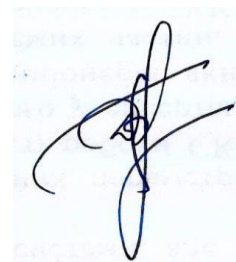


**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ „ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”**

**ГАРАСИМ Дмитро Ігорович**



УДК 697.94 (075)

**ЕКСЕРГЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ  
ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ  
СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ  
ДЛЯ ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ**

Спеціальність 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

**Автореферат**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Львів – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції у Національному університеті „Львівська політехніка” Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Лабай Володимир Йосифович**,  
професор кафедри теплогазопостачання і вентиляції  
Національного університету «Львівська політехніка».

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Радченко Микола Іванович**,  
завідувач кафедри кондиціонування  
та рефрижерації Національного університету  
кораблебудування імені адмірала Макарова,  
м. Миколаїв;

кандидат технічних наук, доцент  
**Жихарєва Наталія Віталіївна**,  
доцент кафедри холодильних установок  
і кондиціонування повітря  
Інституту холоду, кріотехнологій та  
екоенергетики імені В.С. Мартиновського  
Одеської національної академії харчових технологій,  
м. Одеса

Захист відбудеться « 6 » березня 2018 р. о 14<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.04 у Національному університеті „Львівська політехніка” за адресою: 79013, м. Львів – 13, вул. Устияновича, 5, корпус 10, ауд. 51.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Національного університету „Львівська політехніка” за адресою: 79013, м. Львів – 13, вул. Професорська, 1.

Автореферат розісланий « 2 » лютого 2018 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради,  
кандидат технічних наук, доцент



Вашкурак Ю.З.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Належний стан повітря є необхідною і вирішальною умовою для проведення операцій у лікарських закладах та здійснення багатьох, особливо новітніх технологічних процесів.

Створення належного стану повітря, зокрема у чистому приміщенні, тобто мікроклімату та чистоти повітря, залежить від інженерних систем, а саме систем кондиціонування повітря (СКП). Обладнання СКП відноситься до енергоємного обладнання, яке характеризується низьким коефіцієнтом використання електроенергії. Експлуатаційні затрати на експлуатацію центральних СКП складають 60...80% від загальних затрат на експлуатацію будинків. А тенденція росту тарифів потребує ощадливого відношення до витрати електроенергії і впровадження енергоощадних технологій у СКП

Підвищення ефективності використання енергоємного обладнання є важливою умовою успішної реалізації програми енергозбереження в нашій державі. Для оцінки енергоефективності обладнання СКП останнім часом застосовують один із загальних термодинамічних методів аналізу – *ексергетичний*. Ексергетичний аналіз дозволяє не тільки врахувати кількість енергії, яка витрачається і відводиться від системи, але й якість цієї енергії, тобто її здатність бути перетвореною у корисну роботу.

СКП, які використовують, часто експлуатують на режимних параметрах, які не є енергоощадними. Для подальшого підвищення енергоефективності роботи СКП потрібний детальний аналіз їх функціонування з використанням розробленого у дисертаційній роботі ексергетичного методу аналізу центральних прямотечійних кондиціонерів, який є методом термодинамічного дослідження СКП як в цілому, так і її окремих частин. Результатом проведення аналізу є знаходження ексергетичного коефіцієнта корисної дії (ККД) процесу в цілому та втрат ексергії в окремих елементах СКП з метою підвищення її енергоефективності і покращення експлуатаційних показників.

Науковою основою ексергетичного аналізу СКП є поняття ексергії і його застосування для розв'язання прикладних задач технічної теплофізики та промислової теплоенергетики. Вагомий внесок у розвиток ексергетичного аналізу зробили такі вчені: Ж. Гюї, А. Стодола, Ф. Бошнякович, П. Грассман, А. Андрущенко, К. Нессельман, З. Рант, Я. Шаргут, Р. Петела, Н. Ельснер, В. Фратцшер, В. Бродяньський, А. Долінський та багато ін.

Тому, питання інтенсифікації роботи СКП з метою впровадження енергоощадних (ексергоощадних) режимів її роботи, зниження енергетичних витрат на роботу СКП шляхом підвищення їх ексергетичного ККД є *актуальним* науково-технічним завданням, який потребує свого вирішення.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота є складовою частиною науково-дослідних бюджетних та госпдоговірних робіт, які виконувались і виконуються за основними напрямками наукової діяльності Національного університету «Львівська політехніка».

Дисертація виконана згідно пріоритетного напряму науково-дослідної держбюджетної роботи кафедри «Теплогазопостачання і вентиляція» Національного університету «Львівська політехніка» з проблем «Ексергетичний аналіз інженерних систем» відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України (№ держреєстрації 0110U007106) і «Ексергетичний аналіз систем кондиціонування повітря та холодостачання» – (№ держреєстрації 0115U004223) та госпдоговірних робіт за власною ініціативою № 0408 «Розроблення методу дослідження параметрів мікроклімату в чистих приміщеннях» (№ держреєстрації 0112U004517), № 0437 «Ексергетичне обґрунтування та підвищення енергоефективності роботи систем кондиціонування повітря для чистих приміщень» (№ держреєстрації 0113U005263), № 0475 «Дослідження енергоефективності центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення» (№ держреєстрації 0114U000884) і

відповідає Закону України від 1 липня 1994 року № 74/94-ВР «Про енергозбереження».

**Мета і завдання дослідження.** *Мета дисертаційної роботи* полягає в розробленні ексергоощадних режимів роботи СКП чистих приміщень і на цій основі підвищення енергоефективності роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень.

Для реалізації зазначеної мети роботи необхідно вирішити такі завдання:

- провести критичний аналіз використання методу ексергетичного дослідження процесу роботи СКП, зокрема чистих приміщень, та навести вимоги до якості повітря та мікроклімату чистих приміщень різного призначення;
- використати метод ексергетичного аналізу для оцінювання роботи СКП та в подальшому розвинути його для ексергетичного дослідження процесу роботи СКП так, щоб він став основою для створення математичних моделей роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень та їх комп'ютерного програмування;
- розробити дослідницькі комп'ютерні програми ексергетичного аналізу процесу роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень для виконання розрахунково-кількісних експериментів та ексергетичного обґрунтування і підвищення енергоефективності роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень;
- вивчити вплив різних факторів, а саме: температури і вологовмісту навколишнього середовища, внутрішньої температури і вологовмісту чистого приміщення, різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у чистих приміщеннях, коефіцієнта трансформації *EER* холодильної машини на процес роботи і ексергетичну ефективність центральних прямотечійних СКП чистих приміщень та втрати ексергії в основних їх елементах на основі діаграми Грассмана;
- отримати відповідні узагальнюючі залежності ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП чистих приміщень від факторів, які впливають на процес їх роботи;
- підтвердити достовірність отриманих у роботі результатів для центральних прямотечійних СКП чистих приміщень з експериментальними дослідженнями.
- дати рекомендації щодо вдосконалення роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень.

*Об'єкт дослідження* – процеси роботи центральних прямотечійних СКП, зокрема для чистих приміщень.

*Предмет дослідження* – ексергетична ефективність процесів роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень, включаючи процеси втрат ексергії під час дисипації енергії, з метою підвищення їх енергоефективності.

*Методи дослідження.* Для аналізу ефективності процесів роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень використано такі основні методи досліджень:

- ексергетичний метод термодинамічного дослідження інженерних систем;
- закони термодинаміки та методи теорії тепломасообміну;
- методи математичного моделювання роботи центральних прямотечійних СКП;
- методи комп'ютерного програмування;
- комп'ютерне опрацювання результатів досліджень;

- експериментальні методи – для експериментальних досліджень процесів роботи СКП.

### **Наукова новизна отриманих результатів.**

1. Одержав подальший розвиток метод ексергетичного аналізу і вперше поширено його в частині оцінювання центральних прямотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником.

2. Створено алгоритми та розроблено математичні моделі роботи СКП на прикладі центральних прямотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником для проведення їх енергетичного та ексергетичного аналізу та, відповідно, розроблені комп'ютерні програми для здійснення досліджень.

3. Виконано розрахунково-кількісні експерименти на математичних моделях роботи СКП на прикладі центральних прямотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником та розв'язано завдання розроблення ефективних ексергоощадних режимів роботи цих СКП.

4. Вперше досліджено вплив температури і вологовмісту навколишнього середовища, внутрішніх температури і вологовмісту повітря чистого приміщення, різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у чистому приміщенні та коефіцієнта трансформації *EER* холодильної машини на процес роботи СКП на прикладі центральних прямотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником та виявлено характер цього впливу на ексергетичний ККД і втрати ексергії в їх елементах.

5. Проведені експериментальні дослідження підтвердили адекватність запропонованих математичних моделей центральних прямотечійних СКП чистих приміщень та можливість підвищити ексергетичний ККД вказаних СКП на 13,7...48%, а також покращити їх економічні показники до 8...12%.

**Обґрунтованість і достовірність результатів дослідження підтверджується:**

- використанням фундаментальних положень термодинаміки з ексергетичного аналізу інженерних систем;
- масштабістю комплексних розрахунково-кількісних, експериментальних досліджень та натурних спостережень, їх повторюваністю і передбачуваністю;
- математичними дослідженнями та їх співставленням з даними експериментів з дослідження ексергетичного ККД СКП.

**Практичне значення отриманих результатів** полягає у реалізації досліджень у вигляді інженерних методів, алгоритмів, комп'ютерних програм для розрахунку і прогнозування ефективних процесів роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним теплообмінником, які є базою для розроблення високоефективних та ексергоощадних СКП. Результати дисертаційної роботи використовуються у навчальному процесі для підготовки фахівців за спеціальністю «Теплогазопостачання і вентиляція» під час викладання дисциплін: «Кондиціювання повітря та холодопостачання», «Проектування систем кондиціювання повітря та холодопостачання», виконання магістерських кваліфікаційних робіт, а також впроваджені для функціонування ТОВ «Полікор» (м. Львів), що дозволило зменшити споживання електричної енергії в експлуатованих СКП залежно від зовнішніх температурних умов на 8-12% та отримати очікуваний економічний ефект у розмірі 82 тис. грн., операційних чистих кімнат у кардіохірургічному відділенні ЛОКЛ у м. Львові, що дало можливість

створити оптимальний мікроклімат та антибактеріальне середовище у цих операційних кімнатах, посприяло проведенню успішних операцій, а значить отримати соціальний ефект від впровадження центральної прямооточної системи кондиціювання повітря.

**Особистий внесок здобувача** полягає у встановленні актуальності теми дослідження та в аналізі режимів роботи СКП. Формування мети і завдання дослідження здійснено здобувачем разом з науковим керівником, а основні результати роботи отримані самостійно.

У працях, написаних у співавторстві, здобувачеві належить: [1-4, 6-8, 15, 20, 27, 28] – виконання розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналіз; [5, 16, 21-26, 29] – виконання розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впровадженної СКП операційних чистих кімнат та їх аналіз; [9, 10] – встановлення основних напрямів енергозбереження для впровадженної СКП операційних чистих кімнат; [11, 12] – виконання аналізу стану і перспектив підвищення енергоефективності СКП чистих приміщень; [13, 22] – розроблення дослідницької математичної моделі СКП чистого приміщення; [14] – розроблення методики отримання діаграми Грассмана для СКП чистих приміщень; [17] – встановлення методом ексергетичного аналізу ефективності та шляхів енергозбереження для впровадженної СКП операційних чистих кімнат; [18, 19] – розроблення дослідницької математичної моделі впровадженної СКП операційних чистих кімнат.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи та окремих розділів доповідались, обговорювались та отримали позитивну оцінку на: науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу та Національного університету «Львівська політехніка» у період з 2013 до 2017 року; Четвертій міжнародній конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2014; II-й міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Енергетика, екологія, комп'ютерні технології в строительстве», Дніпропетровськ, 2014; Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення», Рівне, 2015; XV Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності», Одеса, 2015; Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених, аспірантів та студентів: «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», Одеса, 2015; XV International Scientific Conference: «Current Issues of Civil and Environmental Engineering and Architecture», Rzeszow (Польща), 2015; X Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», Одеса, 2015; Шостій міжнародній конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2016; Міжнародній науково-технічній конференції «ЕкоКомфорт», Львів, 2016; Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених, аспірантів та студентів: «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», Одеса, 2017; Сьомій міжнародній конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2017.

У повному обсязі дисертація доповідалася на розширеному засіданні кафедри «Теплогазопостачання і вентиляція» Національного університету «Львівська політехніка».

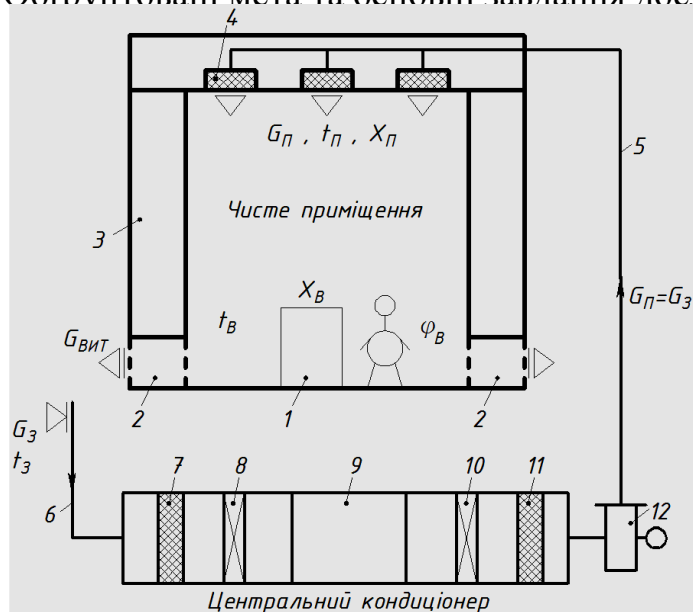
**Публікації.** Результати дисертації опубліковано у 27 наукових працях. З них 14 статей у наукових фахових виданнях (зокрема 4 – з Index DOAJ, EBSCO, Scopus), 2 статті у закордонних виданнях (зокрема 1 – з Index Scopus), 11 у тезах та матеріалах доповідей на Міжнародних та Всеукраїнських конференціях.

**Структура та обсяг дисертаційної роботи.** Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел зі 170 найменувань, 22 додатків. Загальний обсяг дисертації становить 249 сторінок, зокрема 170 сторінок основного тексту, 26 рисунків, 13 таблиць. Додатки складають 38 сторінок.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність застосування ексергетичного методу аналізу для підвищення енергоефективності роботи систем кондиціонування повітря на прикладі СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення та впровадженій СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником, які використовували для створення чистоти повітря і мікроклімату в чистих приміщеннях, викладено мету і завдання роботи, наукову новизну та практичну цінність отриманих результатів, наведено інформацію про апробацію роботи, публікації, структуру та обсяг дисертаційної роботи.

У **першому розділі** виконано огляд джерел літератури, присвячений вимогам до якості повітря та мікроклімату чистих приміщень, вимогам до СКП чистих приміщень, аналізу схемних рішень СКП для чистих приміщень. Здійснено загальний огляд джерел літератури щодо використання поняття «ексергія», призначення та проведення ексергетичного методу аналізу центральних СКП, енергоспоживання та шляхів енергозбереження у СКП. Встановлено, що у літературних джерелах *відсутні* надійні методи складання енергетичного та ексергетичного балансів процесу роботи СКП чистих приміщень. Стверджено, що використання сучасного методу ексергетичного аналізу процесу роботи систем кондиціонування повітря чистих приміщень є *найдоцільнішим*. Обґрунтовані мета та основні завдання досліджень.



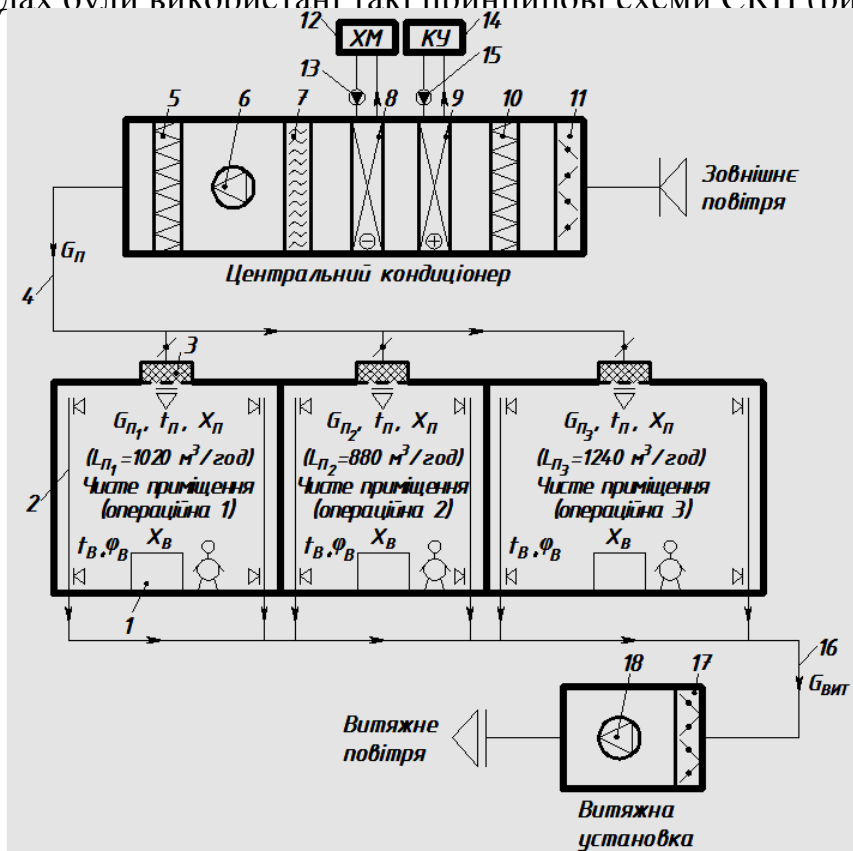
**Рис. 1.** Принципова схема

центральної прямооточійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення:

- 1 – технологічне обладнання, 2 – витяжні канали, 3 – шлюзові приміщення, 4 – фільтри припливного повітря у приміщення, 5 – припливний повітропровід, 6 – повітрязабірник шахти, 7 – фільтр зовнішнього повітря, 8 – повітрянагрівник I підігрівання, 9 – камера зрошення, 10 – повітрянагрівник II підігрівання, 11 – фільтр припливного повітря у кондиціонері, 12 – вентиляторний агрегат

У **другому розділі** обґрунтовано вибір об'єктом дослідження процесів роботи центральних прямооточійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень на прикладі вивчення процесів роботи *СКП повітропродуктивні-*

стю 10000 кг/год з камерою зрошення та впровадженій СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником та подано їх характеристику. Наведено розроблені методи складання енергетичного та ексергетичного балансів цих СКП, в яких вказано, що є вихідними даними для них. У методах були використані такі принципові схеми СКП (рис. 1 і 2).



**Рис. 2.** Принципова схема впровадженій центральній прямотечійній системі кондиціювання повітря діючих кардіологічних операційних повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником:

- 1 – технологічне обладнання; 2 – витяжні канали у приміщеннях; 3 – фільтри припливного повітря у приміщення; 4 – припливний повітропровід; 5 – фільтр припливного повітря у кондиціонері; 6 – вентиляторний агрегат кондиціонера; 7 – краплеловник кондиціонера; 8 – повітроохолодник кондиціонера; 9 – повітронагрівник кондиціонера; 10 – фільтр зовнішнього повітря у кондиціонері; 11 – клапан зовнішнього повітря у кондиціонері; 12 – холодильна машина (ХМ); 13 – насос холодної води ХМ; 14 – котельна установка (КУ); 15 – насос гарячої води; 16 – витяжний повітропровід; 17 – клапан витяжного повітря; 18 – вентиляторний агрегат витяжної установки

Запропонована для кардіологічних операційних (чистих кімнат) СКП оснащена кондиціонером (припливною установкою) фірми "VBW Engineering" типу BS-3 (50) з об'ємною витратою припливного повітря  $L_{\text{П}} = 3600 \text{ м}^3/\text{год}$  (встановлена потужність електродвигуна вентилятора  $N_{\text{ДВ}} = 3 \text{ кВт}$ , а споживана –  $N_{\text{СП}} = 2,6 \text{ кВт}$ ) та витяжною установкою типу SPS-4 (50) з об'ємною витратою витяжного повітря  $L_{\text{ВИТ}} = 3600 \text{ м}^3/\text{год}$  (встановлена потужність електродвигуна вентилятора  $N_{\text{ДВ}} = 2,2 \text{ кВт}$ , а споживана –  $N_{\text{СП}} = 1,5 \text{ кВт}$ ).

У ТПР кондиціонер обслуговується холодильною машиною фірми "Daikin" типу EUWAB10KAZW1 зі стандартними холодопродуктивністю  $Q_{\text{ХХМ}}^{\text{СТ}} = 22,5 \text{ кВт}$  і споживаною потужністю  $N_{\text{СПХМ}}^{\text{СТ}} = 8,74 \text{ кВт}$  (коефіцієнт трансформації холодильної машини –  $EER = 2,574$ , холодильний агент – R407C, холодоносій – 40%-й розчин пропіленгліколю; температура холодо-



носія стандартна –  $+12,5^{\circ}\text{C}$ , температура зовнішнього повітря стандартна –  $+35^{\circ}\text{C}$ ). У ТПР повітря охолоджується у повітроохолоднику (ПО) типу W.1.06.3 зі стандартною потужністю (холодопродуктивністю)  $Q_{\text{хПО}}^{\text{СТ}} = 21$  кВт з початковими температурою  $t_{\text{П}} = +35^{\circ}\text{C}$  і відносною вологістю повітря  $\phi_{\text{П}} = 40\%$ , а кінцевими –  $t_{\text{К}} = +20^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{\text{К}} = 89\%$  (стандартна витрата холодоносія  $1,11$  л/с, температура на вході  $+7^{\circ}\text{C}$ , на виході –  $+12^{\circ}\text{C}$ ).

У холодний період року (ХПР) кондиціонер обслуговується котельною установкою, від якої отримує гарячу воду з номінальною витратою теплоносія  $0,57$  л/с та температурою на вході  $+80^{\circ}\text{C}$ , на виході –  $+60^{\circ}\text{C}$ . Повітря нагрівається у повітронагрівнику (ПН) типу W.1.02.3 зі стандартною потужністю (теплопродуктивністю)  $Q_{\text{ПН}}^{\text{СТ}} = 47,3$  кВт з початковими температурою  $t_{\text{П}} = -19^{\circ}\text{C}$  і відносною вологістю повітря  $\phi_{\text{П}} = 80\%$ , а кінцевими –  $t_{\text{К}} = +14,8^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi_{\text{К}} = 7\%$ .

СКП обслуговує одночасно першу кардіологічну операційну, що має площу  $F_1 = 31,60$  м<sup>2</sup>, а об'єм –  $V_1 = 106$  м<sup>3</sup>, другу –  $F_2 = 27,13$  м<sup>2</sup>, а  $V_2 = 91$  м<sup>3</sup>, третю –  $F_3 = 38,14$  м<sup>2</sup>, а  $V_3 = 128$  м<sup>3</sup>. Висота усіх операційних  $H = 3,35$  м. Кількість повітря, яке подається СКП у першу кардіологічну операційну, становить  $L_{\text{П1}} = 1020$  м<sup>3</sup>/год, другу –  $L_{\text{П2}} = 880$  м<sup>3</sup>/год, третю –  $L_{\text{П3}} = 1240$  м<sup>3</sup>/год.

Для проведення розрахунково-кількісних розрахунків процесу роботи вказаних СКП зображали на  $I-d$  – діаграмі для визначення температури, питомої ентальпії, вологовмісту, відносної вологості та питомої ексергії у характерних точках цих процесів (рис. 3 і 4).

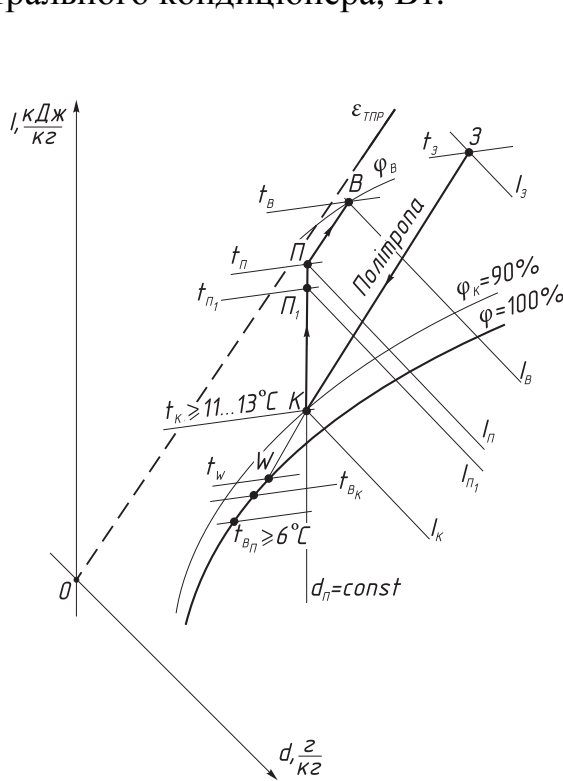
Досконалість роботи цих СКП досліджувалась: визначенням втрат ексергії в них та обґрунтуванням рекомендацій з вдосконалення окремих їх елементів; виявленням можливостей інтенсифікації процесу роботи цих СКП; встановленням ефективних енергоощадних режимів їх роботи на основі складання ексергетичних балансів.

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи прямотечійної системи кондиціонування повітропродуктивністю  $10000$  кг/год з камерою зрошення у ТПР, визначали за формулою:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{\Delta E_{\text{к.зр}} + \Delta E_{\text{нагр}} + \Delta E_{\text{ПВ}} + \Delta E_{\text{вит}} + N_{\text{СП}}^{\text{Х.В}} + N_{\text{СП}}^{\text{Г.В}} + N_{\text{СП}}^{\text{ВЕНТ}} + N_{\text{СП}}^{\text{ХМ}}}, \quad (1)$$

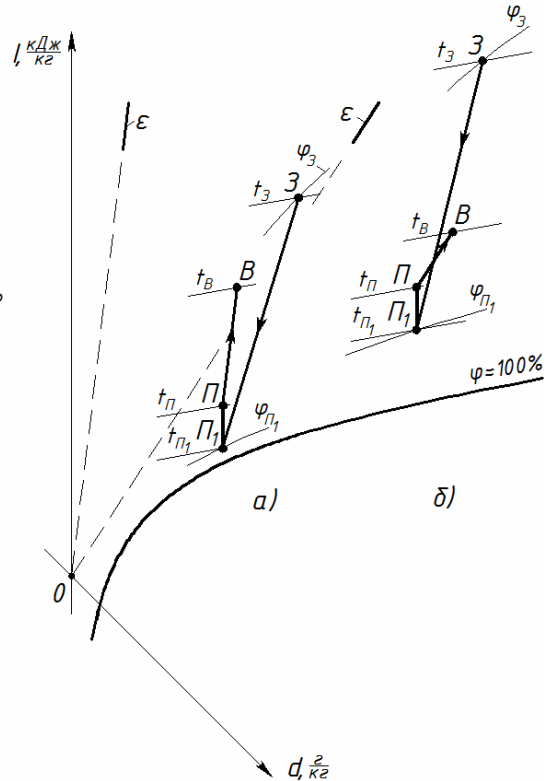
де  $E_{\text{вих}} = \Delta E_{\text{ПВ}} = E_{\text{П}} - E_{\text{В}}$  – зменшення ексергії кондиціонованого повітря у чистому приміщенні (корисно використана ексергія), Вт;  $E_{\text{П}}$  і  $E_{\text{В}}$  – відповідно, ексергія припливного і внутрішнього повітря у чистому приміщенні, Вт;  $\Delta E_{\text{к.зр}} = E_{\text{К}} - E_{\text{З}}$  – зростання ексергії повітря у камері зрошення, Вт;  $E_{\text{К}}$  і  $E_{\text{З}}$  – відповідно, ексергія оброблюваного повітря на виході та вході (зовнішнього повітря) у камеру зрошення, Вт;  $\Delta E_{\text{нагр}} = E_{\text{К}} - E_{\text{П1}}$  – зменшення ексергії повітря у повітронагрівнику П підігрівання, Вт;  $E_{\text{К}}$  і  $E_{\text{П1}}$  – відповідно, ексергія оброблюваного повітря на вході та виході з повітронагрівника П підігрівання, Вт;  $\Delta E_{\text{вит}} = E_{\text{В}} - E_{\text{З}}$  – втрати ексергії з витяжним кондиціонованим повітрям з чистого приміщення, Вт;  $N_{\text{СП}}^{\text{Х.В}}$  – споживана потужність насосом холодної води для камери зрошення, Вт;  $N_{\text{СП}}^{\text{Г.В}}$  – споживана потужність насосом гарячої води для повітронагрівника П підігрівання, Вт;  $N_{\text{СП}}^{\text{ВЕНТ}}$  – споживана потужність двигуном вентилятора прийнятого центрального кон-

диціонера, Вт;  $N_{\text{СП}}^{\text{XM}}$  – споживана потужність холодильною машиною для центрального кондиціонера, Вт.



**Рис. 3.** Зображення процесів зміни стану вологого повітря у прямотечійній СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення у ТПР на  $I-d$  – діаграмі:

**ЗК** – процес політропного оброблення (охолодження та осушування) повітря  $G_{\text{к.зр}} = G_{\text{П}}$  у камері зрошення; **КП<sub>1</sub>** – процес нагрівання повітря  $G_{\text{П}}$  у повітрянагрівнику П підігрівання; **П<sub>1</sub>П** – процес підігрівання повітря  $G_{\text{П}}$  на 1°C у вентиляторі та припливному повітропроводі; **ПВ** – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків в чистому приміщенні припливним повітрям  $G_{\text{П}}$  з кондиціонера



**Рис. 4.** Зображення процесів зміни стану вологого повітря у впровадженій прямотечійній СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником у ТПР на  $I-d$  – діаграмі

а) для таких умов проведення досліджень –  $t_3 = 30; 32^\circ\text{C}$ ;  $t_B = 25; 26^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{\text{П}} = 9; 7^\circ\text{C}$ ;  
б) для таких умов проведення досліджень –  $t_3 = 35; 38; 40^\circ\text{C}$ ;  $t_B = 27; 28; 29^\circ\text{C}$ ;  
 $\Delta t_{\text{П}} = 6; 5; 4^\circ\text{C}$ ;

**ЗП<sub>1</sub>** – процес політропного оброблення (охолодження та осушування) повітря  $G_3 = G_{\text{П}}$  у повітроохолоднику; **П<sub>1</sub>П** – процес підігрівання повітря  $G_{\text{П}}$  на 1°C у вентиляторі та припливному повітропроводі; **ПВ** – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків в чистому приміщенні припливним повітрям  $G_{\text{П}}$  з кондиціонера

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи впровадженної прямотечійної системи кондиціонування повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником у ТПР, визначали за формулою:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вих}}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{\Delta E_{\text{ЗП}_1} + \Delta E_{\text{П}_1\text{П}} + \Delta E_{\text{ПВ}} + \Delta E_{\text{внт}} + N_{\text{СП}}^{\text{пр.внт}} + N_{\text{СП}}^{\text{внт.внт}} + N_{\text{СП}}^{\text{XM}}}, \quad (2)$$

де  $E_{\text{вих}} = \Delta E_{\text{ПВ}} = E_{\text{П}} - E_{\text{В}}$  – зменшення ексергії кондиціонованого повітря у чистих приміщеннях кардіологічних операційних (корисно використана ексергія), Вт;  $E_{\text{П}}$  і  $E_{\text{В}}$  – відповідно, ексергія припливного і внутрішнього повітря

у чистих приміщеннях, Вт;  $\Delta E_{3\Pi_1} = E_{\Pi_1} - E_3$  – зростання ексергії повітря у повітроохолоднику кондиціонера, Вт;  $E_{\Pi_1}$  і  $E_3$  – відповідно, ексергія оброблюваного повітря на виході та вході (зовнішнього повітря) у повітроохолодник кондиціонера, Вт;  $\Delta E_{\Pi_1\Pi} = E_{\Pi_1} - E_{\Pi}$  – зменшення ексергії повітря під час його транспортування у припливних повітропроводах і вентиляторі СКП, Вт;  $E_{\Pi_1}$  і  $E_{\Pi}$  – відповідно, ексергія повітря на вході у припливний вентилятор кондиціонера та виході з припливних повітропроводів у чисті приміщення, Вт;  $\Delta E_{\text{ВИТ}} = E_{\text{В}} - E_3$  – втрати ексергії з витяжним кондиціонованим повітрям з чистих приміщень, Вт;  $N_{\text{СП}}^{\text{пр.вент}}$  – споживана потужність припливним вентилятором кондиціонера, Вт;  $N_{\text{СП}}^{\text{вит.вент}}$  – споживана потужність вентилятором витяжної установки, Вт;  $N_{\text{СП}}^{\text{ХМ}}$  – споживана потужність холодильною машиною для центрального кондиціонера, Вт.

Наведені методи складання енергетичного та ексергетичного балансів досліджуваних СКП; подано ексергетичний баланс досліджуваних СКП у вигляді ексергетичних діаграм потоків Грассмана.

Розроблений метод енергетичного та ексергетичного аналізів досліджуваних СКП мають певні алгоритми розв'язування, які є придатними для комп'ютерного програмування. Це дало можливість розробити дослідницькі комп'ютерні програми, що дозволили значно розширити дослідження і зробити їх вагомішими.

Виконано значну кількість розрахунково-кількісних експериментів на розроблених математичних моделях досліджуваних СКП, які відтворювали процеси їх роботи за допомогою комп'ютерної техніки і відповідного програмного забезпечення, що відображено у подальших розділах дисертації.

У **третьому розділі**, присвяченому застосуванню ексергетичного аналізу, було проаналізовано вплив різних факторів, а саме: температури і вологовмісту навколишнього середовища, внутрішньої температури і вологовмісту чистого приміщення, різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у чистих приміщеннях, коефіцієнта трансформації  $EER$  холодильної машини на процес роботи і ексергетичну ефективність центральних прямотечійних СКП чистих приміщень та втрати ексергії в основних їх елементах на основі діаграми Грассмана.

*Вплив температури і вологовмісту навколишнього середовища на ексергетичний ККД центральних прямотечійних СКП чистих приміщень.*

Для СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення дослідження здійснювались на розробленій автором дисертації інноваційній комп'ютерній програмі енергетичного та ексергетичного аналізу цієї СКП, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 1, і, відповідно, побудова процесів її роботи на  $I, d$ -діаграмі – на рис. 3.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД  $\eta_e$  вибраної СКП у ТПР від температури навколишнього середовища, коли  $t_3 > t_{\text{В}}$ , та вологовмісту, коли  $d_3 > d_{\text{В}}$ , які суттєво впливають на її роботу, прийняли такі умови функціонування СКП: робочу температуру навколишнього середовища  $26 \leq t_3 \leq 42^\circ\text{C}$  (зовнішнього повітря); робочий вологовміст навколишнього середовища  $9,3 \leq d_3 \leq 15,9$  г/кг; відповідно до температури і вологовмісту навколишнього середовища його робочі питома ентальпія  $49,8 \leq I_3 \leq 83,2$  кДж/кг та відносна вологість  $54 \geq \phi_3 \geq 27\%$ ; барометричний тиск  $p_3 = 1010$  гПа; робочу температуру внутрішнього повітря  $23 \leq t_{\text{В}} \leq 30^\circ\text{C}$  відповідно до температури навколишнього середовища; робочу відносну вологість внутрішнього повітря

$\phi_B = 50\%$ ; відповідно до температури і відносної вологості внутрішнього повітря його робочі вологовміст  $8,8 \leq d_B \leq 13,4$  г/кг та питома ентальпія  $45,5 \leq I_B \leq 64,4$  кДж/кг; різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у чистому приміщенні  $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi} = 1,5-6,0^\circ\text{C}$ ; кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям з кондиціонера  $\epsilon = 9942-16867$  кДж/кг; температура води (холодоносія) для камери зрошення кондиціонера: початкова  $t_{B\Pi} = 7,0-14,9^\circ\text{C}$ ; кінцева  $t_{BK} = 9,8-17,3^\circ\text{C}$ ; температура теплоносія (води) для повітряонагрівника II підігрівання: початкова  $t_{\text{Гар}} = 70^\circ\text{C}$ ; кінцева  $t_{3B} = 42^\circ\text{C}$ .

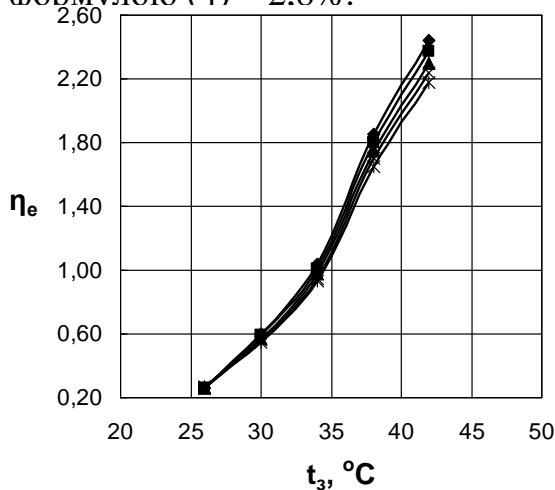
Отримані результати досліджень подані на рис. 5 та у вигляді аналітичних залежностей для температур зовнішнього повітря  $t_3 = 26-34^\circ\text{C}$ :

$$\eta_e = 0,1772 \cdot t_3 + 0,182 \cdot d_3 - 0,007 \cdot t_3 \cdot d_3 - 4,3459, \quad (3)$$

а для  $t_3 = 34-42^\circ\text{C}$ :

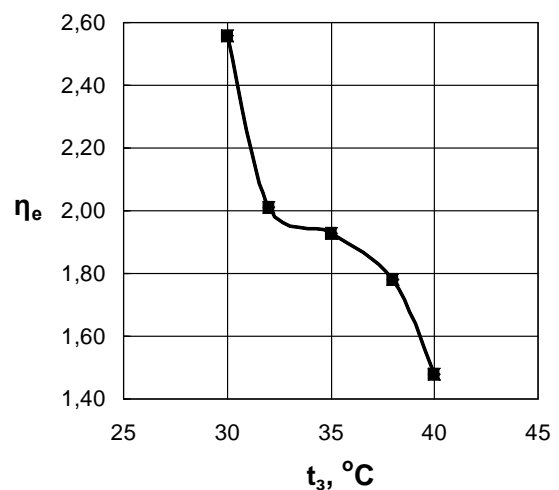
$$\eta_e = 0,2829 \cdot t_3 + 0,199 \cdot d_3 - 0,0075 \cdot t_3 \cdot d_3 - 7,9414. \quad (4)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3) становить 15,3%, а за формулою (4) – 2,8%.



**Рис. 5.** Залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від температури  $t_3$  і вологовмісту зовнішнього повітря:

1 ряд  $\blacklozenge$  –  $d_3 = 9,3-13,9$  г/кг;  
2 ряд  $\blacksquare$  – 9,8-14,4; 3 ряд  $\blacktriangle$  – 10,3-14,9;  
4 ряд  $\times$  – 10,8-15,4; 5 ряд  $\blackast$  – 11,3-15,9



**Рис. 6.** Залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від температури  $t_3$  і вологовмісту зовнішнього повітря:

1 ряд  $\blacklozenge$  –  $d_3 = 7,9-13,9$  г/кг;  
2 ряд  $\blacksquare$  – 8,7-14,9; 3 ряд  $\blacktriangle$  – 9,6-15,4;  
4 ряд  $\times$  – 10,6-15,8; 5 ряд  $\blackast$  – 11,7-16,8  
(залежність від вологовмісту для всіх рядів однакова)

Можна зробити висновок, що вибрану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищих температур зовнішнього повітря, а саме, наприклад  $t_3 = 42^\circ\text{C}$ , та з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$ , наприклад  $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$ , що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД  $\eta_e = 2,33$ , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання цієї системи кондиціонування повітря.

Для впровадженої СКП операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником дослідження здійснювались на розробленій автором дисертації інноваційній математичній до-

слідницькій комп'ютерній моделі з енергетичним та ексергетичним аналізом цієї СКП, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2, і, відповідно, побудова процесів її роботи на  $I, d$ -діаграмі – на рис. 4.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД  $\eta_e$  впроваджені СКП у ТПР від температури навколишнього середовища, коли  $t_3 > t_B$ , та вологовмісту, коли  $d_3 > d_B$ , які суттєво впливають на її роботу, прийняли такі умови функціонування СКП: робочу температуру навколишнього середовища  $30 \leq t_3 \leq 40^\circ\text{C}$  (зовнішнього повітря); робоча відносна вологість навколишнього середовища  $44 \geq \phi_3 \geq 36\%$ ; відповідно до температури і відносної вологості навколишнього середовища його робочі вологовміст  $11,7 \geq d_3 \geq 16,8$  г/кг та питома ентальпія  $60,1 \leq I_3 \leq 83,4$  кДж/кг; барометричний тиск  $p_3 = 1010$  гПа; робочу температуру внутрішнього повітря  $25 \leq t_B \leq 29^\circ\text{C}$  відповідно до температури навколишнього середовища; робочу відносну вологість внутрішнього повітря  $54 \geq \phi_B \geq 64\%$ ; відповідно до температури і відносної вологості внутрішнього повітря його робочі вологовміст  $10,8 \leq d_B \leq 16,3$  г/кг та питома ентальпія  $52,6 \leq I_B \leq 70,8$  кДж/кг; різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у операційних чистих кімнатах  $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi} = 9,0-4,0^\circ\text{C}$ ; кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у операційних чистих кімнатах припливним повітрям з кондиціонера  $\varepsilon = 27058-9711$  кДж/кг; початкова температура холодоносія (40% розчину пропіленгліколю) для повітроохолодника  $t_{B\Pi} = 9,5-15,5^\circ\text{C}$ .

Отримані результати досліджень подані на рис. 6 та у вигляді аналітичних залежностей для температур зовнішнього повітря  $t_3 = 30-32^\circ\text{C}$ :

$$\eta_e = 10,81 - 0,275 \cdot t_3, \quad (5)$$

а для  $t_3 = 32-40^\circ\text{C}$ :

$$\eta_e = 0,6509 \cdot t_3 - 0,0099 \cdot t_3^2 - 8,6769. \quad (6)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (5) становить 0% і за формулою (6) – 2,7%.

Можна зробити висновок, що впроваджену систему кондиціонування повітря бажано використовувати за нижчих температур зовнішнього повітря, а саме, наприклад  $t_3 = 30^\circ\text{C}$ , та з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$ , наприклад,  $\Delta t_{\Pi} = 9,0^\circ\text{C}$ , що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД  $\eta_e = 2,56$ , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання цієї системи кондиціонування повітря.

*Залежність ексергетичного ККД центральних прямооточних СКП чистих приміщень від внутрішніх температури і вологовмісту повітря цих приміщень.*

Для СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення дослідження здійснювались так само як попередні і за тих самих умов.

Отримані результати досліджень подані на рис. 7 та у вигляді аналітичних залежностей для температур внутрішнього повітря  $t_B = 23-27^\circ\text{C}$ :

$$\eta_e = 0,2453 \cdot t_B + 0,1438 \cdot d_B - 0,0062 \cdot t_B \cdot d_B - 5,4025, \quad (7)$$

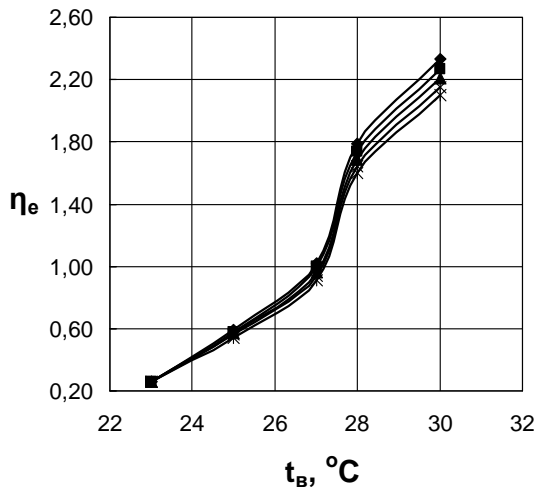
для  $t_B = 27-28^\circ\text{C}$ :

$$\eta_e = 0,919 \cdot t_B + 0,4471 \cdot d_B - 0,0175 \cdot t_B \cdot d_B - 23,572, \quad (8)$$

а для  $t_B = 28-30^\circ\text{C}$ :

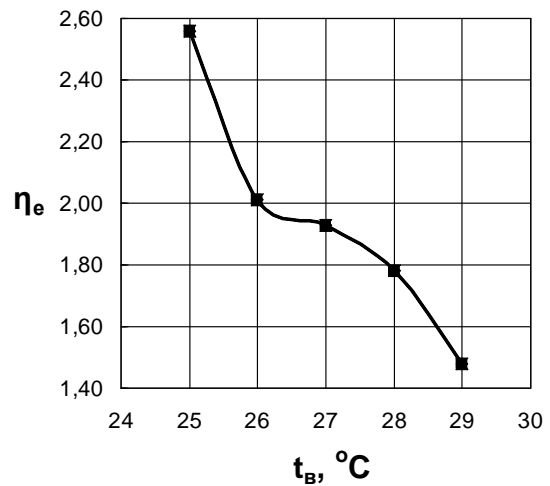
$$\eta_e = 0,3089 \cdot t_B + 0,0815 \cdot d_B - 0,0044 \cdot t_B \cdot d_B - 6,4882. \quad (9)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (7) становить 7,4%, за формулою (8) – 1,1% і за формулою (9) – 1,4%.



**Рис. 7.** Залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від температури  $t_B$  і вологовмісту внутрішнього повітря:

- 1 ряд  $\diamond$  –  $d_B = 8,8$  г/кг;  
 2 ряд  $\blacksquare$  – 9,9; 3 ряд  $\blacktriangle$  – 11,2;  
 4 ряд  $\times$  – 11,9; 5 ряд  $\text{Ж}$  – 13,4



**Рис. 8.** Залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  впровадженної центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від температури  $t_B$  і вологовмісту внутрішнього повітря:

- 1 ряд  $\diamond$  –  $d_B = 7,0-13,4$  г/кг;  
 2 ряд  $\blacksquare$  – 7,8-14,4; 3 ряд  $\blacktriangle$  – 8,7-14,9;  
 4 ряд  $\times$  – 9,7-15,3; 5 ряд  $\text{Ж}$  – 10,8-16,3  
 (залежність від вологовмісту для всіх рядів однакова)

Можна зробити висновок, що вибрану систему кондиціювання повітря бажано використовувати за вищих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад  $t_B = 30^\circ\text{C}$ , та з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$ , наприклад  $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$ , що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД  $\eta_e = 2,33$ , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання цієї системи кондиціювання повітря.

Для впровадженної СКП операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником дослідження здійснювались так само як попередні і за тих самих умов.

Отримані результати досліджень подані на рис. 8 та у вигляді аналітичних залежностей для температур внутрішнього повітря  $t_B = 25-26^\circ\text{C}$ :

$$\eta_e = 16,31 - 0,55 \cdot t_B, \quad (10)$$

а для  $t_B = 26-29^\circ\text{C}$ :

$$\eta_e = 2,851 \cdot t_B - 0,055 \cdot t_B^2 - 34,94. \quad (11)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (10) становить 0% і за формулою (11) – 0,6%.

Можна зробити висновок, що впроваджену систему кондиціювання повітря бажано використовувати за нижчих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад  $t_B = 25^\circ\text{C}$ , та з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$ , наприклад,  $\Delta t_{\Pi} = 9,0^\circ\text{C}$ , що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД  $\eta_e = 2,56$ , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання цієї системи кондиціювання повітря.

*Залежність ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП чистих приміщень від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у цих приміщеннях.*

Для СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення дослідження здійснювались так само як попередні і за тих самих умов.

Отримані результати досліджень подані на рис. 9 та у вигляді аналітичних залежностей для різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi} = 1,5-3,5^{\circ}\text{C}$ :

$$\eta_e = 0,7086 \cdot \Delta t_{\Pi} + 0,0394 \cdot d_3 - 0,0264 \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot d_3 - 0,8329, \quad (12)$$

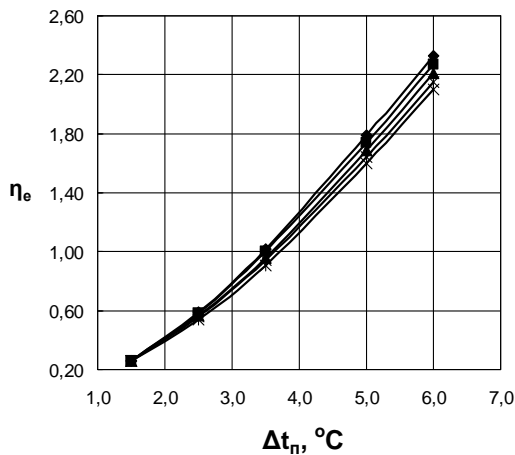
для  $\Delta t_{\Pi} = 3,5-6,0^{\circ}\text{C}$ :

$$\eta_e = 0,9299 \cdot \Delta t_{\Pi} + 0,0394 \cdot d_3 - 0,0264 \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot d_3 - 1,6175. \quad (13)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (12) становить 13,0% і за формулою (13) – 6,2%.

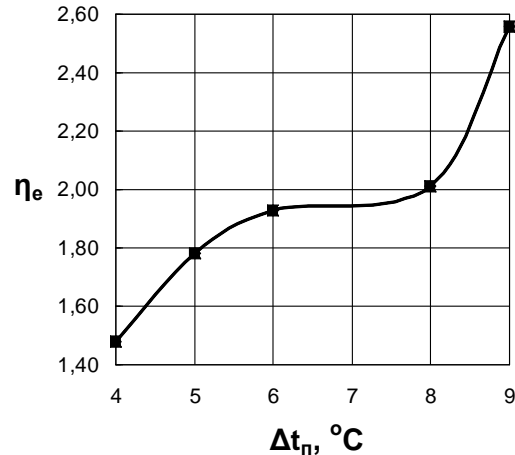
Можна зробити висновок, що вибрану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям, а саме, наприклад  $\Delta t_{\Pi} = 6,0^{\circ}\text{C}$  за будь-якої температури зовнішнього повітря (наприклад  $t_3 = 42^{\circ}\text{C}$ ), що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД  $\eta_e = 2,33$ , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання цієї системи кондиціонування повітря.

Для впроваджені СКП операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником дослідження здійснювались так само як попередні і за тих самих умов.



**Рис. 9.** Залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi}$  і вологовмісту зовнішнього повітря:

1 ряд  $\blacklozenge$  –  $d_3 = 9,3-13,9$  г/кг;  
2 ряд  $\blacksquare$  – 9,8-14,4; 3 ряд  $\blacktriangle$  – 10,3-14,9;  
4 ряд  $\times$  – 10,8-15,4; 5 ряд  $\blackstar$  – 11,3-15,9



**Рис. 10.** Залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  впроваджені центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi}$  і вологовмісту зовнішнього повітря:

1 ряд  $\blacklozenge$  –  $d_3 = 7,9-13,9$  г/кг;  
2 ряд  $\blacksquare$  – 8,7-14,9; 3 ряд  $\blacktriangle$  – 9,6-15,4;  
4 ряд  $\times$  – 10,6-15,8; 5 ряд  $\blackstar$  – 11,7-16,8  
(залежність від вологовмісту для всіх рядів однакова)

Отримані результати досліджень подані на рис. 10 та у вигляді аналітичних залежностей для різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi} = 4-8^{\circ}\text{C}$ :

$$\eta_e = 0,7168 \cdot \Delta t_{\Pi} - 0,0489 \cdot \Delta t_{\Pi}^2 - 0,599, \quad (14)$$

а для  $\Delta t_{\Pi} = 8-9^{\circ}\text{C}$ :

$$\eta_e = 0,55 \cdot \Delta t_{\Pi} - 2,39. \quad (15)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (14) становить 1,1% і за формулою (15) – 0%.

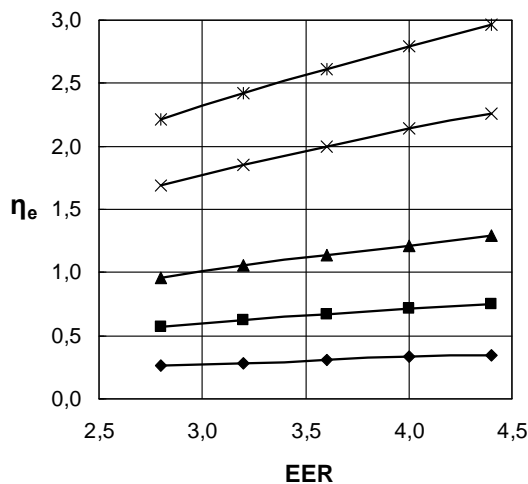
Можна зробити висновок, що впроваджену систему кондиціонування повітря бажано використовувати з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям  $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$ , наприклад,  $\Delta t_{\Pi} = 9,0^{\circ}\text{C}$  та за нижчих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад  $t_{\text{в}} = 25^{\circ}\text{C}$ , що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД  $\eta_e = 2,56$ , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання цієї системи кондиціонування повітря.

*Вплив коефіцієнта трансформації EER на ексергетичний ККД центральних прямооточійних СКП чистих приміщень.*

Для СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення дослідження здійснювались на інноваційній комп'ютерній програмі енергетичного та ексергетичного аналізу цієї СКП.

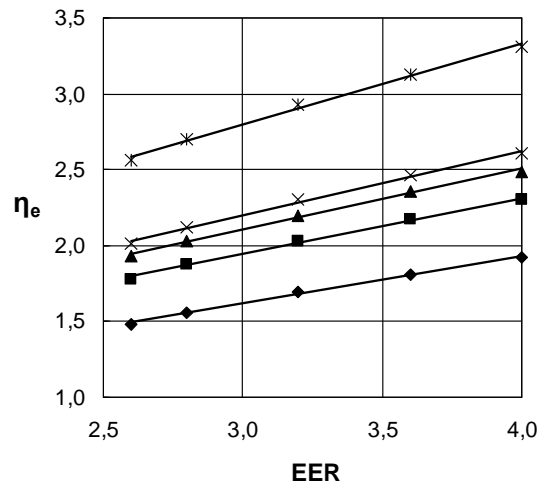
Для встановлення залежності ексергетичного ККД  $\eta_e$  вибраної СКП у ТПР від коефіцієнта трансформації EER ХМ, коли  $t_{\text{в}} < t_3$  і  $d_{\text{в}} < d_3$ , прийняли такі умови функціонування СКП:  $t_3 = 26; 30; 34; 38; 42^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi_3 = 49; 43; 38; 32; 29\%$ ;  $10,3 \leq d_3 \leq 14,9$  г/кг та  $52,4 \leq I_3 \leq 80,6$  кДж/кг;  $p_3 = 1010$  гПа;  $t_{\text{в}} = 23; 26; 27; 28; 30^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi_{\text{в}} = 50\%$ ;  $8,8 \leq d_{\text{в}} \leq 13,4$  г/кг та  $45,5 \leq I_{\text{в}} \leq 64,4$  кДж/кг;  $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi} = 1,5; 2,5; 3,5; 5,0; 6,0^{\circ}\text{C}$ ;  $\varepsilon = 9942-16867$  кДж/кг;  $t_{\text{в}\Pi} = 7,0-14,9^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{вК}} = 9,8-17,3^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{гар}} = 70^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{\text{зв}} = 42^{\circ}\text{C}$ .

Отримані результати досліджень подані на рис. 11 та у вигляді аналітичних залежностей для коефіцієнта трансформації EER = 2,8-4,4 та температур зовнішнього повітря  $t_2 = 26-34^{\circ}\text{C}$ :



**Рис. 11.** Залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  центральної прямооточійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини і умов проведення досліджень:

- 1 ряд ◆ –  $t_3 = 26^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi_3 = 49\%$ ;  $t_{\text{в}} = 23^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\varphi_{\text{в}} = 50\%$ ;  $\Delta t_{\Pi} = 1,5^{\circ}\text{C}$ ;  
 2 ряд ■ – 30; 43; 26; 50; 2,5;  
 3 ряд ▲ – 34; 38; 27; 50; 3,5;  
 4 ряд × – 38; 32; 28; 50; 5,0;  
 5 ряд Ж – 42; 29; 30; 50; 6,0



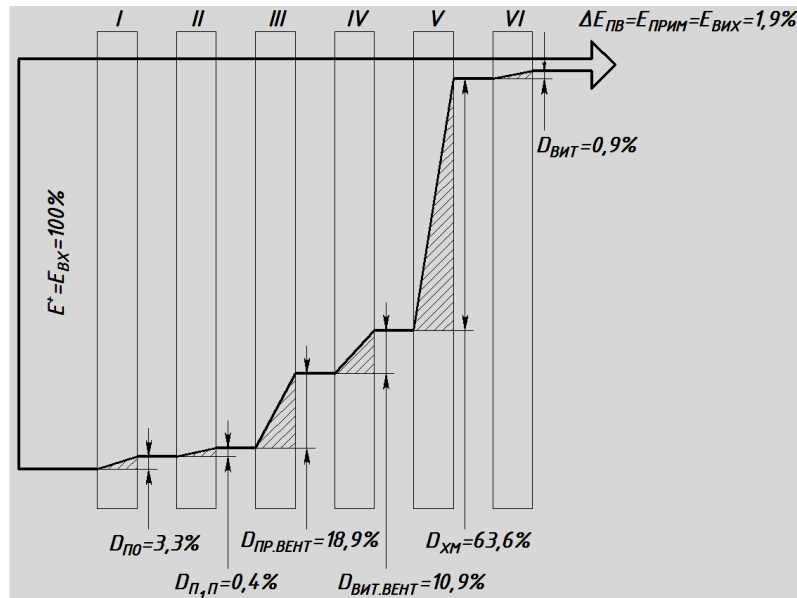
**Рис. 12.** Залежність ексергетичного ККД  $\eta_e$  впровадженої центральної прямооточійної СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини і умов проведення досліджень:

- 1 ряд ◆ –  $t_3 = 40^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi_3 = 36\%$ ;  $t_{\text{в}} = 29^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\varphi_{\text{в}} = 64\%$ ;  $\Delta t_{\Pi} = 4,0^{\circ}\text{C}$ ;  $\varphi_{\Pi} = 79\%$ ;  
 2 ряд ■ – 38; 38; 28; 64; 5,0; 84;  
 3 ряд ▲ – 35; 40; 27; 60; 6,0; 84;  
 4 ряд × – 32; 42; 26; 55; 7,0; 82;  
 5 ряд Ж – 30; 44; 25; 54; 9,0; 92









**Рис. 14.** Діаграма Грассмана потоків та втрат ексергії для впровадженої центральної проточної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год за температури зовнішнього повітря 35°C:

*I* – повітроохолодник; *II* – транспортування повітря у припливних вентилятори і повітропроводах; *III* – припливний вентилятор кондиціонера; *IV* – вентилятор витяжної установки; *V* – холодильна машина; *VI* – витяжне повітря з чистих кімнат

Наведена діаграма Грассмана потоків та втрат ексергії для впровадженої системи кондиціювання повітря за температури зовнішнього повітря 35°C (рис. 14), що дає можливість оцінити відносні втрати ексергії в ЕТС, зрозуміти над зменшенням яких втрат треба працювати, а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання впровадженої системи кондиціювання повітря. З аналізу діаграми Грассмана для досліджуваної центральної проточної СКП, яка обслуговує операційні чисті кімнати, видно, що для підвищення ексергетичного ККД цієї ЕТС потрібно зменшити втрати ексергії у холодильній машині, на транспортування повітря припливним вентилятором кондиціонера і вентилятором витяжної установки.

У **четвертому розділі** наведено методику та прилади, які застосовувались для експериментальних досліджень на впровадженій центральній проточній СКП операційних чистих кімнат, результати експериментальних досліджень на цій СКП, підтверджено адекватність проведених на інноваційній математичній дослідницькій комп'ютерній моделі цієї СКП теоретичних досліджень. Відносна похибка визначена за ексергетичним ККД досліджуваної СКП становить  $\partial_{\eta_e} = 3,8\%$ , що є в допустимих межах і свідчить про адекватність розробленої математичної моделі.

**П'ятий розділ** присвячений ексергетичному пошуку ексергоощадних параметрів роботи центральних проточних СКП чистих приміщень. Для цього на основі залежностей, отриманих у третьому розділі, було вирішено отримати узагальнені залежності для визначення ексергетичного ККД для двох досліджуваних об'єктів, які дають можливість підібрати ексергоощадний режим їх експлуатації.

Для СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення отримали таку узагальнену степеневу залежність:

$$\eta_e = 27,1 \cdot (\Delta t_{\text{п}} / t_{\text{в}})^{1,94} \cdot EER^{0,62}, \quad (19)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (19) становить 4,4%.

А для впровадженої СКП операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником отримали таку узагальнену степеневу залежність:













ной СКВ с рекуперативным воздухоохладителем и указана их характеристика.

Приведены характеристики исследуемых центральных приточных систем кондиционирования воздуха чистых помещений с камерой орошения и рекуперативным воздухоохладителем и определены какие исходные данные нужны для составления их энергетического и эксергетического балансов.

Представлено определение удельной эксергии в характерных точках процессов кондиционирования в центральных приточных системах для чистых помещений с камерой орошения и рекуперативным воздухоохладителем.

Созданы методы составления энергетического и эксергетического балансов исследуемых центральных приточных систем кондиционирования воздуха чистых помещений с камерой орошения и рекуперативным воздухоохладителем, которые использованы для всестороннего исследования процессов их работы.

Созданы алгоритмы и математические модели работы этих СКВ и, соответственно, разработаны компьютерные программы для осуществления исследований, позволившие выполнить расчетно-количественные эксперименты на математических моделях исследуемых СКП и решить задачу усовершенствования их работы и разработки эффективных энергосберегающих СКВ, найти не только их эксергетический КПД, но и обосновать и повысить энергоэффективность работы исследуемых СКП.

Исследована зависимость эксергетического КПД и потерь эксергии в основных элементах исследуемых СКП от определяющих процесс работы СКП факторов, а именно: температуры и влагосодержания окружающей среды, внутренних температуры и влагосодержания воздуха чистого помещения, разницы температур между внутренним и приточным воздухом в чистом помещении и коэффициента трансформации холодильной машины.

Приведены диаграммы Грассмана потоков и потерь эксергии для исследуемых систем кондиционирования воздуха, которые дают возможность оценить относительные потери эксергии в ЭТС, понять над уменьшением каких потерь надо работать, а значит получить экономически наиболее выгодный вариант использования избранных систем кондиционирования воздуха.

Исходя из анализа диаграмм Грассмана для избранной центральной приточной СКВ с камерой орошения, которая обслуживает чистое помещение, установлено, что для повышения эксергетического КПД этой СКВ нужно уменьшить потери эксергии на получение холодной воды в холодильной машине, на транспортировку холодной воды в камеру орошения и в вентиляторе на транспортировку воздуха.

Исходя из анализа диаграмм Грассмана для исследуемой центральной приточной СКВ с рекуперативным воздухоохладителем, обслуживающей операционные чистые комнаты, установлено, что для повышения эксергетического КПД этой СКВ нужно уменьшить потери эксергии в холодильной машине, на транспортировку воздуха приточным вентилятором кондиционера и вентилятором вытяжной установки.

Получены расчетные формулы для определения эксергетического КПД исследуемых СКП в зависимости от температуры и влагосодержания наружного воздуха, в зависимости от температуры и влагосодержания внутреннего воздуха, в зависимости от разницы температур между внутренним и приточным воздухом и влагосодержания наружного воздуха, в зависимости от разницы температур между внутренним и приточным воздухом, в зависимости от коэффициента трансформации холодильной машины и температуры наружного воздуха. Точность расчетных значений по полученным формулам приемлема.

Приведены методика и приборы, применявшиеся для экспериментальных исследований на внедренной центральной приточной СКВ операци-

онных чистых комнат, результаты экспериментальных исследований на этой СКВ, подтверждена адекватность проведенных на инновационной математической исследовательской компьютерной модели этой СКВ теоретических исследований. Относительная погрешность, определенная по эксергетическому КПД исследуемой СКВ, составляет 3,8%, что находится в допустимых пределах и свидетельствует об адекватности разработанной математической модели.

Предложены универсальные зависимости для определения эксергетического КПД исследуемых СКВ в зависимости от различных факторов, которые влияют на работу этих СКВ.

Разработаны предложения по совершенствованию работы элементов центральных прямооточных СКВ чистых помещений как с камерой орошения, так и с рекуперативным воздухоохладителем, которые влияют на уменьшение потерь эксергии в них и общее повышение эксергетического КПД этих СКВ.

*Ключевые слова:* эксергетический баланс, системы кондиционирования воздуха, чистые комнаты, энергосохранность.

## SUMMARY

**Harasym D.I. Exergetic Ground and Increase of Energy Efficiency of Air Conditioning Systems for Cleanrooms.** – Manuscript.

Dissertation for gaining scientific degree of candidate of engineering sciences by specialty 05.14.06 – engineering thermophysics and industrial heat power. – National University «Lviv Polytechnic», Lviv, 2018.

The new approach to installing exergy saving exploitation of air conditioning systems (ACS) on the example of central straight flow ACS for cleanrooms with the air washer and with recuperative air cooler, which is based on using modern method of thermodynamic analysis – *exergetic*, has been done.

Algorithms and mathematical models of work of these ACS was created and, accordingly, the computer programs were designed which gave opportunity to make computational and quantitative experiments on the mathematical models of investigated systems and solve the task of improving of their work and development of effective energy saving ACS, not to only find their exergetic output-input ratio (OIR), but to prove and raise energy effectiveness of work of investigated ACS.

The dependence of exergetic OIR and exergy losses is in the main elements of investigated ACS on factors that are determinants of their work, that are: temperature and moisture content of environment, internal temperature and moisture content air of cleanroom; temperature difference between internal and supplied air in the cleanroom and coefficient of transformation of refrigerator machine, has been investigated.

The universal dependences for gaining of exergetic OIR of investigated ACS, depending of different factors which have influence on these ACS work, has been proposed.

Propositions about improving the work of elements of central straight flow ACS for cleanrooms with air washer and with recuperative air cooler have influence on decreasing of their exergy losses and general increasing of exergetic OIR of these ACS, has been designed.

*Keywords:* exergetic balance, air conditioning systems, cleanrooms, energy saving.