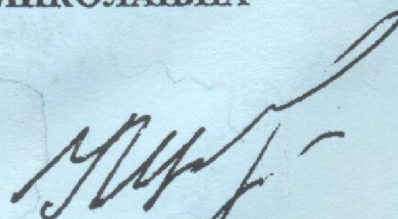


Автореферат
і-98

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ІЩЕНКО ІНЕСА МИКОЛАЇВНА



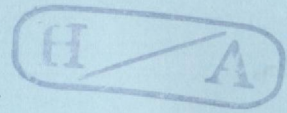
УДК 621.575.932:621.565.92

**УДОСКОНАЛЕННЯ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ВОДОАМІАЧНИХ
АБСОРБЦІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ АГРЕГАТІВ, ПРАЦЮЮЧИХ У ШИ-
РОКОМУ ДІАПАЗОНІ ТЕМПЕРАТУР НАВКОЛИШНЬОГО
СЕРЕДОВИЩА.**

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

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса – 2014



Дисертацією є рукопис
Роботу виконано в Одеській національній академії харчових технологій
МОН України

Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор
Тітлов Олександр Сергійович
завідувач кафедри теплоенергетики і трубопровід-
ного транспорту енергоносіїв Одеської національної
академії харчових технологій, Міністерства освіти і
науки України

ОНАХТ Автореф
Удосконалення режимн

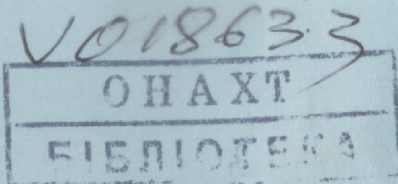


v018633

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Радченко Микола Іванович,
завідувач кафедри кондиціонування та рефрижерації
Національного університету кораблебудування ім.
адмірала Макарова Міністерства освіти і науки Ук-
раїни

кандидат технічних наук, доцент
Красновський Ігор Наумович,
доцент кафедри холодильної і торгової техніки До-
нецького національного університету економіки і
торгівлі імені М. Туган-Барановського Міністерства
освіти і науки України



Захист відбудеться 17 лютого 2014 року. о 14:00, в ауд. 108 на засіданні
Одеської національної академії харчо-
України за адресою: вул. Дворянська,

Одеської національної академії ОНАХТ за адресою:

Мілованов В.І.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Закон "Про продовольчу безпеку України" передбачає формування мереж заготівельних пунктів, створення умов для розширення чисельності об'єктів торгової інфраструктури, покращення транспортного доступу віддалених територій для гарантованого забезпечення основними видами харчових продуктів. Реалізація цих заходів передбачає створення безперервного холодильного ланцюга, елементом якого є і транспортні холодильники.

Застосування компресійних холодильників в усіх випадках передбачає наявність електричної енергії і певних температурних умов при експлуатації. Також для надійної роботи компресійних холодильників потрібна і певна температура навколишнього середовища, яка виключає загустіння мастила в компресорі. Наприклад, сучасні нормативні документи допускають роботу компресорів у складі холодильних агрегатів тільки при температурі навколишнього повітря вище плюс 10 °С.

Цікаві рішення завдань низькотемпературного зберігання в транспортних умовах можуть бути знайдені за допомогою тепловикористовуючих холодильних машин, які можуть працювати на неелектричних джерелах теплової енергії, у тому числі і на непридатних джерелах тепла, а найбільші перспективи серед них мають водоаміачні абсорбційні холодильні агрегати безнасосного типу - далі ВАХА.

ВАХА працюють на широкодоступному природному робочому тілі - водоаміачному розчині (ВАР) з інертним газом - воднем. Транспортні умови (тряска, нахили) не чинять несприятливої дії на робочі характеристики ВАХА.

В той же час ВАХА, незважаючи на ряд переваг при роботі у транспортних умовах, мають підвищене, у порівнянні з компресійними аналогами, енергоспоживання при експлуатації через недосконалості тепловикористовуючого абсорбційного холодильного циклу і наявності дифузійних процесів тепломасообміну у випарнику і абсорбері.

Сучасні ВАХА також як і їх компресійні аналоги мають обмеження по нижній межі температури повітря навколишнього середовища, що може стримувати їх широке використання у складі безперервного холодильного ланцюга.

Таким чином, актуальними стають роботи з удосконалення режимних параметрів ВАХА, працюючих у широкому діапазоні температур навколишнього середовища.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася у відповідності: із Законом України "Про енергозбереження" (Постанова Верховної Зароди України № 75/94-ВР від 01.07.1997 р.); планом бюджетної науково-дослідної роботи Міністерства освіти і науки України "Розробка теоретичних основ термічної обробки та зберігання дрібнонасіневих культур", № Держ. реєстр. 0109U000401, яка була виконана на базі проблемної науково-дослідної лабораторії Одеської національної академії харчових технологій (ОНАПТ) в період 01.01.2008 - 31.12.2010 (код КПВК 2201040 - "Прикладні розробки за напрямками науково - технічної діяльності вищих навчальних закладів"); наукового напрямку досліджень кафедри теплоенергетики та трубопровідного транспорту енергоносіїв ОНАПТ.

Мета і завдання досліджень.

Метою дослідження є удосконалення режимних параметрів ВАХА, працюючих в широкому діапазоні температур навколишнього середовища.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні основні завдання:

а) провести аналіз сучасного стану розробок і досліджень холодильників на базі ВАХА і визначити найбільш перспективні напрями робіт по енергозбереженню при роботі у складі безперервного холодильного ланцюга;

б) провести розрахунки і аналіз циклів ВАХА і процесів тепломасообміну в їх основних елементах з урахуванням специфіки роботи в широкому діапазоні температур навколишнього середовища;

в) провести експериментальні дослідження холодильників на базі ВАХА з метою підтвердження результатів розрахунків;

г) розробити нові схеми енергозберігаючих холодильників на базі ВАХА, і сформулювати рекомендації для проектування нових моделей для безперервного холодильного ланцюга.

Об'єкт дослідження – холодильники на базі ВАХА.

Предмет дослідження – цикли ВАХА, температурні і енергетичні робочі режими, схеми і конструкції холодильників на базі ВАХА.

Методи дослідження:

а) теоретичні – термодинамічний аналіз і моделювання процесів тепломасообміну в елементах холодильників на базі ВАХА з використанням аналітичних і чисельних методів, порівняння результатів моделювання з результатами експериментальних власних досліджень і досліджень інших авторів;

б) експериментальні – визначення температурних і енергетичних параметрів дослідних і серійних моделей холодильників на базі ВАХА при різних температурних умовах експлуатації.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Отримав подальший розвиток термодинамічний аналіз циклів ВАХА в частині пошуку енергетично ефективних робочих режимів при заданих реальних температурних полях елементів холодильного агрегату, температур навколишнього середовища і об'єкту охолодження. Показано, що мають місце режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичних діапазонах температур охолоджувального середовища (від 10 до 32 °С) і об'єктів охолодження (від мінус 25 до мінус 5 °С), а для досягнення таких режимів необхідно відповідна комбінація складу робочого тіла і температури гріючого джерела.

2. Вперше розроблені методики перевірного розрахунку випарника, абсорбера і генератора ВАХА, що дозволило провести оцінку впливу параметрів робочого тіла, у тому числі тиску, на енергетичну ефективність ВАХА за різних умов експлуатації - різних температур гріючого і охолоджувального середовища і об'єкту охолодження. Показано, що із зростанням тиску в системі АХА від 10 до 20 бар інтенсивність процесів тепло масообміну при випаровуванні аміаку в парогазове середовище (ПГС) знижується на всьому діапазоні режимних параметрів. Так, значення коефіцієнтів масообміну знижуються в 1,75...1,78, а коефіцієнтів теплообміну - в 2,71...2,88 разів. При збільшенні тис-

ку в системі має місце зростання питомих втрат у генераторі. Так, при зниженні тиску від 20 бар до 12 бар питомі втрати тепла на випаровування 1 кг аміаку знижуються на 7,8 %.

3. Вперше отримані експериментальні результати про вплив рівня тиску в системі на режимні параметри холодильників з ВАХА в широкому діапазоні температур навколишнього середовища. На прикладі абсорбційного холодильника "Київ-410" АШ -160 показано, що при зміні температури повітря навколишнього середовища в діапазоні від 10 до 32 °С (клас SN) відповідна зміна тиску в системі дозволить підтримувати практично на однаковому рівні тепловий коефіцієнт ВАХА.

4. Отримав подальший розвиток метод інтенсифікації процесів теплообміну в холодильниках з ВАХА за рахунок застосування спеціальних конструкцій теплових труб, які забезпечують тепловий зв'язок між випарником холодильного агрегату і холодильною камерою. Результати дослідження показали, що час виходу на режим експериментальної конструкції АШ- 160 скоротився на 25-30 %, а при температурі навколишнього середовища 22 °С температура в низькотемпературній камері досягала мінус 21,3 °С, а в холодильній камері - мінус 2,7 °С.

5. Одержав подальший розвиток метод аналізу режимних параметрів генератора ВАХА. Показано, що зниження тиску в системі при інших рівних параметрах з 20 до 12 бар підвищує енергоефективність при пароутворенні на 7,8 %.

6. Уперше запропоновані нові енергозберігаючі способи управління ВАХА, працюючого в широкому діапазоні температур навколишнього середовища: а) за рахунок зміни рівня тиску інертного газу (водню) в системі, що дозволить підвищити інтенсивність процесів тепломасообміну у випарнику і абсорбері, зменшити втрати при транспортуванні холодильного агента (аміаку) і знизити втрати тепла в навколишнє середовище в генераторі; б) за рахунок зміни складу циркулюючого між абсорбером і генератором ВАР, що знизить кількість баластного аміаку в ПГС і підвищить холодопродуктивність випарника.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій забезпечується коректною постановкою завдань теоретичного дослідження; використанням сучасних методів аналітичного моделювання; порівняльним аналізом розрахункових і експериментальних результатів, при цьому граничними умовами є параметри реальних моделей; використанням сучасного вимірювального обладнання, що дозволяє забезпечити необхідну точність.

Практичне значення отриманих результатів. Результати експериментальних досліджень режимів роботи холодильників на базі ВАХА в транспортних умовах, зокрема в широкому діапазоні температур навколишнього середовища, передані до відділу головного конструктора промислово-будівельної групи "Антарес" (колишній "Васильківський завод холодильників"), де можуть бути використані для проектування нових моделей абсорбційних холодильників, у тому числі і транспортного типу.

Методика розрахунку і аналізу абсорбційних холодильних циклів використовується в учбовому процесі кафедри теплоенергетики і трубопровідного

транспорту енергоносіїв ОНАПТ, у якості розрахунково-графічного завдання у рамках курсу "Холодильне устаткування" для студентів-бакалаврів, що навчаються по напрямку 6.050502 "Інженерна механіка".

Розрахункові методики аналізу абсорбційних холодильних циклів використані в розділі НДР "Обґрунтування схем та основних конструктивних параметрів пристроїв для теплової та холодильної обробки дрібнонасіненних олійних культур", № Держ. реєстрації 0109U000401.

Особистий внесок здобувача.

Здобувачем проведений аналіз сучасного стану досліджень [9, 12], проведене моделювання процесів тепло- масообміну [3, 6, 7], виконані розрахунки і аналіз режимних параметрів елементів ВАХА [1, 2, 4, 6, 8, 10], проведені експериментальні дослідження і аналіз одержаних результатів [5, 10, 11], підготовлені матеріали до публікацій [1 – 12]. Конкретний внесок автора в опублікування у співавторстві наукових праць наведено у списку основних публікацій за темою дисертації.

Апробація результатів дисертації.

Результати дисертації представлялись на 26 конференціях і семінарах: VIII міжвузівській студентській науково-технічній конференції «Еколого-енергетичні проблеми початку ХХІ століття» (Одеса, 2008); VII Міжнародному семінарі «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources» (Мінськ, 2008); Міжнародній науково-практичній конференції «Инновационные технологии в пищевой промышленности» (Мінськ, 2008, 2009); I Міжнародній науково-технічній конференції «Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціювання та рефрижерації» (Миколаїв, 2008); Всеукраїнській науково-технічній конференції студентів і аспірантів «Еколого-енергетичні проблеми початку ХХІ століття» (Одеса, 2009, 2010); Всеукраїнському науково-технічному семінарі «Удосконалення малої хладотеплотехніки і забезпечуваних нею технологічних процесів» (Донецьк, 2009); Міжвузівській науково-методичній конференції «Людина та навколишнє середовище – проблеми безперервної екологічної освіти в вузах» (Одеса, 2009); Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Одеса, 2009, 2011); II Всеукраїнській науково-практичній конференції «Информационные технологии и автоматизация – 2009» (Одеса, 2009); IX конференції «Математическое моделирование и информационные технологии» (Одеса, 2009); Міжнародній науково-практичній конференції «Олимпиада 2014: технологические и экологические аспекты производства продуктов питания» (Краснодар, 2009); Міжнародній студентській науково-практичній конференції «Науково-технічна творчість студентів з процесів і обладнання харчових виробництв» (Донецьк, 2009); Міжнародній науково-технічній конференції «Техника и технология пищевых производств» (Могилів, 2009); науково-технічній конференції студентів, аспірантів, молодих вчених «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (Одеса, 2010); V Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення малої хладотехніки – використання холоду у харчовій галузі» (Донецьк, 2010); Всеукраїнській науково-практичній конференції «Сучасні проблеми техніки та технології харчових виробництв, ресторанного біз-

несу та торгівлі» (Харків, 2010)»; Міжнародній науково-практичній конференції «Новітні технології, обладнання, безпека та якість харчових продуктів: сьогодення та перспективи» (Київ, 2010); науково-практичній конференції з міжнародною участю «Вода в харчовій промисловості» (Одеса, 2010, 2011); Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2010, 2011), Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих вчених, аспірантів та студентів «Вода в харчовій промисловості» (Одеса, 2011); VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Сталий розвиток і штучний холод» (Одеса, 2012).

Публікації. Основний зміст дисертації опублікований в 10 спеціалізованих науково-технічних виданнях України (без співавторів 3), у тому числі в 2 зарубіжних виданнях, в 26 тезах доповідей на міжнародних, національних і регіональних науково-технічних конференціях.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох основних розділів, висновків, списку використаної літератури, який включає 148 джерел та 4 додатків, об'ємом 19 сторінок. Повний об'єм роботи складає 159 сторінок основного тексту, включаючи 40 рисунків та 19 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, відображено зв'язок з державними програмами і темами, сформульовано цілі та основні завдання дослідження, наведено наукову новизну і практичну цінність отриманих результатів, зазначено особистий внесок здобувача, дано відомості про апробацію результатів дисертації та основні публікації.

У першому розділі проведений аналіз сучасного стану виробництва і тенденцій розвитку ВАХА. Відмічений внесок в розробки холодильників з ВАХА А.М. Березіна, В.М. Буза, О.Б. Василюва, В.В. Двірного, О.Г. Долотова, В.В. Завертаного, В.В. Ільїних, А.В. Ліхаревої, О.В. Мазура, Л.І. Морозюк, Г.І. Овечкіна, Г.М. Оліфера, Ю.В. Осипова, Ю.О. Очеретяного, Г.Ф. Смирнова, Н.П. Третьякова, О.А. Тітлової, М.П. Третьякова, Д.С. Тюхая, В.А. Хобіна, М.Ф. Хоменко, В.Ф. Чернишова, Г. Штірліна, С.В. Ярового.

Вивчена можливість застосування відомих технічних рішень для досягнення поставленої мети. Виконаний детальний аналіз відомих методів розрахунку і моделювання елементів і конструкцій АХП.

У другому розділі для оцінки перспектив використання водоаміачних абсорбційних холодильних агрегатів (АХА) при роботі в широкому діапазоні експлуатаційних параметрів, проведено моделювання і аналіз циклів абсорбційних водоаміачних холодильних машин і процесів тепло- і масообміну в основних їх елементах.

Початковими даними для розрахунку і аналізу являються: температура охолоджувального середовища t_w ; температура об'єкта охолодження $t_{об}$; температурні напори на елементах, які неявно враховують умови теплообміну і недорекуперацію тепла: Δt_c - температурний напір між слабким ВАР і гріючим джерелом тепла; Δt_{KK} , Δt_{KA} , $\Delta t_{оэф}$ - температурний напір в конденсаторі, абсорбері, дефлегматорі і охолоджувальним середовищем; $\Delta t_{то}$ - температурний на-

пір між потоками слабого і міцного ВАР на холодному кінці РТР; холодопродуктивність випарника Q_0 . Змінним параметром при аналізі являється температура джерела тепла t_* .

Аналіз результатів розрахунку дозволяє зробити наступні висновки.

У діапазоні розрахункових параметрів має місце максимум енергетичної ефективності ВАХА. Найбільш явна наявність максимуму для умов роботи при температурах охолоджувального середовища 20...32 °С і низьких температурах об'єкта охолодження (мінус 25 °С). При зниженні температур об'єкта охолодження максимум енергетичної ефективності зміщується в область високих температур гріючого середовища, а його чисельні значення зменшуються. Так, наприклад, при температурі охолоджувального середовища 26 °С і температурі об'єкта охолодження мінус 5 °С максимум теплового коефіцієнта має місце при температурі джерела тепла 110 °С, при мінус 15 °С - при 120 °С, при мінус 25 °С - при 140 °С, відповідно значення теплового коефіцієнта складають: 0,53; 0,44; 0,34.

Аналіз результатів розрахунку показав, що такий хід залежностей пояснюється: а) в області низьких температур гріючого середовища (до максимуму теплового коефіцієнта) - високою кратністю циркуляції ВАР між генератором і абсорбером (від 6 до 112), яка зумовлена вузькою областю дегазації ($\Delta\xi = \Delta\xi_{\text{ф}} - \xi_{\text{а}}$) - $\Delta\xi = 0,006...0,033$; б) в області високих температур гріючого середовища - збільшенням частини води в паровій суміші, що виходить з генератора, - наприклад при температурі охолоджуючого середовища 26 °С і температурі об'єкта охолодження мінус 5 °С зростання долі пари води в суміші складає від 0,036 до 0,408, тобто більше, ніж в 10 разів.

У першому випадку мають місце додаткові теплоприпливи в генератор з потоком міцного ВАР. У другому випадку, незважаючи на зниження кратності циркуляції ВАР, теплове навантаження в генераторі збільшується через додаткові витрати на випаровування абсорбенту. Зростання теплового навантаження дефлегматора при цьому, відповідно також збільшується більше, ніж в 10 разів (при температурі охолоджувального середовища 26 °С і температура об'єкта охолодження мінус 5 °С - від 0,024 кДж/кг до 2,200 кДж/кг).

Зменшення теплового коефіцієнта циклу АВХМ при зниженні рівня температур охолодження пояснюється тим, що для реалізації низькотемпературного циклу потрібен ВАР з підвищеною долею абсорбенту в абсорбері, а це пов'язано з додатковим випаровуванням води в генераторі. Так, наприклад, при температурі охолоджувального середовища 26 °С зниження температури об'єкта охолодження від мінус 5 °С до мінус 25 °С вимагає зниження долі аміаку в слабкому ВАР від 0,439 до 0,129.

Для оцінки енергетичних перспектив зміни складу робочого тіла ВАХА в частині зменшення кількості інертного газу (зниження тиску в системі) при зниженні температури охолоджуючого середовища було виконано моделювання і аналіз процесів тепло- і масообміну в основних елементах ВАХА (абсорбері, випарнику і генераторі).

Абсорбер ВАХА. Система рівнянь, які описують процеси тепло- і масообміну на елементарній ділянці dx має вигляд :

а) рівняння балансу маси :

$$-G_0 \cdot dY = k_A \cdot (y - y^*) \cdot \psi \cdot dF; \quad (1)$$

б) рівняння балансу тепла між потоками ПГС і ВАР :

$$G_0 \cdot c'_p \cdot dt = \alpha \cdot (\vartheta - t) \cdot \psi \cdot dF; \quad (2)$$

в) рівняння теплопередачі між потоком ВАР і навколишнім середовищем:

$$k \cdot (\vartheta - \Theta) \cdot dF' = dQ_A; \quad (3)$$

Рівняння теплового балансу на ділянці dx :

$$-G_0 \cdot q_{abc} \cdot dY = G_0 \cdot c'_p \cdot dt - G_{ВАР} \cdot c_{ВАР} \cdot d\vartheta + dQ_A; \quad (4)$$

де k_A - коефіцієнт масопередачі при абсорбції пари аміаку з ПГС слабким ВАР; α - коефіцієнт теплообміну між потоками ВАР і ПГС; k - коефіцієнт теплопередачі від потоку ВАР до охолоджуючого середовища; θ - температура охолоджуючого середовища; t - поточна температура потоку ПГС; ϑ - поточна температура потоку ВАР; G_0 - масові витрати інертного газу-водню, кг/с; ψ - поверхня теплообміну, яка приходить на одиницю поверхні зіткнення фаз (цівки рідини і потоку ПГС); $dF = dx \cdot \pi \cdot d_{ан}$ - площа елементарної ділянки внутрішньої поверхні труби абсорбера, м²; $dF' = dx \cdot \pi \cdot d_{нар}$ - площа елементарної ділянки зовнішньої труби абсорбера, м²; $G_{ВАР}$ - поточні масові витрата ВАР, кг/с; $C_{ВАР}$ - масова теплоємність ПГС; y - поточна масова доля аміаку в ПГС; y^* - поточна масова доля аміаку в ПГС, рівноважна з насиченою рідиною ВАР при температурі ϑ і масовій долі аміаку y ; Y - поточна масова доля аміаку в ПГС, яка являє собою відношення маси аміаку до маси газу-носія (водню); q_{abc} - питома теплота абсорбції, яка являє собою суму питомих теплот фазового переходу пари в рідину і теплоту змішування поглиненої рідини у розчинах ($q_{abc} = f(\vartheta, y)$).

У систему (1) - (4) включають і рівняння зв'язку між складом ПГС в різних формах і фазової рівноваги ВАР, а також рівняння балансу маси між потоками робочого тіла.

Рішення системи рівнянь (1) - (4) дозволяє визначити параметри потоків робочого тіла - ПГС ($G''_{ПГС}$, $y''_{ПГС}$, t'') і ВАР ($G''_{ВАР}$, $y''_{ВАР}$, ϑ^*) після їх контактної взаємодії.

Для енергетичного аналізу циклу інтерес, в першу чергу, представляють параметри потоку ПГС, зокрема міри очищення ПГС в абсорбері ($y''_{ПГС}$).

Рішення системи (1) - (4) з урахуванням рівняння зв'язку проводилося за допомогою бібліотеки вбудованих функцій "Differential Equation Solving" в системі Mathcad методом Рунге - Кутта з автоматичним вибором кроку при загальній довжині труби абсорбера 4,8 м. При розрахунках приймалася постійність температури навколишнього середовища $\theta = \text{const}$, а при визначенні коефіцієнта теплопередачі між цівкою рідкого ВАР і навколишнім середовищем, термічним опором стінки труби абсорбера нехтували, тобто перепад температур визначався різницею $\vartheta' - \theta$.

Відведення тепла абсорбції до навколишнього середовища в традиційних схемах здійснюється в режимі природної конвекції. В зв'язку з цим в систему рів-

нянь була додана залежність коефіцієнта теплообміну на зовнішній поверхні труби абсорбера від різниці температур.

Показано, що при збільшенні тиску в системі має місце зниження інтенсивності процесу масопереносу в абсорбері ВАХА.

Випарник ВАХА. Тепло - і масообмін в елементарній ділянці випарника dx може бути описаний системою диференціальних рівнянь :

$$G_0 \cdot dY = \beta \cdot (y^* - y) \cdot dF \quad (5)$$

$$G_0 \cdot C_p' \cdot dt = \alpha \cdot (t - \vartheta) \cdot dF \quad (6)$$

$$dQ_0 = k \cdot \psi \cdot (\theta - \vartheta) \cdot dF \quad (7)$$

де β - коефіцієнт масообміну при випаровуванні аміаку в ПГС; α - коефіцієнт теплообміну між цівкою аміаку і потоком ПГС; k - коефіцієнт теплопередачі від аміаку до охолоджувального об'єкту; ψ - поверхня охолодження, яка приходить на одиницю поверхні дотикання фаз; θ - температура об'єкту охолодження; t - поточна температура ПГС; ϑ - поточна температура випаровування аміаку; G_0 - масові витрати водню; C_p' - масова теплоємність ПГС; y - поточна масова доля аміаку в ПГС; y^* - поточна масова доля аміаку в ПГС, рівноважна з насиченою рідиною аміаку; Y - поточна масова відносна доля аміаку в ПГС, що являє собою відношення маси аміаку до маси газу-носія (водню); Q_0 - холодопродуктивність випарника; dF - площа тепломасообміну елементарної ділянки випарника dx .

Співвідношення (5) яке входить в систему диференціальних рівнянь, визначає тепло- і масообмін при випаровуванні аміаку в ПГС, рівняння (6) - теплообмін між аміаком і ПГС, рівняння (7) - теплопередачу від аміаку, що випаровується, до об'єкту охолодження. Рівняння (7) описує теплопередачу між аміаком, що випаровується, і об'єктом охолодження (холодильною камерою) з фіксованою температурою θ_0 .

Для знаходження шести невідомих параметрів ϑ , t , Q_0 , Y , y , y^* утворюють систему з шести рівнянь. Два рівняння, яких не вистачає, виражають зв'язок між y^* і ϑ , а також між y і Y :

$$y = \frac{Y}{1 + Y}; \quad (8) \quad y^* = A_0 + A_1 \cdot \vartheta + A_2 \cdot \vartheta^2 + \dots + A_n \cdot \vartheta^n \quad (9)$$

де $A_0, A_1, \dots, A_n$ - сталі, які залежать від властивостей речовини.

Шосте рівняння - рівняння теплового балансу:

$$r \cdot \beta \cdot (y^* - y) \cdot dF = k \cdot \psi \cdot (\theta - \vartheta) \cdot dF + \alpha \cdot (t - \vartheta) \cdot dF \quad (10)$$

Виконується рішення системи (5) - (8) у разі перевірного розрахунку випарника, коли задані його геометричні параметри діаметр ($d_{вн}/d_{нар}$) і довжина ($l_{всн}$). При прямоотці задані на вході випарника початкові умови: G_0 , ϑ_1 , t_1 , y_1 , і масові витрати рідкого аміаку L_0 . Використовуючи метод Ейлера задаються приростом ΔF і визначають за рівняннями (5) - (7) прирости:

$$\Delta Y = \alpha \cdot (y^* - y) \cdot \Delta F \quad \Delta t = b \cdot (t - \vartheta) \cdot \Delta F \quad \Delta Q_0 = r \cdot (\theta - \vartheta) \cdot \Delta F.$$

Знайшовши прирости, розраховують значення параметрів, що відповідають приросту ΔF :

$$Y = Y_1 + \Delta Y$$

$$t = t_1 + \Delta t$$

$$Q_0 = Q_{0(1)} + \Delta Q_0$$

Поточному значенню параметрів Y , t , θ відповідають температура випаровування аміаку ϑ , яка визначається з рівняння теплового балансу (10) з урахуванням (9):

$$r \cdot \beta \cdot (A_0 + A_1 \cdot \vartheta + A_2 \cdot \vartheta^2 + \dots + A_n \cdot \vartheta^n) \cdot y = k \cdot \psi \cdot (\theta - \vartheta) + \alpha \cdot (t - \vartheta) \quad (11)$$

За значенням ϑ знаходимо рівноважну долю аміаку y^* . Далі задаємося новим приростом ΔF і аналогічно розраховуємо наступну ділянку dx , приймаючи параметри, знайдені в результаті розрахунку першої ділянки, за початкові. Розрахунок ведеться до досягнення кінця випаровування, а сумарну холодопродуктивність знаходимо, сумуючи значення $dQ_{0(i)}$ по ділянках dx .

Показано, що із зростанням тиску в системі ВАХА від 10 до 20 бар інтенсивність процесів тепломасообміну при випаровуванні аміаку в ПГС знижується в усьому діапазоні режимних параметрів. Так, значення коефіцієнтів масообміну знижуються в 1,75...1,78, а коефіцієнтів теплообміну - в 2,71...2,88 разів.

Генератор ВАХА. Для оцінки енергетичної ефективності режимів роботи генератора ВАХА при різних рівнях тиску в системі був проведений відповідний аналіз, при якому були враховані результати експериментальних досліджень серійних ВАХА виробництва ВЗХ з U - подібним барботажним горизонтальним ректифікатором.

Початкові дані були задані таким чином. На вхід термосифону ВАХА поступає міцний ВАР із стандартною масовою долею аміаку $y' = 0,35$ і температурою $t'_{\text{тс}}$. Розчин містить 1 кг аміаку. З термосифону при температурі кінця кипіння $t''_{\text{тс}}$ виходить слабкий ВАР з постійною масовою долею аміаку $y'' = 0,15$ і парова суміш, зі змінною залежно від тиску в системі, масовою долею аміаку $y_{\text{см}}$. Тиск в системі змінюється від 12 до 20 бар.

Практична постійність складу ВАР у робочому режимі ВАХА на вході - виході термосифону забезпечується за рахунок установки спеціального каналу рідкого аміаку між конденсатором і входом випарника, що виконує роль ресивера рідкого аміаку.

З урахуванням залежності термодинамічних і теплофізичних властивостей ВАР від температури і складу суміші визначена кількість пари аміаку в паровій суміші на виході термосифону (m_x'').

За величиною m_x'' можна судити і про холодопродуктивність і про енергетичну ефективність режимів роботи.

При розрахунку і аналізі використовувалися термодинамічні властивості ВАР у різних режимах роботи.

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок про сприятливий вплив зниження рівня тиску на енергетичну ефективність генератора ВАХА. Так, при зниженні тиску від 20 бар до 12 бар питомі витрати тепла на випаровування 1 кг аміаку знижуються на 7,8 %.

У третьому розділі приведені результати експериментальних досліджень енергетичних параметрів ВАХА, працюючих в широкому діапазоні температур навколишнього середовища.

У якості об'єктів досліджень використовували побутовий абсорбційний холодильник з ВАХА, виготовлений на ВЗХ із застосуванням серійних технологій, - однокамерний холодильник з низькотемпературним відділенням (НТВ) типу «Київ-410» АШ- 160.

Додатково в НТВ, виконаного у вигляді алюмінієвого короба [П.9], була встановлена П - подібна теплова труба (ТТ) з аксіальними канавками і з аміаком в якості робочого тіла. Зовнішній діаметр ТТ 12 мм. Матеріал корпусу - алюміній. Конденсатор ТТ кріпиться до задньої стінки короба НТВ, а випарні зони ТТ закріплені на бічних стінках короба.

Було проведено вивчення пускових режимів холодильника із «отепленого стану» - від температури навколишнього середовища. На рис. 1 представлені графіки функцій середніх температур в ХК і НТВ - $f_4(\tau)$ і $f_5(\tau)$, відповідно, для усього діапазону значень теплової потужності генератора. З графіку видно, що зі збільшенням потужності генератора час виходу холодильного приладу на стаціонарний режим залишається практично однаковим, але при цьому відбувається значне (на 5...9 °С) зниження рівня температур в охолоджувальних камерах.

Аналіз результатів експериментальних досліджень показує зниження рівня температур в НТВ до мінус 21... мінус 18 °С при температурі навколишнього повітря 32 °С. Таким чином холодильник по існуючому нормативному документу переходить з класу «**» (з температурою в НТВ не вище мінус 12 °С) в клас «***» (з температурою в НТВ не вище мінус 18 °С).

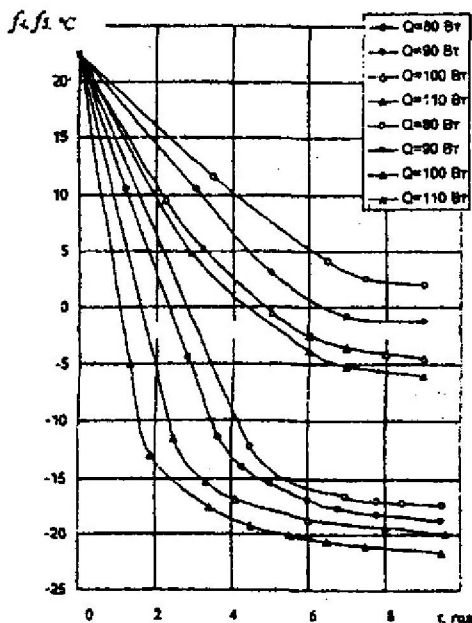


Рис.1. Пускові характеристики об'єкту дослідженнями з «отепленого стану».

З використанням результатів тестових експериментальних досліджень за оригінальною авторською методикою були отримані розрахункові залежності теплопровідності (KF) охолоджуваних камер абсорбційного холодильного приладу від чисельних значень корисного об'єму, у тому числі і при різних температурах повітря навколишнього середовища. З їх допомогою були визначені тепло притоки ($Q_{тп}$) в охолоджувані камери (НТВ і ХК) в діапазоні температур повітря навколишнього середовища 10...32 °С.

Результати розрахунків приведені на рис. 2. При розрахунку теплоприпливів температура в НТВ приймалася рівною мінус 18 °С, а в ХК - плюс 5 °С.

Аналіз результатів розрахунку, приведених на рис.2, показав, що в діапазоні температур експлуатації об'єкту дослідження, відповідному класу SN (від 10 до 32 °С) теплоприпливів в камери зростають приблизно в 3 рази.

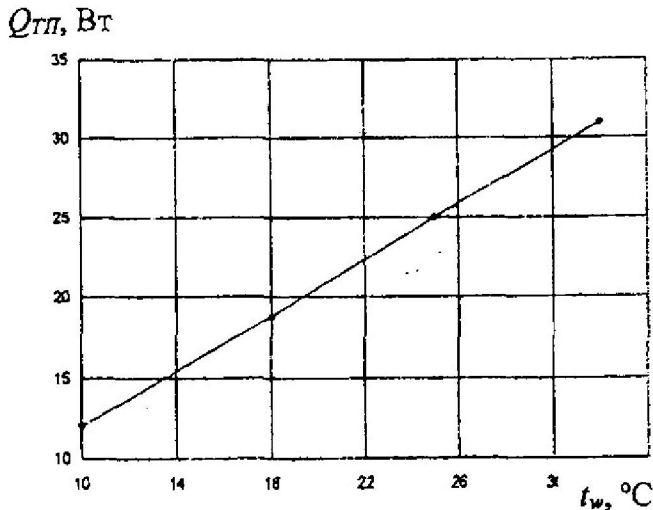


Рис. 2. Розрахункова залежність сумарних теплопритоків до охолоджуваних камер об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні.

В об'єкті дослідження вентилятор встановлювався в повітряний розтруб, який кріпився в зоні абсорбера і конденсатора. Підйомна ділянка дефлегматора охолоджувалася в режимі природної конвекції.

Результати випробувань об'єкту дослідження з обдуванням теплорозсіюючих елементів приведені на рис.3. і рис.4.

$$\eta = \frac{Q_{тп} \cdot 24}{N} \quad (12)$$

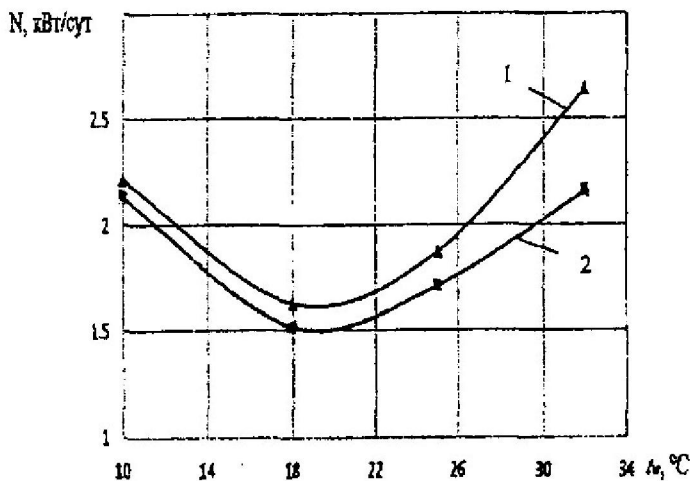


Рис. 3. Залежність добового енергоспоживання об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні. Робочий тиск в системі 20 бар. Режим роботи позиційний: 1 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 2 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів.

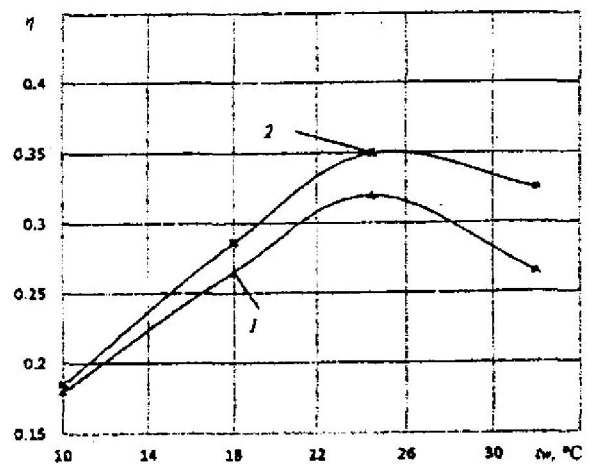


Рис. 4. Залежність середньодобового теплового коефіцієнта об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні при номінальному тепловому навантаженні 110 Вт і позиційному управлінні. Робочий тиск в системі 20 бар: 1 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 2 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів.

При аналізі енергетичної ефективності використовувався середньодобовий тепловий коефіцієнт (η), що дозволяє враховувати позиційний режим управління

об'єктом дослідження, тобто непостійність підведення теплової потужності в генераторі ВАХА

Аналіз результатів, представлених на рис.3 і рис.4, показав, що в діапазоні температур повітря навколишнього середовища від 10 до 32 °С має місце мінімум енергоспоживання ВАХА з традиційним робочим тілом. Як у разі обдування, так і без нього, мінімум енергоспоживання лежить в діапазоні температур повітря навколишнього середовища від 18 до 21 °С.

Зростання енергоспоживання в області низьких температур зовнішнього повітря пов'язане зі значними втратами аміаку при його додатковій конденсації в транспортному каналі, незважаючи на зниження теплоприпливів в охолоджуючих камерах і сприятливі умови для відведення тепла від абсорбера і конденсатора. Окрім цього мають місце і додаткові витрати енергії в період запуску ВАХА для прогрівання елементів генераторного вузла і транспортних магістралей. Так, при температурі зовнішнього повітря 10 °С енергоспоживання, в порівнянні з оптимальним діапазоном температур від 18 до 22 °С, зростає до 47 %.

Зростання енергоспоживання в зоні підвищених температур зовнішнього повітря пов'язане з додатковим випарюванням пари води через зростання температури генерації, зі зниженням ефективності процесів тепловідводу на теплорозсіюючих елементах (дефлегматорі, абсорбері і конденсаторі) і зростанням теплоприпливів в охолоджувані камери із навколишнього середовища. При температурі зовнішнього повітря 32 °С енергоспоживання зростає до 76 %, в порівнянні з оптимальним діапазоном температур від 18 до 22 °С, за відсутності зовнішнього обдуву і до 46 % - при зовнішньому обдуві.

При аналізі слід зазначити, що максимальний ефект від вимушеного обдуву має місце при підвищених температурах зовнішнього повітря, що узгоджується з результатами інших дослідників. Так, в діапазоні температур зовнішнього повітря від 10 °С до 26 °С корисний енергетичний ефект від вимушеного обдуву складає 7...11 %, а при підвищених температурах повітря збільшується до 22 %.

На наступному етапі експериментальних досліджень проводилася перевірка результатів математичного моделювання по впливу рівня тиску в системі на енергетичну ефективність ВАХА.

Були проведені випробування об'єкту дослідження з різними рівнями тиску робочого тіла в системі: $20 \pm 0,1$ бар (традиційна заправка для кліматичних умов України); $17,5 \pm 0,1$ бар і $15 \pm 0,1$ бар. Початкова масова доля аміаку у ВАР не змінювалася і складала 35 %.

У діапазоні температур зовнішнього повітря 17...19 °С в об'єкті дослідження з тиском 17,5 бар зафіксовано мінімальне добове енергоспоживання 1,420 кВт·год, що на 7 % менше, ніж при цих же самих умовах у моделі з традиційним базовим тиском 20 бар (рис.5). Середньодобовий тепловий коефіцієнт склав 0,36 (рис.6).

Вимушений обдув додатково понизив добове енергоспоживання до 1,350 кВт·год, що в порівнянні з базовою моделлю склало економію енергоспоживання до 10 %.

Дослідження також показали, що ВАХА з початковим (заправним) тиском 17,5 бар припиняв роботу при температурах зовнішнього повітря понад 27 °С без зовнішнього обдуву теплорозсіюючих елементів, а при обдуві - з 29 °С.

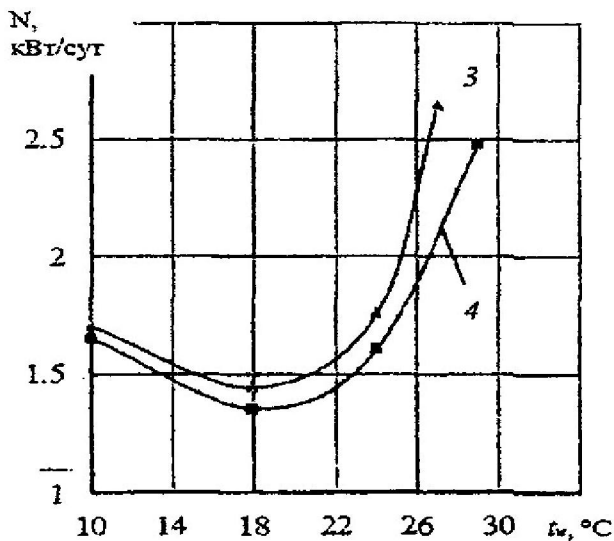


Рис. 5. Залежність добового енергоспоживання об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні. Робочий тиск в системі 17,5 бар. Режим роботи позиційний: 3 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 4 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів.

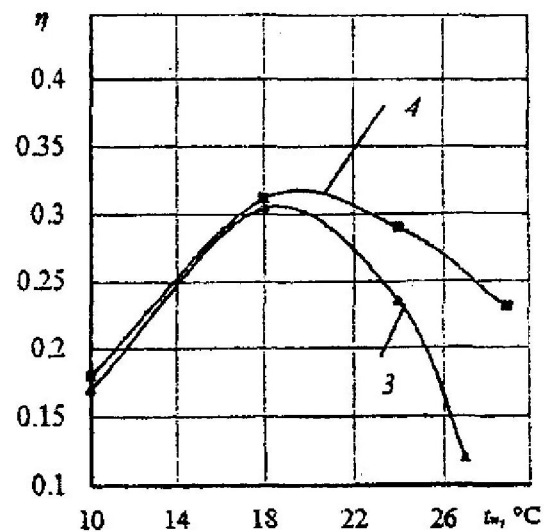


Рис. 6. Залежність середньодобового теплового коефіцієнта об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні при номінальному тепловому навантаженні 110 Вт і позиційному управлінні. Робочий тиск в системі 17,5 бар: 3 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 4 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів.

Така ситуація пов'язана з недостатньою мірою стискування пари аміаку в конденсаторі. Робочий тиск в системі (17,5 бар) не забезпечує умови конденсації (температурний напір) пари аміаку з відповідним відведенням теплоти фазового переходу в навколишнє середовище. В цьому випадку пари аміаку виходить за межі конденсатора у випарник і порушує циркуляцію ПГС в КПЦ.

Наявність вимушеного обдуву збільшує температурний напір і робоча зона ВАХА дещо зміщується у бік підвищених температур зовнішнього повітря - при тиску 17,5 бар до 29 °С.

При температурі зовнішнього повітря 10 °С в об'єкті дослідження з тиском 15 бар зафіксоване мінімальне добове енергоспоживання 1,275 кВт·год, що на 77 % менше, ніж в цих же умовах у моделі з традиційним базовим тиском 20 бар (рис.7). Середньодобовий тепловий коефіцієнт склав 0,26 (рис.8).

Вимушений обдув додатково знизив добове енергоспоживання до 1,215 кВт·год, що в порівнянні з базовою моделлю складе економію енергоспоживання до 81 %. Максимальне чисельне значення середньодобового теплового коефіцієнта мало місце в діапазоні температур зовнішнього повітря 15...17 °С і склало 0,32 (рис.8).

У цій серії експериментальних досліджень ВАХА з початковим (заправним) тиском 15 бар не працював вже при температурі повітря навколишнього середовища, починаючи з температури 22 °С - без обдуву теплорозсіюючих елементів і з температури 24 °С - з обдувом.

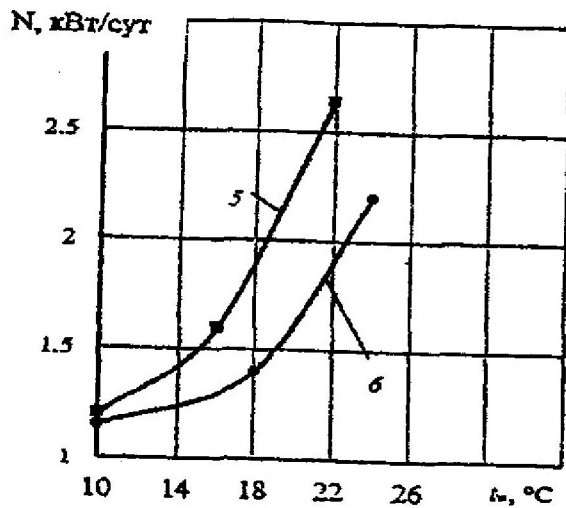


Рис. 7. Залежність добового енергоспоживання об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні. Робочий тиск в системі 15 бар. Режим роботи позиційний: 5 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 6 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів.

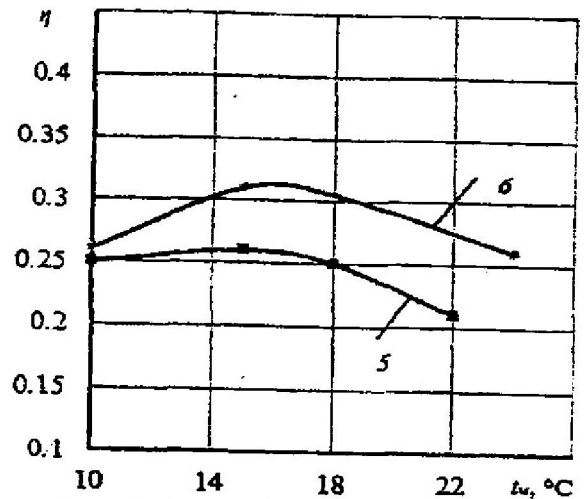


Рис. 8. Залежність середньодобового теплового коефіцієнта об'єкту дослідження від температури повітря в приміщенні при номінальному тепловому навантаженні 110 Вт і позиційному управлінні. Робочий тиск в системі 15 бар: 5 - робота без обдуву теплорозсіюючих елементів; 6 - робота з обдувом теплорозсіюючих елементів.

У четвертому розділі представлені перспективні енергозберігаючі схеми ВАХА і способи їх управління. Зокрема, запропонований оригінальний спосіб управління ВАХА, в якому додатково контролюють температуру зовнішнього повітря і залежно від її чисельного значення змінюють тиск парогазового компонента робочого тіла у ВАХА, причому зі зменшенням температури зовнішнього повітря тиск знижують за рахунок відбору з ВАХА і наступного окремого блокування частини парогазового компонента робочого тіла, а при збільшенні температури зовнішнього повітря тиск збільшують за рахунок повернення блокованого парогазового компонента робочого тіла у ВАХА, при цьому тиск у ВАХА контролюють побічно по тиску окремо блокованого парогазового компонента робочого тіла, враховуючи при цьому і температуру блокованого парогазового компонента робочого тіла.

Джерелом високої температури у ВАХА може служити генераторний вузол з робочою температурою до 170°C , а джерелом низької температури – зовнішнє повітря або конструктивні неенергонавантажені елементи АХП, наприклад, корпус ХК. Зміст запропонованого способу управління ілюструється рисунками 9, 10.

Для повної автономності роботи ВАХА 3 СРТ 15 запропоновано оснастити термоелектричним генератором 25, працюючим на різниці температур між зовнішнім повітрям і генератором ВАХА 4.

Позитивним моментом при використанні запропонованого способу управління стане зниження енергоспоживання при роботі АХП в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря за рахунок зниження теплових втрат при транспортуванні потоків робочого тіла між елементами ВАХА 3 і за рахунок зниження необоротності при інтенсифікації внутрішніх процесів тепломасообміну у разі зниження тиску.

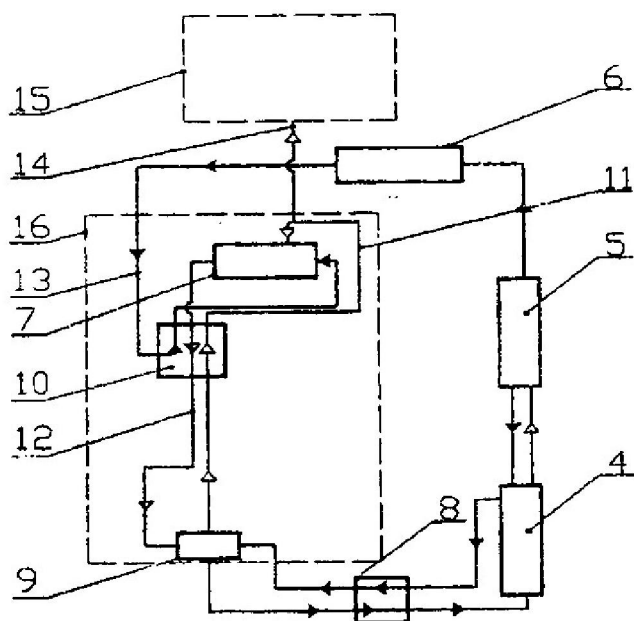


Рис.9. Загальний вигляд ВАХА для реалізації запропонованого способу: 4 - генератор ВАХА; 5 - дефлегматор; 6 - конденсатор; 7 - випарник; 8 - регенеративний рідинний теплообмінник; 9 - абсорбер; 10 - регенеративний трьох поточний теплообмінник; 11, 12 - відповідно підйомний і опускний канали парогазової суміші; 13 - канал рідкого аміаку; 14 - канал регулювання тиску; 15 - систему регулювання тиску (СРТ).

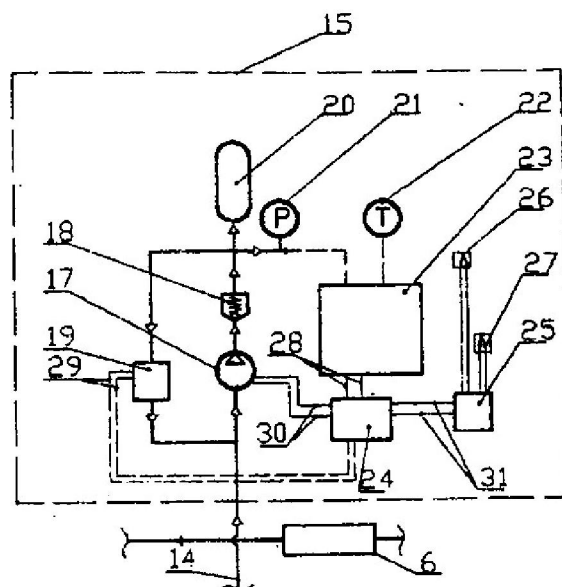


Рис.10. Приклад системи управління для реалізації запропонованого способу: 14 - канал регулювання тиску; 15 - СРТ; 17 - компресор газу; 18 - зворотний клапан; 19 - запірний вентиль; 20 - ресивер газу; 21 - датчик тиску; 22 - датчик температури; 23 - управляючий блок СРТ; 24 - блок живлення; 25 - джерело електричної енергії; 26, 27 - холодний і гарячий спай; 28 -31 силові магістралі.

Як показує термодинамічний аналіз циклів ВАХА, для енергоефективної роботи ВАХА в широкому діапазоні температури зовнішнього повітря потрібно не лише змінювати рівень тиску в системі, але і змінювати склад рідкого робочого тіла. У сучасній конструкції ВАХА зробити неможливо.

В зв'язку з цим був запропонований оригінальний спосіб енергозберігаючого управління ВАХА шляхом регулювання складу рідкої фази ВАР. Пропонується в зоні транспортного каналу рідкого аміаку між конденсатором і випарником встановити мембранний ресивер, який може змінювати свій внутрішній об'єм. Змінюючи об'єм ресивера рідкого аміаку, можна регулювати склад ВАР, циркулюючого між генератором і абсорбером ВАХА. Це дозволяє при знижених температурах навколишнього середовища і тисках в системі збільшувати долю аміаку в ВАР. У цьому випадку знижується теплове навантаження на генератор ВАХА при незмінних умовах роботи випарника, не менше, ніж на 30 %.

РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі були розроблені, теоретично і експериментально обґрунтовані способи удосконалення режимних параметрів, в частині підвищення енергетичної ефективності ВАХА, працюючих в широкому діапазоні температур навколишнього середовища.

Відповідно до цього були вирішені поставлені завдання і отримані наступні результати.

1. Розроблений алгоритм розрахунку циклів ВАХА і виконаний аналіз отриманих результатів. Показано, що: а) із зростанням температури охолоджувального середовища повинні збільшуватися і температури гріючого середовища і повний тиск в системі і навпаки; б) мінімальна температура кінця кипіння в генераторі відповідає мінімальній зоні дегазації в абсорбері; в) при реалізації циклів ВАХА є режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичних діапазонах температур охолоджуючого середовища (від 10 до 32 °С) і об'єктів охолодження (від мінус 25 до мінус 5 °С), а для їх реалізації, необхідно підбирати певну комбінацію складу робочого тіла і температури гріючого джерела.

2. Розроблена методика перевірного розрахунку змієвикового протivotочного абсорбера, в основі якого лежить математична модель процесів тепло- і масообміну. Показано, що при зниженні тиску в системі має місце і зниження інтенсивності процесу тепломасопереносу в абсорбері ВАХА, але за рахунок зниження витрати циркулюючої ПГС при низьких температурах зовнішнього повітря абсорбер виконує функцію очищення ПГС в КПЦ.

3. Із зростанням тиску в системі ВАХА від 15 до 20 бар інтенсивність процесів тепломасообміну при випаровуванні аміаку в парогазове середовище знижується в усьому діапазоні режимних параметрів. Так, значення коефіцієнтів масообміну знижуються в 1,75...1,78, а коефіцієнтів теплообміну - в 2,71...2,88 разів.

4. При зниженні тиску в системі спостерігається і зниження питомих енерговитрат в генераторі ВАХА. Так, при зниженні тиску від 20 бар до 12 бар питомі витрати тепла на випаровування 1 кг аміаку знижуються на 7,8 %.

5. Проведені дослідження абсорбційного холодильника АШ - 160 з П-подібною аміачною ТТ в НТВ підтвердили перспективність напрямку застосування теплових труб для підвищення енергетичних і експлуатаційних характеристик холодильників з ВАХА - знижується рівень температур в НТВ до мінус 21...мінус 18 °С, а в ХК - до мінус 2,7 °С при температурі навколишнього повітря 32 °С, а холодильний прилад переходить з класу «**» в клас «***».

6. Показано, що застосування систем вимушеного обдуву теплорозсіюючих елементів дає енергетичний ефект тільки при охолодженні конденсатора і абсорбера ВАХА, при цьому необхідно виключити попадання повітряних потоків на підйомну ділянку дефлегматора і елементи генераторного вузла. Найбільший енергетичний ефект обдув теплорозсіюючих елементів дає при підвищених температурах навколишнього середовища – від 7 до 39 %.

7. Проведені дослідження абсорбційного холодильника "Київ-410" АШ- 160 показали енергетичну ефективність способу зміни тиску у ВАХА при відповідній зміні температури зовнішнього повітря. Такий спосіб дозволяє підтримувати практично на однаковому рівні тепловий коефіцієнт апаратів з ВАХА в усьому діапазоні робочих температур (від 10 до 32 °С).

8. Запропонований спосіб підвищення енергетичної ефективності ВАХА за рахунок зміни складу циркулюючого між абсорбером і генератором ВАР, що знизить кількість баластного аміаку в ПГС і підвищить холодопродуктивність випарника.

Публікації автора з теми дисертації

1. Іщенко, І. М. Розробка методики розрахунку транспортних абсорбційних холодильних приборів для безперервного холодильного ланцюга [Текст] / І. М. Іщенко // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2009. – № 35. – Т.1. – С. 174-178.

Особистий внесок автора: розроблена методика розрахунку, виконаний розрахунок і аналіз одержаних результатів, підготовлені матеріали до публікації.

2. Ищенко, И. Н. Моделирование циклов насосных и безнасосных абсорбционных холодильных агрегатов [Текст] / И. Н. Ищенко // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2010. – № 38. – Т.2. – С. 393-405.

Особистий внесок автора: створені методики розрахунку, виконано моделювання, аналіз та узагальнення результатів розрахунку, підготовлені матеріали до публікації.

3. Ищенко, И. Н. Моделирование процессов тепло- и массообмена в противоточном змеевиковом абсорбере [Текст] / И. Н. Ищенко, А. С. Титлов // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 3. – С. 125-128.

Особистий внесок автора: проведений аналіз, розроблена методика розрахунку, одержані результати моделювання та підготовлені матеріали до публікації.

4. Ищенко, И. Н. Инженерные методы расчета термодинамических параметров и теплофизических свойств рабочего тела абсорбционного холодильного агрегата [Текст] / И. Н. Ищенко, А. С. Титлов, Е. А. Осадчук // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 4. – С. 80-83.

Особистий внесок автора: проведений аналіз, виконані розрахунки та підготовлені матеріали до публікації.

5. Ищенко, И. Н. Результаты экспериментальных исследований абсорбционных холодильных приборов, работающих в климатических условиях класса SN* [Текст] / И. Н. Ищенко, А. С. Титлов, Г. М. Олифер // Харчова наука і технологія. – 2010. – № 4. – С. 100-103.

Особистий внесок автора: проведені експериментальні дослідження, виконаний аналіз та узагальнення результатів досліджень, підготовлені матеріали до публікації.

6. Ищенко, И. Н. Методика расчета холодопроизводительности испарителя абсорбционного холодильного агрегата в составе абсорбционных холодильных приборов различного назначения [Текст] / А. С. Титлов, И. Н. Ищенко, О. А. Титлова, Н. Ф. Хоменко // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2011. – № 39. – Т.1. – С. 136-148.

Особистий внесок автора: розроблена методика розрахунку, виконаний розрахунок та аналіз одержаних результатів, підготовлені матеріали до публікації.

7. Ищенко, И. Н. Моделирование режимов работы испарителя абсорбционного холодильного агрегата (АХА) [Текст] / И. Н. Ищенко, А. С. Титлов // Харчова наука і технологія. – 2011. – № 1(14). – С. 102-106.

V 0186 33

Особистий внесок автора: проведено моделювання, виконані розрахунки, проведений аналіз і узагальнення одержаних результатів та підготовлені матеріали до публікації.

8. Ищенко, И. Н. Разработка методики расчета испарителя абсорбционного холодильного агрегата с прямоточным движением фаз [Текст] / И. Н. Ищенко // 36. наук. пр. VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Сталий розвиток і штучний холод». Збірник надруковано як додаток до науково-технічного журналу Холодильна техніка і технологія вип. 4 (138), 2012. - С. 133-137.

Особистий внесок автора: створена методика розрахунку, виконані розрахунки, проведений аналіз і узагальнення результатів розрахунку, підготовлені матеріали до публікації.

9. Ищенко, I. M. Сучасний стан досліджень тепло- і масообміну в деяких елементах абсорбційних холодильних агрегатів [Текст] / I. M. Ищенко, O. C. Тітлов // Темат. сб. наук. пр. «Обладнання та технології харчових виробництв». - 2012. - Вип.29, т.1. - С. 94-101.

Особистий внесок автора: виконаний аналіз і підготовлені матеріали до публікації.

10. Ищенко, И. Н. Анализ влияния давления в системе на процессы тепломассообмена в элементах абсорбционного холодильного агрегата [Текст] / И. Н. Ищенко, А. С. Тітлов // Харчова наука і технологія. - 2012. - № 4(21). - С. 108-112.

Особистий внесок автора: проведені експериментальні дослідження, виконаний аналіз і підготовлені матеріали до публікації.

11. Ищенко, И. Н. Повышение энергетической эффективности абсорбционных холодильных приборов, работающих с нестабильными источниками тепловой энергии [Текст] / И. Н. Ищенко // Сборник трудов молодых ученых. Ч. II : сб. тр. - СПб. : НИУ ИТМО ; ИХиБТ. - 2012. - С. 36-40.

Особистий внесок автора: розроблена методика розрахунку, виконаний розрахунок і аналіз одержаних результатів, підготовлені матеріали до публікації.

12. Ischenko, I. N. Designing of transport absorptive refrigerating apparatuses for continuous refrigerator chain [Text] / I.N.Ischenko, A.S. Titlov // VII Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources". - 2008. - P. 317-321.

Особистий внесок автора: підготовлені матеріали до публікації.

АНОТАЦІЯ

Ищенко I.M. Удосконалення режимних параметрів водоаміачних абсорбційних холодильних агрегатів, працюючих в широкому діапазоні температур навколишнього середовища. - На правах рукописі.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – холодильна, вакуумна і компресорна техніка, системи кондиціонування – Одеська національна академія харчових технологій Міністерства освіти і науки України – Одеса, 2014.

Дисертація присвячена вдосконаленню режимних параметрів водоаміачних абсорбційних холодильних агрегатів (ВАХА) в частині зниження енергоспоживання при експлуатації в широкому діапазоні температур навколишнього середовища за рахунок інтенсифікації процесів тепломасообміну.

У роботі представлені, вперше розроблені, методики перевірного розрахунку випарника, абсорбера і генератора ВАХА, результати експериментальних досліджень про вплив рівня тиску в системі на режимні параметри холодильників з ВАХА в широкому діапазоні температур навколишнього середовища. Вперше також запропоновані нові енергозберігаючі способи управління холодильника з ВАХА за рахунок: а) зміни рівня тиску інертного газу в системі; б) зміни складу циркулюючого між абсорбером і генератором водоаміачного розчину.

У роботі отримав подальший розвиток термодинамічний аналіз циклів ВАХА і методи інтенсифікації процесів теплообміну за рахунок застосування теплових труб і вентиляторів.

Ключові слова: водоаміачний абсорбційний холодильний агрегат, енергетична ефективність, способи управління, робочі параметри, діапазон температур навколишнього середовища, абсорбер, випарник, генератор, тепла труба, вентилятор, тиск, склад робочого тіла, вимушений обдув.

АННОТАЦІЯ

Ищенко И.Н. Усовершенствование режимных параметров водоаммиачных абсорбционных холодильных агрегатов, работающих в широком диапазоне температур окружающей среды. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.14 – холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования. – Одесская национальная академия пищевых технологий Министерства образования и науки Украины. – Одесса, 2014.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-технической задачи – совершенствованию режимных параметров водоаммиачных абсорбционных холодильных агрегатов (ВАХА) в части снижения энергопотребления при эксплуатации в широком диапазоне температур окружающей среды за счет интенсификации внешних процессов теплообмена (путем применения специальных элементов тепловых труб и вентиляторов) и внутренних процессов тепломассообмена (путем изменения состава рабочего тела).

В работе представлены, впервые разработанные, методики поверочного расчета испарителя, абсорбера и генератора ВАХА, которые позволили провести оценку влияния состава рабочего тела и давления на энергетическую эффективность. Показано, что с ростом давления в ВАХА от 10 до 20 бар интенсивность процессов тепломассообмена в испарителе снижается на всем диапазоне режимных параметров, а энергетические затраты при выпаривании аммиака в генераторе увеличиваются на 7,8 %.

Впервые получены экспериментальные результаты о влиянии уровня давления в системе на режимные параметры холодильников с ВАХА в широком диапазоне температур окружающей среды. На примере абсорбционного холодильником

"Киев- 410" АШ -160 показано, что при изменении температуры воздуха окружающей среды в диапазоне от 10 до 32 ° С (эксплуатационный класс холодильника «SN») соответствующее изменение давления в системе позволит поддерживать практическую на одинаковом уровне тепловой коэффициент ВАХА.

Впервые также предложены новые энергосберегающие способы управления холодильника с ВАХА, работающего в широком диапазоне температур окружающей среды и выше: 1) за счет изменения уровня давления инертного газа (водорода) в системе, что позволит: а) повысить интенсивность процессов теплообмена в испарителе; б) уменьшить потери при транспортировке аммиака в испаритель; в) снизить потери тепла в окружающую среду в генераторе; 2) за счет изменения состава циркулирующего между абсорбером и генератором водоаммиачного раствора, что снизит количество балластного аммиака в контуре естественной циркуляции и повысит холодопроизводительность испарителя.

В работе получил дальнейшее развитие термодинамический анализ циклов ВАХА в части поиска энергетически эффективных рабочих режимов при заданных реальных температурных полях элементов холодильного агрегата, температур окружающей среды и объекта охлаждения и метод интенсификации процессов теплообмена за счет применения специальных тепловых труб, обеспечивающих тепловую связь между испарителем и холодильной камерой.

Показано, что применение системы вынужденного обдува дает энергетический эффект только при охлаждении конденсатора и абсорбера ВАХА, при этом необходимо исключить попадание воздушных потоков на подъемный участок дефлегматора и элементы генераторного узла. Наибольший энергетический эффект от вынужденного обдува теплорассеивающих элементов имеет место при повышенных температурах наружного воздуха (28...32°С) – от 7 до 39 %.

Проведенные исследования абсорбционного холодильника "Киев-410" АШ-160 с аммиачной тепловой трубой (ТТ) в низкотемпературном отделении (НТО) подтвердили перспективность направления применения ТТ для повышения энергетических и эксплуатационных характеристик холодильников с ВАХА. Так, при температуре окружающего воздуха 32 °С уровень температур в НТО снижен с минус 18 °С до минус 21 °С, а в ХК – от плюс 5 °С до минус 2,7 °С, а холодильный прибор по своим техническим характеристикам переходит из класса «**» в класс «***».

Полученные результаты переданы в отдел главного конструктора промышленно-строительной группы «Антарес» (бывший «Васильковский завод холодильников») для проектирования новых моделей абсорбционных холодильников, в том числе и транспортного типа.

Ключевые слова: водоаммиачный абсорбционный холодильный агрегат, энергетическая эффективность, способы управления, рабочие параметры, диапазон температур окружающей среды, абсорбер, испаритель, генератор, тепловая труба, вентилятор, давление, состав рабочего тела, вынужденный обдув.

ABSTRACT

I. N. Ischenko. Improvement of Operating Conditions of Water-Ammonia

Absorption Refrigeration Plants Functioning over a Wide Ambient Temperature Interval. – Manuscript.

Thesis for a degree of Candidate of technical science with speciality 05.05.14. Refrigerating, vacuum and compressor plants and conditioning systems. – Odessa National Academy of Food Technologies, Ministry of Education and Science of Ukraine. Odessa, 2014.

The present thesis is dedicated to the improvement of operating conditions of water-ammonia absorption refrigerating plants (WARP) for reduction in power consumption when operating over a wide ambient temperature interval by intensifying the processes of heat and mass transfer.

This work represents the first-developed methods of check calculation for WARP evaporator, absorber and generator and outcomes of experimental research about the influence of pressure level in the system on operating conditions of refrigerators with WARP over a wide ambient temperature interval. Also, for the first time some new energy-conserving control methods for refrigerator with WARP have been proposed by (a) changing pressure level of inert gas in the system and by (b) changing the composition of water-ammonia solution circulating between absorber and generator.

The thermodynamic analysis of WARP cycles and intensification methods of heat exchange processes by using heat pipes and fans have been progressed in this work.

Key words: water-ammonia absorption refrigerating plant, energy efficiency, control methods, operating conditions, ambient temperature interval, absorber, evaporator, generator, heat pipe, fan, pressure, working medium composition, forced air-cooling.