

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



ТАРАСОВА ВІКТОРІЯ ОЛЕКСАНДРІВНА

УДК 621.577

**РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ТА МЕТОДІВ ТЕРМОЕКОНОМІЧНОГО АНАЛІЗУ,
СИНТЕЗУ, ОПТИМІЗАЦІЇ ІННОВАЦІЙНИХ СИСТЕМ
ТЕРМОТРАНСФОРМАЦІЇ**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2019

Дисертацією є рукопис

Робота виконана у відділі моделювання та ідентифікації теплових процесів Інституту проблем машинобудування імені А. М. Підгорного НАН України

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор, академік
Національної академії наук України
Мацевитий Юрій Михайлович,
Інститут проблем машинобудування
імені А.М. Підгорного Національної академії наук
України, завідувач відділу моделювання та
ідентифікації теплових процесів

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, член-кореспондент
Національної академії наук України
Басок Борис Іванович,
Інститут технічної теплофізики Національної
академії наук України, завідувач відділу
теплофізичних основ енергоощадних технологій

доктор технічних наук, професор
Радченко Микола Іванович,
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова МОН України, завідувач
кафедри кондиціонування та рефрижерації

доктор технічних наук, доцент
Волощук Володимир Анатолійович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря
Сікорського», професор кафедри автоматизації
теплоенергетичних процесів

Захист відбудеться «17» жовтня 2019 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 Інституту проблем машинобудування імені А. М. Підгорного Національної академії наук України за адресою 61046, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Інституту проблем машинобудування імені А. М. Підгорного Національної академії наук України за адресою 61046, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10 та на сайті інституту.

Автореферат розісланий « 11 » вересня 2019 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради,
кандидат технічних наук, ст. наук. співр.



С. В. Альохіна

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Подальший розвиток малої енергетики в цілому і сфери житлово-комунального сектора потребує розробки і реалізації формалізованих методів комплексної оцінки енергетичної та економічної ефективності теплотехнічних систем. Без урахування якості енергії, оперуючи тільки кількісною її оцінкою, забезпечити прийняття нових концептуальних рішень щодо раціональної організації процесів перетворення енергії неможливо.

В умовах стрімкого розвитку світової економіки істотно зростають вимоги до якості сучасного обладнання. Щоб забезпечити значне підвищення якості виробленої продукції у різних технологічних процесах використовуються інноваційні технології. Системи термотрансформації в цьому сенсі не є винятком. По відношенню до систем термотрансформації під інноваційними слід розуміти теплонасосні або холодильні системи, що мають високу ефективність термодинамічних процесів, екологічно безпечні та економічно конкурентоспроможні. Для задоволення високих якісних показників системи термотрансформації мають бути спроектовані на основі сучасних методів прикладної термодинаміки. Ці методи передбачають розгляд системи в комплексі з урахуванням положень як Першого, так і Другого законів термодинаміки. На сьогодні вони є найбільш ефективними і дозволяють вказати шляхи скорочення вартості установки як при її створенні, так і при подальшій експлуатації.

На сьогодні актуальною є проблема розробки загальної методології аналізу, синтезу, діагностики та оптимізації систем термотрансформації, яка заснована на сучасних методах прикладної термодинаміки, серед яких головне місце належить теорії ексергетичної вартості, термoeкономічної оптимізації, а також термодинаміки при кінцевому часі. Це в свою чергу забезпечить інженерів-практиків ефективним інструментарієм для вирішення завдань проектування інноваційних систем термотрансформації з обґрунтуванням вибору оптимальної структури схеми та її параметрів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Основні дослідження теоретичного й прикладного характеру виконувалися відповідно до положень проекту Енергетичної стратегії України до 2035 року, директив та угод Європейського Союзу і України та інтеграції у сфері енергетики, Закону України по «Про енергозбереження», Комплексної державної програми енергозбереження України, пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки в Україні «Екологічна чиста енергетика та енергозберігаючі технології», Національного плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року. Наукові дослідження та результати, які наведено в дисертаційній роботі, тісно пов'язані з планами науково-дослідних робіт відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, в яких автор брала безпосередню участь як виконавець, зокрема:

1. «Моделювання, ідентифікація і оптимізація теплових процесів в об'єктах енергетики з метою вирішення задач енергоресурсозбереження і підвищення надійності їх роботи» № ДР 0115U001091;

2. «Інноваційні системи термотрансформації з використанням вторинних і альтернативних енергоресурсів» № ДР 0117U000875;
3. «Розробка теоретичних основ та методів реалізації теплових процесів в об'єктах паливно-енергетичного комплексу та житлово-комунального господарства з метою енергоресурсозбереження та заміщення вуглеводневого палива» № ДР 0110U002658;
4. Грант Президента України докторам наук для здійснення наукових досліджень на 2016 рік «Термoeкономічна багатофакторна оптимізація надкритичних циклів холодильних машин і теплових насосів» № ДР 0116U008006;
5. Грант Президента України докторам наук для здійснення наукових досліджень на 2017 рік «Розробка вакуумно-випарного термотрансформатора для системи охолодження ТЕС і АЕС» № ДР 0117U003602;
6. «Удосконалення процесів перетворення та використання енергії в когенераційних установках малої потужності» № ДР 0118U006595;
7. «Створення та впровадження системи моніторингу, діагностики та управління пристроями забезпечення мікроклімату та вентиляції з використанням новітнього інтегрального термоанемометру» № ДР 0118U006131;
8. «Наукові основи вдосконалення технологічних проблем підвищення ефективності термотрансформаторів для конкурентоспроможного впровадження в теплоенергетичні системи» № ДР 0113U005465.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є створення нових та подальший розвиток існуючих методів термодинамічного аналізу і термoeкономічної оптимізації систем термотрансформації, які забезпечують їх раціональне проектування та конкурентоспроможне впровадження на нових і модернізованих об'єктах малої енергетики, харчової промисловості та житлово-комунальної сфери.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити наступні завдання:

Провести аналіз сучасних методів прикладної термодинаміки, застосування яких при проектуванні систем термотрансформації сприяє підвищенню їх енергетичної ефективності та економічної конкурентоспроможності.

Запропонувати класифікацію сучасних методів термодинамічного аналізу і термoeкономічної оптимізації та на прикладі розв'язання конкретних задач обґрунтувати доцільність застосування кожного з розглянутих методів.

Розробити методологію побудови термoeкономічних моделей з метою вирішення проблеми формування монетарної вартості холоду і тепла з урахуванням «якості» енергоперетворюючої установки.

Провести тополого-ексергетичне моделювання на основі теорії ексергетичної вартості різних типів холодильних машин (ХМ), теплонасосних установок (ТНУ), а також комплексних енергоперетворюючих систем.

Удосконалити метод системного аналізу термодинамічних циклів з урахуванням структурно-топологічних особливостей обладнання термотрансформаторів за рахунок введення техніко-економічних і екологічних показників оцінки, а також застосування графоаналітичного апарату термoeкономіки.

Дослідити вплив дисипативних процесів на термодинамічну ефективність термотрансформаторів з урахуванням масштабного фактора установки та отри-

мати відповідні узагальнені залежності для аналізу термодинамічної досконалості сучасних водоохолоджувальних машин (чилерів) і теплових насосів від визначальних факторів.

На основі сучасних методів прикладної термодинаміки запропонувати новий підхід до проведення моніторингу та діагностики енергетичної ефективності систем забезпечення мікроклімату на базі чилерів і теплових насосів.

Провести аналіз ефективності режиму роботи чилерів і теплових насосів при частковому процентному навантаженні.

Розробити рекомендації щодо експрес-проектування та аналізу геотермальних теплонасосних установок, які містять в своєму складі горизонтальний ґрунтовий теплообмінник.

Об'єкт дослідження – термодинамічні процеси в системах термотрансформації.

Предмет дослідження – термодинамічна і термoeкономічна ефективність процесів в холодильних машинах і теплових насосах, а також механізми внутрішньої дисипації енергії в циклах термотрансформаторів.

Методи дослідження – методи сучасної прикладної термодинаміки, що включають термoeкономіку з визначенням ексергетичної вартості продукту енергоперетворюючої системи і термoeкономічну оптимізацію; теоретико-графовий метод математичного моделювання для опису структури складних технологічних схем термотрансформаторів; математичне моделювання теплотехнічних об'єктів; методи математичної статистики для обробки результатів моніторингу теплонасосної установки і планування експерименту при пошуку оптимальних умов.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Вперше розроблено універсальну термoeкономічну модель парокомпресорних термотрансформаторів, яка відрізняється від відомих моделей тим, що схема розподілу ексергетичних потоків в елементах установки за якісною ознакою «паливо» і «продукт» не залежить від її функціонального призначення, а залежить тільки від параметрів навколишнього середовища, що дозволяє спростити алгоритмізацію моделі та автоматизувати обчислення термодинамічної ефективності термотрансформаторів.

2. Вперше при створенні універсальної термoeкономічної моделі парокомпресорних термотрансформаторів запропоновано розподіл окремо механічної та термічної ексергії на ентальпійну та ентропійну складові, що дозволяє розраховувати вартість втрат ексергії, які зумовлені незворотністю теплових процесів, та втрат ексергії внаслідок наявності гідравлічних опорів по контуру холодоагенту в залежності від параметрів навколишнього середовища.

3. З метою проведення порівняльного аналізу різних за принципом декомпозиції ексергетичних потоків термoeкономічних моделей холодильних та теплонасосних установок вперше запропоновано єдиний методологічний підхід до визначення монетарної вартості ексергетичних потоків, в основі якого лежить запис ексергетичних та вартісних балансів для потоків «продукт» і «паливо» елемента.

4. Вперше створено класифікацію термoeкономічних моделей формування монетарної вартості холоду і теплоти за способом декомпозиції потоків ексергії в елементах холодильних та теплонасосних установок.

5. Вперше розроблено метод визначення реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням з урахуванням поділу втрат по виду незворотності, який дозволяє вирішити задачу ідентифікації параметрів циклу за обмеженою кількістю параметрів, що задаються як вихідна інформація.

6. Отримала подальший розвиток теорія ексергетичної вартості стосовно формалізації результатів (практичного застосування при проектуванні) поглибленого термодинамічного аналізу енергоперетворюючих установок, а саме, розроблено комплексний підхід на основі побудови тополого-ексергетичних моделей і регресійних залежностей узагальнених ексергетичних характеристик установки від визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту.

7. Вперше надано термoeкономічне обґрунтування вибору оптимальної температури охолодження у дійсному циклі холодильної машини, а саме розкрито механізм взаємного впливу внутрішньої та зовнішньої незворотності теплогідравлічних процесів в її елементах на досягнення максимальної ексергетичної ефективності, що дозволило спростити механізм оптимізації системи.

8. Отримала подальший розвиток методологія системно-структурного аналізу парокомпресорних термотрансформаторів в частині розробки універсального графічного інструментарію термoeкономічної оптимізації з використанням С-кривих для комплексної оцінки технологічних схем за енергетичними, економічними та екологічними показниками.

Практичне значення отриманих результатів полягає у наступному:

- розроблено та науково обґрунтовано інженерний інструментарій, що дозволяє на різних етапах створення енергоперетворюючої установки здійснювати тестування і аналіз її термодинамічних і техніко-економічних показників;

- запропоновано концепцію створення віртуальної холодильної машини/ теплового насоса з метою визначення максимально можливого ексергетичного «продукту» при заданому типі компресора, що дозволяє проводити коректне зіставлення конкуруючих варіантів компресорного та теплообмінного обладнання при розв’язанні задачі термoeкономічної модернізації установки;

- розроблено нові схеми декомпозиції ексергетичних потоків за якісною ознакою «паливо» – «продукт – залишки» для створення нових тополого-ексергетичних моделей холодильних, теплонасосних та когенераційних установок на основі застосування теорії ексергетичної вартості;

- запропоновано методику обробки даних моніторингу систем тепло- і холодопостачання на базі теплонасосних технологій із залученням сучасних методів прикладної термодинаміки, яка дозволяє в режимі реального часу здійснювати термодинамічне тестування роботи системи за обмеженої кількості параметрів, що заміряються, у тому числі при роботі парокомпресорних теплових насосів і водоохолоджувальних машин в режимі з частковим навантаженням;

- розроблено інженерний інструментарій визначення реальних ексергетичних втрат в елементах парокомпресорних водоохолоджувальних машин і теплових насосів без залучення баз даних теплофізичних властивостей холодоагентів;

- на основі сформованих ентропійно-статистичних термодинамічних моделей проведено тестування ефективності сучасних водоохолоджувальних машин і теплових насосів та створено бази даних реальних значень дисипативних втрат в широкому діапазоні зміни їх проектної продуктивності, отримано регресійні залежності термодинамічної ефективності сучасних водоохолоджувальних машин і теплових насосів від визначальних факторів;

- визначено раціональні співвідношення витрат теплоносіїв у випарнику і конденсаторі, що забезпечують зниження енергоспоживання водоохолоджувальних машин при роботі з частковим навантаженням;

- розроблено номограми для аналітичного визначення режимних характеристик холодильних і теплонасосних установок;

- використовуючи методичний принцип побудови відомої ексергетичної потокової діаграми Грассмана, в роботі вперше запропоновано діаграму негенеротропійних та ексергетичних потоків, що ілюструє результати термoeкономічного функціонального аналізу холодильної машини;

- створено експрес-методику розрахунку характеристик геотермальної теплонасосної системи опалення, що дозволяє прогнозувати зміну її ефективності при варіативності геометрії горизонтального ґрунтового теплообмінника та глибини його закладення.

Особистий внесок здобувача. Опубліковані матеріали повністю відображують зміст теоретичних та експериментальних досліджень, представлених у дисертаційній роботі.

Всі основні наукові результати дисертаційної роботи отримані безпосередньо здобувачем. Статті [26, 29] написано самостійно. У написаних у співавторстві роботах, які наведено у списку опублікованих праць за темою дисертації, Тарасовій В. О. належать такі результати:

- запропоновано методику формування ексергетичної вартості холоду на основі термoeкономічних моделей, проведено термoeкономічну діагностику ХМ і ТНУ, проведено моделювання сумісних теплових режимів роботи ґрунтового теплообмінника і ТНУ [1];

- проведено порівняльний аналіз термoeкономічних моделей ХМ і ТНУ, розроблено універсальну термoeкономічну модель парокомпресорних термотрансформаторів, розроблено метод визначення реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням, проведено тестування ефективності сучасних чилерів і теплових насосів та створено бази даних реальних значень дисипативних втрат в широкому діапазоні зміни проектної продуктивності установки [2];

- дано термoeкономічне обґрунтування вибору оптимальної температури охолодження у надкритичному циклі термотрансформатору, розроблено комплексний підхід на основі побудови тополого-ексергетичних моделей і регресійних залежностей узагальнених ексергетичних характеристик установки від

визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту; запропоновано застосування графічного інструментарію побудови С-кривих для проведення комплексної оцінки технологічних схем за енергетичними, економічними та екологічними показниками; створено експрес-методику розрахунку характеристик геотермальної теплонасосної системи опалення [3];

- визначено тепловий потенціал ґрунтового масиву для вибору кроку між трубопроводом ґрунтового теплообмінника [4];

- обґрунтовано завдання граничних умов теплообміну при моделюванні ґрунтових теплообмінників, створено комп'ютерну модель теплового стану масиву ґрунту з ґрунтовим теплообмінником [5];

- досліджено вплив кроку між трубами колектора на ефективність горизонтального ґрунтового теплообмінника [6];

- проведено чисельне дослідження змінення теплового стану ґрунту при довгостроковій експлуатації теплового насоса, оцінено відновлення теплового потенціалу ґрунту за рахунок реверсування циклу теплового насоса [7];

- розв'язано нестационарну двомірну задачу теплопровідності у масиві ґрунту з ґрунтовим теплообмінником методом кінцевих елементів [8];

- проведено чисельне дослідження щодо знімання теплоти з ґрунту ґрунтовим теплообмінником при змінненні параметрів роботи теплового насосу в опалювальний період [9];

- розроблено технологічні схеми утилізації скидної теплоти вентиляційних викидів підземних споруд метрополітену [10];

- створено методику визначення ендогенної і екзогенної складових деструкції ексергії в елементах ХМ за допомогою регресійних рівнянь [11];

- сформовано задачі дослідження, створено термoeкономічну модель парокompресорної ХМ [12];

- запропоновано єдиний методологічний підхід до визначення ексергетичної вартості потоків, в основі якого лежить запис вартісних балансів для потоків «продукт» і «паливо» елемента, проведено порівняльний аналіз термoeкономічних моделей формування ексергетичної вартості холоду [13];

- проведено моделювання статичних характеристик холодильної машини до і після модернізації [14];

- проведено термодинамічний аналіз парокompресійного термотрансформатору за структурними коефіцієнтами [15];

- запропоновано новий спосіб декомпозиції ексергетичних потоків у парокompресійному термотрансформаторі при створенні тополого-ексергетичної моделі [16];

- створено методику оцінки реальних термодинамічних втрат парокompресорних термотрансформаторів, проведено аналіз еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів і теплових насосів різної продуктивності при роботі з неповним навантаженням [17];

- розроблено метод визначення реальних термодинамічних втрат пароконпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням з урахуванням поділу втрат по виду незворотності [18];
- запропоновано схемні рішення утилізації теплоти низькотемпературних альтернативних джерел енергії за допомогою адсорбційних теплотрансформаторів [19];
- вдосконалено термoeкономічну модель на основі негентропійного підходу теплонасосної установки шляхом застосування запропонованого методологічного підходу до формування вартості цільового продукту та деструкції ексергії [20];
- запропоновано методику обробки даних моніторингу термодинамічної ефективності теплового насоса [21];
- запропоновано проводити термoeкономічну і еколого-ексергетичну оптимізацію схемних рішень ХМ, яка працює в надкритичному циклі з холодоагентом R744, використовуючи детермінований критерій структурної складності, і, застосовуючи графічний апарат С-кривих [22];
- взято участь у створенні термoeкономічної моделі холодильної установки типу «повітря-повітря», яка працює за надкритичним циклом [23];
- при створенні тополого-ексергетичної моделі повітряно-компресійної ХМ (ПХМ) запропоновано новий спосіб декомпозиції ексергетичних потоків та проведено аналіз чутливості характеристик ПХМ до зміни локальних параметрів системи [24];
- запропоновано схемні рішення щодо використання адсорбційних теплових труб для відбору теплоти ґрунту [25];
- розроблено методику термoeкономічної оптимізації [27];
- проведено аналіз сучасних методів термoeкономічного аналізу та оптимізації холодильних установок [28];
- обґрунтовано вибір оптимальної температури охолодження в понадкритичному циклі пароконпресорної ХМ, запропоновано метод покрокової термoeкономічної оптимізації ХМ [30];
- запропоновано методику аналізу і синтезу схемно-циклових рішень вакуумно-випарних теплонасосних установок з використанням детермінованого критерію складності та графічного апарату С-кривих [31];
- запропоновано комплексний підхід до визначення взаємозв'язку між контрольними показниками процесів і ексергетичної ефективністю когенераційної установки, побудовано регресійні залежності ексергетичного коефіцієнта корисної дії (ККД) установки в залежності від визначальних факторів [32];
- запропоновано метод визначення реальних термодинамічних втрат пароконпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням з урахуванням поділу втрат по виду незворотності, який дозволяє вирішити задачу ідентифікації параметрів циклу за обмеженою кількістю параметрів, що задаються як вихідна інформація [33];
- розроблено методику обробки даних моніторингу систем тепло- та холодопостачання на базі теплових насосів та чилерів [34].

Апробація результатів дисертації. Результати наукової роботи доповідались на багатьох науково-технічних міжнародних, всеукраїнських конференціях й семінарах: на Мінському міжнародному форумі по тепломасообміну (м. Мінськ, 2012, 2016 pp.), на міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса, 2013, 2017 pp.), на міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження та шляхи їх вирішення» (м. Харків, 2015 p.), на Мінському міжнародному семінарі «Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources» (м. Мінськ, 2015, 2018 pp.), на міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, 2015, 2017 pp.), на міжнародній науково-практичній конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті» (м. Київ, 2017, 2018 pp.), на всеукраїнській науково-технічній конференції «Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017» (м. Харків, 2017 p.), на міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми машинознавства» (м. Гомель, 2018 p.), на міжнародній науково-практичній конференції молодих вчених та фахівців «Проблеми сучасної ядерної енергетики» (м. Харків, 2018 p.), на всеукраїнській науковій конференції «Сучасні тенденції розвитку української науки» (м. Переяслав-Хмельницький, 2018 p.).

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 53 наукових публікаціях, у тому числі 3 монографії, 4 статті надруковано в виданнях, які входять до міжнародної бази SCOPUS, 19 статей – в фахових виданнях, які відповідають вимогам МОН України, 3 статті надруковано в іноземних фахових виданнях, 5 – в виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз, 19 доповідей на конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, шістьох розділів, висновків, списку використаних джерел, що містить 184 найменування, 4 додатків. Повний обсяг дисертації становить 409 сторінок. Основний текст викладено на 335 сторінках. Робота містить 189 рисунків і 33 таблиці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У дисертаційній роботі запропоновано новий методологічний підхід до вирішення науково-прикладної проблеми удосконалення методів аналізу, синтезу та оптимізації для підвищення термодинамічних і техніко-економічних показників систем термотрансформації при їх проектуванні та експлуатації.

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, показано її зв'язок із науковими програмами ІПМаш НАН України, сформульовано мету й завдання дослідження, подано наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, відображено особистий внесок автора, надано відомості про апробацію результатів роботи, публікації, структуру та обсяг роботи.

Перший розділ дисертації присвячено аналітичному огляду існуючих методів і підходів, які складають теоретичну основу дисциплін і об'єднані під загальною назвою «Сучасна прикладна термодинаміка».

Науковою основою цих методів є поняття ексергії системи, тобто здатності даної системи здійснювати роботу в умовах певного термічного стану навколишнього середовища. Ексергія, як міра практичної придатності енергії, служить єдиною основою для оцінки впливу на економічні показники термодинамічних параметрів енергоперетворюючих систем, які характеризують неефективність термодинамічних процесів додатковими фінансовими витратами. Концепцію «внутрішньої економії» застосовано як засіб оцінки економічної вартості ексергії.

Методологічні основи сучасної прикладної термодинаміки були закладені видатними вченими, серед яких необхідно відзначити В. М. Бродяньського, Я. Шаргута, А. Бежана, А. І. Андрющенко, Д. П. Гохштейна. Роботи зазначених авторів по праву складають «золотий фонд» термодинамічного аналізу. Істотний вклад у розвиток сучасних методів термодинамічного аналізу внесено відомими вченими А. Валеро та Дж. Тсатсаронісом, Т. В. Морозюк. Створенню загальної методології аналізу структури термотрансформаторів присвячено роботи Л. І. Морозюк, В. Р. Нікульшина, Г. К. Лавренченко, Д. Х. Харлампіді.

На рис. 1 представлено ієрархічну структуру сучасних методів термодинамічного аналізу та оптимізації енергоперетворюючих систем.

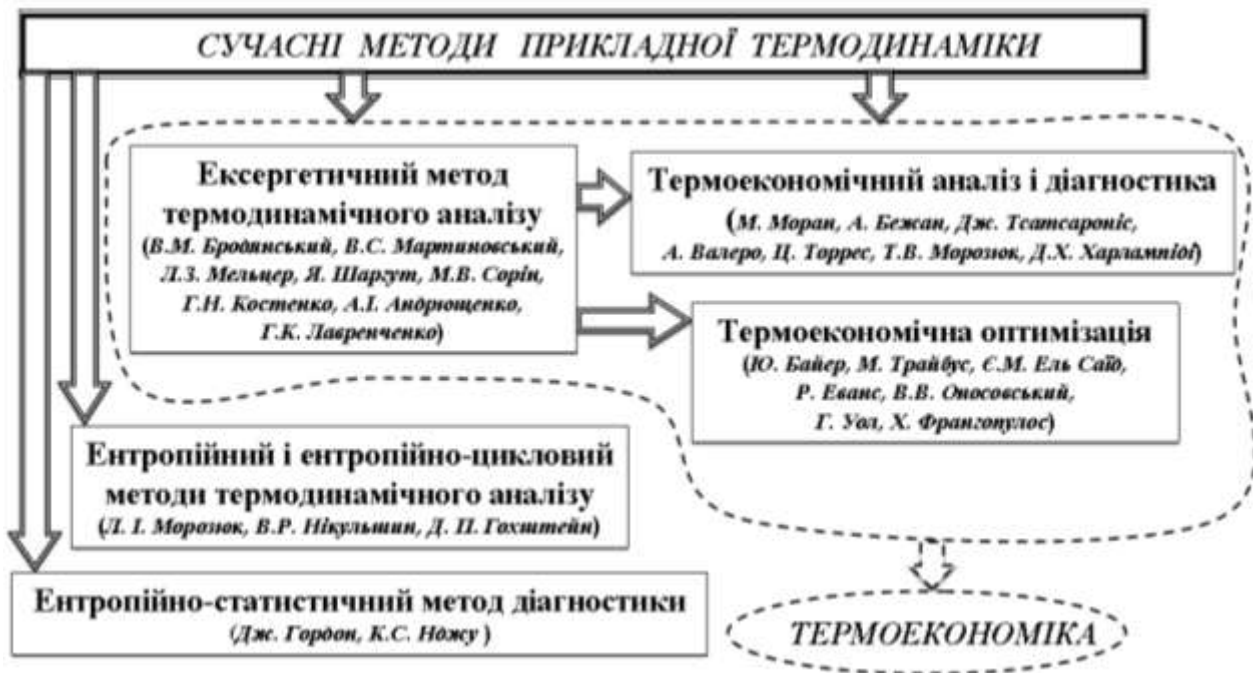


Рис. 1. Ієрархічна структура сучасних методів термодинамічного аналізу та оптимізації енергоперетворюючих систем

Термoeкономіка є найвищою дисципліною в ієрархії дисциплін сучасної прикладної термодинаміки, яка поєднує в собі безпосередньо технічну термодинаміку, теорію теплообміну і економічну теорію. Термoeкономіка – наука про раціональне використання енергетичних ресурсів. Вона є технічною дисципліною і може бути ефективним інструментом для проектувальника, що дозволяє вказати шляхи скорочення вартості системи як при її створенні, так і при

подальшій експлуатації. Термoeкономiчний метод дає iнформацiю про рентабельнiсть системи, яку в принципі не можна отримати традицiйними методами.

У першому роздiлi не тiльки проведено аналіз iснуючих методiв термoeкономiчного аналізу i діагностики, а й розв'язано деякі практичні задачі. Зокрема розглянуто задачу модернiзацiї iснуючого обладнання холодильної машини, а також задачі оптимального проектування парокомпресійних ХМ i теплових насосiв (ТН). Для задач оптимального проектування обрано автономний метод термoeкономiчної оптимiзацiї. Що стосується задачі модернiзацiї, в роботі показано, що найбільш доцiльно використовувати метод структурно-варiантної термoeкономiчної оптимiзацiї, оскiльки він дозволяє здiйснити «розрив» технологiчної схеми установки i провести оптимiзацiю елемента у вiдривi вiд всiєї схеми, в якій він розташований.

Для демонстрацiї можливостей сучасних методiв термодинаміки при кінцевому часі розглянуто задачу пошуку умов енергоефективної експлуатацiї повітряної теплонасосної установки (ПТНУ).

У висновках по першому роздiлу запропоновано рекомендацiї щодо області доцiльного застосування кожного з розглянутих методiв та сформульовані завдання дослiдження.

У другому роздiлi дисертацiї наводяться методологiчні пiдходи до проведення функцiонального термoeкономiчного аналізу та побудови моделей формування монетарної вартості виробленого холоду i теплоти термотрансформаторами з урахуванням термодинамічної досконалості установки. Задача формування монетарної вартості цiльового продукту енергоперетворюючої системи з урахуванням ступеня термодинамічної досконалості її елементiв є однією з складних задач термoeкономiки. Вона тiсно пов'язана iз завданням визначення «природної», або, як її ще називають, «рiвноважної» цiни продукту, вiльної вiд кон'юнктури ринку. Як вiдомо, використовуючи тiльки ринковий механiзм визначення вартості, неможливо прогнозувати економiчний розвиток будь-якої галузі (промисловiсть, комунальний сектор, транспорт), стимулювати виробництво i впровадження дорогих енергозберiгаючих технологiй. Таким чином, рiшення цього завдання фактично дозволяє закласти основи для формування тарифiв на вироблену теплову та електричну енергiю, а також холод в залежностi вiд виду i, головне, «якості» генеруючої установки.

У дисертацiйній роботі вперше створено класифікацiю термoeкономiчних моделей формування монетарної вартості холоду i теплоти. Створення такої класифікацiї необхідно для визначення дiапазону працездатності кожної моделі, тому що на ефективнiсть роботи парокомпресорних термотрансформаторiв дуже впливає рiвень температури навколишнього середовища. В першу чергу це процеси дроселювання i тертя.

Усі термoeкономiчні моделі засновані на рiвнянні ексергетичного балансу, який записується для елементiв термодинамічної системи наступним чином

$$\sum E_k^{\text{вх}} - \sum E_k^{\text{вих}} = E_{Dk} + E_{Lk}, \quad (1)$$

де $E_k^{\text{вх}}$, $E_k^{\text{вих}}$ – ексергетичний потік, що входить у k -ий елемент, та – виходить з k -го елементу, вiдповiдно.

Баланс (1) також можна записати через розподілення (декомпозицію) потоків ексергії за якісною ознакою «паливо» і «продукт» як

$$F_k - P_k = E_{Dk} + E_{Lk}, \quad (2)$$

де F_k – ексергетичний потік, який є «паливом» для k -го елемента; P_k – «продукт» елемента; E_{Dk} – деструкція ексергії в елементі; E_{Lk} – невикористаний потік ексергії, у тому числі, що виходить із системи через дисипативний елемент.

При поділу ексергетичних потоків на F_k і P_k в термoeкономічних моделях є істотні відмінності, більш того, ці поняття по-різному трактуються, а, отже, вони розрізняються як в оцінці вартості цих потоків, так і в самій процедурі декомпозиції. Наразі можна виділити три основні підходи до створення схеми декомпозиції ексергетичних потоків і, відповідно, до формування вартості цільового продукту енергоперетворюючої системи. Перший підхід передбачає виділення в схемі тільки потоків ексергії (E модель). На рис. 2, як приклад, наведено схему декомпозиції ексергетичних потоків для парокомпресорної ТНУ за E моделлю. Тут прийнято наступні позначення: КМ – компресор; КД – конденсатор; ДР – дросель; ВИП – випарник. Цифрами позначено вузлові точки циклу ТНУ на рис. 2: 1 – перегріта пара на вході в компресор; 2 – пар на вході в конденсатор; 4' – рідина на виході з конденсатора; 4 – переохолоджена рідина; 5 – двофазний потік на вході у випарник; 6 – пар на виході з випарника; 7, 8, 9, 10 – входні і вихідні потоки теплоносія у ВИП та КД; 11 – входний потік ексергії від електродвигуна. «Паливом» в E моделі – є вхідна первинна ексергія в установку та потік ексергії в елементі, який характеризується зменшенням величини ексергії в процесі,

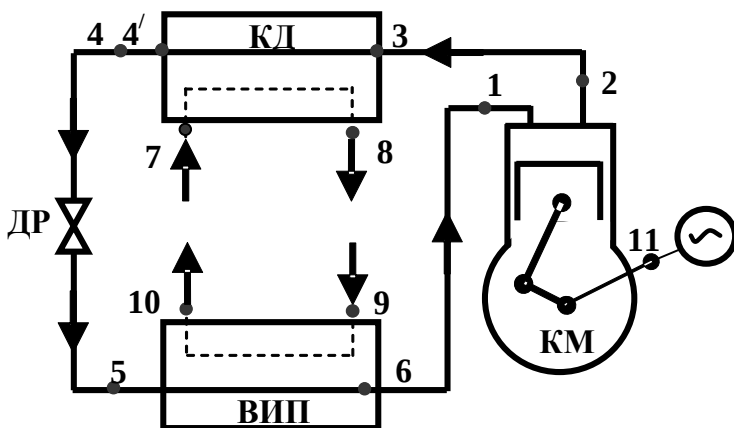


Рис. 2. Схема декомпозиції ексергетичних потоків в ТНУ за E моделлю

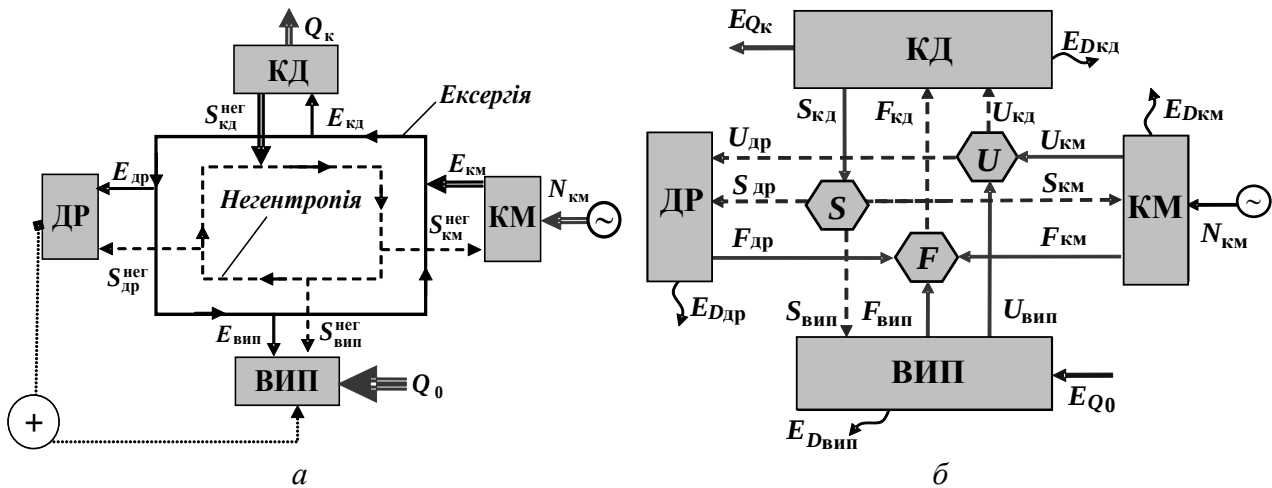
«продукт», напроти, – це збільшення ексергії.

Другий підхід використовує негентропію $S^{\text{нег}}$ (негативна ентропія) як фіктивний потік, приєднуючи його до потоку ексергії (E – S модель) (рис. 3, а). Третій підхід використовує тільки потоки ексергії, але з поділенням їх на ентропійну і ентальпійну складові (H – S модель), та при його модифікації для систем, які працюють на температурному рівні нижче навколишнього середовища, ентальпійна складова підрозділяється ще на U (внутрішня енергія) та F (робота) частини (U – F – S модель) (рис. 3, б).

На рис. 3 вхідні потоки відносяться до «палива», а вихідні – до «продукту».

Знак (+) на рис. 3, а означає, що всі пов'язані з дроселем потоки ексергії приєднуються до випарника. Потік ексергії при проходженні через k -ий елемент визначається як $E_k = (E_{i+1} - E_i)$. За таким же принципом визначаються і потоки негентропії $S^{\text{нег}}$, та внутрішньої енергії ($U_i = m_{\text{хл}}(u_i - u_{\text{нс}})$), роботи

($F_i = m_{\text{хл}}(P_i v_i - P_{\text{нс}} v_{\text{нс}})$) та ентропії ($S_i = m_{\text{хл}} T_{\text{нс}}(s_i - s_{\text{нс}})$), де u_i – внутрішня енергія, v_i – питомий об'єм.



E – ексергія; $S^{\text{нег}}$ – негентропія; N – потужність; Q_0, Q_k – холодо- та теплопродуктивність, відповідно; E_{Q0}, E_{Qk} – ексергетична Q_0, Q_k , відповідно

Рис. 3. Схема декомпозиції ексергетичних потоків в ТНУ:

a – E - S модель; b – U - F - S модель

У табл. 1 показано правила розподілу потоків на F_k і P_k для U - F - S та E - S моделей.

Таблиця 1. Правила розподілу потоків на F_k і P_k

	U - F - S модель	E - S модель
«Паливо» елементу F_k	Зниження U, F і підвищення ентропії S при проходженні через елемент	Зниження ексергії E і негентропії $S^{\text{нег}}$
«Продукт» елементу P_k	Підвищення і зниження ентропії S при проходженні через елемент	Підвищення ексергії E і негентропії $S^{\text{нег}}$ в дисипативному елементі

Для проведення порівняльного аналізу різних за принципом декомпозиції ексергетичних потоків термoeкономічних моделей запропоновано застосовувати єдиний методологічний підхід до визначення монетарної вартості потоків, в основі якого лежить запис вартісних балансів для ексергетичних потоків «паливо» і «продукт»:

$$c_{P_k} P_k = c_{F_k} F_k + Z_k, \quad (3)$$

де c_{P_k}, c_{F_k} – питома вартість «продукту» та «палива», відповідно (грн/кВт); Z_k – інвестиційна вартість обладнання (грн).

З використанням трьох підходів до створення термoeкономічних моделей проаналізовано також парокомпресорні холодильні установки, що дозволило виявити переваги та недоліки кожного з них.

Так, основними перевагами E моделі є прості правила поділу потоків ексергії за якісною ознакою «паливо-продукт», наочність (завдяки використанню фізичної структури установки), простота у визначенні ексергетичного ККД і вартості ексергетичних потоків в кожному елементі. Недоліком E моделі є те, що декомпозиція ексергетичних потоків залежить від цільового призначення установки. Так, для холодильної машини, на відміну від моделі ТНУ (рис. 2), де

використовуються повні потоки ексергії, автори застосовують додатковий поділ на термічну і механічну складові потоків ексергії. Вартість деструкції при цьому призначається директивно, рівній питомої вартості «палива» елемента.

Основна перевага E - S моделі полягає в можливості визначати з вартісного балансу монетарну вартість деструкції ексергії завдяки введенню фіктивного потоку негентропії (негативна ентропія), який формується в дисипативному елементі. Це дозволяє розподілити монетарні витрати на компенсацію виробництва ентропії пропорційно втратам в елементах. Перевагою є також введення блоків-комунікаторів, які дозволяють простежити взаємозв'язок між ексергетичними потоками в елементах установки. Одним з недоліків E - S моделі є складність у визначенні ККД конденсатора, оскільки він є дисипативним елементом. А також те, що вона, як і E модель, залежить від функціонального призначення установки.

Простота правил поділу ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» за формальною ознакою збільшення або зменшення складових ексергії є безумовною перевагою U - F - S моделі. Це дозволяє застосовувати її для аналізу не тільки одноступеневих схем, а і більш складних багатоступеневих схем. До недоліків U - F - S моделі можна віднести те, що вона не може бути використана для аналізу ХМ. Відомо, що, на відміну від високотемпературних установок, в ХМ теплота тертя, яка генерується на низькотемпературному рівні, має бути відведена через конденсатор на температурний рівень навколишнього середовища, для чого потрібно витратити додаткову енергію на привод компресора. Дана модель не здатна адекватно описати цей процес. В результаті чого, ця теплота тертя накопичується у вигляді збільшення вартості ексергії холоду. Особливо ця помилка моделі проявляється зі збільшенням сумарних ексергетичних втрат в ХМ.

Таким чином, важливим питанням при побудові термoeкономічних моделей є формулювання простіших і чіткіших правил поділу ексергетичних потоків безвідносно до функціонального призначення термотрансформатору, що в цілому сприяє створенню універсальної термoeкономічної моделі будь яких енергоперетворюючих систем.

Автором вперше розроблено універсальну термoeкономічну модель парокompресорних термотрансформаторів, яка відрізняється від відомих моделей тим, що схема розподілу ексергетичних потоків в елементах установки за якісною ознакою «паливо» і «продукт» не залежить від її цільового призначення, а залежить тільки від параметрів навколишнього середовища, що дозволяє спростити алгоритмізацію моделі та автоматизувати обчислення термодинамічної ефективності термотрансформаторів. При цьому, вперше застосовано новий підхід до складання схеми декомпозиції ексергетичних потоків, який передбачає виділення термічної ентальпійної H_i^T та ентропійної S_i^T

$$E_i^T = m_{\text{хл}}(i_i - i_i^M) + m_{\text{хл}}T_{\text{hc}}(s_i^M - s_i) = H_i^T + S_i^T \quad (4)$$

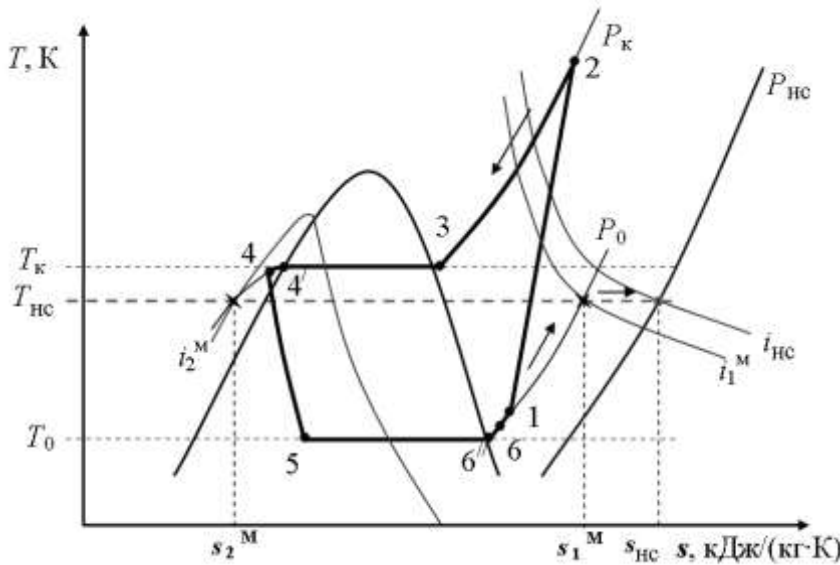
та механічної ентальпійної H_i^M та ентропійної S_i^M складових ексергії

$$E_i^M = m_{\text{хл}}(i_i^M - i_{\text{hc}}) + m_{\text{хл}}T_{\text{hc}}(s_{\text{hc}} - s_i^M) = H_i^M + S_i^M, \quad (5)$$

що дозволяє окремо розраховувати вартість втрат від незворотності теплових процесів та втрат внаслідок наявності гідравлічних опорів по контуру холодоа-

генту. Підстрочні індекси у формулах (4) та (5) позначають: i – вузлові точки циклу ($i = 1 \dots n$); хл – холодоагент; нс – навколишнє середовище.

На T - s діаграмі (рис. 4) схематично показано знаходження параметрів холодоагенту s_i^M , i_i^M , $s_{нс}$ та $i_{нс}$. Оскільки термічна складова ексергії – це аналог теплоти, відведеної в ізобарному процесі



T – температура; P – тиск; індекси 0, к – випаровування, конденсація, відповідно

Рис. 4. Цикл парокомпресорного термотрансформатору і схема визначення s_i^M , i_i^M , $s_{нс}$ та $i_{нс}$

плоти, відведеної в ізобарному процесі ($P_i = \text{const}$) при зміні параметрів холодоагенту від T_i до $T_{нс}$, а механічна – це робота ізотермічного розширення ($T_{нс} = \text{const}$) від P_i до $P_{нс}$, то s_i^M і i_i^M знаходяться на перетині $P_i = \text{const}$ з ізотермою $T_{нс}$, а $s_{нс}$ і $i_{нс}$ визначаються на перетині ізобари $P_{нс} = \text{const}$ з ізотермою $T_{нс} = \text{const}$. Декомпозиція ексергетичних потоків в ХМ/ТНУ проводиться за єдиним правилом: якщо відбувається зме-

нення ентальпійної

$$H_k^{T/M} = (H_{i+1}^{T/M} - H_i^{T/M}) < 0 \quad (6)$$

і збільшення ентропійної складових ексергії

$$S_k^{T/M} = (S_{i+1}^{T/M} - S_i^{T/M}) > 0 \quad (7)$$

– це «паливо» елемента, а збільшення ентальпійної

$$H_k^{T/M} = (H_{i+1}^{T/M} - H_i^{T/M}) > 0 \quad (8)$$

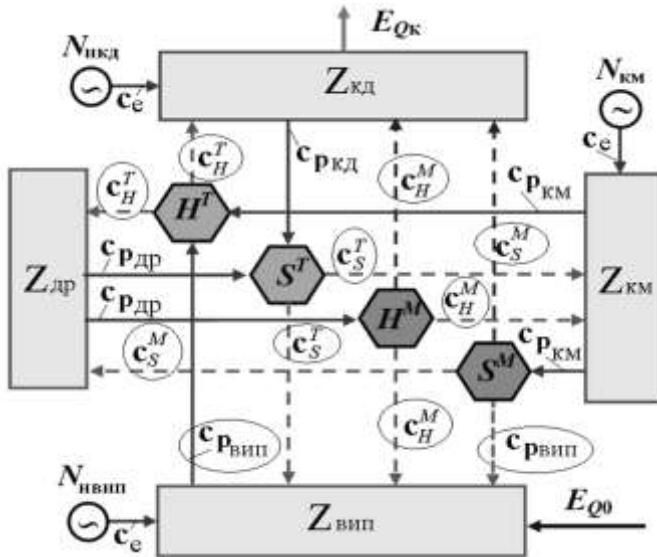
і зменшення ентропійної складових ексергії

$$S_k^{T/M} = (S_{i+1}^{T/M} - S_i^{T/M}) < 0 \quad (9)$$

– це «продукт» елемента.

Схема декомпозиції ексергетичних потоків у парокомпресорному чилері типу «вода-вода» представлено на рис. 5. Крім основних елементів (КМ, КД, ДР, ВИП) тут показані віртуальні блоки-комунікатори (H^M , S^M , H^T і S^T), які показують зв'язок між ними. Для блоків-комунікаторів ексергетичний баланс (2) буде записаний без деструкції ексергії, тому що вони виконують роль пристроїв, в яких відбуваються оборотні ізотермічні та ізобарні процеси, які характеризуються зміною параметрів стану холодоагенту від точки циклу до параметрів, що відповідають його стану при температурі і тиску навколишнього середовища. Всі вхідні потоки в елементи і блоки-комунікатори – це «паливо», усі вихідні – «продукт» елемента. На відміну від розглянутих раніше термoeкономічних моде-

лей, де розподіл ексергетичних потоків на «паливо» і «продукт» залежить від функціонального призначення установки (ХМ/ТН), в запропонованій моделі напрямки потоків для будь-якої установки нефіксований. Він змінюється тільки в залежності від параметрів навколишнього середовища (НС), а саме від параметрів механічних ентальпії і ентропії (при $T_i = T_{\text{нс}}$ і P_i) (див. рис. 4).



c_p – питома вартість (п/в) «продукту» основних елементів; c_e – п/в електроенергії; N_n – потужність насоса; c_H , c_S – п/в «продукту» віртуальних блоків-комунікаторів

Рис. 5. Схема декомпозиції складових ексергетичних потоків у водо охолоджувальній машині (чилер типу «вода-вода») при $T_{s1} < T_{\text{нс}}$ та їх вартостей

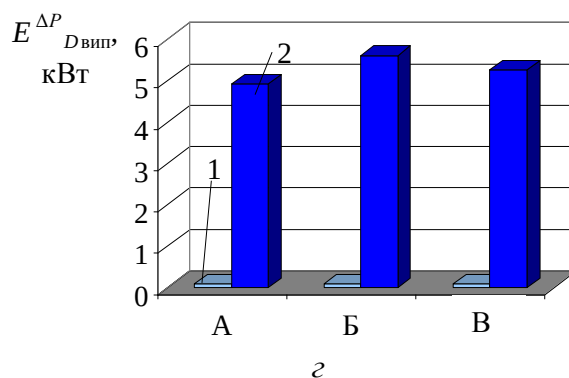
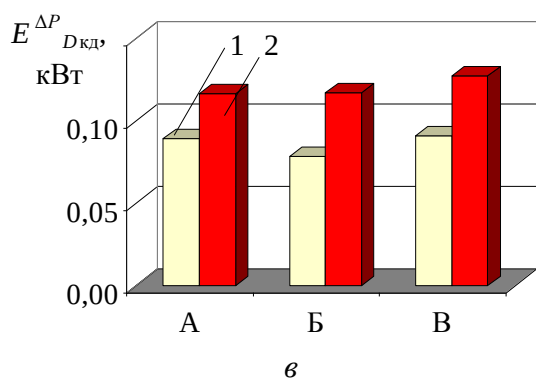
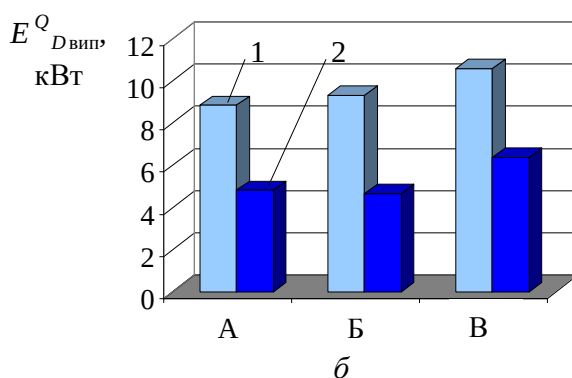
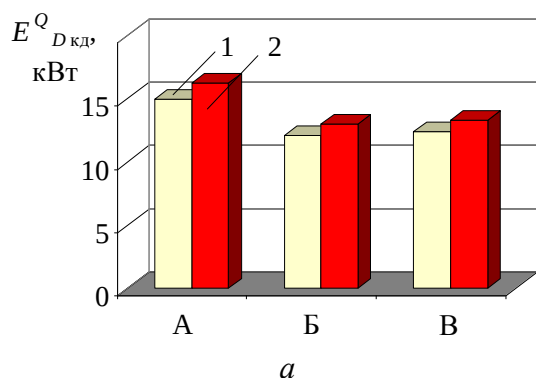
Вартості ентропійної термічної c_s^T у (10) та механічної c_s^M (11) складових ексергії показують грошові витрати на компенсацію втрат внаслідок незворотності процесів.

На рис. 6 та рис. 7 представлені результати термoeкономічного аналізу на основі універсальної моделі для парокомпресорного чилера типу «вода - вода» при його модернізації (заміні компресора, а потім і конденсатора) при різних температурах навколишнього середовища. З рис. 7 видно, що при температурі $T_{\text{нс}} = 0^\circ\text{C}$, тобто нижче, ніж на вході у випарник, вартості на усунення складових деструкції ексергії як в КД, так і у ВИП нижче, ніж при $T_{\text{нс}} = 25^\circ\text{C}$. Це пов'язано з тим, що при низькій $T_{\text{нс}}$ не потрібно витрачати додаткову ексергію на відведення теплоти з установки, що генерується внаслідок тертя на низькотемпературному рівні. Крім того видно, що вартості втрат внаслідок незворотності теплових процесів та внаслідок наявності гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту різні. Це можна пояснити тим, що на компенсацію втрат ексергії внаслідок гідравлічних опорів по тракту холодоносія витрачається «чиста» ексергія (електрична енергія – енергія високої якості), а термічну деструкцію ексергії допомагає «компенсувати» навколишнє середовище.

Це означає, що при зміні параметрів НС змінюється призначення потоку для кожного елемента установки. Запропонований підхід дозволяє: оцінити вплив параметрів навколишнього середовища на характер розподілу потоків ексергії в кожному з елементів; визначити втрати ексергії, що зумовлені незворотністю теплообміну, і втрати внаслідок наявності гідравлічних опорів по тракту циркуляції холодоагенту, а також визначити їх вартість як

$$c_s^T = \frac{c_{P_{\text{кд}}} S_{\text{кд}}^T + c_{P_{\text{др}}} S_{\text{др}}^T}{S_{\text{вип}}^T + S_{\text{км}}^T}, \quad (10)$$

$$c_s^M = \frac{c_{P_{\text{км}}} S_{\text{км}}^M}{S_{\text{др}}^M + S_{\text{кд}}^T + S_{\text{вип}}^M}. \quad (11)$$



А – базова модель; Б – заміна КМ; В – заміна КД; 1 – при $T_{nc} = 0^\circ\text{C}$; 2 – при $T_{nc} = 25^\circ\text{C}$

Рис. 6. Зміна деструкції ексергії в елементах чилера внаслідок:

а, б – незворотності теплових процесів в КД і ВИП, відповідно; в, г – наявності гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту в КД і ВИП, відповідно

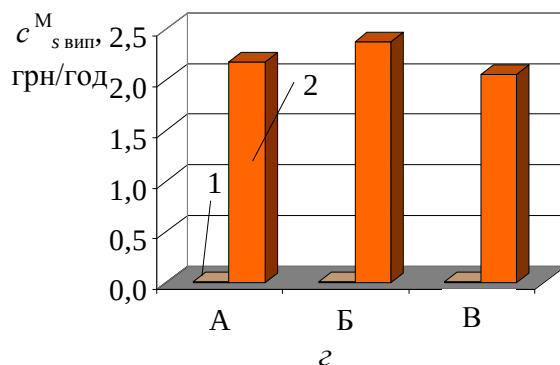
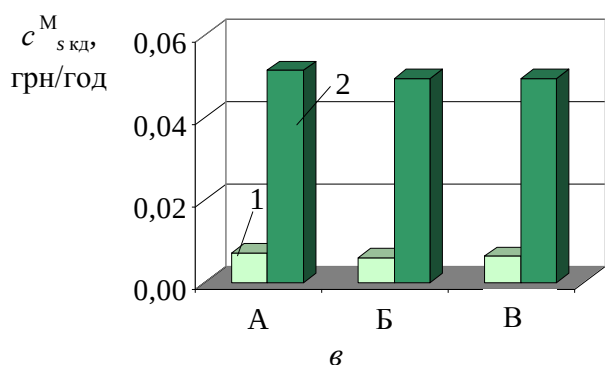
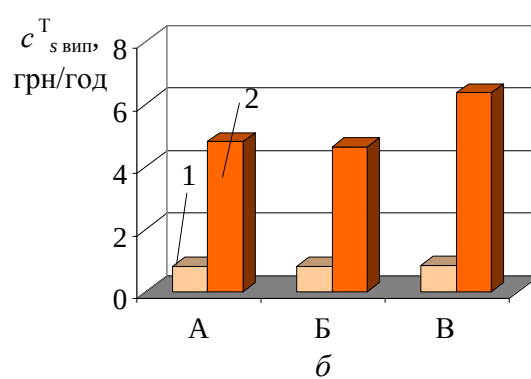
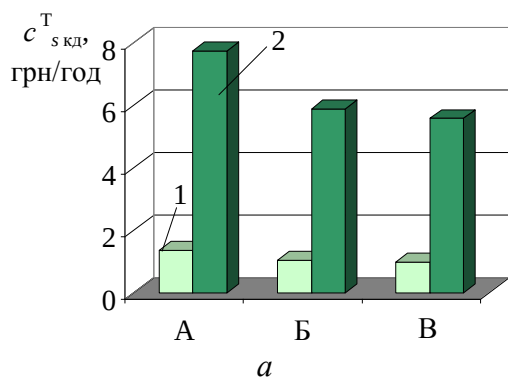


Рис. 7. Зміна питомої вартості деструкції ексергії в елементах при роботі чилера $\tau = 5000$ год внаслідок втрат (підписи див. рис. 6)

Для повноти проведення аналізу з використанням універсальної моделі запропоновано концепцію створення віртуальної ХМ з «ідеальним» компресором, що дозволило встановити максимально можливий «продукт» холодильної установки при усунених технічних втратах в циклі, та, відповідно, – і граничні можливості підвищення якості обладнання при створенні та модернізації установки. На відміну від еталонного циклу, де при його створенні (будується ідеалізований цикл з усуненими технічними втратами в припущенні, що температура випаровування в ньому на 0,5 К нижче температури холодоносія на виході з випарника T_{s2} , а температура конденсації на 0,5 К вище температури теплоносія на вході в конденсатор, ізоеентропного ККД $\eta_{iskm} = 95\%$) незмінною вважається холодопродуктивність, при створенні віртуальної ХМ з «ідеальним» компресором в якості головного незмінного параметра приймається об'ємна подача компресора V_T . Як «ідеальний» приймається теоретичний компресор з адіабатичним стиском робочого тіла. Вважається, що в циліндрі КМ відсутній мертвий простір, а також відсутні тертя і втрати тиску.

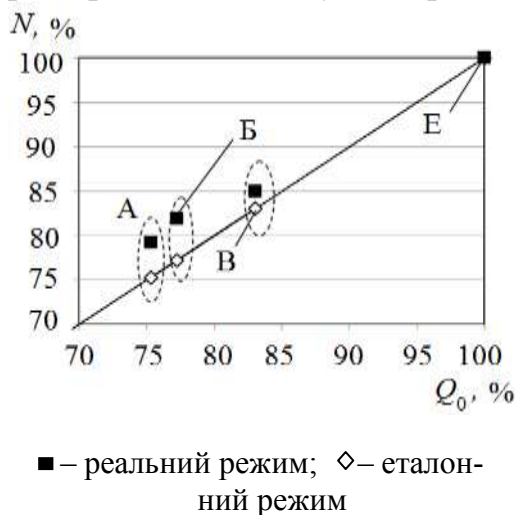


Рис. 8. Зіставлення режимних характеристик ХМ при модернізації

На рис. 8 представлено результати зіставлення режимних характеристик ХМ при різних варіантах модернізації, про яку йшла мова вище (див. рис. 6). На рис. 8 потужність приводу компресора та холодопродуктивність Q_0 представлено у відсотках відносно відповідних параметрів віртуальної еталонної ХМ з «ідеальним» компресором (Е). З рисунку видно, що при модернізації установки варіант В найбільш наближається за параметрами реального циклу не тільки до параметрів віртуальної ХМ з «ідеальним» компресором (т. Е), а і до відповідного йому еталонного режиму.

При порівнянні значень вартості деструкції ексергії у компресорі для кожного з варіантів модернізації установки, які отримані за (10) та (11), було виявлено, що мінімальні грошові витрати на компенсацію цієї деструкції найменші для варіанта В. Вартість деструкції у дроселі і конденсаторі для цього варіанта більші ніж для варіанта Б, але менші ніж для базового варіанта А. Тому за економічними і енергетичними показниками було обрано варіант В.

Таким чином, завдяки такому підходу можна проводити коректне зіставлення конкуруючих варіантів компресорного та теплообмінного обладнання при вирішенні завдання термoeкономічної модернізації термотрансформаторів, оцінюючи економічну доцільність удосконалення обладнання з урахуванням впливу на енергетичні та економічні показники установки у цілому.

У третьому розділі запропоновано методи і наведено результати реалізації тополого-ексергетичних моделей на основі теорії ексергетичної вартості для різних систем термотрансформації. Використання цієї теорії спрощує процес побудови тополого-ексергетичної моделі системи, дозволяє будувати моделі

окремих технологічних процесів зі складною топологією схеми установки. Це знижує можливу вірогідність суб'єктивних помилок при розробці системи. Основною відмінністю поглибленого термoeкономічного аналізу на основі теорії ексергетичної вартості від термoeкономічних моделей для визначення монетарної вартості є те, що ексергетичні потоки діляться за якісною ознакою «паливо», «продукт», «залишки». Крім того, термoeкономічний аналіз проводиться шляхом порівняння з ідеальним циклом або еталонним режимом установки, що дозволяє визначити додаткове споживання палива, а також виділити неусунену та усунену складові деструкції ексергії в кожному її елементі. Останню в свою чергу поділяють на ендогенну, пов'язану з неефективністю самого елемента, і екзогенну, пов'язану з неефективністю других елементів, складові ексергетичних втрат.

Одним з невирішених питань теорії ексергетичної вартості є формалізація результатів поглибленого ексергетичного аналізу, а саме – переведення їх в «практичну площину». Сьогодні немає чітко сформованої процедури (механізму) для покрокового удосконалення установки на підставі отриманих даних цього аналізу. Постає питання: як поліпшити характеристики системи виходячи з конкретних значень втрат в її елементах?

У дисертаційній роботі запропоновано комплексний підхід на основі побудови термoeкономічних моделей і запису регресійних залежностей узагальнених ексергетичних характеристик установки від визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту. Це дозволило формалізувати результати поглибленого ексергетичного аналізу, виробити практичні рекомендації щодо зміни конструктивних характеристик елементів установки в залежності від значень складових деструкції ексергії. Для побудови тополого-ексергетичних моделей на основі методу графів запропоновано нові схеми декомпозиції ексергетичних потоків для парокомпресійних, повітряно-компресійних холодильних машин і теплових насосів, а також когенераційних установок.

Як приклад, у авторефераті наведено результати аналізу чутливості характеристик повітряно-компресійної холодильної машини до зміни локальних параметрів системи, які отримані з використанням зазначеного комплексного підходу. Це дало можливість виявити для основних елементів схеми несприятливі за споживанням ексергії режими їх роботи.

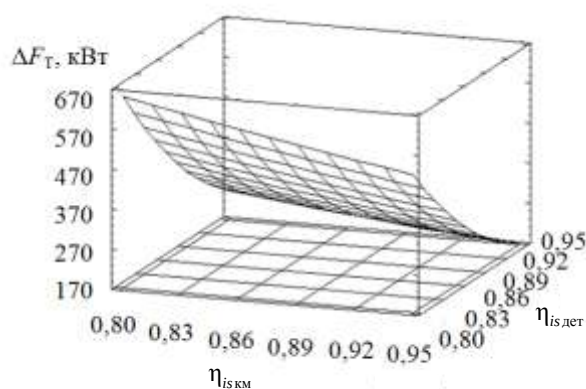


Рис. 9. Вплив η_{iskm} і η_{isdet} на ΔF_T

На рис. 9 показано вплив ізоентропних ККД компресора η_{iskm} і детандера η_{isdet} на додаткове відносно еталонного режиму споживання ексергії «палива» всією системою ΔF_T .

З використанням поглибленого термoeкономічного аналізу на основі теорії ексергетичної вартості дано термoeкономічне обґрунтування вибору оптималь-

ної температури охолодження $T_{\text{охл}}^{\text{опт}}$ на прикладі позакритичної парокомпресорної ХМ. Наявність оптимальної $T_{\text{охл}}^{\text{опт}}$, яка відповідає максимальному ексергетичному ККД, є наслідком взаємного впливу в дійсних циклах зовнішньої і внутрішньої незворотності (рис. 10). У роботі розкрито механізм цього впливу,

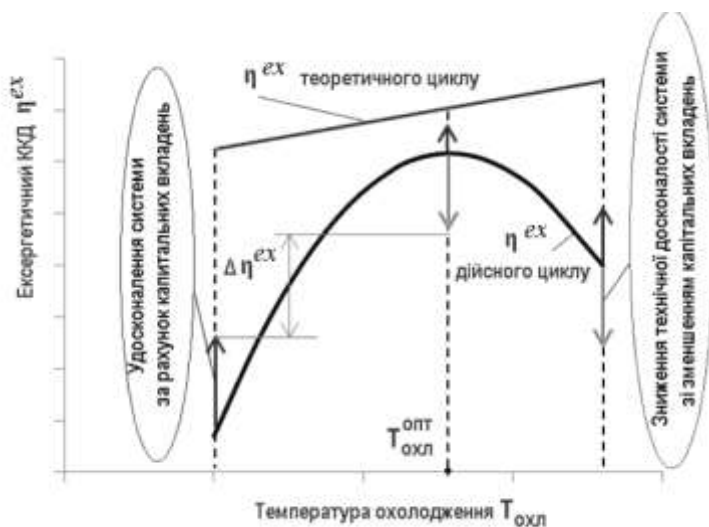


Рис. 10. Схематичне зображення зміни ексергетичного ККД η^{ex} при можливих варіантах погіршення або поліпшення режимно-конструктивних характеристик ХМ

ексергетичного ККД навіть при істотному удосконаленні і подорожчанні обладнання ХМ (рис. 10). В результаті було запропоновано метод покрокової оптимізації ХМ, а саме: спочатку слід розглядати задачу знаходження оптимальної температури охолодження з урахуванням характеристик реального компресора, а потім для знайдених оптимальних за ексергетичним ККД умовах його експлуатації проводити термoeкономічну оптимізацію решти устаткування з метою мінімізації зведених витрат, пов'язаних зі створенням та експлуатацією ХМ.

У четвертому розділі отримала розвиток методологія системно-структурного аналізу парокомпресорних термотрансформаторів в частині розробки універсального графічного інструментарію термoeкономічної оптимізації. В роботі вперше запропоновано використовувати С-криві при аналізі та оптимізації технічних систем, зокрема технологічних схем систем термотрансформації. Запропоновано методику узагальненого аналізу і оптимізації позакритичних і докритичних парокомпресорних циклів термотрансформаторів, що дозволяє на етапі передпроектних розробок систем вирішити задачу спрямованого пошуку найбільш раціональних технологічних схем з урахуванням структурно-топологічних особливостей їх обладнання. При реалізації методики як конкуруючі варіанти розглянуті технологічні схеми одноступеневих і двоступеневих позакритичних ХМ з холодоагентом R744, а також вакуумно-випарних ТНУ з холодоагентом R718, що мають різний рівень складності (рис. 11). Відзначається, що інноваційні системи термотрансформації відрізняються високими капітальними витратами на створення установок. Тому вартість споживаного палива тут завжди буде незрівнянно меншою величиною. Це призводить до того, що вибір при оптимізації буде зроблений тільки на користь більш дешевих устано-

зокрема досліджено ефект взаємодії складових ексергетичних втрат в елементах ХМ і його зв'язок з максимальним ексергетичним ККД. Проведення термoeкономічної оптимізації автономним методом ХМ при різних режимах її роботи дозволило встановити, що термoeкономічна оптимізація, яка починається з будь-якого іншого режиму, відмінного від оптимального ($T_{\text{охл}} < T_{\text{охл}}^{\text{опт}}$ або $T_{\text{охл}}^{\text{опт}} < T_{\text{охл}}$), буде давати менші значення

вок. Для вибору ж більш ускладнених схем необхідно значне збільшення вартості палива, що не відповідає прогнозу її росту навіть у довгостроковій перспективі.

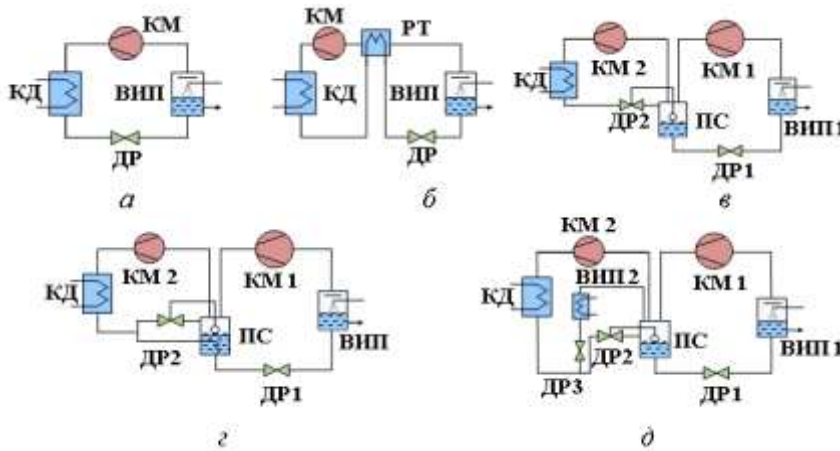


Рис. 11. Схеми ТНУ різної складності $D_{сх}$:

a – одноступенева схема ($D_{сх} = 11$); $б$ – одноступенева з регенеративним теплообмінником (РТ) ($D_{сх} = 15$); $в$ – двохступенева схема з відкритим проміжним сосудом (ПС) ($D_{сх} = 20$); $г$ – двохступенева схема з закритим проміжним сосудом ($D_{сх} = 24$); $д$ – двохступенева схема з закритим проміжним сосудом і додатковим випарником ($D_{сх} = 27$)

відношення витрат ексергії з іншими факторами оптимізації. В термoeкономічному аналізі, як відомо, такими факторами є капітальні витрати і експлуатаційні витрати на установку. Сума цих витрат за весь життєвий цикл установки і визначається як

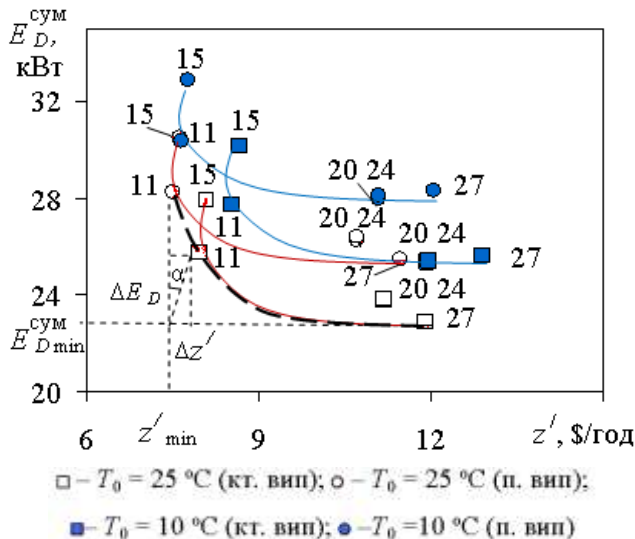


Рис. 12. Залежність $E_D^{сум}$ від z' при $Q_0 = 300$ кВт для схем ТНУ різної складності з випарниками поверхневого (п.) і контактного (кт.) типу

Тому автором пропонується варіювати при оптимізації не вартістю палива, а періодом роботи установки (кількістю років). Оптимальний варіант схеми в цьому випадку буде відповідати мінімальним сумарним витратам за весь життєвий цикл при існуючих на сьогоднішній день тарифах на електроенергію і з урахуванням вкладених в її створення інвестицій (рис. 12).

Аналіз С-кривих графічно показує спів-

$$\Xi = \frac{\tau_{екс} c_e}{a_d} E_{вх} + Z \quad (12)$$

де Ξ – сумарні грошові витрати за життєвий цикл установки; $E_{вх}$ – ексергія на вході в установку; Z – сумарна капітальна вартість установки; $\tau_{екс}$ – час експлуатації установки за рік; c_e – питома вартість вхідного в систему первинного потоку енергії (ексергія приводу компресора).

При запису (12) застосовано модель опису економічних факторів на основі коефіцієнта відновлювальної вартості

$$a_d = \frac{r(1+r)^n}{(1+r)^n - 1},$$

який залежить від коефіцієнта дисконтування r (банківський відсоток) і терміну банківського кредиту n . Для оцінки капітальної складової витрат використовуються функції капітальної вартості обладнання.

Відрізок на С-кривій (рис. 12), що з'єднує відповідні мінімальним значенням $z'_{\min}$ і $E_{D\min}^{cym}$ точки, називається дугою вибору. Кожна точка на дузі вибору буде відповідати прийняттю компромісного рішення між економічними і ексергетичними показниками системи. Частини С-кривої, що розташовуються вище точки $E_{D\min}^{cym}$ або правіше точки $z'_{\min}$, показують перевитрати як ексергетичних, так і капітальних витрат, тому вони не розглядаються при подальшому аналізі. Погоджений оптимум можна знайти, припускаючи лінійну залежність між перевитратами ексергії ΔE_D^{cym} і витратами $\Delta z'$

$$\Delta z' = \operatorname{tg} \alpha \Delta E_D^{cym}, \quad (13)$$

де згідно з (12) тангенс кута нахилу дорівнює

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{c_e}{a_d}. \quad (14)$$

Критерій складності при оптимізації (див. рис. 12) грає роль свого роду «навігатора» при пошуку схем і побудові для них узагальнених характеристик, що в підсумку дає можливість простежити тенденцію поліпшення їх показників, істотно полегшує процедуру пошуку раціональної схеми, роблячи результати аналізу наочними і інформативними.

Аналіз С-кривих дозволяє отримати глобальний мінімум (максимум) як в задачах термoeкономічної оптимізації при проектуванні, так і при пошуку енергоефективних умов експлуатації діючих установок. Для чого в роботі розглянуто питання пошуку оптимальних умов експлуатації теплонасосної установки за допомогою апарату С-кривих.

Слід зазначити, що С-крива може бути побудована не тільки з урахуванням економічних факторів, а й з урахуванням екологічних показників впливу ХМ на навколишнє середовище. Для еколого-енергетичної оцінки холодоагенту в системі використовується загальний коефіцієнт еквівалентного потепління $TEWI_N$

$$TEWI_N = GWP_{xл} L_{xл} n + GWP_{xл} m_{xл} (1 - \alpha) + \beta N_{повн} n \quad (15)$$

де $GWP_{xл}$ – потенціал глобального потепління по відношенню до CO_2 ($GWP_{CO_2}=1$), кг CO_2 /кг; $L_{xл}$ – витік холодоагенту, кг/рік; $m_{xл}$ – маса холодоагенту в установці, кг; α – доля холодоагенту, що утилізовано після закінчення експлуатації; β – маса CO_2 , що потрапляє в атмосферу (емісія) при виробництві 1 кВт·год електроенергії, кг CO_2 /(кВт·год); $N_{повн}$ – річні витрати електроенергії на експлуатацію обладнання, (кВт·год) за рік.

В (15) значення величини α приймається рівним 10 % від маси холодоагенту в установці, емісія CO_2 безпосередньо залежить від регіону і того, яким способом в цьому регіоні виробляється електроенергія.

При виробництві електричної енергії за рахунок спалювання нафти і вугілля становить близько $0,8 \text{ кг CO}_2/(\text{кВт} \cdot \text{год})$. Слід зазначити, що перший і другий доданки, що враховують пряму емісію холодоагенту, залежать від маси холодоагенту, яка в свою чергу збільшується з ускладненням схеми. Термодинамічна ефективність установки впливає на третій доданок рівняння (15). За аналогією з (13) узгоджений оптимум для екологічного показника знаходиться при

$\Delta TEWI_N = 0$ як

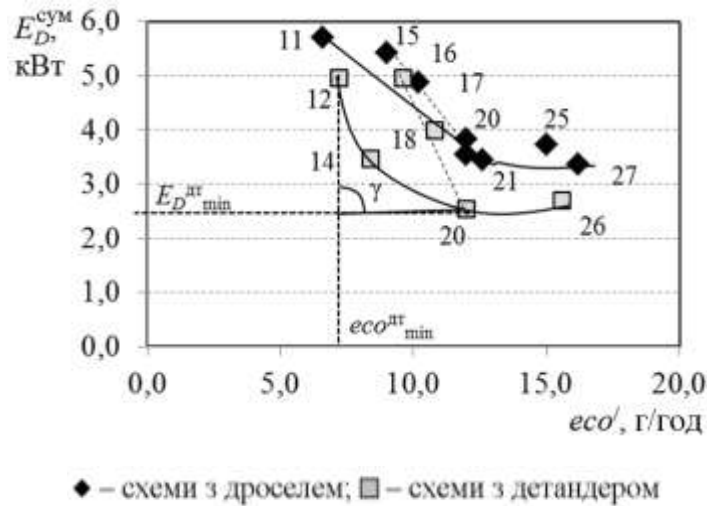
$$\Delta eco' = \text{tg} \gamma \cdot \Delta E_D^{\text{сум}}, \quad (16)$$

де з (15)

$$eco' = \frac{[GWP_{\text{хл}} L_{\text{хл}} N + GWP_{\text{хл}} m_{\text{хл}} (1 - \alpha)]}{\tau_{\text{екс}}},$$

а $\text{tg} \gamma = \beta \cdot n$.

На рис. 13 представлено залежність $E_D^{\text{сум}} = f(eco')$ для позакритичних ХМ з R744. Розглядалися одноступеневі та двоступеневі схеми з дроселем та детандером. Видно, що схеми з детандером мають суттєву перевагу за екологічними показниками.



◆ – схеми з дроселем; ■ – схеми з детандером

Рис. 13. С- крива для установок різної складності в системі координат екологія – ексергія

Обрана за економічними показниками оптимальна схема не завжди буде збігатися з еколого-енергетичної оцінкою. У цьому випадку вибір повинен зробити проектувальник, враховуючи як економічний, так і екологічний фактор.

Також у четвертому розділі за допомогою побудови сімейства С-кривих для різних варіантів експлуатації теплонасосних установок запропоновано процедуру покрокової термoeкономічної оптимізації за умови забезпечення максимуму ексергетичного ККД. Встановлено, що незалежно від функціонального призначення термотрансформатору (ХМ/ТНУ) процедуру покрокового наближення до оптимального варіанту потрібно починати з базового варіанту, що має найвищий ексергетичний ККД за виробленою ексергією холоду. Це забезпечить надалі максимально можливий приріст ексергетичного ККД по виробленій ексергії теплоти після термoeкономічної оптимізації установки.

У п'ятому розділі запропоновано метод визначення реальних термодинамічних втрат парокомпресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням. Метод дозволяє вирішити задачу ідентифікації параметрів циклу при обмеженому числі вихідної інформації без залучення баз даних теплофізичних властивостей холодоагентів.

Важливою особливістю методу є створення бази даних значень дисипації енергії в установках різної проектної потужності з використанням трьохпараметричної термодинамічної моделі парокомпресійного термотрансформатору Гордона-Нджу, заснованої на Першому і Другому законах термодинаміки, яка має наступний вигляд

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1 = \frac{T_{s1} \Delta S_{\text{вн}}}{Q_0} + \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0} + \frac{R_{\text{сум}} Q_0}{T_{w1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right], \quad (17)$$

де T_{s1} , T_{w1} – температура на вході у випарник і конденсатор, відповідно; ε – холодильний коефіцієнт реального циклу.

У рівнянні (17) величина $\Delta S_{\text{вн}}$ визначає внутрішні дисипативні втрати енергії у циклі, у тому числі, які пов'язані з впливом гідравлічних опорів за трактом холодоагенту, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$ – теплові втрати з поверхні обладнання, $R_{\text{сум}}$ – сумарні втрати від незворотності у наслідок кінцевої різниці теплообміну у випарнику та конденсаторі. В рівнянні (17) величини $\Delta S_{\text{вн}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$, $R_{\text{сум}}$ представляють собою коефіцієнти регресії m_k у рівнянні виду $Y = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3$ та визначаються за допомогою методу множинної лінійної регресії.

Проведено обробку великої кількості статистичної інформації та створено базу даних про реальні значення втрат від незворотності в сучасному холодильному обладнанні для широкого діапазону зміни холодопродуктивності Q_0 установок різних виробників.

За допомогою методу планування експерименту за планом Бокса – Бенкена з 16 дослідів, побудовано поверхню відгуку ε для чилерів "Clivet" і "Trane" при одночасному варіюванні визначальних факторів, таких як температури на вході у ВИП T_{s1} і КД T_{w1} , та Q_0 на різних рівнях. На рис. 14 представлено вплив факторів T_{s1} і Q_0 на ε .

Використовуючи цю інформацію, проведено чисельне дослідження ефективності термотрансформаторів при роботі в режимі з неповним навантаженням. У такому режимі зміна споживання енергії приводом компресора відбувається непропорційно зміні Q_0 .

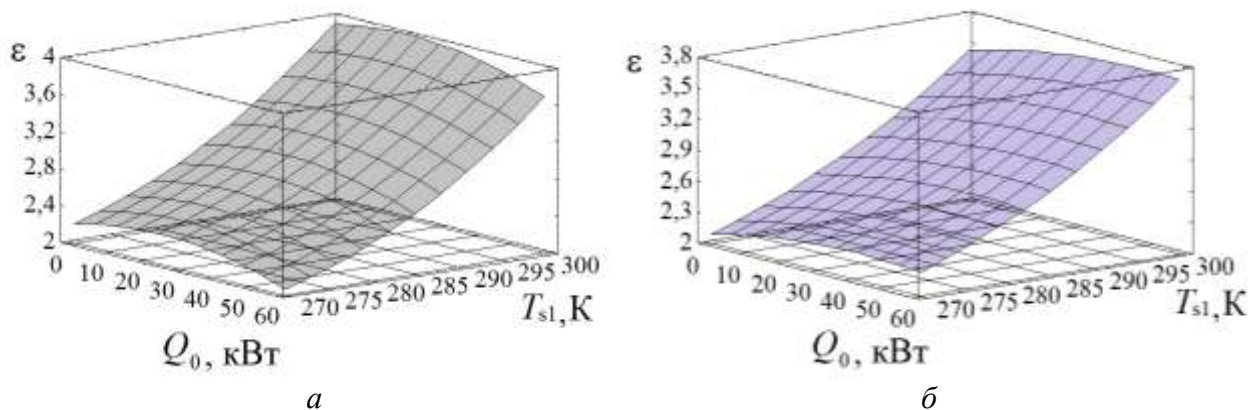
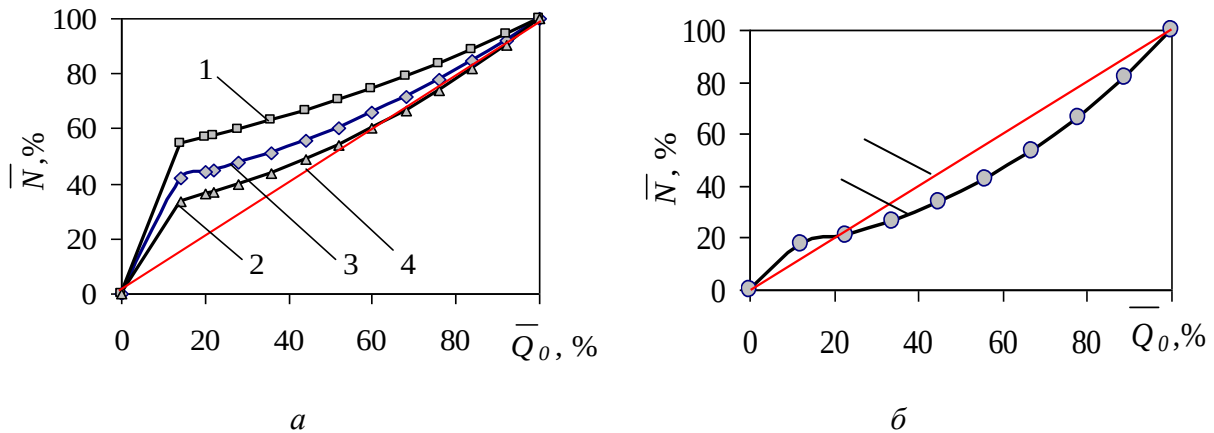


Рис. 14. Поверхня відгуку для ε в залежності від Q_0 і T_{s1} :
а – чилери "Trane"; б – чилери "Clivet"

Це обумовлено впливом масштабного фактору установки, який визначається обмеженою геометрією поверхні установки. Термодинамічний аналіз такого режиму за допомогою традиційних «енергетичних» методик провести неможливо. Причиною цього є величина повної внутрішньої дисипації енергії в циклі, яка залишається приблизно постійною в досить широкому діапазоні зміни Q_0 реальної установки (рис. 15). З рис. 15, а видно, що найбільше відхилення потужності приводу компресора при роботі чилера "Trane" в режимі з недованта-

женням від теоретичної характеристики спостерігається при температурі на вході у випарник $T_{s1} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Найменше відхилення має місце при температурному режимі з $T_{s1} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$, що є робочим для даної моделі. На рис. 15, б наведено результати аналізу роботи моделей “Clivet”, в яких виробники врахували зазначену вище особливість зміни споживаної потужності приводу компресора у режимі з неповним навантаженням за рахунок створення двох незалежних холодильних контурів. В результаті цього, ці моделі здатні ефективно експлуатуватися в двох режимах – при 50 % та 100 % від номінальної холодопродуктивності.



1 – $T_{s1} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $T_{s1} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $T_{s1} = 14\text{ }^{\circ}\text{C}$;
4 – характеристика без урахування внутрішньої дисипації енергії у циклі

Рис. 15. Залежність $\bar{N}$ від $\bar{Q}_0$ у відсотках відносно тих самих значень при роботі з повним навантаженням для чилерів: а – “Trane”; б – “Clivet”

Запропонований автором метод дозволяє вирішити задачу ідентифікації параметрів циклу при обмеженому числі вихідної інформації, а отже і визначити величини деструкції ексергії в кожному елементі без залучення баз даних теплофізичних властивостей холодоагентів. Створено методику обробки даних в режимі реального часу для системи моніторингу теплонасосної установки, яка експлуатується на адміністративному об'єкті м. Харкова. Головна ідея, яку покладено в основу цього дослідження, формулюється наступним чином. Втрати від незворотності є свого роду «енергетичним слідом від роботи установки», тому досліджуючи характер їх змін в залежності від режимних параметрів, що заміряються, можна визначити параметри циклу за цими вихідним параметрам.

Актуальність створення методики обробки даних моніторингу продиктована тим, що при аналізі роботи сучасних систем тепло- та холодопостачання на основі теплових насосів і чилерів здійснює замір недостатньої кількості параметрів установки. А саме (рис. 16): температури «прямої» води $T_{пр}$, що подається до споживача теплової енергії (відповідає температурі води на виході з конденсатора T_{w2}), температури «зворотної» води $T_{звор}$, що повертається охолодженою від споживача теплової енергії (відповідає температурі води на вході в конденсатор T_{w1}), температури T_{nc} і вологості ϕ зовнішнього повітря, а також споживання електроенергії компресором N , що заміряється на клеммах електродвигуна та реєструється кожному секунду роботи установки.

Така ситуація виникла тому, що власники сучасних кліматичних систем з використанням парокомпресійних термотрансформаторів, побоюючись за припинення гарантійного обслуговування дорогого імпортного обладнання, всіляко уникають будь-якого втручання в контур циркуляції ТН з метою здійснення замірів температур і тисків робочої речовини. Сама система в цьому випадку являє собою «чорну» скриньку. Однак, без інформації про параметри циклу, як відомо, неможливо якісно провести діагностику енергетичної ефективності



Рис. 16. Ілюстративна схема ТНУ

сті парокомпресійного чилера, кондиціонера або теплового насоса з оцінкою поелементних ексергетичних втрат.

Для вирішення зазначеного завдання автором удосконалено ентропійно-статистичну модель Гордона-Нджу для визначення реальних втрат від незворотності в установках термотрансформації. У зазначеній моделі аналіз роботи термотрансформаторів обмежується тільки визначенням регресійних коефіцієнтів $\Delta S_{\text{вн}}$, $Q_{\text{тп}}^{\text{екв}}$, $R_{\text{сум}}$ і порівнянні їх зі значеннями, отриманими для еталонної установки. Автором введено ряд покрокових процедур, в результаті яких виявилось можливим при мінімумі даних визначити температури випаровування і конденсації у циклі.

Так, якщо записати модель Гордона-Нджу для визначення потужності компресора як

$$N = \frac{Q_0}{\varepsilon} = Q_0 \cdot \left[\frac{T_{w1}}{T_{s1}} - 1 \right] + T_{w1} \Delta S_{\text{вн}} + \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{s1}} + \frac{R_{\text{сум}} Q_0^2}{T_{s1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right], \quad (18)$$

то видно, що повна потужність складається з потужності, що витрачається в ідеальному циклі Карно

$$N_{C1} = Q_0 \cdot \left[\frac{T_{w1}}{T_{s1}} - 1 \right]$$

та втрат внаслідок наявності гідравлічних опорів в контурі циркуляції холодоагенту, а також необоротності процесу дроселювання та стиснення

($Loss_{\Delta s} = T_{w1} \Delta S_{\text{вн}}$), втрат з поверхні обладнання $\left(Loss_Q = \frac{Q_{\text{тп}}^{\text{екв}} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{s1}} \right)$ та втрат від

незворотності процесу теплообміну $\left(Loss_R = \frac{R_{\text{сум}} Q_0^2}{T_{s1}} \left[1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] \right)$.

Записавши нерівність як

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N} \leq \varepsilon_{C2} = \left(\frac{T_K}{T_0} - 1 \right)^{-1} \leq \varepsilon_{C1} = \left(\frac{T_{w1}}{T_{s1}} - 1 \right)^{-1},$$

де ε_{C1} – холодильний коефіцієнт ідеального циклу Карно; ε_{C2} – холодильний коефіцієнт циклу Карно в температурних межах випаровування T_0 і конденсації T_K , а також припустивши що різниця робіт в цих двох циклах дорівнює втратам

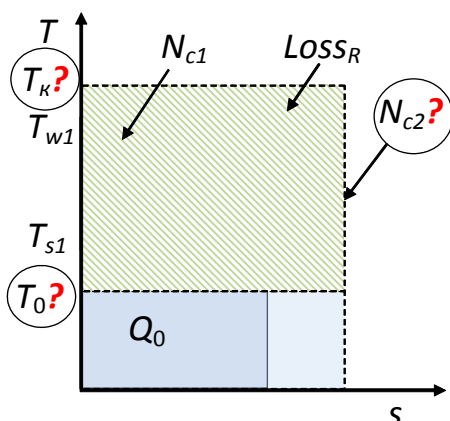


Рис. 17. Схематичне зображення визначення T_K/T_0

внаслідок кінцевої різниці температур

$N_{C2} = Q_0 / \varepsilon_{C2} = Q_0 / \varepsilon_{C1} + Loss_R$ (рис. 17), то можна

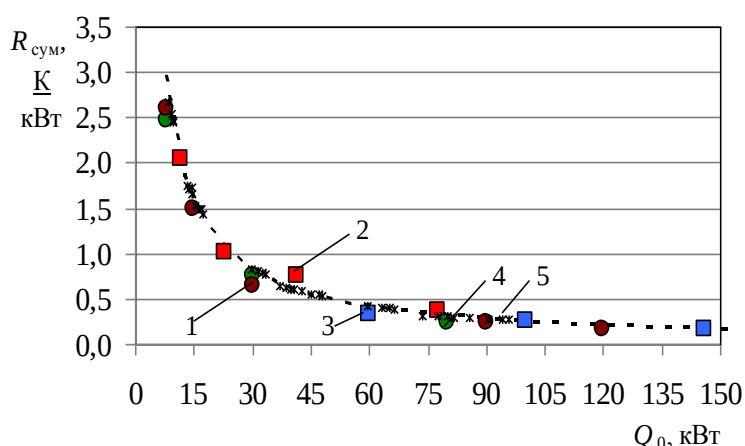
визначити співвідношення T_K/T_0

$$\varepsilon_{C2} = \left(\frac{T_K}{T_0} - 1 \right)^{-1} = \frac{1}{\left(\frac{T_{w1}}{T_{s1}} - 1 \right) + \frac{R_{сум} Q_0}{T_{s1}} \left[1 + \frac{1}{COP} \right]} \Rightarrow \frac{T_K}{T_0}. (19)$$

Проаналізувавши експериментальні дані і дані каталогів ряду виробників сучасних чилерів і теплових насосів, було отримано загальну залежність $R_{сум}$ від холодопродуктивності для різних моделей чилерів в діапазоні Q_0 від 9 кВт до 300 кВт (рис. 18):

$$R_{сум} = 66,65 \cdot Q_0^{-1,255}. (20)$$

Це дає підставу для визначення температур випаровування і конденсації тільки за відомими параметрами T_{w1} , T_{s1} , Q_0 і ε .



1, 2, 3, 4 – регресійний аналіз даних для чилерів Clivet, FHP, Trane, HidROS; 5 – дані заводських випробувань чилерів FHP

Рис. 18. Залежність $R_{сум}$ від Q_0 для різних чилерів

Рівняння (18) – (20) дозволяють знайти лише співвідношення T_K/T_0 при роботі чилера зі 100 % навантаженням. Знаючи тип компресора, можна скласти регресійне рівняння, що описує, яку холодопродуктивність може забезпечити даний компресор при певних значеннях T_0 і T_K .

Далі на прикладі діючої системи тепло-

постачання адміністративної будівлі м. Харкова, де встановлено тепловий насос ТН Vicot VMN430L теплопродуктивністю $Q_K = 450$ кВт показано застосування даної методики. Використовуючи дані заводських випробувань ТН Vicot VMN430L, отримано поліноміальну залежність холодопродуктивності встановленого напівгерметичного компресору від температур випаровування та конденсації. У роботі побудовано номограму для графоаналітичного визначення T_K і T_0 в залежності від T_{s1} і T_{w1} та Q_0 для ТН Vicot VMN430L. Рис. 19 ілюструє графік режимних параметрів ТН, на якому нанесені значення T_K і T_0 , що визначені за допомогою цієї номограми. Скупчення точок понизу графіку відповідає

значенням температур для режимів, що діагностуються. Як можна бачити з рис. 19, при експлуатації ТН спостерігається суттєве зниження T_0 .

Визначення T_k і T_0 дозволило провести повний ексергетичний аналіз установки. За результатами тестування роботи теплового насоса виявлено, що модель теплового насоса VMN430L експлуатується в умовах невідрегульованого режиму дефростації. Це призводить до наростання на випарнику льоду та різкого зниження температури випаровування (до $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$). В результаті цього збільшуються втрати від незворотності в циклі на $7,3 \div 10\%$ в порівнянні з еталонним режимом роботи.

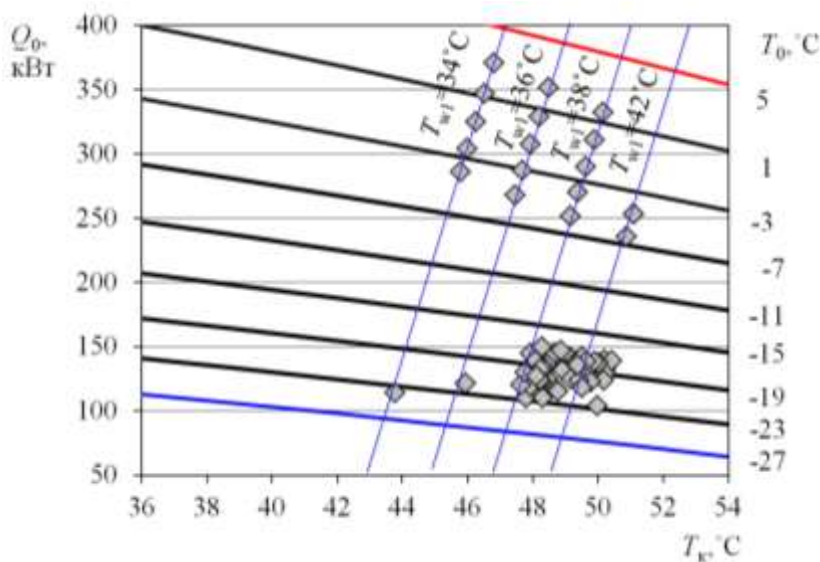


Рис. 19. Графік режимних параметрів ТН

результатами експериментальних досліджень, наведених в роботах, де автори крім параметрів зовнішнього контуру, вимірювали параметри холодоагенту у вузлових точках циклу. Неузгодженість по температурі випаровування становить $4 \div 6,5\%$, по температурі конденсації $5 \div 7\%$.

Автором також запропоновано спосіб визначення температури випаровування і конденсації при різному відсотку навантаження установки, який відрізняється тим, що спочатку при знайдених T_k і T_0 визначаються коефіцієнти теплопередачі у випарнику $k_{\text{вип}}$ і конденсаторі $k_{\text{кд}}$ для 100 % режиму навантаження, а потім при фіксованих $k_{\text{вип}}$ і $k_{\text{кд}}$ при зниженні навантаження визначаються значення T_k і T_0 у відповідному режимі.

На основі чисельної реалізації запропонованих термодинамічних моделей виявлено умови, що дозволяють забезпечити зниження енергоспоживання чилерів і теплових насосів при роботі в режимі часткового навантаження за рахунок вибору оптимального співвідношення між витратою води у випарнику і конденсаторі. Встановлено, що для підвищення енергетичної ефективності чилера в режимі роботи з частковим навантаженням відношення витрати води через конденсатор до витрати води через випарник повинен бути не менше 2, при цьому ефективність збільшується на 5 %.

У шостому розділі роботи запропоновано методичні основи експрес-проекування ґрунтових теплообмінників (ГТ) горизонтального типу для геоте-

Крім того виявлено, що модель ТН VMN430L має низьку ефективність в умовах роботи при температурах зовнішнього повітря від мінус 5 до $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ і вологості повітря $80 \div 85\%$. Дано рекомендації щодо режимів роботи теплонасосної установки, які дозволяли підвищити її ефективність. Достовірність отриманих за методикою результатів підтверджується хорошим їх узгодженням з ре-

рмальних теплонасосних систем. Дано обґрунтування вибору граничних умов теплообміну при проектуванні ГТ горизонтального типу. Встановлено, що використання граничних умов третього роду на поверхні ґрунту не виправдано у зв'язку з неоднозначністю визначення коефіцієнта тепловіддачі і невеликими відмінностями температури повітря від температури поверхні ґрунту.

Досить ефективним є підхід, заснований на використанні аналітичного рішення задачі теплообміну в ґрунтовому масиві на основі модифікованої формули Форхгеймера, яку адаптовано для визначення питомого теплосбирання з ґрунту за допомогою погонного метра одиночної труби горизонтального теплообмінника

$$q_{lo} = \frac{2\pi(t_s^{cp} - t_{grh})}{\frac{1}{\alpha_s r_{trвн}} + \frac{1}{\lambda_{tr}} \ln \frac{r_{trвн} + \delta_{tr}}{r_{trвн}} + \frac{1}{\lambda_{gr}} \ln \left[\frac{h}{r_{trвн} + \delta_{tr}} + \sqrt{\left(\frac{h}{r_{trвн} + \delta_{tr}} \right)^2 - 1} \right]}. \quad (21)$$

де α_s – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні ГТ до теплоносія; $t_{вн.ст}$ – температура внутрішньої стінки труби; h – глибина закладання труби; $r_{trвн}$ – внутрішній діаметр труби; δ_{tr} – товщина стінки труби; λ_{tr} , λ_{gr} – коефіцієнт теплопровідності труби і ґрунту, відповідно.

Тут, на відміну від формули Форхгеймера, замість різниці температур внутрішньої стінки труби і поверхні ґрунту ($t_{вн.ст} - t_{gr0}$) в чисельнику підставляється різниця середньої температури холодоносія в трубі t_s^{cp} і температури ґрунту на глибині розташування ґрунтового теплообмінника t_{grh} , але без впливу на t_{grh} роботи ГТ. Температура ґрунту при цьому визначається за формулою при $z = h$

$$t_{gr}(z, \tau) = A e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z} \cos \left(\sqrt{\frac{\omega}{2a}} z - \omega \tau \right) + t_{gr}^{cp}, \quad (22)$$

де $t_{gr}(z, \tau)$ – температура ґрунту на глибині z , яка змінюється впродовж року, °С; z – координатна вісь, спрямована в глибину ґрунту від його поверхні, м; A – амплітуда коливань температури поверхні ґрунту, °С; ω – період коливань температури; t_{gr}^{cp} – середньорічна температура повітря, °С.

Амплітуда коливань температури поверхні ґрунту $A=17,9$ °С і середньорічна температура повітря $t_{gr}^{cp}=8,56$ °С визначені за даними Гідрометеорологічного центру для періоду з липня 2009 р по серпень 2010 р. Для визначення працездатності формули (22) нами проведено порівняння значень температури ґрунту на різних глибинах в залежності від часу, які визначені за формулою (22), та заміряні зондами – вимірювальними пристроями температури ґрунту, встановленими як складова системи дистанційного моніторингу роботи геотермальної теплонасосної установки для тепlopостачання на станції Залютіно Південної залізничної дороги.

У дисертації запропоновано алгоритм сумісного теплотехнічного розрахунку системи опалення «ґрунт – ГТ – ТН – споживач теплоти», який дозволяє обрати довжину трубопроводу ГТ з урахуванням зміни теплосбирання з масиву

грунту (див. формулу (21)) уздовж теплообмінної поверхні ГТ при течії теплоносія (30 % розчин етиленгліколю) та зміни теплового навантаження будівлі. У поєднанні з ентропійно-статистичним підходом (див. розділ 5) до створення термодинамічної моделі ТН він дозволяє отримати швидко і точно рішення задачі прогнозування характеристик геотермальної ТН з урахуванням втрат від незворотності теплогідравлічних процесів у циклі при варіативності глибини закладення ГТ і кроку паралельних ділянок труб впродовж усього опалювального періоду. Застосування даного підходу показано на прикладі розробки бівалентної системи опалення на базі геотермальної ТНУ для котетжного будинку. Теплоспоживання будинку розраховано для погодних умов східної України. На рис. 20 показані графіки залежності теплоспоживання Q_k від температури навколишнього середовища (повітря) $t_n(\tau)$ (рис. 20, а), а також графіки якісного регулювання зміни температури води в прямій магістралі $t_{пр}$, яка йде до опалювальних приладів, та зворотної магістралі $t_{звор}$ від $t_n(\tau)$ з урахуванням теплових втрат через огорожувальні конструкції (рис. 20, б).

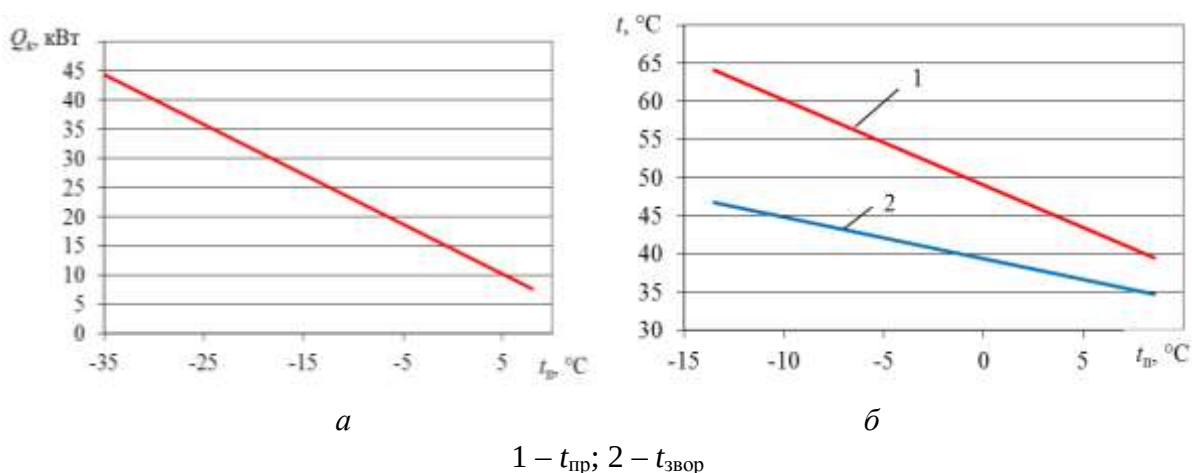


Рис. 20. Залежність теплового навантаження котетжного будинку від температури зовнішнього повітря t_n :
а – залежність теплоспоживання будівлі Q_k від t_n ; б – залежність температури води у системі опалення від t_n

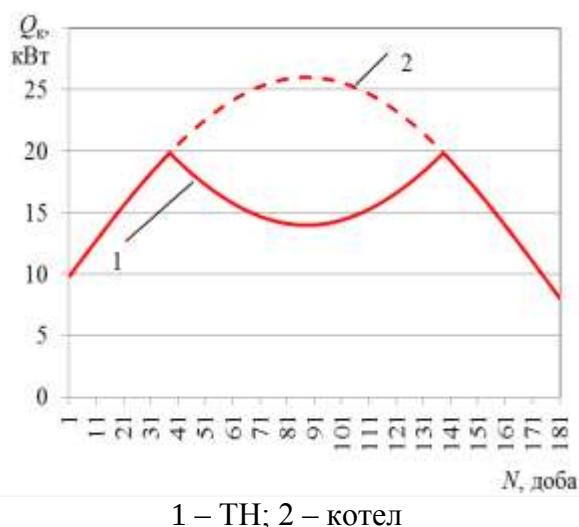
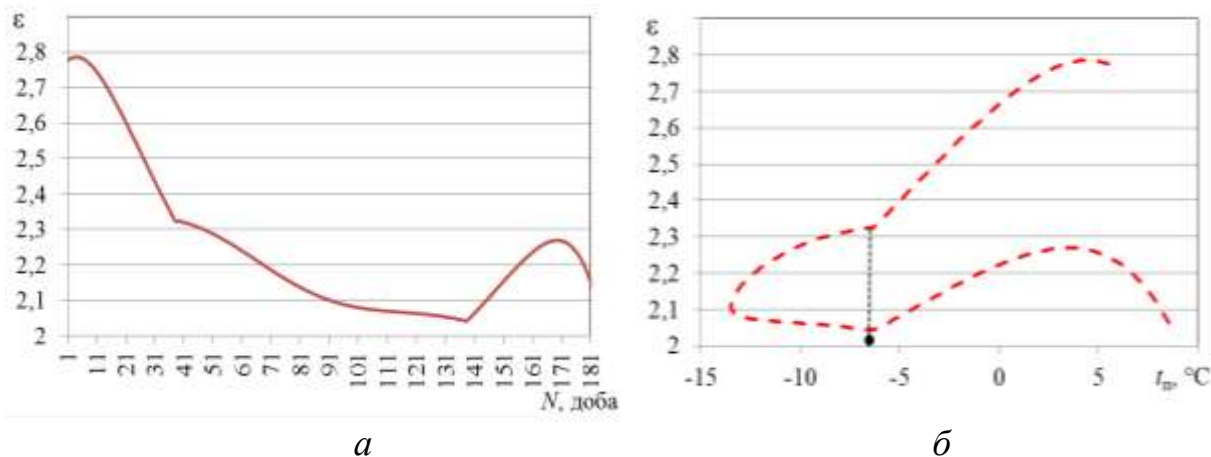


Рис. 21. Зміна теплопродуктивності Q_k впродовж опалювального періоду
1 – ТН; 2 – котел

На рис. 21 показано зміну теплопродуктивності ТН та котла, який догріває воду за необхідністю, впродовж опалювального періоду. На рисунку 1-а доба ($N = 1$) у даному випадку відповідає початку опалювального періоду – 15 жовтня.

Зміна холодильного коефіцієнту ϵ впродовж опалювального періоду та від температури навколишнього повітря при заданих геометричних характеристиках

ГТ та обраного ТН показано на рис. 22. Видно, що в перші місяці опалювального періоду ϵ значно більший (верхня гілка на рис. 22, б), ніж в останні. Це пояснюється зниженням температури ґрунту у друому періоді опалювального сезону (з січня) (рис. 23) і підвищенням теплоспоживання будівлі (рис. 21).

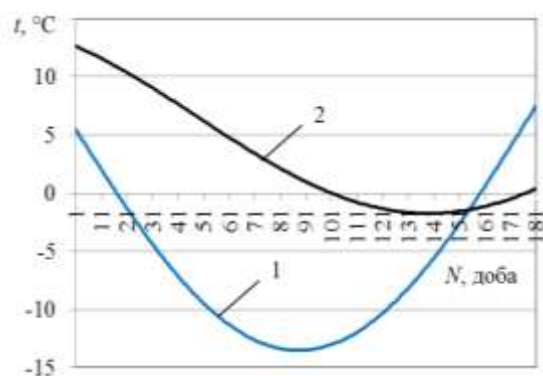


а

б

Рис. 22. Зміна холодильного коефіцієнту ϵ :

а – впродовж опалювального періоду; б – від температури повітря



1 – температура повітря; 2 – температура ґрунту на глибині 1,5 м

Рис. 23. Змінення температури впродовж опалювального періоду

Основною відмінністю такого підходу к проектуванню системи опалювання з ТН і ґрунтовим теплообмінником є те, що він дозволяє визначати температуру на вході у ГТ, а не директивно задавати її, що дає можливість проводити розрахункове тестування роботи системи у цілому при моделюванні змінення умов її експлуатації.

У роботі визначено умови ефективного використання енергії приповерхневого ґрунту та проведено техніко-економічний аналіз геотермального ТН.

ВИСНОВКИ

У дисертації запропоновано теоретичне обґрунтування і вирішення науково-прикладної проблеми створення нових методів термодинамічного аналізу і термoeкономічної оптимізації систем термотрансформації, що забезпечують їх раціональне проектування і конкурентоспроможне впровадження на нових і модернізованих об'єктах малої енергетики, харчової промисловості та житлово-комунальної сфери.

В результаті проведених досліджень отримані наступні наукові і практичні результати.

1. Застосування розробленої автором універсальної термoeкономічної моделі парокомпресорних термотрансформаторів дозволило зробити висновок щодо нерівнозначності вартості термічної та механічної складових ексергії, а також визначити грошові витрати на компенсацію від втрат, зумовлених незворотністю теплових процесів та наявністю гідравлічних опорів по тракту руху холодоагенту, при різних умовах навколишнього середовища.

2. Розроблено термодинамічні моделі прогнозування режимних параметрів парокомпресійних чилерів і теплових насосів, які засновані на використанні статистичної інформації про значення дисипативних втрат в реальних циклах, що дозволило:

- отримати узагальнені залежності термічного опору теплообмінних апаратів сучасних моделей чилерів і теплових насосів різної холодопродуктивності (від 9 кВт до 150 кВт);
- знаходити співвідношення між температурою випаровування і конденсації для широкого діапазону зміни масштабного фактора установки, при якому спостерігається максимальний холодильний коефіцієнт;
- створити базу даних про реальні значення втрат від незворотності в сучасному холодильному та тепло насосному обладнанні для широкого діапазону зміни масштабного фактора установки. Ці дані можуть залучатися як порівняльні еталонні значення незворотних втрат при діагностиці ефективності холодильних машин і теплових насосів (база даних справного стану установки);
- оцінити характер розподілу різних видів незворотних втрат в залежності від продуктивності установки.

3. На основі чисельної реалізації запропонованих термодинамічних моделей виявлено умови, що дозволяють забезпечити зниження енергоспоживання чилерів і теплових насосів при роботі в режимі частковим навантаженням за рахунок вибору оптимального співвідношення між витратою теплоносіїв у випарнику і конденсаторі. Встановлено, що для підвищення енергетичної ефективності чилера в режимі роботи з частковим навантаженням відношення витрати теплоносія (води) через конденсатор до витрати води через випарник має бути не менше 2, при цьому ефективність збільшується на 5 %.

4. Отримала розвиток методологія системно-структурного аналізу парокомпресорних термотрансформаторів в частині розробки універсального графічного інструментарію термoeкономічної оптимізації. В роботі вперше запропоновано використовувати С-криві при аналізі та оптимізації технічних систем, зокрема технологічних схем систем термотрансформації. Запропонована методика узагальненого аналізу і оптимізації позакритичних і докритичних парокомпресорних циклів термотрансформаторів, що дозволяє на етапі передпроектних розробок систем вирішувати задачу спрямованого пошуку найбільш раціональних технологічних схем з урахуванням структурно-топологічних особливостей їх обладнання.

5. Запропоновано єдиний методологічний підхід до визначення монетарної вартості потоків, в основі котрого лежить запис вартісних балансів для потоків «продукт» і «паливо» елемента. Це дозволило для опису процесу форму-

вання вартості цільового продукту термотрансформатора, визначити вартість деструкції ексергії з рішення рівнянь вартісних балансів.

6. Розкрито механізм взаємного впливу внутрішньої та зовнішньої незворотності в дійсному циклі, зокрема досліджено ефект взаємодії складових ексергетичних втрат в елементах ХМ і його вплив на максимальну ексергетичну ефективність.

7. З метою покрокового удосконалення систем термотрансформації розроблено комплексний підхід на основі побудови термoeкономічних моделей і побудови регресійних моделей узагальнених ексергетичних характеристик установки від визначальних факторів процесу з використанням методів теорії планування експерименту. Це дозволило формалізувати результати поглибленого термодинамічного аналізу, виробити практичні рекомендації щодо зміни конструктивних характеристик елементів установки в залежності від значень складових деструкції ексергії.

8. Для побудови тополого-ексергетичних термoeкономічних моделей на основі методу графів запропоновано методики декомпозиції ексергетичних потоків для парокompресійних, повітряно-компресійних холодильних машин і теплових насосів, а також когенераційних установок.

9. На основі теорії планування експерименту побудовано регресійні моделі ексергетичних характеристик когенераційної установки з урахуванням взаємопов'язаного впливу визначальних факторів термодинамічних процесів. Побудовані моделі дозволили провести узагальнення результатів різноманітних розрахунків ексергетичних показників когенераційної установки. Такий підхід значною мірою полегшує побудову підсумкової діаграми, в якій відображається характер розподілу ексергетичних втрат за елементами щодо причин, які зумовили ці втрати (нерівноважний теплообмін, що неізоентропний характер стиснення і т.п.).

10. Запропонований експрес підхід до проектування горизонтального ґрунтового теплообмінника, який дозволяє визначати умови ефективного використання енергії приповерхневого ґрунту з урахуванням взаємного впливу режимів теплоспоживання об'єкта і відбору теплоти з ґрунтового масиву протягом усього періоду експлуатації ТНУ, а також визначати вартість виробленої установкою теплоти. При цьому в комплексі враховується можливість варіативності глибини закладення ГТ і кроку паралельних ділянок труби.

11. На основі запропонованого методу визначення реальних термодинамічних втрат парокompресорних термотрансформаторів при роботі з повним і частковим навантаженням з визначенням параметрів циклу за обмеженою кількістю вихідної інформації розроблено методику моніторингу теплонасосної установки. Методика дозволяє в режимі реального часу тестувати роботу установки шляхом порівняння її ефективності з еталонними значеннями, проводити її повний ексергетичний аналіз та виявляти «вузькі місця», в яких ймовірно можуть бути несправності ТНУ.

12. За результатами тестування роботи теплового насоса виявлено, що модель теплового насоса VMN430L експлуатується в умовах невідрегульованого режиму дефростації. Це призводить до наростання на випарнику льоду та різко-

го зниження температури випаровування (до -20°C). Це призводить до збільшення втрат від незворотності в циклі на $7,3 \div 10\%$ в порівнянні з еталонним режимом роботи. Крім того, модель VMN430L має низьку ефективність в умовах роботи при температурах зовнішнього повітря від мінус 5 до 0°C і вологості повітря $80 \div 85\%$. Дано рекомендації щодо режимів роботи теплонасосної установки, які дозволяли підвищити її ефективність.

13. Розвинені та вдосконалені наявні методи, практичні результати, методики та рекомендації використовувались в Інституті відновлюваної енергетики (м. Київ), ТОВ «Комфорт+Сервіс» (м. Харків), ПАТ Науково – виробниче підприємство «Холод» (м. Харків), Науково-технічному центрі Інженерної академії України (м. Харків) та у громадських організаціях «Нова енергія» і «Агенція локальних ініціатив» (м. Харків), що підтверджується відповідними довідками та актами впровадження.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Системно-структурный анализ парокomppressorных термотрансформаторов/ Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. Институт проблем машиностроения НАН Украины. Харьков. 2014. 269 с. (*монографія*).
2. Термoeкономическая диагностика и оптимизация парокomppressorных термотрансформаторів/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. ЧП «Технологический Центр». Харьков. 2016. 160 с. (*монографія*).
3. Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов. Харьков: ЧП «Технологический центр». 2018. 192 с. – ISBN: 978-617-7319-15-2. (*монографія*).
4. Впровадження енергозберігаючих і екологічно чистих технологій в виробництво теплоти в системах теплохладопостачання об'єктів ЖКХ/ Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, М. Б. Чіркін, В. О. Тарасова, Є. П. Шерстов, М. О. Кузнецов// Наука та інновації. 2010. № 6. С. 56 – 60. (*наукове фахове видання*).
5. Тарасова В.А., Тарасов А.И. Обоснование граничных условий теплообмена при моделировании грунтовых теплообменников [Текст]/ Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. № 6/8 (54). С. 9 – 13.(*наукове фахове видання*).
6. Тарасова В. О. Тарасов О. І. , Добрянська І. В. Вплив кроку між трубами колектора на ефективність горизонтального грунтового теплообмінника [Текст]/ Вестник НТУ "ХПИ". 2011. № 53 С. 133 – 138. (*наукове фахове видання*).
7. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет реверсирования цикла теплового насоса [Текст]/ Холодильная техника и технология. 2011. № 6. С. 66 – 72. (*наукове фахове видання*).
8. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Редько А. А. Комплексный подход к проектированию грунтового теплообменника теплонасосной установ [Текст]/ Нова тема. 2011. №3. С. 31 – 34. (*наукове фахове видання*).
9. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х., Шерстюк А. В. Моделирование тепловых режимов совместной работы грунтового теплообменника и теплонасосной

- установки [Текст]/ Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2011. № 5/8(53). С. 34 – 40. (*наукове фахове видання*).
10. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. К вопросу применения воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитенов [Текст]/ Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2012. №4. С. 40 – 48. (*наукове фахове видання*).
11. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины [Текст]/ Технические газы. 2012. №5. С. 57 – 66. (*наукове фахове видання*).
12. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Термoeкономическая диагностика парокомпрессорной холодильной машины/ Технические газы. 2013. №1. С. 30 – 39. (*наукове фахове видання*).
13. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х. Сравнительный анализ термoeкономических моделей формирования эксергетической стоимости холода [Текст]/ Технические газы. 2013. №6. С. 55 – 63. (*наукове фахове видання*).
14. Шерстюк А. В., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация холодильной машины на основе термoeкономического подхода [Текст]/ Вісник НТУ «ХПІ». 2013. №12 (986) С. 145 – 150. (*наукове фахове видання*).
15. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Харлампиди Х. Э. Вопросы структурного термодинамического анализа парокомпрессионных термотрансформаторов [Текст]/ Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16, № 5. С. 82 – 88. (*іноземне видання*).
16. Термoeкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов [Текст]/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, А. В. Шерстюк, В. А. Тарасова// Холодильная техника и технология. 2013. №5 (145). С. 39 – 44. (*наукове фахове видання*).
17. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Аналіз еколого-енергетичних характеристик сучасних чилерів і теплових насосів при роботі з неповним навантаженням [Текст]/ Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. 2013. №11(117). С. 35 – 41. (*наукове фахове видання*).
18. Тарасова В. А., Харлампиди Д. Х., Харлампиди Х. Э. Оценка термодинамического совершенства современных чиллеров и тепловых насосов при работе в режиме с неполной нагрузкой [Текст]/ Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16. №19. С. 125 – 129 (*іноземне видання*).
19. Утилизация теплоты низкотемпературных альтернативных источников энергии с помощью теплотрансформаторов [Текст]/ Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, Л. А. Драгун, В. А. Тарасова, А. П. Цитович// Инженер-механик. Республиканский межотраслевой производственно практический журнал. 2014. №2(63). С. 21 – 26. (*іноземне видання*).
20. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Термoeкономическая модель теплонасосной установки на основе негэнтропийного подхода к формированию стоимости целевого продукта [Текст]/ Проблемы машиностроения. 2014. Т. 17, №1. С. 10 – 16. (*наукове фахове видання*).
21. Клепанда А. С., Тарасова В. А., Бережко Ю. В. Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса [Текст]/ Восточно-

Европейский журнал передовых технологий. 2014. № 2/8 (68). С. 3 – 8. (*наукове фахове видання*).

22. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles thermotransformers [Text]/ D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, M. A. Kuznetsov, S. N. Omelichkin// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. №. 5/8 (83). 2016. P. 20-25. (*SCOPUS Database*).

23. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO₂) [Text]/ M. A. Kuznetsov, D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, E. N. Voytenko// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. № 6/8 (94). 2016. P. 24 – 32. (*SCOPUS Database*).

24. Thermodynamic analysis of air-compression refrigerating machine based on the exergy cost theory [Text]/ D. Kharlampidi, V. Tarasova, M. Kuznetsov, E. Voytenko. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, № 8 (89). P. 30 – 38. (*SCOPUS Database*).

25. Physical processes and technical means for using the thermal energy of the alternative sources [Text]/ L. L. Vasiliev, V. V. Solovei, D. Kh. Kharlampidi, V. A. Tarasova, A. A. Stachel, T. Kujawa, V. A. Zhuravlev, A. P. Tsitovich, E. V. Kostenko// Journal of Engineering Physics and Thermophysics, Vol. 88, №5. 2015. P.1100 – 1109. (*іноземне видання, SCOPUS Database*).

26. Тарасова В. А. Сравнительный анализ термoeкономических моделей парокompрессионной теплонасосной установки [Текст] / Вісник НТУ «ХПІ». 2015. №16 (1125). С. 97 – 107, ISSN 2078-774X. (*видання, включене до міжнародної наукометричної бази*).

27. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Шерстюк А. В. Термoeкономическое обоснование модернизации холодильного парокompрессорного оборудования [Текст]/ Технические газы. 2015. №1. С. 46 – 55. (*наукове фахове видання*).

28. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Современные методы термoeкономического анализа и оптимизации холодильных установок [Текст]/ Технические газы. 2015. №6. С. 55 – 63. – DOI: <https://dx.doi.org/10.18198/j.ind.gases.2015.0802>. (*видання, включене до міжнародної наукометричної бази*).

29. Тарасова В. А. Расчетно-экспериментальное исследование термодинамической эффективности тепловых насосов [Текст]/ Проблемы машиностроения. Т. 19. № 1 (2016). С. 13 – 20. (*видання, включене до міжнародної наукометричної бази*).

30. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Определение оптимальной температуры охлаждения в сверхкритическом цикле парокompрессорной холодильной машины с использованием термoeкономического подхода [Текст]/ Технические газы. 2017. Т. 17, №1. С. 47 – 59. – DOI: <https://dx.doi.org/10.18198/j.ind.gases.2017.0857>. (*видання, включене до міжнародної наукометричної бази*).

31. Анализ и синтез схемно-циловых решений вакуумно-испарительных теплонасосных установок [Текст]/ Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов, С. Н. Омеличкин// Технические газы. 2017. Т. 17, №5. С. 16 – 26. – DOI: <https://doi.org/10.18198/j.ind.gases.2017.0857>. (*видання, включене до міжнародної наукометричної бази*).

32. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Костіков А. О. Термoeкономічний аналіз когенераційної установки на основі теорії ексергетичної вартості [Текст]/ Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Новые решения в современных технологиях. Харьков: НТУ «ХПІ». 2018. №45 (1321). С. 59 – 69 – DOI: <https://dx.doi.org/10.20998/2413-4295.2018.45.08>. (*наукове фахове видання*).
33. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Определение реальных термодинамических потерь термотрансформаторов при работе с частичной нагрузкой [Текст]/ Технические газы. 2018. Т. 18, №3. С. 14 – 27. – DOI: <https://dx.doi.org/10.18198/j.ind.gases.2018.0909>. (*видання, включене до міжнародної наукометричної бази*).
34. Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х. Система моніторингу та діагностики енергетичної ефективності теплонасосної установки/ Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. Харків: НТУ «ХПІ». 2019. №5 (1330). С. 58 – 69. – DOI: <https://dx.doi.org/10.20998/2413-4295.2019.05.08>. (*наукове фахове видання*).
35. Мацевитый Ю. М., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Восстановление теплового потенциала грунта за счет выбора рациональных режимов работы теплонасосной системы [Текст]/ XIV Минский междунар. форум по тепломассообмену, 10-13 сентября 2012 г.: тезисы докладов и сообщений. Минск, 2012. Т. 1, ч. 2. С. 736 – 739.
36. Термoeкономический подход к диагностике холодильных машин и тепловых насосов [Текст]/ Э. Г. Братута, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. В. Шерстюк// Труды IX Международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии», 10-12 сентября 2013 г., г. Одесса. С. 21 – 23.
37. Использование низкопотенциальных источников тепла с помощью термотрансформаторов [Текст]/ Л. Л. Васильев, В. В. Соловей, Д. Х. Харлампиди, А. С. Журавлёв, В. А. Тарасова, Л. А. Драгун, О. С. Филатова, А. П. Цитович// Тепло- и массоперенос –2013: Сборник научных трудов, 2014. С. 17 – 23. (*іноземне видання*)
38. Тарасова В. А. Сравнительный анализ термoeкономических моделей парокompрессионной теплонасосной установки [Электронный ресурс]/ XI Международная научно-техническая конференция «Проблемы энергосбережения и пути их решения», 22-23 апреля 2015 г. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
39. Matsevity Yu. M., Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A. Numerical and experimental testing of the thermodynamic efficiency of heat pumps [Text]/ IX Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”, Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015. Vol. 2. P. 222 – 229.
40. Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для теплоснабжения [Электронный ресурс] / XV Международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», 14 -17 сентября, 2015. Харьков, 2015. 8 с. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

41. Методика эксергетического анализа парокомпрессорных холодильных и теплонасосных установок [Текст] / Ю. М. Мацевитый, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // XV Минский междунар. форум по тепло- и массообмену, 23-26 мая 2016 г., Минск, Беларусь: тез. докл. и сообщ. Минск, Беларусь: ИТМО НАНБ, 2016. Т. 3. С. 359 – 363.
42. Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Вплив вологості повітря на термoeкономічні показники кондиціонерів [Текст] / Сучасні проблеми холодильної техніки та технології: зб. тез допов. XI міжнар. наук.-техн. конф., 21-22 вересня 2017 р., Одеса. Одеса: ОНАХТ, 2017. С. 63 – 65.
43. Аналіз термодинамічної ефективності повітряно-компресійних теплонасосних установок для систем теплохолодопостачання станцій метрополітену [Електронний ресурс] / С. М. Омелічкін, Д. Х. Харлампіді, В. О. Тарасова, М. О. Кузнецов // Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2017. С. 645 – 648.
44. Визначення оптимальної температури охолодження у надкритичному циклі термотрансформатора [Текст] / Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді // Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XVIII міжнар. наук.-практ. конф., 27-29 вересня 2017 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2017. С. 649 – 653.
45. Инновационные системы термотрансформации для утилизации вторичных и альтернативных источников энергии [Электронный ресурс] / Тарасова В. А. [и др.]; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт // Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научно-технической конференции. 1 с. Режим доступа: <http://ipmach.kharkov.ua/downloads/conferences/WL2017.pdf>.
46. Термoeкономічний аналіз вакуумно-випарного термотрансформатора для системи охолодження ТЕС і АЕС [Електронний ресурс] / Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О., Омелічкін С. М.; Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины: официальный сайт // Совершенствование энергоустановок методами математического и физического моделирования, 10-14 сентября, 2017 г.: тез. докладов XVI международной научно-технической конференции. 1 с. Режим доступа: <http://ipmach.kharkov.ua/downloads/conferences/WL2017.pdf>.
47. Методика термодинамічної оптимізації надкритичного циклу термотрансформатора [Текст] / Є. М. Войтенко, М. О. Кузнецов, В. О. Тарасова, Д. Х. Харлампіді // Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр. наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 27 – 28.
48. Применение воздушного теплонасосного цикла Брайтона для систем теплохладоснабжения станций метрополитена [Текст] / С. Н. Омеличкін, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): матеріали всеукр.

наук.-техн. конф., 20-21 червня 2017 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2017. С. 39 – 40.

49. Kharlampidi D. Kh., Tarasova V. A., Kuznetsov M. A. Method for thermoeconomic modernization of refrigeration plants [Text]/ Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources: proc. of the X Minsk International Seminar, 10-13 September 2018, Minsk, Belarus. Minsk, Belarus: HMTI of NASB, 2018. P. 423 - 430.

50. Гелиосистема отопления с двухфазной многокомпонентной жидкостью [Текст]/ Л. Л. Васильев, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова, А. С. Журавлёв, М. А. Кузнецов, Л. П. Гракович, М. И. Рабецкий // Современные проблемы машиноведения: материалы XII междунар. науч.-техн. конф., 22-23 ноября 2018 г., Гомель, Беларусь. Гомель, Беларусь: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. С. 223 – 225.

51. Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Кузнецов М. О. Розробка вакуумно-випарного теплового насосу для системи охолодження ТЕС і АЕС [Текст]/ Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: матеріали XIX міжнар. наук.-практ. конф., 26-28 вересня 2018 р., Київ. Київ: ІВЕ НАНУ, 2018. С. 204 – 208.

52. Усс А. Н., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Модернизация теплообменного оборудования энергоблоков АЭС на основе методологии системно структурного анализа [Текст]/ Проблемы сучасної ядерної енергетики: тези XIV міжнар. наук.-практ. конф. молодих вчених та фахівців, 14-16 листопада 2018 р., Харків. Харків: ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2018. С. 50 – 51.

53. Тарасова В. О., Харлампіді Д. Х., Кузнецов М. О. Метод визначення реальних термодинамічних втрат холодильних та теплонасосних установок при роботі з частковим навантаженням [Текст]/ Сучасні тенденції розвитку української науки: матеріали XVI всеукр. наук. конф., 21-22 червня 2018 р., Переяслав-Хмельницький. Переяслав-Хмельницький: ГО «Інститут соціальної трансформації», 2018. Вип. 6 (16). С. 34 – 36.

АНОТАЦІЯ

Тарасова В. О. Розвиток теорії та методів термoeкономічного аналізу, синтезу, оптимізації інноваційних систем термотрансформації. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика (144 – Теплоенергетика). – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2019.

У дисертаційній роботі запропоновано новий методологічний підхід до вирішення науково-прикладної проблеми удосконалення методів аналізу, синтезу та оптимізації для підвищення термодинамічних і техніко-економічних показників систем термотрансформації при проектуванні та експлуатації.

В роботі вперше розроблено універсальну термoeкономічну модель парокompресорних термотрансформаторів, яка відрізняється від відомих моделей тим, що схема розподілу ексергетичних потоків в елементах установки за функціональною ознакою «паливо» і «продукт» не залежить від її цільового приз-

начення, а залежить тільки від параметрів навколишнього середовища, що дозволяє спростити алгоритмізацію моделі та автоматизувати обчислення термодинамічної ефективності термотрансформаторів.

Розроблено методику обробки даних моніторингу систем тепло- і холодопостачання на базі теплонасосних технологій із залученням сучасних методів прикладної термодинаміки, яка дозволяє в режимі реального часу здійснювати термодинамічне тестування роботи системи за обмеженої кількості параметрів, що замірюються, у тому числі при роботі парокомпресорних теплових насосів і водоохолоджувальних машин в режимі з частковим навантаженням.

Запропоновано експрес підхід до проектування горизонтального ґрунтового теплообмінника, який дозволяє визначати умови ефективного використання енергії приповерхневого ґрунту з урахуванням взаємного впливу режимів теплоспоживання об'єкта і відбору теплоти з ґрунтового масиву протягом усього періоду експлуатації ТНУ, а також визначати вартість виробленої установкою теплоти. При цьому в комплексі враховується можливість варіативності глибини закладення ГТ і кроку паралельних ділянок труби.

Розвинені та вдосконалені наявні методи, практичні результати, методики та рекомендації використовувались в Інституті відновлюваної енергетики (м. Київ), ТОВ «Комфорт+Сервіс» (м. Харків), ПАТ Науково – виробниче підприємство «Холод» (м. Харків), Науково-технічному центрі Інженерної академії України (м. Харків) та у громадських організаціях «Нова енергія» і «Агенція локальних ініціатив» (м. Харків), що підтверджується відповідними довідками та актами впровадження.

Ключові слова: термoeкономічна модель, термотрансформатор, холодильна машина, тепловий насос, ентропійно – статистичний метод, геотермальна теплонасосна установка, ґрунтовий теплообмінник.

ANNOTATION

Tarasova V. O. Development of the theory and methods of thermo-economic analysis, synthesis, optimization of innovative thermo-transformation systems. – Manuscript.

Thesis for doctor degree of technical sciences by specialty 05.14.06 – Technical thermophysics and industrial thermal power engineering (144 – Heat power engineering). – A. Pidgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2019.

In the dissertation work a new methodological approach to the solution of the scientific and applied problem of improving the methods of analysis, synthesis and optimization for the improvement of thermodynamic and techno-economic indicators of thermal transformation systems during design and operation is proposed.

In the work for the first time a universal thermo-economic model of steam-compressor transformers was developed, which differs from the known models by the fact that the scheme of distribution of exergy flows in the elements of the installation according to the functional criterion "fuel" and "product" does not depend on its target value, but depends only from the environmental parameters, which allows to sim-

plify the algorithm of the model and automate the calculation of the thermo-dynamic efficiency of the transformers.

The method of processing data monitoring of heat and cooling systems on the basis of heat pump technology with the application of modern methods of applied thermodynamics is developed, which allows real-time thermodynamic testing of the system operation with a limited number of measured parameters, including the operation of steam-compressor heat pumps and water cooled machines in partial load mode.

An express approach to the design of a horizontal ground heat exchanger is proposed, which allows determining the conditions for the efficient use of energy of near-surface soil, taking into account the mutual influence of the heat consumption of the object and the selection of heat from the soil mass during the entire period of operation of the heat pump, as well as determining the cost of the installation of heat. In this case, the complexity takes into account the possibility of variability of depth-not the laying of ground heat exchanger and the step of parallel sections of the pipe.

The developed and improved existing methods, practical results, methods and recommendations were used at the Institute of Renewable Energy (Kyiv), Comfort + Service Ltd. (Kharkiv), PJSC Scientific and Production Enterprise " Kholod" (Kharkiv), The Scientific and Technical Center of the Engineering Academy of Ukraine (Kharkiv) and in public organizations "New Energy" and "Agency of Local Initiatives" (Kharkiv), which is confirmed by the relevant certificates and implementation acts.

Key words: thermoeconomic model, thermo-transformer, refrigerating machine, heat pump, entropy-statistical method, geothermal heat pump installation, ground heat exchanger.

Підписано до друку 19.08.2019 р. Формат 60×84×1/16
Папір офсетний. Друк офсетний.
Наклад 100 прим. Ум. друк. арк. 0,9. Зам. №243/2
Віддруковано з оригінал-макету у «Центрі цифрової поліграфії»
м. Харків, пр. Науки, 7, тел. 702-13-88
e-mail: nauki007@gamail.com