*	«110-(45+17,5)»	«110-(47,5+15)»	«110-(50+12,5)»	«110-(52,5+10)»
	+5 °С	«110-(45+17,5)»	«110-(47,5+15)»	«110-(50+12,5)»	«110-(52,5+10)»
	+12 °С	–	«110-0»	«110-0»	«110-0»

Шостий розділ «Розробка побутових комбінованих приладів абсорбційного типу, що поєднують функції холодильного зберігання і теплової обробки». У комбінованих побутових приладах теплота, що виділяється при реалізації холодильного циклу, не розсіюється в навколишнє середовище, а направляється в спеціальну ТК. В об'ємі ТК підтримується температура вище, ніж температура повітря в приміщенні. Ефект енергозбереження досягається за рахунок того, що температурні режими в ТК підтримуються без залучення додаткових енерговитрат. На попередньому етапі розробки таких приладів був наведений аналіз технологій, що використовують термічну обробку продуктів, напівфабрикатів і сировини. Показано, що для реалізації в побуті більшого числа харчових технологій достатнім є діапазон температур 50...70 °С, а в сучасній побутовій холодильній техніці цей діапазон температур відводу тепла холодильного циклу може бути отриманий тільки в опускній і підйомній ділянці дефлегматора і ректифікатора АХА.

Розроблені різні конструкції побутових комбінованих приладів абсорбційного типу, що відрізняються: способом передачі тепла від елементів АХА до ТК (безпосередній контакт дефлегматора і ТК [47, 62], використання проміжних теплопередаючих пристроїв [43-45, 56], у тому числі і з ефектом «осмосу» [56]); розташуванням ТК у складі комбінованого побутового приладу (зверху холодильної шафи [43-45, 47, 62] або в його нижній частині [56] або окремо від холодильної шафи); конструктивним виконанням ТК (однокамерна [44, 45], двокамерна [43, 47], наявність діодних ДФТС [44]); джерелом тепла для ТК і, відповідно, температурним рівнем у ТК (конденсатор [43], піднімальна ділянка дефлегматора [44-45, 56, 62]). Найбільш простою, у конструктивному виконанні, є схема [43-45, 56] із проміжними теплопередаючими пристроями (ТТ, ДФТС), яка припускає мінімум змін у складі АХА.

Для усунення взаємного теплового впливу ТК і камер АХП розроблена конструкція побутового комбінованого приладу з окремо розташованими камерами, яка дозволяє виконувати відносно вільне компонування побутового комбінованого приладу в просторі. Тепловий зв'язок між ТК і піднімальною ділянкою дефлегматора здійснюється за допомогою гнучких термосифонів, причому термосифони можуть бути як двофазні, так і однофазні.

Для визначення характеристик побутових комбінованих приладів абсорбційного типу були виконані експериментальні дослідження. Об'єктами досліджень були дослідні конструкції, виготовлені на базі моделі «Кристал-408» АШ-150. Вивчалися ТК повітряного типу і у вигляді ємкості для рідини. Показано, що введення до складу абсорбційного холодильника додаткової ТК, зв'язаної в тепловому відношенні з піднімальною ділянкою дефлегматора АХА, не приводить до росту енергоспоживання (за результатами випробувань нижче, ніж у серійному виконанні, на 5 %) і не погіршує експлуатаційних характеристик камер охолодження.

На основі математичної моделі теплових режимів ТК, граничні умови в якій були отримані з урахуванням результатів експериментальних досліджень, розроблена методика інженерного розрахунку теплоізоляції конструкцій, що обгороджують ТК у складі побутових комбінованих приладів. Результати розрахунків, виконаних для двох варіантів теплоізоляції – пінополіуретану і скловолокна, представлені у вигляді номограм.

Сьомий розділ «Порівняння нових розробок із серійними абсорбційними і компресійними аналогами за ступенем техногенного впливу на навколишнє середовище». При аналізі холодильних систем, поряд з обмеженнями по ODP, у цей час розглядаються обмеження і по впливу на парниковий ефект. Врахування прямого (через витік холодоагенту в атмосферу) і непрямого внесків (збільшення вмісту вуглекислого газу при виробництві електроенергії) здійснюється за допомогою критерію – TEWI (повний еквівалент глобального потепління).

$$TEWI = [(GWP)_X Ln] + [(GWP)_X m_1 (1 - \alpha_R)] + [(GWP)_n m_2] + nE\beta, \quad (18)$$

де $(GWP)_X$ – потенціал глобального потепління для холодоагенту – робочого тіла; $(GWP)_n$ – потенціал глобального потепління для холодоагенту – спінювача теплоізоляції; L – маса витоків холодоагенту при експлуатації, кг/рік; n – встановлений термін експлуатації (для побутової холодильної техніки – 10 років); m_1 , m_2 – маса холодоагенту, відповідно, робочого тіла і спінювача теплоізоляції, кг; α_R – коефіцієнт повернення використаного холодильного обладнання (у країнах ЄЕС становить 0,75, у країнах СНД дорівнює нулю); E – річне споживання електричної енергії при експлуатації побутового холодильного приладу, кВт·г/рік; β – маса CO₂, яке виділяється при виробництві 1 кВт·г електроенергії на електростанціях, кгCO₂/кВт·г.

При проведенні аналізу передбачалося: у якості спінювача теплоізоляції всіх моделей, а також робочим тілом компресійних систем є хладон R134a; АХП можуть використовувати як електричні, так і неелектричні джерела енергії, при цьому ККД пальникових пристроїв при роботі на природному газі і зрідженому пропан-бутані становить 0,62...0,79, гасі і дизельним паливі – 0,77...0,90. Аналіз проводився для умов України і ЄЕС (на прикладі Німеччини).

Показане, що: для моделі «Кристал-408М» типу (***) у порівнянні з вітчизняним аналогом «Кристал-408» TEWI нижче на 21 %, причому при порівнянні із закордонним аналогом RM400 перевага ще значніше – TEWI нижче на 59 %; у класі (***) для модернізованої моделі «Київ 410М» TEWI нижче на 7,5 % у порівнянні з аналогом RV400, виготовленим на базі нероз'ємної конструкції, а в порівнянні з моделлю рознімної конструкції EKS160A – TEWI нижче на 37 %; у класі морозильників типу «скриня» модернізована модель перевершує як вітчизняний («Стугна-101»), так і закордонний аналог (CF240) – TEWI нижче на 14 % і 23 %, відповідно.

Розрахункове значення критерію TEWI модернізованих абсорбційних моделей, що працюють на органічних теплоносіях, у порівнянні з компресійними аналогами: у класі (***) нижче на 26 % у Німеччині, в Україні – на 38 %; у класі (***) нижче в Україні, у порівнянні з вітчизняною

моделлю «NORD-214» на 33 % і трохи вище (на 5 %) у Німеччині (при порівнянні з моделлю CDP-240); в класі морозильників – порівнянне в Україні і вище в Німеччині на 21 %.

ВИСНОВКИ

1. На основі теоретичного аналізу, аналітичних і експериментальних досліджень розроблені науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів, які володіючи рядом позитивних якостей (безшумність, надійність і тривалий ресурс роботи, менша в порівнянні з компресійними аналогами вартість, відсутність вібрації, магнітних і електричних полів при експлуатації, можливість використання в одному агрегаті декількох джерел енергії – як електричних, так і теплових) і маючи робоче тіло, що складається із природних компонентів, можуть розглядатися як один з варіантів переходу на екологічно безпечні холодоагенти.

2. Встановлено, що найбільш перспективними напрямками при створенні енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів є: удосконалювання термодинамічних циклів АХА; удосконалювання режимів роботи й конструкцій елементів АХА; раціональне використання холоду в побутових АХП; енергозберігаюче управління режимами роботи побутових АХП; розширення функціональних можливостей побутових холодильних приладів на базі АХА за рахунок утилізації «викидного» тепла циклу.

3. Енергетичний і ексергетичний аналіз циклів АХА показав, що: склад інертного газу не впливає на ефективність циклу – заміна водню гелієм приводить лише до росту кількості циркулюючого газу в 2 рази, що ускладнює роботу КПЦ; максимальну енергетичну ефективність мають дво-трьох-чотирикамерні АХП що працюють у діапазоні температур охолодження – від мінус 18 °С до плюс 12 °С; енергетична ефективність АХП, оснащених паликовими пристроями, у порівнянні з апаратами з електричними джерелами енергії, вище в 3 рази (для умов України); основні ексергетичні втрати в циклі АХА припадають на генератор (при роботі на електроенергії – до 80 % від загальних втрат, з паликовими пристроями – до 60 %).

Результати енергетичного аналізу режимних параметрів серійних і дослідних моделей АХА дозволили сформулювати ряд рекомендацій для виробників: необхідно забезпечувати максимальне переохолодження потоку рідкого аміаку і потоку слабкого ВАР на вході в абсорбер з максимальним наближенням до температури навколишнього середовища; для кардинального вирішення задач переохолодження потоків у рідкого аміаку і слабкого ВАР слід використовувати низькотемпературний потенціал потоку холодної насиченої ПГС, причому в низькотемпературних апаратах весь потік насиченої ПГС слід використовувати тільки для переохолодження потоку слабкого ВАР; температура кипіння у генераторі не повинна перевищувати 175 °С (її ріст до 195 °С супроводжується зниженням η від 24 % до 7 %).

4. Моделювання і аналіз режимів роботи елементів АХА з використанням результатів експериментальних досліджень серійних і дослідних моделей дозволили сформулювати рекомендації в частині забезпечення енергозберігаючих режимів роботи: для зниження витрат холоду на попереднє охолодження (від 10 % до 15 %) необхідно попередньо прохолоджувати потік очищеної ПГС на вході адіабатної ділянки випарника з недорекуперацією в 1...5 °С (для морозильників) і в 5...10 °С (для моделей із НТВ); досить підтримувати температурний напір в 5 °С між потоком рідкого аміаку і мінімальною температурою випаровування для всіх типів АХА (за винятком, що працюють у складі універсальних АХП).

5. Результатами моделювання і аналізу режимів роботи елементів АХА стали оригінальні енергозберігаючі конструкції: випарника із проміжним зливом рідкого аміаку, яка дозволяє раціонально розподілити холод для попереднього охолодження потоків рідкого аміаку і очищеної ПГС і забезпечити в НТВ обсягом 40 дм³ температуру мінус 19...мінус 21 °С; «сплющеного» РТО, яка дозволяє зменшити довжину РТО і підвищити надійність роботи АХА; АХА з ефективним відводом теплоти абсорбції за рахунок інтенсифікації внутрішнього і зовнішнього теплообміну і використання низькотемпературного потенціалу потоку насиченої ПГС.

6. Встановлено, що при наявності витяжного каналу на задній стінці холодильної шафи за рахунок інтенсифікації циркуляції повітря зниження енергоспоживання становить 10...20 %, при цьому підвищена температура повітряного потоку у верхній частині витяжного каналу дозволяє встановити додаткову ТК для термічної обробки харчових продуктів, сировини і напівфабрикатів. Застосування вентиляторів для обдування теплорозсіюючих елементів АХА енергетично недоцільно.

7. На основі аналізу енергозберігаючих режимів роботи генератора АХА розроблений: оригінальний двоступінчастий спосіб підведення тепла, який в діапазоні температур навколишнього середовища 10...32 °С знижує енергоспоживання на 10..15 %; оригінальні конструкції генераторних вузлів з розташуванням джерел тепла у внутрішніх порожнинах і з теплоізоляцією у вигляді засипання гранул із ВПЧМ, що дозволило знизити енергоспоживання на 10 %, спростити технологію виробництва і підвищити надійність роботи АХП.

8. Запропоновані нові підходи до вибору товщини теплоізоляції охолоджуваних камер АХП, засновані на врахуванні вартості камер і експлуатації і на врахуванні темпів їх зміни, які враховують специфіку роботи АХП (розміщення теплорозсіюючих елементів АХА на задній стінці шафи і наявність теплових перетічок між камерами).

9. З урахуванням результатів експериментальних досліджень реальних конструкцій розроблена математична модель нестационарних температурних полів теплоізоляційних камер АХП із ТТ або ДФТС. На основі моделі розроблена номограма, що дозволяє проводити вибір числа ТТ і товщини стінки внутрішнього корпусу залежно від обсягу камери.

10. Запропонований і апробований в серійному і дослідному виробництві ВЗХ новий принцип конструювання АХП на базі додаткових теплопередаючих систем (ТТ, ДФТС) для теплового зв'язку "об'єкт охолодження – випарник АХА". На його основі розроблені конструкції, які відрізняються від традиційних виносом випарника АХА за межі корисного обсягу охолоджуваних камер і установкою його в спеціальному теплогідроізолюваному блоці. Показана доцільність застосування стисливого мідного ВПЧМ у якості заповнювача в зоні теплового зв'язку випарника АХА і плоских теплосприймаючих поверхонь. Це дозволяє: збільшити корисний об'єм охолоджуваних камер; виключити з технології виробництва екологічно небезпечну операцію оцинкування поверхні випарника; зменшити енергоспоживання (на 7...9 % в однокамерному холодильнику із НТВ «Київ-410» АШ-160 і на 15...18 % в абсорбційному морозильнику «Стугна-101» АМЛ-180); знизити рівень температур в охолоджуваних камерах (у НТВ – на 7...8 °С і на 12...14 °С – у морозильнику); час виходу на робочий режим скоротити на 25...30 % у холодильнику із НТВ і на 50...55 % – у морозильнику.

11. Встановлено, що наявність теплоізоляційного кожуха, розрахованого з умови повного очищення парового потоку аміаку в жорстких умовах експлуатації, на всій висоті піднімальної ділянки дефлегматора дозволяє підвищити холодопродуктивність випарника в порівнянні із традиційною частковою теплоізоляцією на 15...20 %.

12. Показана енергетична ефективність форсування підведеного теплового навантаження в період пуску абсорбційних морозильників – зниження енерговитрат у цей період становить від 25 до 35 %.

13. Показано, що спосіб управління однокамерним АХП із НТВ із постійним підведенням теплового навантаження і контролем температури потоку на виході піднімальної ділянки дефлегматора дозволяє знизити енергоспоживання до 20 %, у порівнянні із традиційним двопозиційним.

14. Встановлено, що АХП можуть застосовуватися у всьому діапазоні температур холодильного зберігання, використовуваному в побуті – від мінус 18 °С до плюс 12 °С, тобто стати універсальним побутовим холодильним приладом, причому реалізація необхідних режимів холодильного зберігання може бути досягнута за допомогою зміни теплового навантаження в генераторі АХА. Мінімальне енергоспоживання універсального АХП у діапазоні температур навколишнього середовища 10...32 °С и у всім діапазоні температур холодильного зберігання досягається в режимі «110- Q_{nom} -0», де Q_{nom} – номінальне теплове навантаження генератора АХА, яка розподіляється між основним і компенсаційними нагрівачами залежно від температури навколишнього середовища і режиму холодильного зберігання. У порівнянні із кращими світовими аналогами зниження енергоспоживання досягає 60 %.

15. Встановлено, що перспективним напрямком енергозбереження в побутовій техніці є розробка приладів, що сполучають функції холодильного зберігання і теплової обробки харчових

продуктів, напівфабрикатів і сільськогосподарської сировини. У таких комбінованих приладах теплота, що виділяється при реалізації холодильного циклу, не відводиться в навколишнє середовище, а передається в спеціальну ТК, температура повітря в якій може досягати 70 °С.

16. Експериментальні дослідження побутових комбінованих приладів абсорбційного типу, створених на базі серійної моделі ВЗХ "Кристал-408" АШ-150 показали: введення до складу побутових абсорбційних холодильників додаткової ТК, зв'язаної в тепловому відношенні з піднімальною ділянкою дефлегматора АХА, не приводить до росту енергоспоживання і не погіршує експлуатаційні характеристики камер охолодження.

17. Запропоновані оригінальні конструкції комбінованих апаратів на базі АХП, показана перспективність моделей з палинковими пристроями і конструкцій із гнучкими теплопередаючими пристроями [42].

18. Оцінка техногенного впливу на навколишнє середовище побутових холодильних приладів дозволила зробити наступні висновки: нові АХП суттєво перевищують по екологічних характеристиках (у середньому – на 35 %) кращі закордонні і вітчизняні аналоги; в умовах, що склалися в Україні експлуатація нових моделей на органічному паливі буде чинити порівняний або менший, у порівнянні з компресійними аналогами, техногенний вплив на навколишнє середовище.

Список опублікованих робіт з теми дисертації

Статті в наукових спеціалізованих виданнях

1. Тітлов О. С. Універсальне обладнання для первинної обробки м'ясних та молочних продуктів / О. С. Тітлов, Н. В. Рева, С. В. Вольневич // Харчова та переробна промисловість. – 1992. – №8. – С. 29–30.
2. Титлов А. С. Новое направление развития бытовой холодильной техники / А. С. Титлов // Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. – 1993. – № 2. – С. 61–63.
3. Titlov A. S. Tendenzen der Entwicklung von Hauschalts-Kugl-und Gefriegeraten in der Ukraine und Untersuchungen neuer Arbeitsver-fahren / A. S. Titlov, M. V. Rybnikov // Die Kalte und Klimatechnik. – 1994. – № 6. – S. 386–388.
4. Тітлов О. С. Побутові холодильники для фермерських та селянських господарств / О. С. Тітлов, В. В. Завертаний, О. Б. Василів // Техніка АПК. – 1995. – № 4. – С.31–32.
5. Титлов А. С. Оптимизация температурно-энергетических характеристик абсорбционно-диффузионных холодильных агрегатов и аппаратов бытовой техники на их основе / А. С. Титлов, Ю. С. Ботук, А. В. Мазур, В. В. Завертаний // Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. – 1995. – № 1 – 2. – С. 69–78.

6. Тітлов О. С. Розробка побутових апаратів на базі абсорбційно-дифузійних холодильних машин / О. С. Тітлов // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1996. – № 16. – С. 228–235.
7. Тітлов О. С. Методика розрахунку термодинамічних параметрів циклу абсорбційно-дифузійних холодильних машин (АДХМ) / О. С. Тітлов // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1997. – № 17. – С. 271–275.
8. Титлов А. С. Сравнение характеристик абсорбционной и компрессионной бытовой холодильной техники / А. С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1997. – № 57. – С. 39–41.
9. Титлов А. С. Разработка нового типа бытовых аппаратов / А. С. Титлов, О. Б. Васылив // Холодильное дело. – 1997. – № 3. – С. 21.
10. Титлов А. С. Новые модели низкотемпературных камер абсорбционного типа / А. С. Титлов, О. Б. Васылив // Холодильное дело. – 1997. – № 5. – С. 30.
11. Титлов А. С. Аппараты для комбинированной термической обработки пищевых продуктов / А. С. Титлов // Аграрная наука. – 1997. – № 5. – С. 42–43.
12. Тітлов О.С. Сучасні тенденції розвитку побутової абсорбційної холодильної техніки / О. С. Тітлов // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 1998. – № 18. – С. 205–208.
13. Титлов А. С. Низкотемпературные камеры с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами / А. С. Титлов А.С., О. Б. Васылив, В. В. Завертанный, Н. Ф. Хоменко // Холодильная техника. – 1998. – № 9. – С. 26–27.
14. Захаров Н. Д. Новые конструкции энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных аппаратов / Н. Д. Захаров, А. С. Титлов, О. Б. Васылив, Д. С. Тюхай // Холодильная техника и технология. – 1998. – № 58. – С. 44–52.
15. Титлов А. С. Использование тепловых труб и термосифонов в абсорбционных холодильниках / А. С. Титлов, М. В. Рыбников, В. В. Завертанный, О. Б. Васылив // Холодильная техника. – 1998. – № 2. – С. 12–13.
16. Титлов А. С. Экспериментальные исследования температурно-энергетических характеристик низкотемпературных камер на основе АДХМ / А. С. Титлов, В. В. Завертанный, О. Б. Васылив, Л. Р. Ленский // Тепловые режимы и охлаждение радиоэлектронной аппаратуры. – 1998. – № 1. – С. 60–67.
17. Васылив О. Б. Поиск энергосберегающих режимов работы серийных абсорбционных холодильных аппаратов / О. Б. Васылив, А. С. Титлов // Холодильная техника и технология. – 1999. – № 60. – С. 28–37.

18. Захаров Н. Д. Проблемы энергосбережения в бытовой абсорбционной холодильной технике / Н. Д. Захаров, Д. С. Тюхай, А. С. Титлов, О. Б. Васылив, В. Н. Халайджи // Холодильная техника и технология. – 1999. – № 62. – С. 108–119.
19. Титлов А. С. Разработка автономных мобильных аппаратов абсорбционного типа для первичной холодильной обработки продукции речного и прудового рыбоводства / А. С. Титлов, О. Б. Васылив, Д. С. Тюхай, А. Т. Безусов, Н. И. Бабков, А. С. Паламарчук // Холодильная техника и технология. – 1999. – № 64. – С. 61–64.
20. Титлов А. С. Поиск энергосберегающих режимов работы перекачивающих термосифонов АДХМ / А. С. Титлов, Д. С. Тюхай, О. Б. Васылив // Холодильная техника и технология. – 2000. – № 67. – С. 12–20.
21. Титлов А. С. Перспективы использования эффекта осмоса в холодильной технике / А. С. Титлов, С. В. Вольневич, О. Б. Васылив, В. Н. Халайджи // Холодильная техника и технология. – 2000. – № 69. – С. 24–32.
22. Захаров М. Д. Аналіз ексергетичної ефективності циклів АДХМ / М. Д. Захаров, О. С. Тітлов, Д. С. Тюхай, Ю. С. Ботук, О. Б. Василів // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 2001. – № 22. – С. 161–167.
23. Титлов А. С. Поиск и изучение перспективных теплоизоляционных материалов генераторных узлов АДХМ / А. С. Титлов, Н. В. Рева, Д. С. Тюхай // Холодильная техника и технология. – 2001. – №3 (72). – С. 12–18.
24. Титлов А. С. Разработка энергосберегающих способов управления бытовыми и торговыми абсорбционными холодильными аппаратами / А. С. Титлов // Сб. науч. тр. 2-ой Междунар. науч.-техн. конф. «Современные проблемы холодильной техники и технологии» (приложение к журналу «Холодильная техника и технология»). – 2002. – С. 97–101.
25. Титлов А. С. Анализ и моделирование тепловых режимов противоточного жидкостного теплообменника абсорбционно-диффузионной холодильной машины / А. С. Титлов, Д. С. Тюхай, О. Б. Васылив // Вестник Международной академии холода. – 2002. – № 1. – С. 19–21.
26. Титлов А. С. Разработка энергосберегающей бытовой и торговой холодильной техники абсорбционного типа / А. С. Титлов // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 2002. – № 23. – С. 237–240.
27. Титлов А. С. Альтернативная бытовая и торговая холодильная техника на базе водоаммиачных абсорбционно-диффузионных холодильных машин / А. С. Титлов // Холодильная техника. – 2003. – № 4. – С. 9–12.
28. Титлов А. С. Принципы проектирования энергосберегающих абсорбционных холодильных аппаратов различного функционального назначения / А. С. Титлов // Сб. науч. тр. 3-ей Между-

- нар. науч.-техн. конф. «Современные проблемы холодильной техники и технологии» (приложение к журналу «Холодильная техника и технология»). – 2003. – №4. – С. 78–82.
29. Васылив О. Б. Моделирование тепловых режимов нагревательных камер комбинированных бытовых аппаратов абсорбционного типа / О. Б. Васылив, А. С. Титлов, А. А. Оргиян // Холодильная техника и технология. – 2003. – № 2. – С. 13–18.
30. Тітлов О. С. Оптимізація режимів роботи абсорбційних холодильних апаратів різного функціонального призначення / О. С. Тітлов, Д. С. Тюхай, О. Б. Василів, О. В. Мазур // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2003. – № 26. – С. 208–213.
31. Титлов А. С. Энергосберегающие режимы работы перекачивающих термосифонов АДХМ / А. С. Титлов, Д. С. Тюхай // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25. – № 4. – С. 76–79.
32. Титлов А. С. Новые модели бытовой и торговой холодильной техники на базе водоаммиачных абсорбционно-диффузионных холодильных машин / А. С. Титлов // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – 2003. – № 22. – С. 60–66.
33. Титлов А. С. Разработка аппаратов бытовой и торговой холодильной техники абсорбционного типа / А. С. Титлов // Обладнання та технології харчових виробництв: темат. зб. наук. пр. – Донецьк : ДонДУЕТ, 2004. – № 11. – С. 91–98.
34. Титлов А. С. Разработка энергосберегающих моделей холодильников абсорбционного типа / А. С. Титлов, С. В. Вольневич, А. К. Войтенко // Холодильная техника и продовольственная безопасность : сб. науч. тр. науч.-техн. конф. посвященной 10-летию Украинского филиала Международной академии холода (Одесса, 22 дек. 2005 г.), (приложение к журналу "Холодильная техника и технология"). – 2005. – С. 31–38.
35. Тітлов О. С. Науково-технічні основи енергозбереження під час проектування холодильних апаратів з абсорбційно-дифузійними холодильними машинами / О. С. Тітлов // Обладнання та технології харчових виробництв: темат. зб. наук. пр. – Донецьк : ДонДУЕТ, 2006. – № 15. – С. 52–59.
36. Титлов А. С. Научно-технические основы энергосбережения при проектировании холодильных аппаратов с абсорбционно-диффузионными холодильными машинами / А. С. Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2006. – № 29. – Т. 1. – С. 194–200.
37. Титлов А. С. Моделирование и анализ режимов работы прямоточного испарителя абсорбционного холодильного агрегата / А. С. Титлов // Сб. науч. тр. IV-го семинара "Информационные системы и технологии" (Одесса 19-20 окт. 2006 г.) – Одесса : ОГАХ, 2006. – С. 214–221 (Приложение к журналу "Холодильная техника и технология").
38. Тітлов О. С. Розробка малих холодильних апаратів для фермерських і селянських господарств, що працюють на поновлюваному джерелі енергії / О. С. Тітлов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 7. – С. 53–58.

39. Титлов А. С. Современный уровень разработок и производства бытовых абсорбционных холодильных приборов и их экономическая эффективность / А. С. Титлов // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 9. – С. 9–17.

Авторські свідоцтва і патенти

40. Пат. 1722118 Российская Федерация, МПК⁵ F 25 В 15/10. Абсорбционный холодильник. / В. Ф. Чернышов, В. В. Двирный, Г. И. Овечкин, К. Г. Смирнов-Васильев (Россия), А. С. Титлов (Украина). – № 4821585/06 ; заявл. 23.05.90 ; опубл 23.03.92, Бюл. № 11.
41. А. с. 1747816 СССР, МКИ⁵ F 25 В 15/10. Способ регулирования производительности абсорбционно-диффузионного холодильного аппарата и абсорбционно-диффузионный холодильный аппарат / А. С. Титлов (СССР). – № 4820950/06 ; заявл. 04.05.90 ; опубл. 15.07.92, Бюл. № 26.
42. А.с. 1747826 СССР, МКИ⁵ F 25 D 5/00, 7/00. Контейнер для транспортирования пищевых продуктов/ О. Г. Бурдо, А. С. Титлов, С. Ф. Горькин, Ф. Р. Атлуханов (СССР) – № 4767707/13 ; заявл. 12.12.89 ; опубл. 15.07.92. – Бюл. № 26.
43. Пат. 1814006 Российская Федерация, МПК⁵ F 25 D 11/02. Комбинированный абсорбционный холодильник / В. Ф. Чернышов, В. В. Двирный, Г. И. Овечкин (Россия), А. С. Титлов (Украина), К. Г. Смирнов-Васильев (Россия), Н. Ф. Хоменко (Украина), В. Х. Демтиров (Россия), Г. И. Григоров (Россия), Г. М. Олифер (Украина) – № 4890425/06 ; заявл. 13.12.90 ; опубл. 07.05.93, Бюл. № 17.
44. Пат. 1814007 Российская Федерация, МПК⁵ F 25 D 11/02. Комбинированный абсорбционный холодильник / А. С. Титлов (Украина), В. Ф. Чернышов, В. В. Двирный, Г. И. Овечкин, К. Г. Смирнов-Васильев (Россия), Н. Ф. Хоменко, Г. М. Олифер (Украина), В. Х. Демтиров, Г. И. Григоров (Россия). – № 4890427/06 ; заявл. 13.12.90 ; опубл. 07.05.93, Бюл. № 17.
45. Пат. 1814008 Российская Федерация, МПК⁵ F 25 D 11/02. Комбинированный абсорбционный холодильник / В. Ф. Чернышов, В. В. Двирный (Россия), А. С. Титлов (Украина), Г. И. Овечкин, К. Г. Смирнов-Васильев (Россия), Н. Ф. Хоменко (Украина), В. Х. Демтиров, Г. И. Григоров (Россия), Г. М. Олифер. (Украина). – №4890428/06 ; заявл. 13.12.90 ; опубл. 07.05.93, Бюл. № 17.
46. Пат. 1825073 Российская Федерация, МПК⁵ F 25 В 15/10. Двухкамерный абсорбционный холодильник / В. Ф. Чернышов (Россия), А. С. Титлов (Украина), Г. И. Овечкин, К. Г. Смирнов-Васильев, Н. Ф. Чикаров, В. Х. Демтиров (Россия). – № 4890426/06 ; заявл. 03.12.90 ; опубл 20.08.95, Бюл. № 23.
47. Пат. 1835898 Российская Федерация, МПК⁵ F 25 D 11/00. Устройство для тепловой обработки и хранения продуктов / В. Ф. Чернышов, Г. И. Овечкин, А. С. Титлов (Украина), К. Г. Смирнов-Васильев, В. В. Двирный (Россия), Н. Ф. Хоменко, Г. М. Олифер (Украина). – №4874603/13 ; заявл. 17.10.90 ; опубл. 06.06.94, Бюл. № 25.

48. Пат. 2024802 Российская Федерация, МПК⁵ F 25 В 15/10. Абсорбционно-диффузионный холодильный агрегат / Н. Ф. Хоменко, А. С. Титлов (Украина), Г. И. Овечкин, В. Ф. Чернышов, К. Г. Смирнов-Васильев, В. В. Двирный (Россия), Г. М. Олифер, Ю. Г. Дубовский (Украина). – № 4891420/06 ; заявл. 13.12.90 ; опубл. 15.12.94, Бюл. № 23.
49. Пат. 2033582 Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 15/02. Способ работы генератора абсорбционно-диффузионного холодильного агрегата. / Г. И. Овечкин, В. Ф. Чернышов, К. Г. Смирнов-Васильев (Россия), А. С. Титлов (Украина), В. В. Двирный (Россия). – № 4880699/06 ; заявл. 11.09.90 ; опубл. 20.04.95, Бюл. № 11.
50. Пат. 2039916 Российская Федерация, МПК⁶ F 25 D 11/02, 23/10. Способ соединения теплопередающих деталей разной конфигурации в абсорбционном холодильнике и абсорбционный холодильник / В. Ф. Чернышов, Г. И. Овечкин (Россия), А. С. Титлов (Украина), К. Г. Смирнов-Васильев, В. В. Двирный (Россия), Н. Ф. Хоменко (Украина). – № 4877935/13 ; заявл. 11.09.90 ; опубл. 20.07.95, Бюл. № 20.
51. Пат. 2054606 Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 15/10. Способ работы абсорбционно-диффузионного холодильного агрегата и устройство для его осуществления / А. С. Титлов (Украина), Г. И. Овечкин, В. Ф. Чернышов, В. В. Ильиных (Россия). – № 92010437 ; заявл. 08.12.92 ; опубл. 20.02.96, Бюл. № 5.
52. Пат. 2055279 Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 33/00. Генератор абсорбционно-диффузионного холодильного агрегата / Г. И. Овечкин (Россия), А. С. Титлов (Украина), В. Ф. Чернышов, В. В. Двирный, К. Г. Смирнов-Васильев (Россия), Н. Ф. Хоменко (Украина). – № 4875053/06 ; заявл. 17.10.90 ; опубл. 27.02.96, Бюл. № 6.
53. Пат. 2073179 Российская Федерация, МПК⁶ F 25 В 15/04. Абсорбционный холодильник / А. С. Титлов (Украина), Г. И. Овечкин, В. Ф. Чернышов, В. В. Ильиных (Россия). – № 92010547/06 ; заявл. 08.12.92 ; опубл. 10.02.97, Бюл. № 4.
54. Пат. 2088862 Российская Федерация МПК⁶ F 25 В 15/00. Способ получения холода в абсорбционно-диффузионном холодильном агрегате и абсорбционно-диффузионный холодильный агрегат / Г. И. Овечкин (Россия), А. С. Титлов (Украина), В. Ф. Чернышов, В. В. Ильиных (Россия). – № 92010438 ; заявл. 08.12.92 ; опубл. 27.08.97, Бюл. № 24.
55. Пат. 19328 Украина, МПК⁵ F 25 В 15/10. Абсорбционный холодильник / Н. Ф. Хоменко, Г. М. Олифер, А. С. Титлов (Украина). – № 95321331; заявл. 03.04.91; опубл. 25.12.97, Бюл. № 6.
56. Деклараційний патент № 47751А Україна, МПК⁷ F 25 В 15/10. Комбінований абсорбційний холодильник / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів, С. В. Вольневич (Україна). – № 2001096073 ; заявл. 04.09.2001 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.

57. Деклараційний патент № 47752А Україна, МПК⁷ F 25 В 15/10. Абсорбційний холодильник / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів (Україна). – № 2001096076 ; заявл. 04.09.01 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
58. Деклараційний патент № 47753А Україна, МПК⁷ F 25 В 15/10. Абсорбційний холодильник / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів (Україна). – № 2001096077 ; заявл. 04.09.01 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
59. Деклараційний патент № 47754А Україна, МПК⁷ Н 05 К 7/20. Шафа для радіоелектронної апаратури / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів (Україна). – № 2001096079 ; заявл. 04.09.01 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
60. Деклараційний патент № 47755А Україна, МПК⁷ F 25 В 15/10. Теплоізоляційний кожух генераторного вузла абсорбційно-дифузійних холодильних машин / М. Д. Захаров, О. С. Тітлов, О. Б. Василів (Україна). – № 2001096080 ; заявл. 04.09.02 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
61. Деклараційний патент № 47757А Україна, МПК⁷ F 25 В 15/10. Абсорбційно-дифузійна холодильна машина / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів (Україна). – № 2001096082 ; заявл. 04.09.01 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
62. Деклараційний патент № 47866А Україна, МПК⁷ F 25 D 11/02. Комбінований абсорбційний холодильник / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів, С. В. Вольневич (Україна). – № 2001106933 ; заявл. 11.10.01 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
63. Деклараційний патент № 47867А Україна, МПК⁷ F 25 В 15/10. Абсорбційний холодильник / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів (Україна). – № 2001106934 ; заявл. 11.10.01 ; опубл. 15.07.02, Бюл. № 7.
64. Деклараційний патент № 49232А Україна, МПК⁷ F 25 В 15/10. Абсорбційний холодильник / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів (Україна). – № 2001096075 ; заявл. 04.09.01 ; опубл. 16.09.02, Бюл. № 9.
65. Деклараційний патент № 50941А Україна, МПК⁷ F 25 В 15/10. Морозильник / О. С. Тітлов, М. Д. Захаров, О. Б. Василів, Г. М. Оліфер, М. Ф. Хоменко (Україна). – № 2001096075 ; заявл. 04.09.01 ; опубл. 16.09.02, Бюл. № 11.
66. Деклараційний патент № 56791А Україна, МПК⁷ F 25 В 1/00, F 25 В 15/10. Транспортна холодильна установка / О. С. Тітлов, О. Б. Василів, М. І. Бабков, Г. С. Паламарчук (Україна). – № 2002097485 ; заявл. 17.09.02 ; опубл. 15.05.2003, Бюл. № 5.
67. Деклараційний патент № 56883А Україна, МПК⁷ F 25 В1 5/10. Абсорбційний холодильник / О. Б. Василів, О. С. Тітлов, М. Д. Захаров (Україна). – № 2002108365 ; заявл. 22.10.02 ; опубл. 15.05.03, Бюл. № 5.

68. Деклараційний патент № 59674А МПК⁷ F 25 В 15/10. Морозильник /О. С. Тітлов, О. Б. Василів, М. Д. Захаров, С. М. Кудашев (Україна). – №2002119067 ; заявл. 14.11.02 ; опубл. 15.09.03, Бюл. № 9.
69. Деклараційний патент № 59825А Україна, МПК⁷ F 25 В 13/00. Холодильна камера / О. С. Тітлов, О. Б. Василів, М. Д. Захаров, Р. М. Проць (Україна). – № 20021210411 ; заявл. 23.12.02 ; опубл. 15.09.2003, Бюл. № 9.

Особистий внесок автора в наукові праці

- 1) проведення літературно-патентного пошуку й аналізу, підготовка матеріалів до публікації (поз.1,14,18,21);
- 2) створення математичних моделей і методик, аналіз і узагальнення результатів, підготовка матеріалів до публікації (поз.17,20,22,23,25,29-31);
- 3) проведення експериментальних досліджень, обробка аналіз і узагальнення результатів, підготовка матеріалів до публікації (поз.1,3-5,9,10,15,16,23,34);
- 4) складання й редагування формул винаходів, складання описів до винаходів, теоретичне обґрунтування запропонованих рішень (поз.40,42,45,48,50-52,54,60,67);
- 5) розробка патенту, підготовка матеріалів до патентування (поз.43,44,46,47,49,53,55-59,61-66,68,69).

АНОТАЦІЯ

Тітлов О.С. «Науково-технічні основи створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів». – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук за фахом 05.05.14 – холодильна, вакуумна і компресорна техніка, системи кондиціонування

Дисертація присвячена розробці науково-технічних основ створення енергозберігаючих побутових абсорбційних холодильних приладів. Обґрунтовані напрями створення таких холодильних приладів. Показано, що: склад інертного газу не впливає на ефективність циклу. Розроблені енергозберігаючі конструкції: випарника; рідинного теплообмінника; абсорбера; генераторних вузлів з теплоізоляцією у вигляді засипки гранул з високопористого комірчастого матеріалу; холодильника з витяжним каналом. Розроблений двохступеневий спосіб підведення тепла зі зменшеним на 10..15 % енергоспоживанням. Запропоновані новий підхід до вибору товщини теплоізоляції камер і новий принцип конструювання абсорбційних холодильників на базі теплових труб і термосифонів. Показана доцільність застосування мідного високопористого матеріалу, що стискається, як заповнювач в зоні теплового зв'язку і теплоізоляційного кожуха на всій висоті підйомної ділянки дефлегматора. Розроблена математична модель нестационарних температурних полів холодильників з тепловими трубами, що дозволяє проводити вибір числа теплових труб. Показана

енергетична ефективність форсування теплового навантаження, що підводиться, в період пуску абсорбційних морозильників і способу управління з постійним підведенням теплового навантаження і контролем температури на виході дефлегматора. Встановлено, що абсорбційні холодильники можуть застосовуватися у всьому діапазоні температур холодильного зберігання – від мінус 18 °С до плюс 12 °С і стати універсальним побутовим холодильним приладом, а їх мінімальне енергоспоживання досягається в режимі трьохпозиційного управління. Перспективним напрямом енергозбереження в побутовій техніці є розробка приладів, що суміщають функції холодильного зберігання і теплової обробки харчових продуктів. Показано, що установка додаткової теплової камери не приводить до зростання енергоспоживання і не погіршує експлуатаційні характеристики камер охолодження. Показано, що запропоновані моделі холодильників перевищують по екологічних характеристиках кращі аналоги; експлуатація нових холодильників на органічному паливі чинитиме сумірний або менший, в порівнянні з компресійними аналогами, техногенний вплив на навколишнє середовище.

Ключові слова: абсорбційні холодильні прилади, енергозбереження, енергетичний і ексергетичний аналіз циклів, випарник, абсорбер, дефлегматор, генератор, математичне моделювання, експериментальні дослідження, енергозберігаючі режими роботи, комбіновані побутові прилади, техногенна дія на навколишнє середовище.

АННОТАЦИЯ

Титлов А.С. «Научно-технические основы создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов». – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.14 – холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования

Диссертация посвящена разработке научно-технических основ создания энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов. Установлено, что наиболее перспективными направлениями при создании энергосберегающих бытовых абсорбционных холодильных приборов являются: совершенствование термодинамических циклов режимов работы и конструкций элементов холодильных агрегатов; рациональное использование холода; энергосберегающее управление режимами работы; расширение функциональных возможностей абсорбционных холодильников за счет утилизации «бросового» тепла цикла. Показано, что: состав инертного газа не влияет на эффективность цикла; максимальную энергетическую эффективность имеют двух-трех-четырёхкамерные холодильники; энергетическая эффективность холодильников с горелочными устройствами, по сравнению с аппаратами с электрическими источниками энергии, выше в 3 раза; основные эксергетические потери в цикле приходятся на генератор; следует обеспечивать максимальное переохлаждение потока жидкого аммиака и потока слабого водоаммиачного раствора

на входе в абсорбер, в том числе следует использовать низкотемпературный потенциал потока холодной насыщенной парогазовой смеси; температура кипения в генераторе не должна превышать 175 °С. Разработаны энергосберегающие конструкции: испарителя с промежуточным сливом жидкого аммиака; «сплющенного» жидкостного теплообменника, аппарата с эффективным отводом теплоты абсорбции за счет интенсификации внутреннего и внешнего теплообмена. Установлено, что при наличии вытяжного канала на задней стенке холодильного шкафа, за счет интенсификации циркуляции воздуха, снижение энергопотребления составляет 10...20 %, при этом повышенная температура воздушного потока в верхней части вытяжного канала позволяет установить дополнительную тепловую камеру для термической обработки пищевых продуктов, сырья и полуфабрикатов. Применение вентиляторов для обдува теплорассеивающих элементов энергетически нецелесообразно. Разработан: двухступенчатый способ подвода тепла со сниженным на 10..15 % энергопотреблением; конструкции генераторных узлов с расположением источников тепла во внутренних полостях и с теплоизоляцией в виде засыпки гранул из высокопористого ячеистого материала. Предложены новые подходы к выбору толщины теплоизоляции охлаждаемых камер, основанные на учете стоимости камер и эксплуатации и на учете темпов их изменения, которые учитывают специфику работы абсорбционных холодильников. Предложен и апробирован в серийном и опытном производстве Васильковского завода холодильников новый принцип конструирования абсорбционных холодильников на базе тепловых труб и термосифонов для тепловой связи "объект охлаждения – испаритель холодильного агрегата". На его основе разработаны конструкции, которые отличаются от традиционных выносом испарителя за пределы полезного объема охлаждаемых камер и установкой его в специальном теплогидроизолированном блоке. Показана целесообразность применения сжимаемого медного высокопористого материала в качестве заполнителя в зоне тепловой связи испарителя и плоских тепловоспринимающих поверхностей. Это позволяет: увеличить полезный объем охлаждаемых камер; исключить из технологии производства экологически опасную операцию оцинковки поверхности испарителя; уменьшить энергопотребление (на 7...9 % в однокамерном холодильнике «Киев-410» и на 15...18 % в абсорбционном морозильнике «Стugna-101»); снизить уровень температур в охлаждаемых камерах (в низкотемпературном отделении – на 7...8 °С, на 12...14 °С – в морозильнике); время выхода на рабочий режим сократить на 25...30 % в холодильнике и на 50...55 % – в морозильнике. С учетом результатов экспериментальных исследований реальных конструкций разработана математическая модель нестационарных температурных полей теплоизоляционных камер с тепловыми трубами. На основе модели разработана номограмма, позволяющая проводить выбор числа тепловых труб и толщины стенки внутреннего корпуса в зависимости от объема камеры. Установлено, что наличие теплоизоляционного кожуха, рассчитанного из условия полной очистки парового потока аммиака в жестких условиях эксплуатации, на всей высоте подъемного участка дефлегматора позволяет повы-

снить холодопроизводительность испарителя по сравнению с традиционной частичной теплоизоляцией на 15...20 %. Показана энергетическая эффективность форсирования подводимой тепловой нагрузки в период пуска абсорбционных морозильников – снижение энергозатрат в этот период составляет от 25 до 35 %. Показано, что способ управления однокамерным абсорбционными холодильниками с постоянным подводом тепловой нагрузки и контролем температуры потока на выходе подъемного участка дефлегматора позволяет снизить энергопотребление до 20 %, по сравнению с традиционным двухпозиционным. Установлено, что абсорбционные холодильники могут применяться во всем диапазоне температур холодильного хранения – от минус 18 °С до плюс 12 °С, т.е. стать универсальным бытовым холодильным прибором, причем реализация требуемых режимов холодильного хранения может быть достигнута посредством изменения тепловой нагрузки в генераторе. Минимальное энергопотребление универсального абсорбционного холодильника достигается в режиме трехпозиционного управления, причем номинальная тепловая нагрузка генератора распределяется между основным и компенсационными нагревателями в зависимости от температуры окружающей среды и режима холодильного хранения. Установлено, что перспективным направлением энергосбережения в бытовой технике является разработка приборов, совмещающих функции холодильного хранения и тепловой обработки пищевых продуктов, полуфабрикатов и сельскохозяйственного сырья. Экспериментальные исследования бытовых комбинированных приборов абсорбционного типа показали, что установка дополнительной тепловой камеры не приводит к росту энергопотребления и не ухудшает эксплуатационные характеристики камер охлаждения. Оценка техногенного воздействия на окружающую среду бытовых холодильных приборов позволила сделать следующие выводы: предложенные модели абсорбционных холодильников существенно превышают по экологическим характеристикам (в среднем – на 35 %) лучшие зарубежные и отечественные аналоги; в сложившихся условиях в Украине эксплуатация новых моделей на органическом топливе будет оказывать соизмеримое или меньшее, по сравнению с компрессионными аналогами, техногенное воздействие на окружающую среду.

Ключевые слова: абсорбционные холодильные приборы, энергосбережение, энергетический и эксергетический анализ циклов, испаритель, абсорбер, дефлегматор, генератор, математическое моделирование, экспериментальные исследования, энергосберегающие режимы работы, комбинированные бытовые приборы, техногенное воздействие на окружающую среду.

THE SUMMARY

Titlov A.S. «Scientific and technical bases of energysaving absorption refrigeration appliances creation». - Manuscript.

Dissertation for scientific degree of Doctor of engineerings sciences on speciality 05.05.14 - refrigeration, vacuum and compressor technique, systems of conditioning

Dissertation is devoted to the energysaving absorption refrigeration appliances scientific and technical development creation bases. Creation directions of such refrigeration devices are grounded. It is shown that: composition of rare gas does not influence on cycle efficiency. Energysaving constructions are developed: vaporizer; liquid heat exchanger; absorber; generator knots with thermal isolation as filing up granules from high-porous cellular material; refrigerator with a drawing channel. The two stages method of heat admission is developed with on 10..15 % reduced by an energy consumption. The new going near the choice of thermal isolation chambers thickness and new absorption refrigerators constructing principle is offered on the base of heat pipes and thermosyphon. Expedience of squeezed copper high-porous material application is shown as a filler in the area of thermal connection and thermal isolation casing on all of deflegmator lifting area height. The mathematical model of the refrigerators unstationary temperature fields is developed with heat pipes, allowing to conduct the choice of heat pipes amount. Forcing power efficiency of the tricked into thermal loading is shown in the absorption freezers starting period and management method with permanent admission of the thermal loading and temperature control on the deflegmator output. It is set that absorption refrigerators can be used in all of refrigeration storage temperatures range – from minus 18 °C to plus 12 °C and to become universal refrigeration appliance, and their minimum energy consumption is arrived at the three-position control mode. Perspective direction of energysaving in a domestic technique is development of devices, combining the food products refrigeration storage and thermal treatment functions. It is shown, what additional thermal chamber setting brings to energy consumption growth and does not worsen operating descriptions of cooling chambers. It is shown that the offered refrigerators models exceed the best analogues on ecological descriptions; new refrigerators exploitation on an organic fuel will render or less, compared to compression analogues, technical affecting on the environment.

Keywords: absorption refrigeration devices, energysaving, power and exergy cycles analysis, vaporizer, absorber, deflegmator, generator, mathematical design, experimental researches, energysaving office hours, combined appliances, technical affecting on the environment.