

Автореферат М
С 91

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ХОЛОДУ

СУХОДОЛЬСЬКА ГАННА БРОНІСЛАВІВНА

УДК 536.6:621.5

Аукоз

**УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ТЕПЛОХОЛОДОПОСТАЧАННЯ
НА БАЗІ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ
З ПРИРОДНИМИ РОБОЧИМИ РЕЧОВИНАМИ**

Спеціальність 05.14.06 – технічна теплофізика
та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Підписано до друку 1809.2009 р. Формат 60×90/16. Об'єм 0,9 умов. друк. арк.
Замовлення № 375. Тираж 100 прим.

м. Одеса. Видавничий центр ОДАХ

Одеса - 2009

Дисертація є рукописом.

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

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Бошков Леонід Зіновійович,
Одеська державна академія холоду,
кафедра технічної термодинаміки, доцент кафедри

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Ткаченко Станіслав Йосипович,
Вінницький національний технічний університет,
кафедра промислової теплоенергетики, зав. кафедри

доктор технічних наук, професор
Хмельнюк Михайло Георгійович,
Одеська державна академія холоду,
кафедра холодильних машин і установок, зав. кафедри

Захист дисертації відбудеться "02" листопада 2009 р. о 14 годині в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 41.087.01 при Одеській державній академії холоду, за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65026.

Дисертацію можна ознайомитись у бібліотеці Одеської державної академії холоду за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65026.

Відомий "09" 09 2009 р.

Мілованов В.І.

XV 1287
ІНСТИТУТ ХОЛОДУ
ОНАХТ
Бібліотека

1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Енергозбереження є основним напрямком вирішення енергетичних проблем України. Цей напрямок включає зокрема розробку і впровадження нових технологій для опалення і кондиціонування житлових та робочих приміщень. Витрати на ці цілі в енергобалансі країни з урахуванням кліматичних умов є неминучими і зростають з кожним роком. Тому підвищення енергоефективності систем теплохолодопостачання (СТХП) є актуальною задачею.

З іншого боку, перспективи розвитку енергетики потребують більш інтенсивного залучення до енергобалансу альтернативних і, особливо, відновлювальних джерел енергії. Це дозволить досягнути подвійного ефекту: знизити залежність країни від імпорту енергетичних ресурсів і створити позитивний екологічний, а разом з тим, і економічний ефект за рахунок зниження викидів парникових газів і виконання вимог Кіотського протоколу.

Окрім того, для холодильної техніки, систем кондиціонування повітря і теплових насосів актуальними є вимоги Монреальського протоколу, що стосуються альтернативних та нешкідливих для довкілля робочих речовин, серед яких слід виділити натуральні холодоагенти (аміак, вуглеводні, двоокис вуглецю та ін.). Питання наукового обґрунтування застосування вказаних природних холодоагентів в системах теплохолодопостачання також є актуальними.

Таким чином, обрана тема роботи є актуальною як з точки зору перспектив національної економіки України, так і в глобальному плані.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки «Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі», що затверджений Законом України № 2623 від 11.07.2001 року, і програмі фундаментальних та пошукових досліджень, які витікають з «Програми припинення виробництва та використання озоноруйнуючих речовин до 2030 р.» (Постанова Кабінету Міністрів України № 256 від 04.03.2004 р.), а також держбюджетній тематиці ОДАХ «Створити та дослідити пілотну установку для мікрохвильового конвективного сушіння зернових та олійних культур у цільовій рухомій шафі», номер держреєстрації 01090000421 (розрахунок енерговитрат в різних варіантах сушіння та конструкційних особливостях виготовлення шафи).

Метою роботи є створення наукового обґрунтування застосування природних холодоагентів в комбінованих системах теплохолодопостачання з відновлювальними джерелами енергії.

Завдання дослідження:

1. Аналіз існуючих тенденцій застосування і удосконалення комбінованих систем теплохолодопостачання на базі теплових насосів з використанням відновлювальних джерел тепла, включаючи проблеми заміни традиційних холодоагентів на альтернативні і натуральні.

2. Розробка перспективних схемних рішень для теплохолодопостачання споруд з використанням теплових насосів і природного водного резервуару в якості низькопотенційного джерела тепла.

3. Аналіз ефективності розроблених схем з урахуванням використання в тепловому насосі різних холодоагентів, включаючи альтернативні фторвуглеводні (R134a, R245fa і R236fa) і природні (ізобутан, бутан, пропан, аміак) холодоагенти за критеріями термодинамічного (ексергетичного) методу.

4. Аналіз розроблених схем та вибраних холодоагентів за критеріями, запропонованими за концепцією «Повний життєвий цикл» (Life Cycle Assessment).

Об'єктом дослідження є системи теплохолодопостачання споруд, що використовують теплові насоси і природний водний резервуар у якості низькопотенційного джерела тепла.

Предметом дослідження є кліматичні умови, схемні рішення систем теплохолодопостачання, термодинамічні властивості альтернативних і природних холодоагентів, термодинамічні та екологічні критерії і методи.

Методи дослідження:

- інженерні методи рішення застосовані для аналізу існуючих, обґрунтування і синтезу нових перспективних схем теплохолодопостачання на базі теплових насосів і відновлювальних джерел енергії;

- теоретично обґрунтовані методи термодинамічного аналізу використані для оцінки і співставлення варіантів схем та застосування в СТХП різних холодоагентів;

- результати дослідження отримані методами математичного моделювання.

Наукова новизна отриманих результатів:

• Проведено комплексне дослідження схемних рішень СТХП, що забезпечують комбіноване постачання тепла і гарячої води в зимовий період, кондиціонування повітря і постачання гарячої води в літній період при використанні природного водного резервуару в якості теплового джерела, в результаті чого запропоноване схемне рішення, що дозволяє досягнути підвищення коефіцієнта термотрансформації установки (до 24%) і ексергетичного ККД (до 47%) у порівнянні з традиційними схемами теплохолодопостачання.

• Допрацьований метод термодинамічного (ексергетичного) аналізу і розповсюджений на клас циклів СТХП з тепловими насосами на природних і альтернативних холодоагентах з урахуванням можливих джерел внутрішньої і зовнішньої необоротності. Показано, що ексергетичний ККД СТХП, що представлений відношенням сумарної ексергії корисних ефектів до сумарної ексергії усіх витрат в системі, дозволяє на відміну від ступеню термодинамічної досконалості проводити коректний аналіз багатопільових СТХП на усіх режимах роботи. Вперше розраховані та побудовані діаграми потоків ексергії Сенкі-Грасмана для дійсних циклів в різних режимах роботи, які дозволили виявити резерви підвищення ефективності роботи СТХП.

• Проведено порівняльний аналіз термодинамічних показників дійсних циклів

СТХП при різних умовах роботи (гаряче водопостачання в комбінації з опаленням або кондиціонуванням повітря або без них) для декількох альтернативних (R134a, R245fa і R236fa) і природних (ізобутан, бутан, аміак, пропан) холодоагентів. Показано, що природний холодоагент ізобутан при використанні в якості робочого тіла СТХП з фанкоулами термодинамічно більш ефективний (на 3...8%) ніж альтернативні фторовані вуглеводні (R134a, R245fa і R236fa) та інші природні холодоагенти (бутан, аміак, пропан і двоокис вуглецю).

• Доведена залежність ексергетичного ККД системи в цілому від співвідношення теплового навантаження в системі опалення до теплового навантаження в системі гарячого водопостачання. Встановлено, що при зростанні співвідношення теплового навантаження в системі опалення до теплового навантаження в системі гарячого водопостачання ексергетичний ККД системи в цілому зростає, асимптотично наближаючись до постійного значення, величина якого залежить від зовнішніх умов. Збільшення вказаного співвідношення вище за 5 з метою підвищення ефективності установки не є раціональним.

• Проведений екологічний аналіз розроблених схем з урахуванням використання в тепловому насосі різних холодоагентів за критеріями, запропонованими за концепцією «Повний життєвий цикл» (Life Cycle Assessment). Показано, що використання СТХП на базі ТН приводить до меншого (на 50...65%) вичерпання природних ресурсів (у тому числі, енергоресурсів), ніж традиційна система теплохолодопостачання на базі котельної і кондиціонера, та вносить менший внесок в глобальні зміни клімату.

Обґрунтованість та достовірність результатів підтверджується коректною постановкою науково-прикладних задач, комплексним урахуванням різних факторів, що впливають на ефективність роботи обладнання СТХП, і експертною оцінкою щодо можливості впровадження розробки на реальному об'єкті. Достовірність результатів забезпечується коректним застосуванням методів математичного моделювання і високоточних даних з термодинамічних властивостей альтернативних та природних холодоагентів з міжнародно атестованих джерел.

Практичне значення отриманих результатів. Проведений аналіз спільного впливу різних факторів в рамках розробленої моделі дозволяє досліджувати джерела втрат в СТХП, що зменшує вплив технологічного обладнання на навколишнє середовище за ексергетичним ККД системи та методологією «ECO-INDICATOR 99». Критеріями оцінки в цьому випадку були: вичерпання природних ресурсів при створенні, експлуатації і утилізації систем, еко-індикатори, що відповідають даному збитку (збиток здоров'ю людини, екосистемі і вичерпання природних ресурсів). Це дає можливість намітити шляхи удосконалення систем в цілому через вибір відповідних робочих тіл і елементів обладнання. Отримані результати містять позитивний внесок у виконання Україною своїх зобов'язань за Монреальським і Кіотським протоколами.

Практична цінність розробки підтверджується також конкретними результатами реалізації дослідженої системи. Розрахунки, що були виконані в дисертації, дозволили

керівництву СП «Петрекс» прийняти обґрунтоване рішення при модернізації існуючої системи теплохолодопостачання підприємства. Впровадження СТХП на базі теплового насосу підвищило еколого-енергетичну ефективність об'єкта (на 48...62% менше) і значно знизило експлуатаційні витрати (в 3...4 рази в залежності від вибраного холодоагенту).

Особистий внесок здобувача підтверджується науковими публікаціями, у яких відображені головні ідеї та положення теоретичних і технічних розробок.

В процесі роботи над дисертацією за безпосередньої участі здобувача були розроблені і проаналізовані нові схеми СТХП, що використовують природний водний резервуар у якості низькопотенційного джерела тепла; проведений термодинамічний та екологічний аналіз багатоцільових СТХП на базі теплових насосів та виконані всі необхідні розрахунки для обґрунтованого вибору ефективного робочого тіла серед альтернативних і природних холодоагентів; сформульовані висновки і рекомендації за результатами досліджень.

Апробація роботи. Результати дисертації доповідались та обговорювались на міжнародній науковій конференції "COMPRESSORS-2004" (Papernichka, Slovenia, 2004), на міжнародній науково-практичній конференції «Екологічна безпека об'єктів господарської діяльності» (Миколаїв, 2004), на міжнародній науково-технічній конференції «Промисловий холод і аміак» (Одеса, 2006), на міжнародній науковій конференції Humboldt-Kolleg "Energy Challenges of the 21st Century: Science, Technology, Economy, Society" (Одеса, 2007).

Публікації. Загалом автором за темою дисертації опубліковано 11 робіт, в тому числі матеріали дисертації опубліковані в 6 статтях в технічних журналах, що входять до відповідного Переліку ВАК України, а також в 5 збірниках тез міжнародних наукових конференцій.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаної літератури із 256 джерел і додатків. Робота містить 154 сторінки основного тексту, включаючи 49 таблиць і 21 рисунок.

Автор висловлює щире подяку професору В.П. Железному за постановку задачі і конструктивну критику, що сприяла успішному просуненню і завершенню даної роботи.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

Вступ. Дана загальна характеристика роботи, приведені положення, які захищає автор, охарактеризована наукова новизна та достовірність результатів.

В першому розділі проведено аналіз паливно-енергетичних проблем України, проблем енергозбереження, особливо в комунальній сфері, аналіз структури втрат тепла в системах опалення, гарячого водопостачання і кондиціонування будівель і помешкань, екологічних проблем: росту складу CO₂ в атмосфері Землі, підвищення температури навколишнього середовища.

В другому розділі проведені теплові розрахунки та поставлена задача дослідження. Були вивчені кліматичні умови в Одеському порту, на березі якого розташовано об'єкт (СП «Петрекс»), який був вибраний в якості базового. Були розраховані теплові витрати взимку та холодинне навантаження влітку при досягненні комфортних умов в приміщеннях. Дослідження теплового завантаження котельної і кондиціонера впродовж року дозволили сформулювати діаграму навантажень системи теплохолодопостачання (табл.1, 2, рис.1) [4, 6].

Таблиця 1

Результати розрахунку повних тепловитрат для самого холодного періоду року

Назва	Позначення	Величина, Вт
Бокси №№ 9 и 10		
Тепловитрати через фасад будівлі	Q_{ϕ}	4591,4
Додаткові тепловитрати за рахунок орієнтації будівлі	$Q_{\partial 1}$	459,1
За рахунок обдування вітром	$Q_{\partial 2}$	459,1
За рахунок відкриття дверей і воріт	$Q_{\partial 3}$	337
За рахунок висоти приміщення	$Q_{\partial 4}$	1557
За рахунок інфільтрації дозовишнього повітря	Q_u	5450
Всього:	ΣQ_{∂}	26428
Будівля адміністративно-виробничого комплексу		
Тепловитрати через фасад	Q_{ϕ}	75494,8
Додаткові тепловитрати за рахунок орієнтації будівлі		7549,5
За рахунок обдування вітром	$Q_{\partial 1}$	7549,5
За рахунок відкриття дверей і воріт	$Q_{\partial 2}$	26300
За рахунок висоти приміщення	$Q_{\partial 3}$	22648,5
За рахунок інфільтрації дозовишнього повітря	Q_u	2506
Всього:	ΣQ_T	168477

В третьому розділі були сформовані температурні умови роботи теплового насосу (табл.3), проведено аналіз перспективних альтернативних холодоагентів, які можуть бути використаними в системі опалення на базі теплового насосу [1, 5, 6, 9]. Розглянуті схеми комбінованого теплохолодопостачання будівель і проведена розробка нових схем. Були проаналізовані дві схеми теплофікаційних систем на основі пароконденсійного теплового насоса, які використовуються тільки для опалення в зимовий період; кондиціонування повітря і одночасного нагріву води в літній період. Ці схеми не дозволяють змінити режим роботи в залежності від сезону.

Значно більший інтерес представляють установки, які сполучають в собі функції теплового насоса і кондиціонера, так звані системи теплохолодопостачання (рис.2, 3). При безперервному забезпеченні службового чи житлового комплексу гарячою водою подібні установки дозволяють працювати зимою в режимі опалення, а влітку в режимі

кондиціонування. В якості низькотемпературного джерела тепла, як правило, використовується навколишнє повітря при температурі $0 \pm 8^\circ\text{C}$, морська вода чи земля.

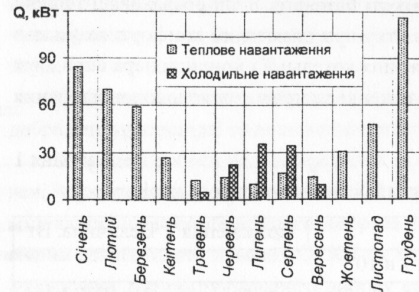


Рис. 1. Зміна теплового і холодильного навантаження впродовж року (прийнято відповідно до значення фактично виробленого тепла в котельній СП «Петрек» по місяцям за 2002 р.)

Таблиця 2

Результати розрахунку максимального холодильного навантаження для системи кондиціонування повітря

Назва	Позначення	Величина, Вт
Бокси №9 і 10		
Сумарна по першому поверху	Q_1	40536,5
Сумарна по другому поверху	Q_2	9547,2
Всього:	ΣQ_x	50083,7

Таблиця 3

Вихідні дані для розрахунку системи теплохолодоспоживання

Параметр	Місяць року											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Комфортна температура повітря в приміщеннях, $^\circ\text{C}$	В офісі – +18 В технічних приміщеннях – +15											
Температура довколишнього повітря, $^\circ\text{C}$	-1,6	-1,4	2,4	8,7	15,6	19,9	22,3	21,7	17,6	11,9	5,9	0,9
Температура морської води, $^\circ\text{C}$	2	2	4	8	14	18	22	21	18	15	10	5
Температура гарячої води, $^\circ\text{C}$	На вході в форконденсатор – +18 На виході з форконденсатора – +70											
Температура холодної води (влітку), $^\circ\text{C}$	На вході в випарник – +14 На виході з випарника – +10											
Температура води в системі опалення. На вході в конденсатор: $t_{\text{вх}}^{\text{K}} = 35^\circ\text{C}$	На виході з конденсатора, $^\circ\text{C}$. СТХП-1:											
	44,8	41,8	41,1	36,5	–	–	–	–	–	37,1	39,4	49,3
Температура води в системі охолодження. На вході в випарник: $t_{\text{вх}}^{\text{B}} = 14^\circ\text{C}$	СТХП-2:											
	40,9	39,1	38,7	35,8	–	–	–	–	–	36,3	37,6	43,6
Температура води в системі охолодження. На вході в випарник: $t_{\text{вх}}^{\text{B}} = 14^\circ\text{C}$	На виході з випарника, $^\circ\text{C}$:											
					13,6	12,2	11,2	11,3	13,3			

З урахуванням місця розташування об'єкта дослідження і кліматичних умов в СТХП приміщення СП «Петрек» доцільно розглянути можливість використання морської води в якості низькопотенційного джерела тепла для ТН. Температура води, яка подається в систему опалення, звичайно визначається вимогами до технічної води (не

менш, ніж 70°C). Однак, температура води, яка подається в систему опалення, може бути значно нижчою, наприклад, в інтервалі $50 \dots 60^\circ\text{C}$. Це можливо, якщо замість громіздких батарей опалення використати в якості джерела тепла сучасні прибори – фанкойли. Для нагріву гарячої води можна використовувати високопотенційне тепло форконденсатора, який встановлюється після компресора перед основним конденсатором.

В багатьох країнах з ціллю економії енергії в будинках встановлюються регулятори розходу води скрізь апарати опалення, які управляються датчиками температури. Цей прийом дозволяє не тільки економити енергію, але і встановлювати комфортну для людини температуру в приміщеннях.

Нами запропоновані два варіанти реалізації схеми системи теплохолодоспоживання, які реалізують приведені вище принципи: з додатковими теплообмінниками-повітряохолоджувачами (рис.2), які використовуються тільки влітку, і з заміною батарей опалення на універсальні воздухоохолоджувачі-підігрівачі (рис.3) [5, 6, 9].

Перший варіант (СТХП-1, рис.2) передбачає установку ефективних теплообмінників-повітряохолоджувачів (ТВ) в кожному приміщенні СП «Петрек» додатково до функціонуючої системи опалення. В режимі кондиціонування повітря подача морської води в випарник відключається. Замість цього по замкнутому контуру рухається водопровідна вода, яка є проміжним холодоагентом. Холод подається в приміщення вентиляторами теплообмінників-охолоджувачів (фанкойлів).

Порядок роботи СТХП-1: в режимі опалення (жовтень-квітень за кліматичними даними) холодоагент стискається в компресорі (процес 1–2) і поступає послідовно в форконденсатор (процес 2–3), де охолоджується і частково конденсується, підігрівачи гарячу воду, і в конденсатор (процес 3–4), де конденсується і доохолоджується до температури 42°C , віддаючи тепло системі опалення. Далі, віддавши частину тепла вхідному потоку в РТО (процес 4–5), робоче тіло дроселюється (процес 5–6) і переходить в газоподібний стан у випарнику, охолоджуючи морську воду (процес 6–7). Обмінюючись теплом з прямим потоком (процес 7–1), холодоагент знову поступає на стискання в компресор. Після закінчення опалювального сезону СТХП переключується в режим кондиціонування. Основна відміна цього режиму від попереднього полягає в тому, що в конденсатор подається морська вода, а в випарник – проміжний холодоносій (вода). Цикл ТН при цьому залишається незмінним. В схемах з R717 в якості робочого тіла РТО не використовується [5, 6, 9].

В рамках реалізації СТХП-2, представленого на рис.3, теплообмінники-повітряохолоджувачі використовуються впродовж всього року. Взимку повітря в приміщеннях буде нагріватися, а влітку охолоджуватися за допомогою повітряних теплообмінників (фанкойлів) і розподілятися по приміщеннях за допомогою вентиляторів.

Порядок роботи СТХП-2: в режимі опалення холодоагент стискається в компресорі (процес 1–2) і поступає послідовно в форконденсатор (процес 2–3), де охолоджується і частково конденсується, підігрівачи гарячу воду, і в конденсатор (процес 3–4), де переходить в рідкий стан та доохолоджується до температури 42°C , віддаючи тепло сис-

темі опалення. Далі, віддавши частину тепла зворотньому потоку, холодоагент поступає в РТО (процес 4–5), робоче тіло дроселюється (процес 5–6) і переходить в газоподібний стан в випарнику, охолоджуючи морську воду (процес 6–7). Обмінявшись теплом з прямим потоком (процес 7–1), холодоагент знову поступає на стискання в компресор. В режимі кондиціонування в конденсатор подається морська вода, а в випарник – проміжний холодоносієй (вода).

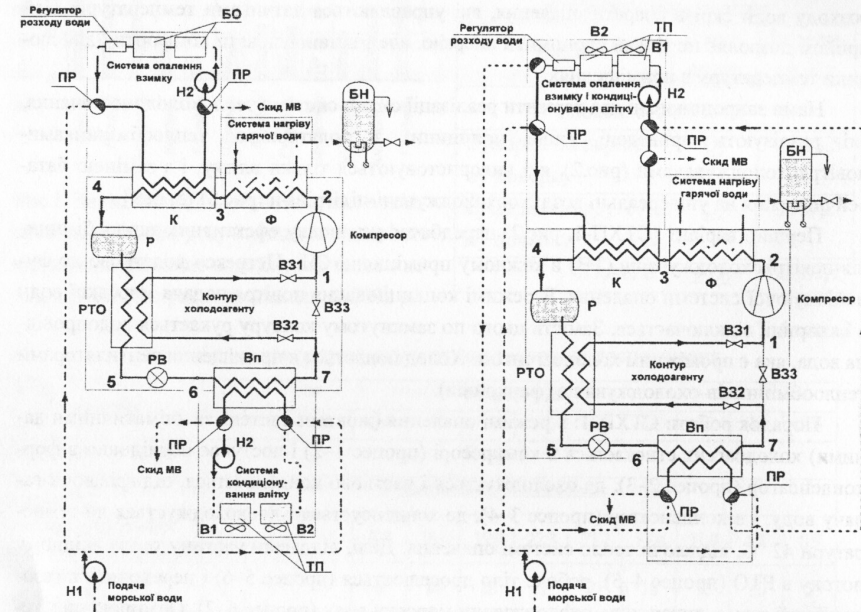


Рис.2. Схема СТХП з водяним опаленням Рис.3. Схема СТХП з повітряним опаленням
Позначення: К – конденсатор, Ф – форконденсатор, РТО – регенеративний теплообмінник, Вп – випарник, РВ – регулюючий вентиль, ТП – повітряохолоджувачі, БО – батареї водяного опалення, Н1, Н2 – циркуляційні насоси; В1, В2 – вентилятори; БН – баку накопичувач; ПР – перемикачі режимів роботи СТХП; В31-В33 – запірні арматури; МВ – морська вода.

- Контур холодоагента
- Вода для охолодження в циклі кондиціонування повітря
- Система опалення
- Морська вода
- Система гарячої води

Розглянуті варіанти СТХП універсальні, дозволяють працювати як в режимі опалення, так і кондиціонування з одночасним підігрівом води для технічних потреб. Установлені регулятори розходу тепло- і холодоносія дозволяють економити енергетичні ресурси та зменшують експлуатаційні розходи. Подібні СТХП в кліматичних умовах півдня України досі практично не застосовуються. Технологічний прогрес в комунальному секторі стримується відсутністю загальноприйнятих методик еколого-енергетичного

аналізу еко-індикаторів, які б регламентували антропогенний вплив різних типів СТХП на їх повному життєвому циклі.

В четвертому розділі застосований удосконалений метод термoeкономiчного (ексергетичного) аналізу ефективності використання енергетичних ресурсів в розроблених схемах СХТП (табл.4, 5) [3, 4, 6, 10, 11].

Таблиця 4
Особливості розрахунку енергетичних характеристик для реального циклу СТХП

Характеристика	Опалення	Кондиціонування
Термічний коефіцієнт ефективності циклу Карно	$\mu_K = \frac{T_{KSR}}{T_{KSR} - T_{MVR}}$	$\varphi_K = \frac{T_{KSR} + T_{WSR}}{T_{KSR} - T_{WSR}}$
Коефіцієнт ефективності з урахуванням циркуляційних насосів	$\mu = \frac{q_K + q_F}{l_K + kg_1 \cdot l_{H1} + kg_2 \cdot l_{H2}}$	$\varphi = \frac{q_F + q_0}{l_K + kg_1 \cdot l_{H1} + kg_2 \cdot l_{H2}}$
Ступінь термодинамічної досконалості циклу	$\eta = \frac{\mu}{\mu_K}$	$\eta = \frac{\varphi}{\varphi_K}$

Визначення в табл.3: q_K, q_F, q_0 – питоме навантаження конденсатора, форконденсатора та випарника, кДж/кг; l_{H1} – питома робота насоса для подачі морської води, кДж/кг; l_{H2} – питома робота циркуляційного насоса контура опалення, кДж/кг; $kg_1 = \frac{Gw_1}{G}$, $kg_2 = \frac{Gw_2}{G}$ – коефіцієнти розходів; G – розхід холодоагента в системі ТН, кг/с; Gw_1 – розхід морської води, кг/с; Gw_2 – розхід води в системі теплостачання, кг/с; T_{KSR} – середня температура води, яка проходить крізь конденсатор, К; T_{MVR} – середня температура морської води на вході в випарник в режимі опалення, К; T_{WSR} – середня температура проміжного холодоагента (води) на вході в випарник в режимі кондиціонування, К.

Таблиця 5
Особливості розрахунку витрат ексергії в циклі СТХП в різних режимах

Характеристика	Опалення	Кондиціонування
В електродвигуні компресора	$D_E = G \cdot l_K \cdot (1 - \eta_E)$	
В компресорі	$D_{KM} = G \cdot \eta_E \cdot l_K - (e_1 - e_2)$	
В форконденсаторі	$D_F = G \cdot [(e_2 - e_3) - kg_3 \cdot (e_{GV2} - e_{CV1})]$	
В конденсаторі	$D_K = G \cdot [(e_3 - e_4) - kg_2 \cdot (e_{W2} - e_{W1})]$	$D_K = G \cdot [(e_3 - e_4) - kg_2 \cdot (e_{MV2} - e_{MV1})]$
В дроселі	$D_{DR} = G \cdot (e_4 - e_5)$	
В випарнику	$D_0 = G \cdot [(e_5 - e_1) - kg_2 \cdot (e_{MV2} - e_{MV1})]$	$D_0 = G \cdot [(e_5 - e_1) - kg_1 \cdot (e_{CV2} - e_{CV1})]$
Ексергетичний ККД	$\eta_{EX} = \frac{kg_2 \cdot (e_{W2} - e_{W1}) + kg_3 \cdot (e_{GV2} - e_{GV1})}{l_K + kg_1 \cdot l_{H1} + kg_2 \cdot l_{H2}}$	

де: $e_1 - e_5$ – ексергія потоку в характерних точках циклу, $e_i = i - i_0 - T_0 \cdot (s - s_0)$, де T_0, i_0, s_0 – параметри «нульової» точки; η_E – ККД електродвигуна компресора; e_{GV1}, e_{GV2} – ексергії гарячої води на вході і виході з форконденсатора; e_{W1}, e_{W2} – ексергії води на вході і виході з конденсатора в режимі опалення; e_{CV1}, e_{CV2} – ексергії холодної води на вході і виході з конденсатора в режимі кондиціонування.

ході з випарника в системі кондиціонування; e_{MV1} , e_{MV2} – ексергії морської води на вході і виході з випарника в режимі опалення і конденсатора в режимі кондиціонування; $kg_3 = \frac{G_{w3}}{G}$ - коефіцієнт розходу; G_{w3} – розхід води в системі гарячого водопостачання, кг/с.

Ексергетичний ККД СТХП представлений відношенням сумарної ексергії корисних ефектів до сумарної ексергії усіх витрат в системі та дозволяє на відміну від ступеню термодинамічної досконалості проводити коректний аналіз багатопільових СТХП на усіх режимах роботи (див. табл.4, 5).

Далі представлені результати розрахунків за запропонованою вище моделлю для альтернативних (R134a, R245fa і R236fa) і природних (ізобутан, бутан, пропан, аміак) холодоагентів. Проведений аналіз цих результатів. На рис.4 показані результати розрахунку ексергетичного ККД для СТХП-1 в залежності від місяця та вибраного холодоагента в різних режимах. Максимальні значення ККД характерні для режиму опалення (до 0,446 для грудня), а зниження ексергетичного ККД в літні місяці (до 0,11) викликано значними витратами в конденсаторі в режимі кондиціонування, які зв'язані з більшою нерівновагою в конденсаторі, інакше, значною різницею температур між температурою морської води (14...22°C) і холодоагента в конденсаторі (65°C). Холодоагенти R245fa, R600a, R236fa і R600 мають більш високий, ніж R142b ексергетичний ККД. Крайні для СТХП-1 є R245fa ($\eta_{EX}=0,11...0,48$ в залежності від місяця року), а для СТХП-2 – R600a ($\eta_{EX}=0,2...0,54$, див. рис.4).

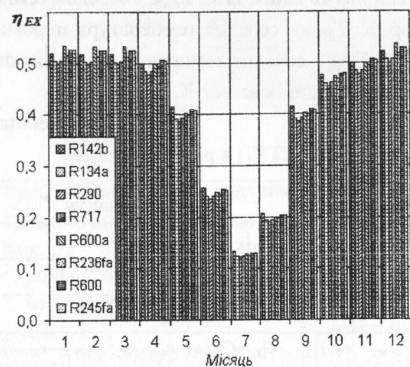


Рис.4. Зміна ексергетичного ККД η_{EX} для СТХП-2 в продовж року

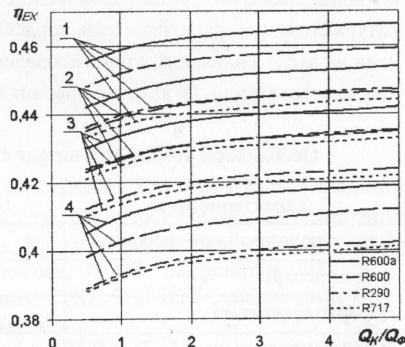


Рис.5. Залежність ексергетичного ККД системи опалення від відношення навантаження конденсатора Q_K до навантаження форконденсатора Q_F . 1 – січень; 2 – квітень; 3 – жовтень; 4 – листопад

Був проведений аналіз змін ексергетичного ККД натуральних холодоагентів в залежності від відношення теплового навантаження в системі опалення до навантаження форконденсатора (рис.5). Розрахунки показують, що при рості цього відношення ексергетичний ККД системи в цілому зростає, асимптотично наближуючись до постійного

значення, величина якого залежить від зовнішніх умов (температури конденсації в циклі) і типу холодоагента. Крайні результати отримані для R600 (для 1–3-го і 12-го місяців це 0,459, для жовтня – 0,412).

Для семи досліджених холодоагентів: R717, R290, R134a, R336fa, R245fa, R600 і R600a для СТХП-1 були розраховані ексергії в точках циклу та витрати ексергії (табл.6-8). В якості прикладу на рис. 6-8 представлені діаграми Сенкі-Грасмана, побудовані за результатами розрахунків для аміаку для трьох характерних режимів роботи.

Таблиця 6

Величина ексергії і витрат ексергії для побудови діаграми на рисунку 6

Позн.	Значення ексергії в точках циклу, кВт	Позн.	Витрати ексергії в апаратах, кВт	
L_K	На вході в установку	D_{EM}	В електродвигуні компресора	1,67
E_H	На вході в компресор	D_{KM}	В компресорі	3,99
E_1	В точці 1	D_Φ	В форконденсаторі	4,06
E_2	В точці 2	D_K	В конденсаторі	4,37
E_3	В точці 3	D_{DP}	В дроселі	1,66
E_4	В точці 4	D_0	В випарнику	1,86
E_5	В точці 5			
Ексергія води				
$E_{ГВ1}$	Гарячої води на вході	$E_{МВ1}$	Морської води перед насосом Н1	0
$E_{ГВ2}$	Гарячої води на виході	$E_{МВ2}$	Морської води на вході	0,15
$E_{ВО1}$	Води системи опалення на вході	$E_{МВ3}$	Морської води на виході	0,79
$E_{ВО2}$	Води системи опалення на виході	L_{N1}	Робота насоса Н1	0,03
$E_{ВО3}$	Води системи опалення після насоса Н2	L_{N2}	Робота насоса Н2	0,052

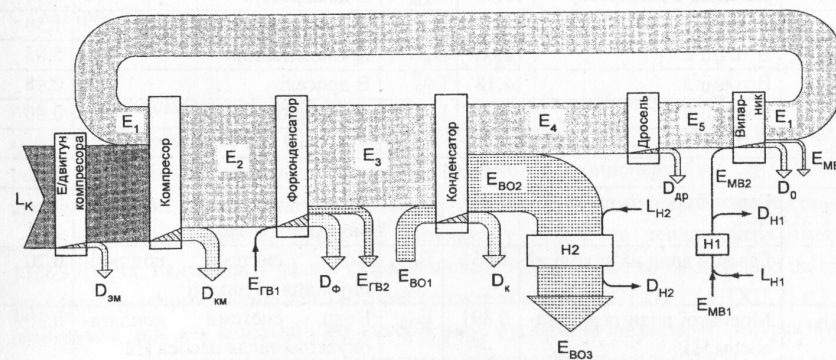


Рис.6. Ексергетична діаграма для СТХП-1 при роботі на R717 в режимі опалення (грудень)

Таблиця 7

Величина ексергії і витрат ексергії для побудови діаграми на рисунку 7

Позн.	Значення ексергії в точках циклу, кВт	Позн.	Витрати ексергії в апаратах, кВт	
L _к	На вході в установку	6,95	D _{ЕМ} В електродвигуні компресора	0,35
E _н	На вході в компресор	6,60	D _{кМ} В компресорі	0,85
E ₁	В точці 1	3,44	D _ф В форконденсаторі	1,45
E ₂	В точці 2	6,01	D _к В конденсаторі	0,42
E ₃	В точці 3	4,32	D _{др} В дроселі	0,33
E ₄	В точці 4	3,99	D ₀ В випарнику	0,41
E ₅	В точці 5	3,44		
Ексергія води				
E _{ГВ1}	Гарячої води на вході	0,13	E _{МВ1} Морської води перед насосом Н1	0
E _{ГВ2}	Гарячої води на виході	1,86	E _{МВ2} Морської води на вході	0,03
E _{ВО1}	Води системи опалення на вході	0,48	E _{МВ3} Морської води на виході	0,17
E _{ВО2}	Води системи опалення на виході	1,75	L _{Н1} Робота насоса Н1	0,03
E _{ВО3}	Води системи опалення після насоса Н2	1,76	L _{Н2} Робота насоса Н2	0,052

Таблиця 8

Величина ексергії і витрат ексергії для побудови діаграми на рисунку 8

Позн.	Значення ексергії в точках циклу, кВт	Позн.	Витрати ексергії в апаратах, кВт	
L _к	На вході в установку	11,22	D _{ЕМ} В електродвигуні компресора	0,561
E _н	На вході в компресор	10,65	D _{кМ} В компресорі	1,46
E ₁	В точці 1	7,46	D _ф В форконденсаторі	1,50
E ₂	В точці 2	16,66	D _к В конденсаторі	5,05
E ₃	В точці 3	14,18	D _{др} В дроселі	0,48
E ₄	В точці 4	8,95	D ₀ В випарнику	0,80
E ₅	В точці 5	8,47		
Ексергія води				
E _{ГВ1}	Гарячої води на вході	0,053	E _{ПХ1} Води системи кондиціонування на вході	0
E _{ГВ2}	Гарячої води на виході	1,035	E _{ПХ2} Води системи кондиціонування на виході	0,20
E _{МВ1}	Морської води перед насосом Н1	0,891	E _{ПХ3} Води системи кондиціонування після насоса Н2	0,309
E _{МВ2}	Морської води на вході	1,071	L _{Н1} Робота насоса Н1	0,03
E _{МВ3}	Морської води на виході	1,079	L _{Н2} Робота насоса Н2	0,052

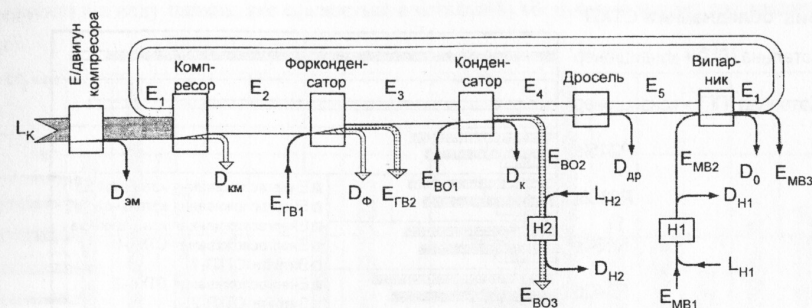


Рис.7. Ексергетична діаграма для СТХП-1 при роботі на R717 в проміжному режимі (квітень)

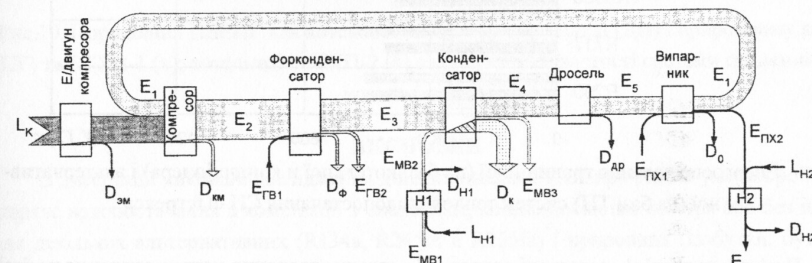


Рис.8. Ексергетична діаграма для СТХП-1 при роботі на R717 в режимі кондиціонування (липень)

Для більш коректного порівняння схем СТХП і вибору холодоагенту було розраховано річне енергоспоживання котельної на дизельному і газовому паливі та досліджених СТХП (рис.9).

$$E = T \cdot \frac{Q_T}{\eta_{КОТ}}, \text{ ГДж},$$

де T – річна кількість робочого часу, сек; Q_T – теплове навантаження, кВт; $\eta_{КОТ}$ – ККД котельний при роботі на ДП ($\eta_{КОТ} = 0,89$), чи на природному газі ($\eta_{КОТ} = 0,93$). В літньому режимі треба враховувати витрати енергії на роботу кондиціонера $E_X = Q_X \tau$ (5 міс.), кВт; де Q_X – холодильне навантаження, кВт; τ – час роботи в режимі кондиціонування, сек.

Енергоспоживання котельної на дизельному паливі та кондиціонера складає 1528 ГДж/рік, на газовому паливі та кондиціонера - 1496 ГДж/рік. Як показано на діаграмі (рис.9), енергоспоживання ТН, який працює за схемами СТХП-1 і СТХП-2, в 3...4 рази нижче, ніж для котельної, яка використовує вуглеводні енергетичні ресурси. Причому, енергоспоживання системи з повітряними теплообмінниками (СТХП-2), які використовуються цілорічно, нижче, ніж при комбінованому теплохолодопостачанні (зимою – батареї, влітку – фанкойли, СТХП-1).

Вид обладнання в СТХП

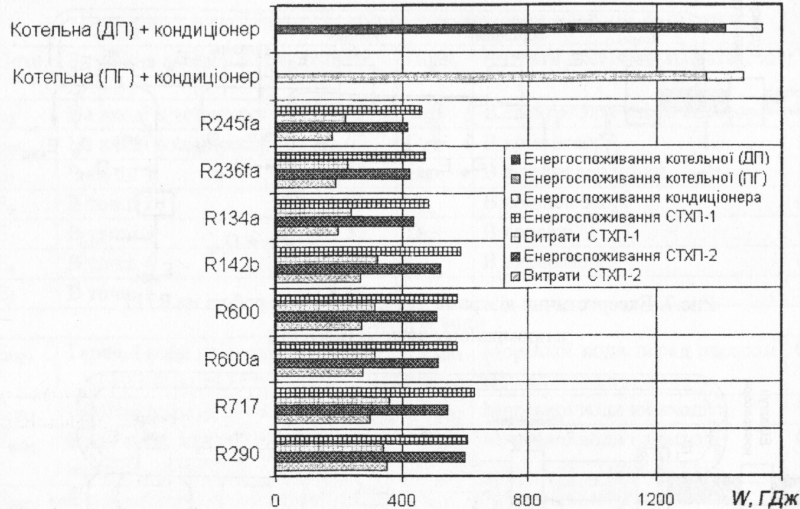


Рис.9. Енергоспоживання традиційної (на базі котельної і кондиціонера) і альтернативної (на базі ТН) систем теплохолодопостачання СП «Петрекс»

В п'ятому розділі розглянуті екологічні аспекти створення систем опалення на базі теплових насосів [2, 7, 8, 11], проведено підбір устаткування, розрахунок вартості СТХП, капітальних і експлуатаційних витрат.

Для оцінки впливу досліджуемого об'єкту, який було досліджено (системи опалення СП «Петрекс»), були вибрані критерії: впливу повних життєвих циклів систем, які зрівнювались, на глобальні зміни клімату (відповідає повній емісії парникових газів); вичерпання природних ресурсів при створенні, експлуатації і утилізації систем (відповідає повному споживанню органічного пального та мінеральних ресурсів за повний життєвий цикл системи); збиток, який наноситься навколишньому середовищу, інакше екоіндикатори, що відповідають даному збитку (збиток здоров'ю людини, екосистемі і вичерпання природних ресурсів). Розрахунок вибраних критеріїв заснований на методології «ECO-INDICATOR 99» і аналіз було виконано з використанням бази даних програми «SimaPro-6» (рис.10).

Отримані результати показують, що найбільший вплив на навколишнє середовище учиняється під час експлуатації системи. Причому найбільший вплив в цей період зв'язаний з енергоспоживанням компресора теплового насоса. Внесок в загальний екологічний вплив періоду виробництва системи складає біля 28% від внеску за весь життєвий цикл, а внесок періоду утилізації незначний (менше 2%). Загальний екологічний вплив в період експлуатації для альтернативної системи складає всього 48...62% (в за-

лежності від виду палива, яке спалюється в котельній) від цього ж впливу для традиційної.

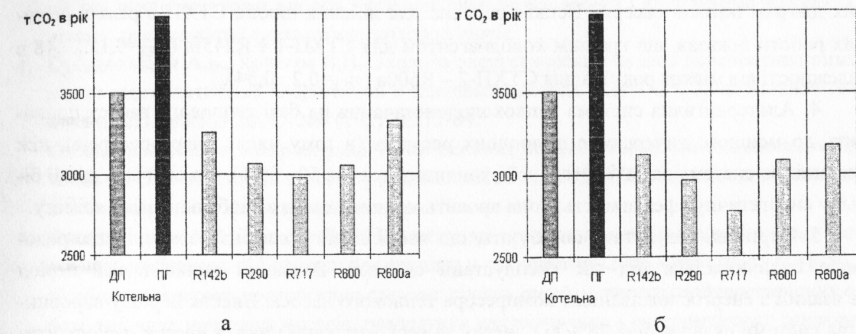


Рис.10. Порівняння ПВЕПГ для котельної на дизельному паливі (ДП) і природному газі (ПГ) та СТХП-1 (а); котельної і СТХП-2 (б) з урахуванням вартості системи опалення та кондиціонування

ВИСНОВКИ

В дисертації виконані дослідження дійсних циклів СТХП при різних умовах роботи (гаряче водопостачання в комбінації з опаленням, кондиціонуванням повітря або без них) для декількох альтернативних (R134a, R245fa и R236fa) і природних (ізобутан, бутан, аміак, пропан) холодоагентів, які запропоновані для ефективного заміщення традиційних систем опалення та кондиціонування повітря. В результаті виконаних розрахункових досліджень сформульовані висновки:

1. Аналіз запропонованих різними авторами схем теплохолодопостачання дозволив розробити економічне схемне рішення СТХП, що призводить до зниження температури в конденсаторі теплового насоса до 50°C та забезпечує одночасну подачу гарячої води з температурою 70°C шляхом використання форконденсатору. Схема дає можливість працювати в двох режимах: опалення і нагрівання гарячої води взимку та кондиціонування повітря з одночасним постачанням гарячої води влітку. Використання тепла форконденсатора теплового насоса для гарячого водопостачання дозволяє досягнути суттєвого підвищення коефіцієнта термотрансформації установки (до 24%) і ексергетичного ККД (до 47%) у порівнянні з традиційними схемами теплохолодопостачання.

2. В процесі проведення термoeкономічного аналізу було виявлено, що ексергетичний ККД СТХП, який представлений відношенням сумарної ексергії корисних ефектів, що створюються установкою, до сумарної ексергії усіх витрат в системі, дозволяє на відміну від ступеню термодинамічної досконалості проводити коректний аналіз багатозильових СТХП на усіх режимах роботи.

3. Проведений порівняльний аналіз термодинамічних показників дійсних циклів СТХП при різних умовах роботи (гаряче водопостачання в комбінації з опаленням, кон-

диціюванням повітря або без них) для декількох альтернативних (R134a, R245fa і R236fa) і природних (ізобутан, бутан, аміак, пропан) холодоагентів та аналіз побудованих діаграм потоків ексергії Сенкі-Грасмана для дійсних циклів СТХП в різних режимах роботи показав, що кращим холодоагентом для СТХП-1 є R245fa ($\eta_{ex}=0,11...0,48$ в залежності від місяця року), а для СТХП-2 – R600a ($\eta_{ex}=0,2...0,54$).

4. Альтернативна система теплохолодопостачання на базі теплового насосу приводить до меншого вичерпання природних ресурсів (в тому числі, енергоресурсів), ніж традиційна система на базі котельної і кондиціонера (на 50...65%), що свідчить про її більшу енергетичну ефективність; вона вносить менший вклад в глобальні зміни клімату.

5. Отримані результати показують, що найбільший вплив на навколишнє середовище спричиняється під час експлуатації системи. Вказаний вплив в цей період зв'язаний з енергоспоживанням компресора теплового насоса. Внесок періоду виробництва системи складає біля 28% від внеску за весь життєвий цикл, а внесок періоду утилізації менш, ніж 2%. Загальна екологічна дія в період експлуатації для альтернативної системи складає всього 48...62% (в залежності від виду палива, яке спалюється в котельній) від цього ж впливу для традиційної.

6. Вибір СТХП на базі ТН за двома критеріями (вплив на вичерпання природних ресурсів і вклад в глобальне потепління) буде сприяти реалізації закону України про енергозбереження та Кіотського протоколу, спрямованих на зниження емісії парникових газів; загальний екологічний вплив для традиційної СТХП також більший, ніж для альтернативної, що ще раз підтверджує перевагу останньої.

7. Альтернативна система, проаналізована в основному своєю елементів – типі робочого тіла, який використовується для теплового насоса, показала, що СТХС на базі R717 має істотні переваги перед іншими робочими тілами в розмірі впливу на навколишнє середовище при перерахунку на 1 ГДж енергії, що виробляється в енергетичному комплексі.

ПУБЛІКАЦІЇ АВТОРА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

- Железний В.П., Биковець Н.П., Хлієва О.Я., Суходольська Г.Б., Султангулов Д.М. Вибір сервісних холодоагентів. Заміна холодоагенту R12 у вагонних кондиціонерах // Холод. - 2004.- № 5 - С.8-14.
Особистий внесок: літературний огляд, пошук достовірних даних по властивостям альтернативних холодоагентів, розрахунки термодинамічних показників для циклів.
- Железний В.П., Биковець Н.П., Хлієва О.Я., Степанова В.П., Суходольська А.Б. Методика расчета эквивалентной эмиссии парниковых газов в промышленности. // Эко-технологии и ресурсосбережение- 2004.- № 6 - С.34-42.
Особистий внесок: огляд літератури, участь у розробці нового критерію для оцінки еквівалентної емісії парникових газів, підготовка матеріалів для публікації та демонстрації.
- Суходольская А.Б., Железний В.П., Хлієва О.Я. Эколого-энергетический анализ перспектив применения альтернативных хладагентов в тепловых насосах. Часть 1. // Холодильная техника и технология- 2005.- № 2(94) - С.37-46.

Особистий внесок: літературний огляд, пошук достовірних даних по властивостям альтернативних і природних холодоагентів, розрахунки термодинамічних показників для циклів теплових насосів з різними альтернативними і природними холодоагентами, рекомендації щодо вибору холодоагентів.

- Суходольская А.Б., Кочетов В.П. Эколого-энергетический анализ перспектив применения альтернативных хладагентов в тепловых насосах. Часть 2 // Холодильная техника и технология- 2006.- №4 (102) - С.77-84.
Особистий внесок: літературний огляд схемних рішень систем теплохолодопостачання на базі теплових насосів, розробка нових схем СТХП, розрахунки теплових і холодильних навантажень модельного об'єкту.
- Суходольская А.Б., Бошков Л.З. Перспективы применения аммиака в системах теплохладоснабжения. // Холодильная техника и технология- 2006.- №5 (103) - С.48-56.
Особистий внесок: модернізація схемних рішень систем теплохолодопостачання на базі аміачних теплових насосів, розрахунки енергетичних і ексергетичних характеристик аміачних СТХП.
- Суходольская А.Б., Бошков Л.З. Эксергетический анализ систем теплохладоснабжения на природных хладагентах. // Холодильная техника и технология- 2006.- №6 (104) - С.42-48.
Особистий внесок: розрахунки енергетичних і ексергетичних характеристик систем теплохолодопостачання на базі теплових насосів з альтернативними і природними робочими речовинами, побудова діаграм Сенкі-Грасмана для кожного холодоагента, порівняння ефективності холодоагентів на різних режимах роботи, рекомендації і висновки.

Тези та доповіді на конференціях

- Zhelezny V.P., Vozniy V.F., Stepanova V.P., Sukhodolskaya A.B.. The problems and prospects of development of the TWI-analysis. // In: 5th Intl. Conf. on Compressors and Coolants "COMPRESSORS-2004", Proceedings of the Conference, 29.9-1.10.2004, Papiernicka, Slovak Republic, P.295-302.
Особистий внесок: огляд літератури, участь у розробці нового критерію для оцінки повної еквівалентної емісії парникових газів, підготовка матеріалів для публікації та демонстрації.
- Железний В.П., Биковець Н.П., Степанова В.П., Суходольская А.Б. Нормирование эквивалентной эмиссии парниковых газов в промышленности. // Тези допов. до Міжпар. наук.-практ. конф. «Екологічна безпека об'єктів господарської діяльності», 2-4 червня 2004 р., Миколаїв, Україна.- 2004.- С.51-52.
Особистий внесок: огляд літератури, участь у розробці нового критерію для оцінки еквівалентної емісії парникових газів, підготовка матеріалів для публікації та демонстрації.
- Суходольская А.Б., Бошков Л.З. О перспективах применения аммиака в системах теплохладоснабжения. // Сб. наук. праць міжн. наук.-техн. конф. «Промисловий холод і аміак», Одесса.- 2006.- С.37-38.
Особистий внесок: модернізація схемних рішень систем теплохолодопостачання на базі аміачних теплових насосів, розрахунки енергетичних і ексергетичних характеристик аміачних СТХП, доповідь на конференції, участь у обговоренні результатів.

10. Sukhodolskaya A.B., Boshkov L.Z.. Exergy analysis and selection criteria for heating and cooling systems with natural refrigerants. // In: Humboldt-Kolleg "Energy Challenges of the 21st Century: Science, Technology, Economy, Society", Book of Abstracts, August 24-27, 2007, Odessa, Ukraine, p.86.

Особистий внесок: розрахунки енергетичних і ексергетичних характеристик СТХП на базі теплових насосів з альтернативними і природними робочими речовинами, вибір критеріїв ефективності, підготовка матеріалів для демонстрації, доповідь на конференції, участь у обговоренні результатів.

11. Бошков Л.З., Суходольская А.Б. Экологические аспекты создания систем отопления на базе тепловых насосов. // Сб. науч. работ ОНАХТ, Вып.35, т.1. – С.149-154.

Особистий внесок: розрахунки екологічних характеристик СТХП на базі теплових насосів з альтернативними і природними робочими речовинами, вибір критеріїв ефективності.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

T, t	- Температура, К, °С
P	- Тиск, МПа
q	- Питоме навантаження, кДж/кг
Q_x	- Холодильне навантаження, кВт
Q_T	- Теплове навантаження, кВт
s	- Ентропія, кДж/(кг К)
i	- Ентальпія, кДж/кг
e	- Питома ексергія, кДж/кг
E	- Річне енергоспоживання, ГДж
D	- Витрати, кВт
μ	- Коефіцієнт ефективності для теплового насосу
φ	- Коефіцієнт ефективності для системи теплоспоживання
η	- Коефіцієнт корисної дії
η_{EX}	- Ексергетичний коефіцієнт корисної дії
$\eta_{КОТ}$	- Коефіцієнт корисної дії котельної
G	- Розхід, кг/с
l	- Питома робота насосу, кДж/кг
τ	- Час, с

АНОТАЦІЯ

Суходольська Г.Б. Удосконалення систем теплохолодопостачання на базі теплових насосів з природними робочими речовинами. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Одеська державна академія холоду, Одеса, 2009.

Проведено аналіз існуючих тенденцій застосування та удосконалення комбінованих систем теплохолодопостачання на базі теплових насосів з використанням відновлювальних джерел енергії, включаючи проблеми заміни традиційних холодоагентів на альтернативні і природні. Розроблено перспективні схемні рішення для теплохолодопоста-

чання споруд з використанням теплових насосів і природного водного резервуару у якості джерела низькопотенціального тепла. Проведено енергетичний та ексергетичний аналіз ефективності розроблених схем перспективних теплонасосних СТХП з урахуванням використання в тепловому насосі різних холодоагентів, включаючи альтернативні фторовані вуглеводні (R134a, R245fa і R236fa) і природні холодоагенти (ізобутан, бутан, пропан, аміак).

Показано, що розрахунки за ступенем термодинамічної досконалості призводять до завищених значень коефіцієнтів ефективності і неприродних особливостей їхньої зміни впродовж року. Підтверджено, що ексергетичний ККД СТХП, який представлений відношенням сумарної ексергії корисних ефектів, що створюються установкою, до сумарної ексергії усіх витрат в системі, дозволяє на відміну від ступеню термодинамічної досконалості проводити коректний аналіз багатопільових СТХП на усіх режимах роботи. Зроблено висновки щодо перспективності практичного використання природних холодоагентів в комбінованих СТХП на базі теплових насосів і відновлювальних джерел енергії.

Проведений екологічний аналіз запропонованої системи з урахуванням використання в тепловому насосі різних холодоагентів за критеріями, запропонованими за концепцією «Повний життєвий цикл» (Life Cycle Assessment). Вперше показано, що використання природного холодоагенту аміаку (R717) призводить до меншого, ніж інші робочі тіла, впливу на навколишнє середовище.

Ключові слова: система теплохолодопостачання, тепловий насос, альтернативний холодоагент, природний холодоагент, енергоефективність, ексергетичний аналіз, діаграма потоків ексергії.

АННОТАЦІЯ

Суходольская А.Б. Совершенствование систем теплохладоснабжения на базе тепловых насосов с природными рабочими веществами. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Одесская государственная академия холода, Одесса, 2009.

Проведен анализ существующих тенденций применения и совершенствования комбинированных систем теплохладоснабжения на базе тепловых насосов с использованием возобновляемых источников тепла, включая проблемы замены традиционных хладагентов на альтернативные и природные. Разработаны перспективные схемные решения для теплохладоснабжения зданий с использованием тепловых насосов и природного водного резервуара в качестве источника низкопотенциального тепла. Проведен энергетический и эксергетический анализ эффективности разработанных схем перспективных теплонасосных СТХС с учетом использования в тепловом насосе различных хладагентов, включая альтернативные фторированные углеводороды (R134a, R245fa и R236fa) и природные хладагенты (изобутан, бутан, пропан и аммиак).

Показано, что расчеты по степени термодинамического совершенства приводят к завышенным значениям коэффициентов эффективности и неестественным особенностям их изменения на протяжении года. Подтверждено, что эксергетический КПД СТХС позволяет в отличие от степени термодинамического совершенства проводить корректный анализ многоцелевых СТХС на всех режимах работы.

Проведен экологический анализ предложенной системы с учетом использования в тепловом насосе различных хладагентов по критериям, предлагаемым по концепции «Полный жизненный цикл» (Life Cycle Assessment). Впервые показано, что использование природного хладагента аммиака (R717) приводит к меньшему, чем другие рабочие тела, влиянию на окружающую среду.

Ключевые слова: система теплоснабжения, тепловой насос, альтернативный хладагент, природный хладагент, энергоэффективность, эксергетический анализ, диаграмма потоков эксергии.

SUMMARY

Sukhodolskaya A.B. Refinement of combined heating and cooling systems on the basis of heat pumps with natural working substances. – Manuscript.

Thesis on competition of the Candidate of Sciences (Engineering) academic degree in specialty 05.14.06 – Technical Thermophysics and Industrial Thermal Engineering, Odessa State Academy of Refrigeration, Odessa, 2009.

Analysis of the existing tendencies has been carried out in the field of application and modernization of combined heating and cooling systems on the heat pump basis with utilization of renewable energy sources including the problems of substitution of traditional refrigerants by alternative or natural. Promising layouts have been developed for heating and cooling systems of buildings with use of heat pumps and natural water reservoirs as a low potential heat source. Energy and exergy analysis has been carried out for efficiency assessment of the developed layouts of promising heating and cooling heat pump systems taking into account the use of different fluorinated hydrocarbons (R134a, R245fa, and R236fa) and natural refrigerants (isobutane, butane, propane, and ammonia).

As result it has been shown, that the exergy COP presented as the ratio of the sum of all exergies of useful effects created by a system to the sum of all exergies consumed by the system allows one, in contrast to the traditionally used second law efficiency, to carry out correct analysis of multipurpose combined heating and cooling systems at all possible conditions.

Ecological analysis of offered system is organized with provision for using in heat pump of different refrigerants on criteriums, proposed on concept Life Cycle Assessment. It is shown, that use the natural refrigerant of ammonia (R717) brings to smaller, than other worker substances, influence upon surrounding ambience.

Keywords: heating and cooling system, heat pump, alternative refrigerant, natural refrigerant, energy efficiency, exergy analysis, exergy flow diagram.