

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

*Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису*

ГАРАСИМ Дмитро Ігорович

Прим. № _____
УДК 697.94 (075)

ДИСЕРТАЦІЯ

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

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

144 – теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

Д.І. Гарасим

Науковий керівник: **Лабай Володимир Йосифович**, доктор технічних наук,
професор

Львів – 2018

АНОТАЦІЯ

Гарасим Д.І. Ексергетичне обґрунтування та підвищення енергоефективності роботи систем кондиціонування повітря для чистих приміщень. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2018.

Проведено критичний аналіз використання методу ексергетичного дослідження процесу роботи СКП, зокрема чистих приміщень, та наведено вимоги до якості повітря та мікроклімату чистих приміщень різного призначення.

Встановлено, що ексергетичний метод термодинамічного аналізу не використовувався практично зовсім для інтенсифікації роботи центральних СКП чистих приміщень і впровадження енергоощадних режимів їх роботи.

Обґрунтовано вибір об'єктами дослідження процесів роботи центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень на прикладі вивчення процесів роботи *СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення та впровадженої СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником* та подано їх характеристику.

Наведено характеристики досліджуваних центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником та визначено які вихідні дані потрібні для складання їх енергетичного та ексергетичного балансів.

Запропоновані аналітичні залежності для визначення термодинамічних властивостей повітря у характерних точках процесів кондиціонування в центральних прямотечійних системах для чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником.

Подано визначення питомої ексергії у характерних точках процесів кондиціонування в центральних прямотечійних системах для чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником.

Створено методи складання енергетичного та ексергетичного балансів досліджуваних центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником, які використані для всебічного дослідження процесів їх роботи.

Створено алгоритми та математичні моделі роботи цих СКП та, відповідно, розроблені комп'ютерні програми для здійснення досліджень, що дозволили виконати розрахунково-кількісні експерименти на математичних моделях досліджуваних СКП та розв'язати завдання удосконалення їх роботи і розроблення ефективних енергоощадних СКП, знайти не тільки їх ексергетичний ККД, але й обґрунтувати та підвищити енергоефективність роботи досліджуваних СКП.

Досліджено залежність ексергетичного ККД та втрат ексергії в основних елементах досліджуваних СКП від визначаючих процес роботи СКП факторів, а саме: 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 холодильної машини.

Проведений на створеній інноваційній математичній дослідницькій моделі ексергетичний аналіз роботи центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год показав, що максимальні значення ексергетичного ККД вона досягає за високих температур навколишнього середовища.

Виконаний на створеній інноваційній математичній дослідницькій моделі ексергетичний аналіз роботи впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год показав, що максимальні значення ексергетичного ККД вона досягає за відносно нижчих температур навколишнього середовища.

Встановлено незначний вплив на ексергетичний ККД відносних вологостей зовнішнього, внутрішнього і припливного повітря (максимально у межах 10%).

Наведені діаграми Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваних систем кондиціонування повітря, що дають можливість оцінити відносні втрати ексергії в ЕТС, зрозуміти над зменшенням яких втрат треба працювати, а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання вибраних системи кондиціонування повітря.

З аналізу діаграм Грассмана для вибраної центральної прямооточійної СКП з камерою зрошення, яка обслуговує чисте приміщення, встановлено, що для підвищення ексергетичного ККД цієї СКП потрібно зменшити втрати ексергії на отримання холодної води в холодильній машині, на транспортування холодної води у камеру зрошення і у вентиляторному агрегаті на транспортування повітря.

З аналізу діаграм Грассмана для досліджуваної центральної прямооточійної СКП з рекуперативним повітроохолодником, яка обслуговує операційні чисті кімнати, встановлено, що для підвищення ексергетичного ККД цієї СКП потрібно зменшити втрати ексергії у холодильній машині, на транспортування повітря припливним вентилятором кондиціонера і вентилятором витяжної установки.

Отримано розрахункові формули для визначення ексергетичного ККД досліджуваних СКП залежно від температури та вологовмісту зовнішнього повітря, залежно від температури та вологовмісту внутрішнього повітря, залежно від різниці температур між внутрішнім та припливним повітрям та вологовмісту зовнішнього повітря, залежно від різниці температур між внутрішнім та припливним повітрям, залежно від коефіцієнта трансформації холодильної машини та температури зовнішнього повітря. Точність розрахункових значень за отриманими формулами прийнятна.

Наведено методику та прилади, які застосовувались для експериментальних досліджень на впровадженій центральній прямооточійній СКП операційних чистих кімнат, результати експериментальних досліджень на цій СКП, підтверджено адекватність проведених на інноваційній математичній дослідницькій комп'ютерній моделі цієї СКП теоретичних досліджень. Від-

носна похибка, визначена за ексергетичним ККД досліджуваної СКП, становить 3,8%, що є в допустимих межах і свідчить про адекватність розробленої математичної моделі.

Запропоновані універсальні залежності для визначення ексергетичного ККД досліджуваних СКП залежно від різних факторів, які впливають на роботу цих СКП.

Розроблені пропозиції з вдосконалення роботи елементів центральних прямотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником, які впливають на зменшення втрат ексергії в них та загальне підвищення ексергетичного ККД цих 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 прямотечійної системи кондиціювання повітря.

Наукова новизна отриманих результатів.

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

2. Створено алгоритми та розроблено математичні моделі роботи СКП на прикладі центральних прямоотечійних 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 прямоотечійних 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 прямоотечійних 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 прямоотечійних СКП чистих приміщень та можливість підвищити ексергетичний ККД вказаних СКП на 13,7...48%, а також покращити їх економічні показники до 8...12%.

Ключові слова: ексергетичний баланс, системи кондиціонування повітря, чисті кімнати, енергоощадність.

АННОТАЦИЯ

Гарасим Д.И. Эксергетическое обоснование и повышение энергоэффективности работы систем кондиционирования воздуха для чистых помещений. – Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Национальный университет «Львовская политехника», Львов, 2018.

Проведен критический анализ использования метода эксергетического исследования процесса работы СКВ, в частности чистых помещений, и приведены требования к качеству воздуха и микроклимата чистых помещений различного назначения.

Установлено, что эксергетический метод термодинамического анализа не использовался практически совсем для интенсификации работы центральных СКП чистых помещений и внедрения энергосберегающих режимов их работы.

Обоснован выбор объектами исследования процессов работы центральных прямоточных систем кондиционирования воздуха чистых помещений на примере изучения процессов работы *СКВ воздухопроизводительностью 10000 кг/час с камерой орошения и внедренной СКВ воздухопроизводительностью 4300 кг/час с рекуперативным воздухоохладителем* и указана их характеристика.

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

Предложены аналитические зависимости для определения термодинамических свойств воздуха в характерных точках процессов кондиционирования в центральных прямоточных системах для чистых помещений с камерой орошения и рекуперативным воздухоохладителем.

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 совершенствования 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.

Проведенный на созданной инновационной математической исследовательской модели эксергетический анализ работы центральной приточной СКВ с камерой орошения воздухопроизводительностью 10000 кг/ч показал, что максимальные значения эксергетического КПД она достигает при высоких температурах окружающей среды.

Выполненный на созданной инновационной математической исследовательской модели эксергетический анализ работы внедренной центральной приточной СКВ с рекуперативным воздухоохладителем воздухопроизво-

дительностью 4300 кг/ч показал, что максимальные значения эксергетического КПД она достигает при относительно низких температурах окружающей среды.

Установлено незначительное влияние на эксергетический КПД относительных влажностей внешнего, внутреннего и приточного воздуха (максимально в пределах 10%).

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 на-

ружного воздуха. Точность расчетных значений по полученным формулам приемлема.

Приведены методика и приборы, применявшиеся для экспериментальных исследований на внедренной центральной прямоточной СКВ операционных 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 прямоточных 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.

Практическое значение полученных результатов заключается в реализации исследований в виде инженерных методов, алгоритмов, компьютерных программ для расчета и прогнозирования эффективных процессов работы центральных прямоточных СКВ чистых помещений как с камерой орошения, так и с рекуперативным теплообменником, которые являются базой для разработки высокоэффективных и эксергосберегающих СКВ. Результаты диссертационной работы используются в научном процессе для подготовки специалистов за специальностью «Теплогазоснабжение и вентиляция» во время преподавания дисциплины: «Кондиционирование воздуха и холодо-снабжение», «Проектирование систем кондиционирования воздуха и холодо-снабжение», выполнение магистерских квалификационных работ, а также

внедрены для функционирования ТОО «Поликор» (г. Львов), что позволило уменьшить потребление электрической энергии в эксплуатируемых СКВ зависимо от внешних температурных условий на 8-12% и получить ожидаемый экономический эффект в размере 82 тыс. грн., операционных чистых комнат в кардиохирургическом отделении ЛОКБ в г. Львове, что дало возможность обеспечить оптимальный микроклимат и антибактериальную среду в этих операционных комнатах, способствовало проведению успешных операций, а значит получить социальный эффект от внедрения центральной приточной системы кондиционирования воздуха.

Научная новизна полученных результатов.

1. Получил дальнейшее развитие метод эксергетического анализа и впервые его распространено в части оценивания центральных приточных СКВ чистых помещений как с камерой орошения, так и с рекуперативным воздухоохладителем.

2. Созданы алгоритмы и разработаны математические модели работы СКВ на примере центральных приточных СКВ чистых помещений как с камерой орошения, так и с рекуперативным воздухоохладителем для проведения их энергетического та эксергетического анализа и, соответственно, разработаны компьютерные программы для проведения исследований.

3. Выполнено расчетно-количественные эксперименты на математических моделях работы СКВ на примере центральных приточных СКВ чистых помещений как с камерой орошения, так и с рекуперативным воздухоохладителем и решена задача разработки эффективных эксергосберегающих режимов работы этих СКВ.

4. Впервые исследовано влияние 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 *EER* холодильной машины на процесс работы СКВ на примере центральных приточных СКВ чистых помещений как с камерой орошения, так и с рекупера-

тивным воздухоохладителем и выявлен характер этого влияния на эксергетический КПД и потери эксергии в их элементах.

5. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили адекватность предложенных математических моделей центральных прямоточных СКВ чистых помещений и повысить эксергетический КПД указанных СКВ на 13,7...48%, а также улучшить их экономические показатели до 8...12%.

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

SUMMARY

Harasym D.I. Exergetic Ground and Increase of Energy Efficiency of Air Conditioning Systems for Cleanrooms. – Qualifying scientific work on the rights of the 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 critical analysis of the use of the method of the exergy study of the work of the ACS, in particular the clean rooms, has been carried out, and the requirements for the air quality and microclimate of clean premises of different prizegiving are given.

It was established that the exergetic method of thermodynamic analysis was not used practically for the intensification of the work of the central ACS of clean premises and the introduction of energy-saving modes of their work.

The choice of the objects of research of the processes of work of central direct air conditioning systems of air of cleanrooms was substantiated by an example of the study of the work of the ACS with an air productivity of 10000 kg/h with an irrigation chamber and a 4300 kg/h airborne ACS introduced with a regenerative air cooler and a description of their characterization.

The characteristics of the studied central direct-current systems of air conditioning of cleanrooms with an irrigation chamber and recuperative air cooler are described, and the raw data are determined for the purpose of compiling their energy and exergy balances.

Analytical dependencies for the determination of the thermodynamic properties of air in the characteristic points of the air conditioning processes in centrifugal directacting systems for clean rooms with an irrigation chamber and recuperative air cooler are proposed.

The definition of specific exergy in the characteristic points of the conditioning processes in central straight-flow systems for clean rooms with an irrigation chamber and recuperative air cooler is given.

The methods of assembling the energy and exergy balances of the studied central straightflow airconditioning systems of clean rooms with an irrigation chamber and recuperative air cooler are used, which are used for a comprehensive study of their robotic processes.

The algorithms and mathematical models of the work of these UPCs were created and, accordingly, computer programs were developed for conducting research that allowed to perform calculational-quantitative experiments on the mathematical models of the studied ACS and to solve the problems of improving their work and developing efficient energy-saving ratio, to find not only their exergy efficiency, but also to substantiate and increase the energy efficiency of the work of the studied ACS.

The dependence of exergetic efficiency and exergy losses in the basic elements of the studied ACS on the determinants of the work of the ACS factors, namely, the temperature and moisture content of the environment, the internal temperature and humidity of the air of the clean room, the difference in temperature between the internal and the inflow air in a clean subway -shaping and coefficient of transformation of the refrigerating machine.

The exerge analysis of the work of the central direct-acting ACS with an irrigation rate of 10000 kg/h, which was carried out on the basis of an innovative

mathematical research model, has shown that maximal values of exergic efficiency are achieved at high ambient temperatures.

The exerge analysis of the work of the introduced central direct-acting SCP with the recuperative air-hollow air extractor 4300 kg/h, performed on the created innovative mathematical research model, showed that the maximum values of the exergic efficiency at-reaches at relatively lower ambient temperatures.

The insignificant influence on the exergetic efficiency of the relative airborne external, internal and tidal air (max. within 10%) is established.

The diagrams of Grassmann flows and exergy losses for the studied air conditioning systems, which make it possible to estimate the relationship between the loss of exergy in the ETS, to understand the reduction of which losses need to work, and thus to obtain the most economically advantageous option for the use of selected air conditioning systems.

From the analysis of the Grassmann diagrams for the selected central straightline ACS with an irrigation chamber that serves a clean room, it has been established that in order to increase the exergic efficiency of this ACS, it is necessary to reduce the loss of exergy for receiving cold water in the refrigerating machine, for the transport of cold water in an irrigation chamber and a ventilation unit for air transport.

From the analysis of the Grassmann diagrams for the investigated central direct-current SCP with recuperative air cooler, which operates clean room rooms, it has been established that in order to increase the exergy efficiency of this SCP, it is necessary to reduce the loss of exergy in the refrigerating machine, to transport the air by the inflow fan of the air conditioner and the ventilator exhaust system.

Calculated formulas are derived for determining the exergy efficiency of the studied ACS depending on the temperature and moisture content of the exhaust air, depending on the temperature and moisture content of the internal air, depending on the temperature difference between the internal and the inflow air and the moisture content of the external air, depending on the temperature difference between the internal and tidal air, depending on the coefficient of transformation of the re-

frigerating machine and the temperature of the outside air. The accuracy of the calculated values for the obtained formulas is acceptable.

The methodology and devices used for experimental studies on the implemented direct central acute respiratory system of operative clean rooms, the results of experimental research on this ACS, the adequacy of theoretical researches carried out on the innovative mathematical research computer model of this ACS is confirmed. The relative error, determined by the exergetic efficiency of the investigated ACS, is 3,8%, which is within the permissible limits and indicates the adequacy of the developed mathematical model.

The universal dependencies are proposed for the determination of exergetic efficiency of the studied SCP depending on various factors that influence the work of these SCPs.

The proposals for improving the functioning of the elements of central directcurrent ACS of clean rooms, both with an irrigation chamber and with a recuperative air-cooler, have an effect on the reduction of exergy losses in them and the overall increase of the exergetic efficiency of these ACS.

The practical significance of the results obtained is to implement research in the form of engineering methods, algorithms, computer programs for the calculation and forecasting of efficient processes of centrifugal direct-acting ACS of clean rooms, both with an irrigation chamber, and with a recuperative heat exchanger, which are the basis for development of high-efficiency and exergy-saving ACS. The results of the dissertation work are used in the educational process for the preparation of specialists in the specialty "Heat and gas supply and ventilation" during the teaching of disciples: "Air conditioning and cooling", "Designing of air conditioning and cooling systems", implementation of master's qualification works, as well as implemented for the operation of Polikor Ltd. (Lviv), which allowed to reduce the consumption of electric energy in the exploited UTP depending on external temperature conditions by 8-12% and receive You expect the economic effect of 82 thousand UAH, operating clean rooms in the cardiological surgery department of LOCL in Lviv, which made it possible to create the optimal

microclimate and antibacterial environment in these operating rooms, contributing to conducting successful operations, and thus getting the social effect of the introduction of a central direct-coupled air-conditioning system.

Scientific novelty of the obtained results.

1. The method of exergy analysis was further developed and was first disseminated in the part of the evaluation of the central direct-acting ACS of clean rooms, both with an irrigation chamber, and with a recuperative airchiller.

2. The algorithms were developed and the mathematical models of the work of the ACS were developed on the basis of an example of central direct-acting ACS of clean rooms, both with an irrigation chamber, and with a recuperative air cooler for conducting their energy and exergy analysis, and, accordingly, developed computer programs for carrying out research.

3. Calculation-quantitative experiments on the mathematical models of the work of the ACS are executed on the example of the central direct-acting ACS of clean premises, both with the irrigation chamber, and with the recuperative air-cooled chiller, and the task of developing the effective exergy and savings modes of these SCP is solved.

4. For the first time, the influence of temperature and moisture content on the ambient air, internal temperature and humidity content of the air-space, the temperature difference between the internal and the inflow flow in the clean room and the coefficient of the transformation of the refrigerating machinery of the EPR on the operation of the ACS on the example of the central direct-acting ACS of clean premises, both with an irrigation chamber, and with a recuperative air cooler, and the nature of this effect on the exergy efficiencies and the loss of exergy in their elements are revealed.

5. The experimental studies carried out confirmed the adequacy of the proposed mathematical models of the central direct-acting GCCs of clean rooms and the possibility to increase the exergetic efficiency of the above-mentioned GCCs by 13.7 ... 48%, as well as improve their economic performance by 8 ... 12%.

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

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. *Гарасим Д.І.* Оцінювання систем кондиціонування повітря чистих приміщень за діаграмою Грассмана / Гарасим Д.І., Лабай В.Й. // Строительство, материаловедение, машиностроение: Сб. науч. трудов. Вып. № 76. – Дн-вск: ПГАСА, 2014. – С. 95–100. – (Ф)

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналізі.

2. *Гарасим Д.І.* Оцінювання систем кондиціонування повітря чистих приміщень за діаграмою Грассмана / Гарасим Д.І., Лабай В.Й. // Программа II-й международной научно-практической интернет-конференции «Энергетика, экология, компьютерные технологии в строительстве», Днепропетровск, 2014 (28-29 октября). – Дн-вск: ПГАСА, 2014. – (*Конференція*)

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналізі.

3. *Гарасим Д.І.* Залежність ексергетичного ККД системи кондиціонування повітря чистого приміщення від коефіцієнта трансформації холодильної машини / Д.І.Гарасим, В.Й. Лабай // Збірник науково-технічних праць: Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення. – Рівне: НУВГП. – 2015. – С. 12–14. – (Ф)

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналізі.

4. *Гарасим Д.І.* Залежність ексергетичного ККД системи кондиціонування повітря чистого приміщення від коефіцієнта трансформації холодильної машини / Д.І.Гарасим, В.Й. Лабай // Програма міжнародної науково-технічної

конференції «Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення», Рівне, 2015 (11-13 березня). – Рівне: НУВГП, 2015, с. 14. – **(Конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналізі.

5. Гарасим Д.І. Вплив коефіцієнта трансформації холодильної машини на ексергетичний ККД системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Еколого-енергетичні проблеми сучасності / Збірка наукових праць XV Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Одеса, 14 квітня 2015 р. – Одеса: ОНАХТ. – 2015. – С. 149–151. – **(Н/Ф, конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впровадженої СКП операційних чистих кімнат та їх аналізі.

6. Гарасим Д.І. Вплив коефіцієнта трансформації холодильної машини на ексергетичний ККД системи кондиціонування повітря чистого приміщення / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Збірка тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів: «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – Одеса: ОНАХТ. – 2015. – С. 78–79. – **(Н/Ф, тези, конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналізі.

7. Гарасим Д.І. Ексергетична діаграма Грассмана для системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат (тези) / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології / Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції (11-12 вересня). – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 18–19. – **(Н/Ф, тези, конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналізі.

8. *Гарасим Д.І. Залежність ексергетичного ККД систем кондиціонування повітря від внутрішньої температури в чистих приміщеннях / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Вісник НУ «Львівська політехніка», № 823: «Теорія і практика будівництва», 2015. – С. 69–75. – (Ф)*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналізі.

9. *Гарасим Д.І. Енергозбереження в системі кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 8. Відповідальний редактор П.М. Куліков. – К.: КНУБА, 2016. – С. 72–77. – (Ф)*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у встановленні основних напрямів енергозбереження для впровадженої СКП операційних чистих кімнат.

10. *Гарасим Д.І. Енергозбереження в системі кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Робоча програма та тези доповідей Шостої міжнародної конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2016 (13-15 квітня). – Київ: КНУБА, 2016. – С. 8, 31-32. – (Н/Ф, тези, конференція)*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у встановленні основних напрямів енергозбереження для впровадженої СКП операційних чистих кімнат.

11. *Лабай В.Й. Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. збірник. – К.: КНУБА, 2014. – Вип. 6. – С. 161–166. – (Ф)*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні аналізу стану і перспектив підвищення енергоефективності СКП чистих приміщень.

12. *Лабай В.Й.* Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Робоча програма та тези доповідей Четвертої міжнародної конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2014 (27-29 травня). – Київ: КНУБА, 2014. – С. 10, 18. – **(Н/Ф, тези, конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні аналізу стану і перспектив підвищення енергоефективності СКП чистих приміщень.

13. *Лабай В.Й.* Дослідження ексергетичної ефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», № 4 (150). – Одеса: ОНАХТ, 2014. – С. 47–53. – **(Ф)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у розробленні дослідницької математичної моделі СКП чистого приміщення.

14. *Лабай В.Й.* Діаграма Грассмана в ексергетичному аналізі систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», № 5 (151). – Одеса: ОНАХТ, 2014. – С. 17–22. – **(Ф)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у розробленні методики отримання діаграми Грассмана для СКП чистих приміщень.

15. *Лабай В.Й.* Вплив коефіцієнта трансформації холодильної машини на ексергетичний ККД системи кондиціонування повітря чистого приміщення / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», т. 51, вип. 2. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 18–24. – **(Ф)** – *Index DOAJ, EBSCO, Copernicus*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналізі.

16. *Лабай В.Й.* Залежність ексергетичного ККД системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат від коефіцієнта трансформації холодильної машини / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», т. 51, вип. 3. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 14–21. – **(Ф)** – *Index DOAJ, EBSCO, Copernicus*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впроваджені СКП операційних чистих кімнат та їх аналізі.

17. *Лабай В.Й.* Дослідження ексергоефективності та шляхів енергозбереження системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», т. 51, вип. 4. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 53–59. – **(Ф)** – *Index DOAJ, EBSCO, Copernicus*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у встановленні методом ексергетичного аналізу ефективності та шляхів енергозбереження для впроваджені СКП операційних чистих кімнат.

18. *Harasym D.* Investigations on the innovation model of exergy effectiveness of air conditioning system for operating cleanrooms (abstract) / D. Harasym, V. Labay // Book of abstracts. XV International Scientific Conference: «Current Issues of Civil and Environmental Engineering and Architecture», Rzeszow, 2015 (9-10 September). – Rzeszów: Rzeszow University of Technology. – 2015. – P. 108–109 (Poland). – **(Н/Ф, іноземна, тези, конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у розробленні інноваційної математичної моделі впроваджені СКП операційних чистих кімнат.

19. *Harasym D.* Investigations on the innovation model of exergy effectiveness of air conditioning system for operating cleanrooms (article) /D. Harasym, V. Labay // Czasopismo Inżynierii Łądowej, Środowiska i Architektury. Kwartalnik, tom XXXII, zeszyt 62, (nr 4/2015), październik-grudzień. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, Wydział Budownictwa, Inżynierii, Środowiska i Architektury, 2015. – S. 129-140 (Poland). – **(Ф, іноземна)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у розробленні інноваційної математичної моделі впроваджені СКП операційних чистих кімнат.

20. *Narasym D. The Estimation of Exergy Efficiency and Exergy Losses in Air Conditioning Systems of Operating Cleanrooms by a Grassmann Diagram / D. Narasym, V. Labay // Scientific Journal «Energy Engineering and Control Systems» (Енергетика та системи керування), V. 1, N 1. – Lviv: Lviv Polytechnic National University. – 2015. – P. 1–8 (Ukraine). – (Н/Ф)*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впроваджені СКП операційних чистих кімнат та їх аналізі.

21. *Narasym D. Analysis of Exergy Efficiency and Ways of Energy Saving in Air Conditioning System for a Cleanroom / D. Narasym, V. Labay // Scientific Journal «Energy Engineering and Control Systems» (Енергетика та системи керування), V. 1, N 2. – Lviv: Lviv Polytechnic National University. – 2015. – P. 77–84 (Ukraine). – (Н/Ф).*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у встановленні основних напрямів енергозбереження для СКП чистих приміщень.

22. *Labay V. Innovation model for energy effective investigations of air conditioning systems for cleanrooms / V. Labay, D. Narasym // – ECONTechMOD – Lublin-Rzeszow: 2014 – Vol. 3, № 1. – P. 47–52 (Poland). – (Ф, іноземна) – Index Copernicus*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у розробленні інноваційної математичної моделі СКП для чистих кімнат.

23. *Гарасим Д.І. Вплив внутрішніх температури і вологовмісту повітря операційних чистих кімнат на ексергетичний ККД центральної прямотечійної систем кондиціонування повітря / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Вісник НУ «Львівська політехніка», № 844: «Теорія і практика будівництва», 2015. – С. 34–40. – (Ф)*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впровадженої СКП операційних чистих кімнат та їх аналізі.

24. Гарасим Д.І. Вплив внутрішніх температури і вологовмісту повітря операційних чистих кімнат на ексергетичний ККД центральної прямотечійної систем кондиціювання повітря / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Міжнародна науково-технічна конференція «ЕкоКомфорт», (11-12 жовтня). – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2016. – Робоча програма. – с. 7. Тези доповідей. – с. 20-21. – **(Н/Ф, тези, конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впровадженої СКП операційних чистих кімнат та їх аналізі.

25. Гарасим Д.І. Залежність ексергетичного ККД системи кондиціювання повітря операційних чистих кімнат від температури і вологовмісту навколишнього середовища / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», т. 52, вип. 6. – Одеса: ОНАХТ, 2016. – С. 37–43. – **(Ф)** – *Index DOAJ, EBSCO, Copernicus*

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впровадженої СКП операційних чистих кімнат та їх аналізі.

26. Гарасим Д.І. Ексергетичний ККД системи кондиціювання операційних чистих кімнат залежно від температури і вологовмісту навколишнього середовища (тези) / Д.І. Гарасим // Збірка тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів: «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – Одеса: ОНАХТ. – 2017. – С. 47–48. – **(Н/Ф, тези, конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впровадженої СКП операційних чистих кімнат та їх аналізі.

27. *Гарасим Д.І.* Дослідження енергозбереження в системі кондиціювання повітря чистого приміщення за ексергоефективністю / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 9. Відповідальний редактор П.М. Куліков. – К.: КНУБА, 2017. – С. 137–141. – **(Ф)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у встановленні основних напрямів енергозбереження для СКП чистих приміщень.

28. *Гарасим Д.І.* Дослідження енергозбереження в системі кондиціювання повітря чистого приміщення за ексергоефективністю / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Робоча програма та тези доповідей Сьомої міжнародної конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2017 (26-28 квітня). – Київ: КНУБА, 2017. – С. 10, 22-23. – **(Н/Ф, тези, конференція)**

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у встановленні основних напрямів енергозбереження для СКП чистих приміщень.

29. *Harasym D.* Investigations on the Innovation Model of Exergy Effectiveness of Air Conditioning System for Operating Cleanrooms / D. Harasym, V. Labay // Scientific Journal «Energy Engineering and Control Systems» (Енергетика та системи керування), V. 3, N 1. – Lviv: Lviv Polytechnic National University. – 2017. – P. 15–22 (Ukraine). – **(Ф)**.

Особистий внесок Гарасима Д.І. полягає у виконанні розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впровадженої СКП операційних чистих кімнат та їх аналізі.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	29
ВСТУП	30
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ДЖЕРЕЛ ЛІТЕРАТУРИ. Аналіз стану проблеми та визначення завдань дослідження	38
1.1. Класифікація та вимоги до якості повітря та мікроклімату чистих приміщень різного призначення (ЧПРП)	38
1.2. Вимоги до систем кондиціювання повітря (СКП) ЧПРП	42
1.3. Аналіз схемних рішень СКП, що застосовують для ЧПРП	44
1.4. Загальний огляд джерел літератури, присвячених поняттю «ексергія»	52
1.5. Ексергетичний метод аналізу центральних СКП	60
1.6. Енергоспоживання та шляхи енергозбереження у СКП ЧПРП	67
1.7. Мета і завдання дослідження	69
Висновки до 1-го розділу	71
РОЗДІЛ 2. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ’ЄКТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ ПРОВЕДЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ТА ЕКСЕРГЕТИЧНИХ БАЛАНСІВ ЦЕНТРАЛЬНИХ ПРЯМОТЕЧІЙНИХ СКП ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ	73
2.1. Обґрунтування вибору об’єктів дослідження	73
2.2. Характеристика об’єктів дослідження і вихідні дані для проведення енергетичних розрахунків та ексергетичних балансів центральних прямотечійних СКП чистих приміщень	73
2.2.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	73
2.2.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	76
2.3. Вибір зовнішніх та внутрішніх параметрів для чистих приміщень	

	25
за забезпечення мікроклімату центральними СКП	80
2.3.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	80
2.3.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	82
2.4. Зображення процесів роботи центральної прямотечійної СКП чистих приміщень на <i>I-d</i> – діаграмі та визначення температури, питомої ентальпії, вологовмісту і відносної вологості у характерних точках цих процесів	83
2.4.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	83
2.4.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	87
2.5. Енергетичний розрахунок центральних прямотечійних СКП чистих приміщень та визначення їх характеристик	95
2.5.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	95
2.5.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	98
2.6. Розрахунок ексергії у характерних точках процесів роботи центральної прямотечійної СКП чистих приміщень	100
2.7. Ексергетичний баланс центральних прямотечійних СКП чистих приміщень та їх ексергетичні діаграми потоків Грассмана	100
2.7.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	100
2.7.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	104
Висновки до 2-го розділу	108

РОЗДІЛ 3. ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ ЦЕНТРАЛЬНИХ ПРЯМОТЕЧІЙНИХ СКП ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНИХ ФАКТОРІВ НА ЇХ ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД	110
3.1. Вплив температури і вологовмісту навколишнього середовища на ексергетичний ККД центральних прямотечійних СКП чистих приміщень	110
3.1.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	110
3.1.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	116
3.2. Залежність ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП чистих приміщень від внутрішньої температури і вологовмісту повітря чистого приміщення	121
3.2.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	121
3.2.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	126
3.3. Залежність ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у чистих приміщеннях	131
3.3.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	131
3.3.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	136
3.4. Вплив коефіцієнта трансформації <i>E.E.R.</i> холодильної машини на ексергетичний ККД центральних прямотечійних СКП чистих приміщень	141
3.4.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою	

	27
зрошення	141
3.4.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	146
3.5. Ексергетична діаграма потоків Грассмана центральних прямотечійних СКП чистих приміщень	151
3.5.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	151
3.5.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	156
Висновки до 3-го розділу	161

**РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПРОВА-
ДЖЕНОЇ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРЯМОТЕЧІЙНОЇ СКП
ОПЕРАЦІЙНИХ ЧИСТИХ КІМНАТ З МЕТОЮ
ВСТАНОВЛЕННЯ АДЕКВАТНОСТІ ТЕОРЕТИЧНИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ**

4.1. Методика експериментальних досліджень на впровадженій центральної прямотечійної СКП операційних чистих кімнат	165
4.2. Результати експериментальних досліджень на впровадженій центральної прямотечійної СКП операційних чистих кімнат для визначення її фактичного ексергетичного ККД залежно від різних факторів, які впливають на її роботу	166
4.3. Визначення похибки між проведеними експериментальними і теоретичними дослідженнями для впровадженої центральної прямотечійної СКП чистого приміщення операційних чистих кімнат	174
Висновки до 4-го розділу	175

РОЗДІЛ 5. ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ПОШУК ЕКСЕРГООЩАДНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ЦЕНТРАЛЬНИХ ПРЯМОТЕ- ЧІЙНИХ СКП ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ	176
5.1. Узагальнені залежності для визначення ексергетичного ККД центральних прямиотечійних СКП чистих приміщень	176
5.1.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення	176
5.1.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником	182
5.2. Пропозиції щодо заходів з енергозбереження для ефективної роботи центральних прямиотечійних СКП чистих приміщень	187
5.3. Економічна та соціальна доцільність впровадження результатів дисертаційної роботи	191
Висновки до 5-го розділу	192
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ	193
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	195
ДОДАТКИ	213

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ ТА УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- СКП – система кондиціювання повітря;
- ККД – коефіцієнт корисної дії;
- ЧП – чисті приміщення;
- ЧППП – чисті приміщення різного призначення;
- ГДК – гранично-допустима концентрація;
- КУО – колонієутворювальні одиниці;
- ЄС – Європейський союз;
- GMP – Good Manufacturing Practice (правила виробництва лікарських засобів);
- ХМ – холодильна машина;
- EER – energy efficiency rate (коефіцієнт трансформації холодильної машини);
- ТПР – теплий період року;
- ХПР – холодний період року;
- ЕТС – енерготехнологічна система;
- ЛОКЛ – Львівська обласна клінічна лікарня.
-
- $\eta_{\text{екс}}$ – ексергетичний коефіцієнт корисної дії, %;
- $E_{\text{вх}}$ – ексергія, яка увійшла в ЕТС;
- $E_{\text{вих}}$ – корисно використана ексергії у приміщенні;
- $L_{\text{п}}$ – об’ємна витрата припливного повітря, м³/год;
- $G_{\text{п}}$ – масова витрата припливного повітря, кг/год;
- N – потужність, кВт;
- t – температура, °С;
- d – вологовміст повітря, г/кг;
- ϕ – відносна вологість повітря, %;
- I – питома ентальпія повітря, кДж/кг;
- p – парціальний тиск, кДж/кг;
- e – питома ексергія повітря, кДж/кг;
- D – втрати ексергії, %.

ВСТУП

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 прямоотечійних 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 напрямку 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 холодопостачання» – (№ 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 прямооточійної 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 прямиотечійних 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 прямиотечійних СКП чистих приміщень та їх комп'ютерного програмування;
- розробити дослідницькі комп'ютерні програми ексергетичного аналізу процесу роботи центральних прямиотечійних СКП чистих приміщень для виконання розрахунково-кількісних експериментів та ексергетичного обґрунтування і підвищення енергоефективності роботи центральних прямиотечійних 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 прямиотечійних СКП чистих приміщень та втрати ексергії в основних їх елементах на основі діаграми Грассмана;
- отримати відповідні узагальнюючі залежності ексергетичного ККД центральних прямиотечійних СКП чистих приміщень від факторів, які впливають на процес їх роботи;

- підтвердити достовірність отриманих у роботі результатів для центральних прямоотечійних СКП чистих приміщень з експериментальними дослідженнями.

- дати рекомендації щодо вдосконалення роботи центральних прямоотечійних СКП чистих приміщень.

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

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

Методи дослідження. Для аналізу ефективності процесів роботи центральних прямоотечійних 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 прямоотечійних 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 прямоотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником.

2. Створено алгоритми та розроблено математичні моделі роботи СКП на прикладі центральних прямоотечійних 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;
- масштабною 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 підготування 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 прямотечійної 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: [21-24, 26-28, 56, 107, 168, 169] – виконання розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі СКП чистого приміщення та їх аналіз; [25, 57, 108, 115, 164-167, 170] – виконання розрахунково-кількісних експериментів на математичній моделі впровадженої СКП операційних чистих кімнат та їх аналіз; [29, 30] – встановлення основних напрямів енергозбереження для впровадженої СКП операційних чистих кімнат; [52, 53] – виконання аналізу

стану і перспектив підвищення енергоефективності СКП чистих приміщень; [54, 115] – розроблення дослідницької математичної моделі СКП чистого приміщення; [55] – розроблення методики отримання діаграми Грассмана для СКП чистих приміщень; [58] – встановлення методом ексергетичного аналізу ефективності та шляхів енергозбереження для впровадженої СКП операційних чистих кімнат; [105, 106] – розроблення дослідницької математичної моделі впровадженої 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-ій 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, Copernicus), 2 статті у закордонних виданнях (зокрема 1 – з Index Copernicus), 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.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ДЖЕРЕЛ ЛІТЕРАТУРИ АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Класифікація та вимоги до якості повітря і мікроклімату чистих приміщень різного призначення (ЧПРП)

Чистим приміщенням (або чистою кімнатою) називається приміщення, в якому кількісна концентрація аерозольних частинок і, за необхідності, кількість мікроорганізмів у повітрі підтримується на певному рівні [66-68].

Під частинкою розуміють твердий, рідкий або багатофазний об'єкт або мікроорганізм з розмірами від 0,005 до 10 мкм. Під час класифікації чистих приміщень розглядають частинки з нижніми граничними розмірами від 0,1 до 5,0 мкм [68].

Для класифікації чистих приміщень використовують різні стандарти. Діючі в Україні нормативні документи [32, 156-158] не відповідають сучасним вимогам до чистих приміщень.

Приміщення класифікують за категоріями [157] чи групами [159] за гранично-допустимими концентраціями (ГДК) частинок і мікроорганізмів у повітрі [160]. Кількість мікроорганізмів виміряють в колонієутворювальних одиницях (КУО), що дорівнює сукупності мікробних клітин, які виростили у вигляді ізолюваного скопища колоній у живильному середовищі. Гранично-допустимі концентрації частинок у повітрі задаються класами чистоти приміщень за [32].

Встановлені 3 категорії щодо чистоти приміщення: особливо чисте (ОЧ), чисте (Ч) і брудне (Б) [157], а у [161] використовується 4 категорії, окрім трьох попередніх, додано умовно чисте (УЧ) приміщення.

Допустимі рівні бактеріального обсіменіння повітряного середовища приміщень лікарняних закладів залежно від їх функціонального призначення і категорії чистоти наведено у табл. 1.1 [32, 160].

У табл. 1.1 [32] показана класифікація чистих приміщень за міжнародним стандартом.

Таблиця 1.1

Класифікація чистих приміщень згідно [32]

Клас чистоти	Клас ISO	Гранично-допустима кількість частинок в 1 м ³ повітря з розмірами, рівними або більшими таких значень					
		0,1 мкм	0,2 мкм	0,3 мкм	0,5 мкм	1,0 мкм	5,0 мкм
1 ИСО	1 ISO	10	2				
2 ИСО	2 ISO	100	24	10	4		
3 ИСО	3 ISO	1000	237	102	35	8	
4 ИСО	4 ISO	10000	2370	1020	352	83	
5 ИСО	5 ISO	100000	23700	10200	3520	832	29
6 ИСО	6 ISO	1000000	237000	102000	35200	8320	293
7 ИСО	7 ISO				352000	83200	2930
8 ИСО	8 ISO				3252000	832000	29300
9 ИСО	9 ISO				35200000	8320000	293000

Таблиця 1.2

Класифікація чистих приміщень згідно різних стандартів

ISO 14644-1	ДСТУ ГОСТ ИСО 14644-1-2004 (Україна)	ГОСТ ИСО 14644-1-2002 (Росія)	Стандарт FS 209D (США)
1 ISO	1 ISO	1 ИСО	-
2 ISO	2 ISO	2 ИСО	-
3 ISO	3 ISO	3 ИСО	1
4 ISO	4 ISO	4 ИСО	10
5 ISO	5 ISO	5 ИСО	100
6 ISO	6 ISO	6 ИСО	1000
7 ISO	7 ISO	7 ИСО	10000
8 ISO	8 ISO	8 ИСО	100000
9 ISO	9 ISO	9 ИСО	-

До останнього часу використовувались різноманітні підходи до класифікації чистих приміщень (табл. 1.2), з них найпопулярнішою і простою була класифікація за Федеральним стандартом США FS 209.

В 1963 році у США Інститутом дослідження навколишнього середовища (IES) був створений перший стандарт для чистих приміщень – Федеральний стандарт США FS 209А. Подальші його модифікації 209В, 209С, 209D

мали таку саму класифікацію. Для позначення класу чистоти за цими стандартами були взяті максимально допустимі кількості частинок з розмірами 0,5 мкм і більше в 1 фут³ повітря. Наприклад, в 1 фут³ повітря приміщення класу 100 повинно бути не більше 100 частинок з розмірами 0,5 мкм і більше.

В останні роки здійснений перехід до метричної системи в області чистих приміщень. Спочатку був прийнятий стандарт США FS 209E, а потім міжнародний стандарт ІСО 14644-1, на який вже перейшли багато країн світу.

В США у кінці 2001 року Федеральний стандарт FS 209E був відмінений і введений в дію стандарт ІСО 14644-1, який у наш час вже прийнятий як міжнародний стандарт в СНД – ГОСТ ІСО 14644-1 [32].

Існують і спеціалізовані системи класифікації чистих приміщень і чистих зон. Наприклад, у Правилах виробництва лікарських засобів Європейського Союзу (ЄС) – GMP EC [162] та ГОСТ Р ІСО 13408-1 «Асептическое производство медицинской продукции. Часть 1. Общие требования» [159], відображені особливості чистих приміщень для виробництва лікарських засобів і виробів медичної техніки.

Позначення класу чистоти за [32]. включає не тільки класифікаційне число, але і стан чистого приміщення і задані граничні розміри частинок, наприклад, клас 5 ISO; експлуатаційний стан; розміри частинок: $\geq 0,5$ мкм (3520 частинок/м³); $\geq 5,0$ мкм (29 частинок/м³).

Вимоги до чистоти і якості повітря зазвичай визначаються технічними умовами, технологічними процесами, погодженням між замовником і постачальником. Винятком є медична промисловість, для якої вимоги до чистоти встановлюються державними стандартами.

Вологість повітря у чистих приміщеннях рекомендується підтримувати у межах від 30 до 65%, якщо інше значення не задане технологією [32, 68]. У деяких випадках необхідний режим пониженої вологості (виробництво таблеток, виробництво вакуумних трубок тощо). Вологість у чистих приміщеннях залежить більшою мірою від атмосферного повітря, ніж від виділен-

ня вологості у самому приміщенні. За підвищеного виділення вологи від обладнання необхідно передбачувати місцеві витяжки. До окремих процесів (фотолітографії у мікроелектроніці) пред'являють жорсткі вимоги до допустимих меж зміни вологості (наприклад, $\pm 1\%$). Як правило, точність підтримання вологи $\pm 5\%$ досягається звичайними кондиціонерами і системами автоматизації. Для забезпечення точності $\pm 2\%$ необхідні прецизійні системи з цифровим управлінням, зволожниками і підігрівниками повітря.

Правила виробництва лікарських засобів – Good Manufacturing Practice – GMP [162] приділяють першочергову увагу чистоті повітря приміщень, де виготовляються стерильні лікарські засоби. В ЄС з 1993 року введені єдині Правила GMP ЄС, на які орієнтуються і країни Східної Європи, включаючи майже всі країни СНД.

Чисті зони для виробництва стерильних продуктів класифікуються відповідно з необхідними характеристиками навколишнього середовища. Кожний виробничий процес потребує певного рівня чистоти навколишнього середовища в експлуатаційному стані, щоб мінімізувати ризик забруднення продукту і матеріалів частинками і мікроорганізмами.

Правила GMP ЄС також задають вимоги до чистоти повітря за частинками і в обладнаному стані [68, 162].

Для виробництва стерильних лікарських засобів виділяють чотири типи зон:

Тип А: Локальні зони для операцій з високим ступенем ризику. Як правило, такі умови забезпечуються робочою зоною з односкерованим потоком повітря.

Тип В: Для випадку асептичної підготовки і наповнення – простір, який охоплює зону типу А.

Типи С і D: чисті зони для виконання менш відповідальних етапів виробництва стерильних продуктів.

Типи зон для виробництва стерильних препаратів за GMP ЄС [162] наведені у табл. 1.3.

Типи зон для виробництва стерильних препаратів за GMP EC [162]

Тип зони	Максимально допустима кількість частинок в 1 м ³ повітря з розмірами, більшими або рівними наведених значень, у таких станах:			
	оснащеному		в експлуатаційному	
	0,5 мкм	5 мкм	0,5 мкм	5 мкм
A	3 500	1	3 500	1
B	3 500	1	350 000	2 000
C	350 000	2 000	3 500 000	20 000
D	3 500 000	20 000	не визначено	не визначено

Правила GMP включають норми на мікробіологічну чистоту повітря для експлуатаційного стану (табл. 1.4).

Таблиця 1.4

Рекомендовані межі допустимого мікробіологічного забруднення чистих зон в експлуатаційному стані

Тип зони	Рекомендовані межі мікробіологічного забруднення			
	у повітрі, КУО/м ³	седиментаційний осад на пластину розміром 90 мм, КУО за 4 години	контактні пластини розміром 55 мм, КУО/пластина	відбиток 5 пальців у рукавиці, КУО/рукавиця
A	< 1	< 1	< 1	< 1
B	10	5	5	5
C	100	50	25	-
D	200	100	50	-

1.2. Вимоги до систем кондиціонування повітря (СКП) ЧПРП

Основні вимоги до систем вентиляції і кондиціонування повітря полягають у досягненні і підтриманні [66-68]:

1. Заданих класів чистоти.
2. Потрібних перепадів тиску між чистими приміщеннями і допоміжними зонами.
3. Необхідної швидкості повітряного потоку у зонах з односкерованим потоком повітря.

4. Часу відновлення класу чистоти після внесення забруднень у чисте приміщення.
5. Параметрів мікроклімату (температури, відносної вологості повітря і швидкості руху повітря).
6. Необхідного об'єму зовнішнього повітря згідно санітарно-гігієнічних норм.

А також у видаленні шкідливих речовин, які утворюються під час технологічного процесу, і, за необхідності, – димовидалення під час пожежі.

Кондиціонери, які використовують у чистих приміщеннях, не відрізняються, загалом, від тих, які застосовують у звичайних системах кондиціонування повітря [68]. Особливу увагу необхідно приділяти небажаним ефектам від частинок і мікроорганізмів та генерації частинок у самому кондиціонері, наприклад, через тертя. Крім того, для мікроорганізмів є сприятливими для розмноження умови у вологих елементах кондиціонера.

На жаль, не можна повністю виключити наявність вологи у кондиціонері. У теплий період року повітроохолодник можна використовувати як осушник. Другим фактором ризику є підвищення вологості повітря у холодний період року. Водяні зволожники, які часто застосовують у системах кондиціонування, не придатні для використання у чистих приміщеннях. Замість них необхідно застосовувати альтернативні способи зволоження, наприклад, парові зволожники. Третьою зоною ризику, де може з'явитись конденсат, і, відповідно, ріст мікроорганізмів, є місця з дефектами ізоляції.

Детальні рекомендації з проектування систем вентиляції і кондиціонування повітря з погляду мікробіології надані у Швейцарському порадику з систем кондиціонування повітря у лікарнях. Є сенс приймати ці рекомендації до уваги для всіх систем чистих приміщень, де існує ризик мікробного забруднення.

Відповідно до цих вказівок кондиціонер повинен мати подвійні стінки з гладкими, непроникними і непошкодженими внутрішніми поверхнями, які перешкоджають накопиченню пилу і, які є придатними для очищення і дез-

інфекції, якщо це необхідно. Повітроохолодники і місця збору конденсату повинні бути антикорозійними. Необхідно передбачати систему ефективного розділення крапель і дренажу конденсату.

У парових зволожниках рекомендується використовувати демінералізовану воду, яка не містить корозійних складових. Для того, щоб уникнути конденсацію розсіюваної пари після її попадання у потік повітря, необхідно передбачати рівномірне розподілення пари і достатній простір для випаровування так, щоб краплі не попадали на функціональні елементи кондиціонера, які розташовані далі за ходом потоку повітря. Труби для пари і конденсату повинні бути оснащені надійним дренажем. Варто передбачати систему регулювання, яка забезпечує значення відносної вологості потоку повітря після зволожника нижче 85%.

Останнім бар'єром для розповсюдження частинок і мікроорганізмів є повітряні фільтри. Для чистих приміщень характерна триступенева система фільтрації, кожна з яких вирішує специфічне завдання:

- перший ступінь фільтрації захищає внутрішні елементи кондиціонера від забруднень; він повинен встановлюватись безпосередньо після повітронегрівника I-го підігріву (який захищає від морозу);

- другий ступінь фільтрації забезпечує чистоту припливних повітропроводів від забруднень; він розташовується як останній елемент кондиціонера;

- третій ступінь фільтрації – HEPA і ULPA фільтрація забезпечує чистоту припливного повітря у чисте приміщення: ці заключні фільтри встановлюють у точці надходження припливного повітря у чисте приміщення.

Необхідно захищати від забруднень не тільки припливні, але і витяжні повітропроводи шляхом встановлення фільтрів на витяжні решітки.

1.3. Аналіз схемних рішень СКП, що застосовують для ЧПРП

Правильна організація потоків повітря є одним з головних факторів, який визначає ефективність чистих приміщень. Повітряний потік повинен

виносити з приміщення всі забруднення, які виділяються людиною, обладнанням і матеріалами.

Існують чотири основних типи чистих приміщень, які відрізняються одне від одного способом забезпечення вентиляції. Це ЧП з неодносекерованим потоком повітря (ЧП з турбулентною циркуляцією повітря), ЧП з односекерованим потоком повітря (ЧП з ламінарною циркуляцією), ЧП зі змішаною циркуляцією повітря, а також ізолятори або мінізони [66-69].

Такі системи кондиціонування повітря з неодносекерованим (турбулентним) потоком поєднують циркуляцію повітря і подачу зовнішнього повітря у загальному контурі. Якщо використовується неодносекерований (турбулентний) потік повітря, то заключна ланка з HEPA фільтрами просто додається до системи забезпечення повітрям, яке подається безпосередньо у розподільники повітря, де HEPA фільтр і дифузор об'єднані в одному корпусі.

На рис. 1.1 зображений принцип побудови системи вентиляції і кондиціонування з рециркуляцією повітря.

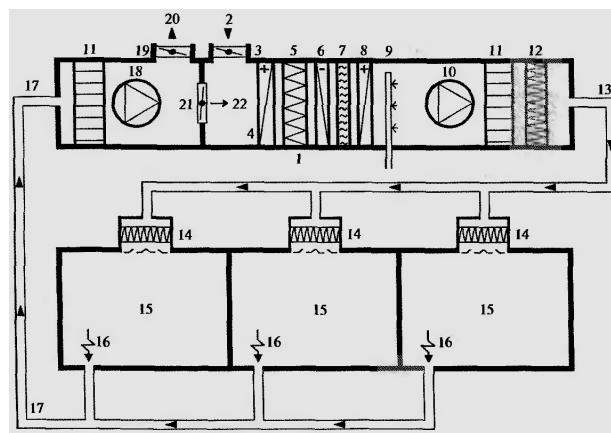


Рис. 1.1. Система вентиляції і кондиціонування з місцевою циркуляцією повітря:

- 1 – кондиціонер; 2 – зовнішнє повітря; 3 – клапан зовнішнього повітря;
- 4 – повітрянагрівник I-го підігріву; 5 – перший ступінь фільтрації;
- 6 – повітроохолодник; 7 – сепаратор крапель;
- 8 – повітрянагрівник II-го підігріву; 9 – паровий зволожник;
- 10 – припливний вентилятор; 11 – шумоглушник;
- 12 – другий ступінь фільтрації; 13 – припливний повітропровід;
- 14 – HEPA фільтри і розподільники повітря; 15 – приміщення;
- 16 – витяжна решітка; 17 – витяжний повітропровід;
- 18 – витяжний вентилятор; 19 – клапан витяжного повітря;
- 20 – вихід повітря в атмосферу; 21 – клапан рециркуляційного повітря;
- 22 – рециркуляційне повітря

Допускається обслуговування одним кондиціонером тільки приміщення подібного призначення, щоб звести до мінімуму ризик перехресних забруднень.

У випадках, коли використовуються декілька окремих кондиціонерів (рис. 1.2), доцільно передбачити спеціальний кондиціонер для підготовки зовнішнього повітря (центральный кондиціонер).

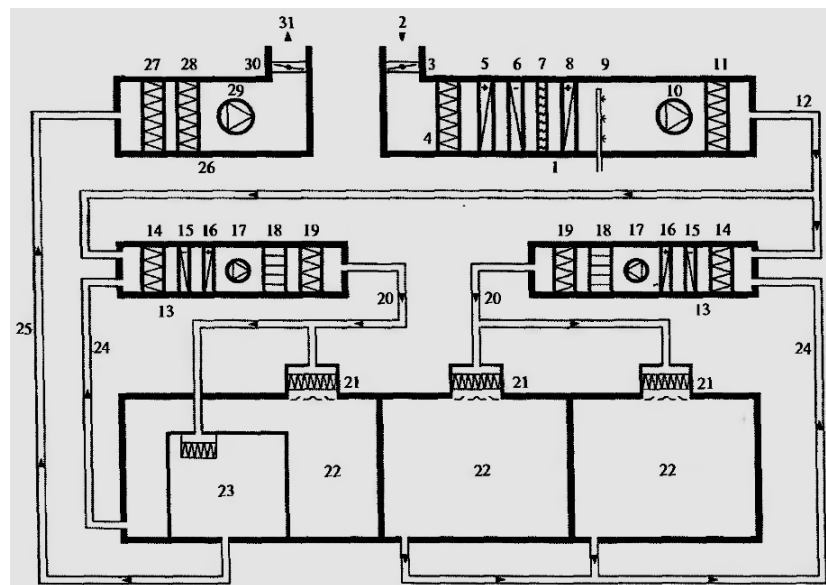


Рис. 1.2. Система вентиляції і кондиціонування з рециркуляцією повітря (підготовка зовнішнього повітря у центральному кондиціонері):

- 1 – центральний кондиціонер; 2 – зовнішнє повітря; 3 – клапан зовнішнього повітря; 4 – перший ступінь фільтрації; 5 – повіронагрівник I-го підігріву; 6 – повітроохолодник; 7 – сепаратор крапель; 8 – повіронагрівник II-го підігріву; 9 – паровий зволожник; 10 – вентилятор; 11 – другий ступінь фільтрації; 12 – припливний повітропровід від центрального кондиціонера; 13 – кондиціонер-доводчик; 14 – перший ступінь фільтрації; 15 – вторинний повітроохолодник; 16 – вторинний повіронагрівник; 17 – вентилятор припливного повітря; 18 – шумоглушник; 19 – другий ступінь фільтрації; 20 – припливний повітропровід; 21 – НЕРА фільтри і розподільники повітря; 22 – приміщення; 23 – технологічне обладнання з НЕРА фільтрами; 24 – повітропровід рециркуляційного повітря; 25 – витяжний повітропровід від обладнання; 26 – витяжна установка; 27 – перший ступінь фільтрації витяжного повітря; 28 – другий ступінь фільтрації витяжного повітря; 29 – вентилятор витяжного повітря; 30 – клапан витяжного повітря; 31 – вихід повітря в атмосферу; 31 – вихід витяжного повітря в атмосферу

Цей кондиціонер забезпечує необхідною кількістю зовнішнього повітря вторинні кондиціонери (кондиціонери-доводчики), в яких воно змішується з рециркуляційним повітрям. Кожний з цих вторинних кондиціонерів обслу-

говує окремі приміщення, які використовують у різних співвідношеннях одне й те саме повітря.

Передбачається окрема витяжка в атмосферу після того, як повітря пройшло ретельне очищення шляхом:

- фільтрації повітря від аерозолів, які містять шкідливі частинки або мікроорганізми;
- видалення газоподібних забруднень.

Застосування рециркуляції повітря є найефективнішим підходом з погляду економії енергії. Однак, якщо ризик перехресних забруднень є великим навіть за використання НЕРА фільтрів, то рециркуляцію застосовувати не можна, і система вентиляції і кондиціонування повинна працювати повністю на зовнішньому повітрі, тобто бути прямотечійною.

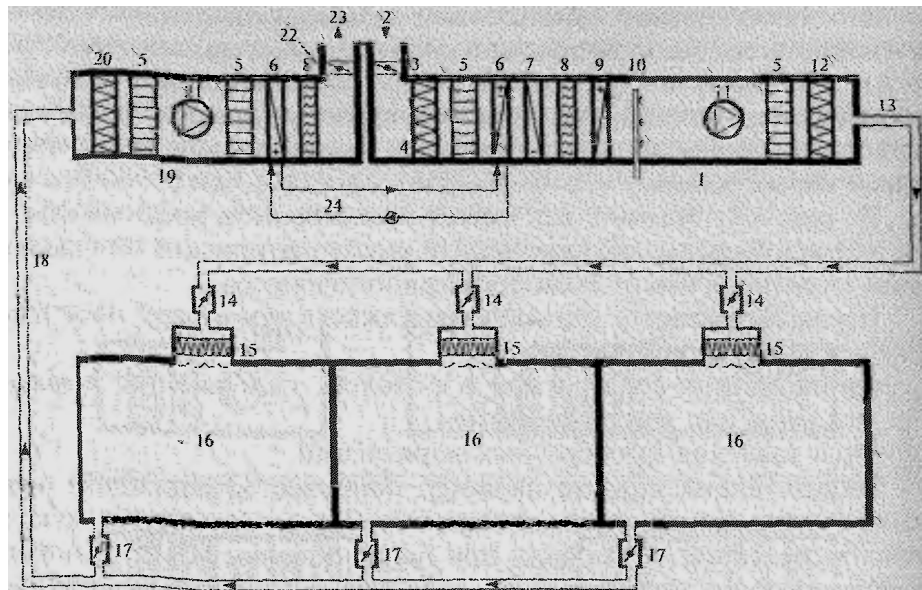


Рис. 1.3. Прямотечійна центральна система вентиляції і кондиціонування, яка використовує 100% зовнішнього повітря для окремих приміщень подібного призначення:

- 1 – кондиціонер припливного повітря; 2 – зовнішнє повітря; 3 – клапан зовнішнього повітря;
- 4 – перший ступінь фільтрації; 5 – шумоглушник; 6 – теплообмінник; 7 – повітроохолодник;
- 8 – сепаратор крапель; 9 – повітронагрівник; 10 – паровий зволожник;
- 11 – вентилятор припливного повітря; 12 – другий ступінь фільтрації;
- 13 – припливний повітропровід; 14 – клапан з встановленою витратою припливного повітря;
- 15 – НЕРА фільтри і розподільники повітря; 16 – приміщення;
- 17 – клапан з регульованою витратою витяжного повітря; 18 – витяжний повітропровід;
- 19 – кондиціонер витяжного повітря; 20 – фільтр витяжного повітря;
- 21 – вентилятор витяжного повітря; 22 – клапан витяжного повітря;
- 23 – вихід витяжного повітря в атмосферу;
- 24 – контур циркуляції води/гліколю для теплообміну

На рис. 1.3 показана прямотечійна центральна система вентиляції і кондиціонування, яка використовує 100% зовнішнього повітря для окремих приміщень подібного призначення.

Щоб зменшити витрату на підігрівання і охолодження повітря, організують обмін енергією між зовнішнім і витяжним повітрям завдяки теплообмінникам з контуром вода/гліколь. На рис. 1.4 також показано, як можна забезпечити і підтримувати тиск між приміщеннями. Наприклад, це роблять шляхом встановлення у припливних повітропроводах клапанів сталої (встановленої) витрати повітря; у витяжних повітропроводах – клапанів змінної (регульованої) витрати повітря.

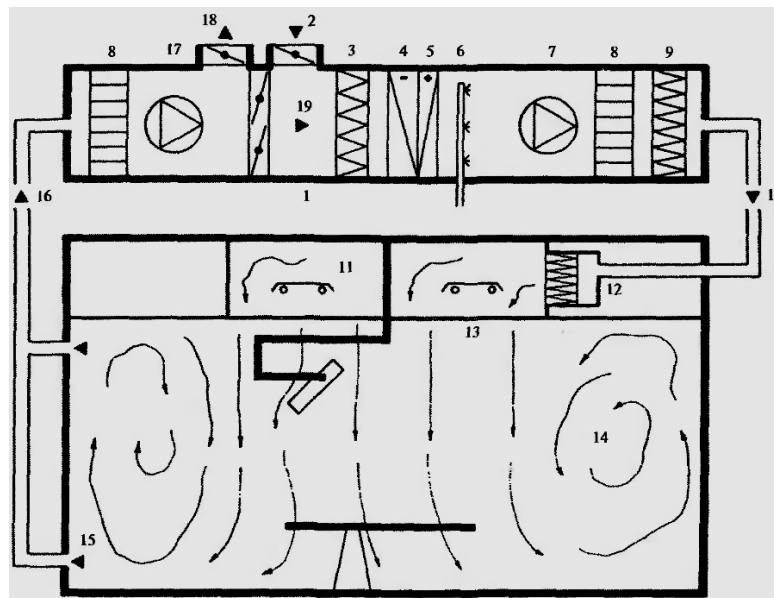


Рис. 1.4. Операційна з односкерованим потоком повітря:

- 1 – кондиціонер; 2 – зовнішнє повітря; 3 – перша стадія фільтрації; 4 – повітроохолодник;
 5 – повітронагрівник; 6 – паровий зволожник; 7 – припливний вентилятор; 8 – шумоглушник;
 9 – друга стадія фільтрації; 10 – припливний повітропровід; 11 – камера статичного тиску;
 12 – НЕРА фільтр як третя стадія фільтрації; 13 – повітророзподільник з подвійною
 сіткою, який забезпечує ламінарність припливного потоку; 14 – операційна;
 15 – витяжна решітка; 16 – витяжний повітропровід; 17 – витяжний вентилятор;
 18 – вихід повітря назовні; 19 – рециркуляційне повітря

У системах кондиціонування повітря з односкерованим (ламінарним) потоком необхідно приймати до уваги необхідну витрату повітря на 1 м^2 площі підлоги. Не існує меж для творчості і винахідливості під час проектування систем захисту з односкерованим потоком повітря. Однак, можна виділити *три основних принципи захисту*: місцевий, лінійний, зональний.

Місцевий захист застосовується, якщо необхідно захистити односкерованим потоком чистого повітря обмежені зони:

На рис 1.5 показано три варіанти місцевого захисту:

- робоча зона, захищена вільним, нічим не обмеженим повітряним потоком;
- робоча зона, яка відділена від навколишнього середовища завісами або стінами, які не доходять до підлоги;
- робоча зона, повністю вбудована в обладнання.

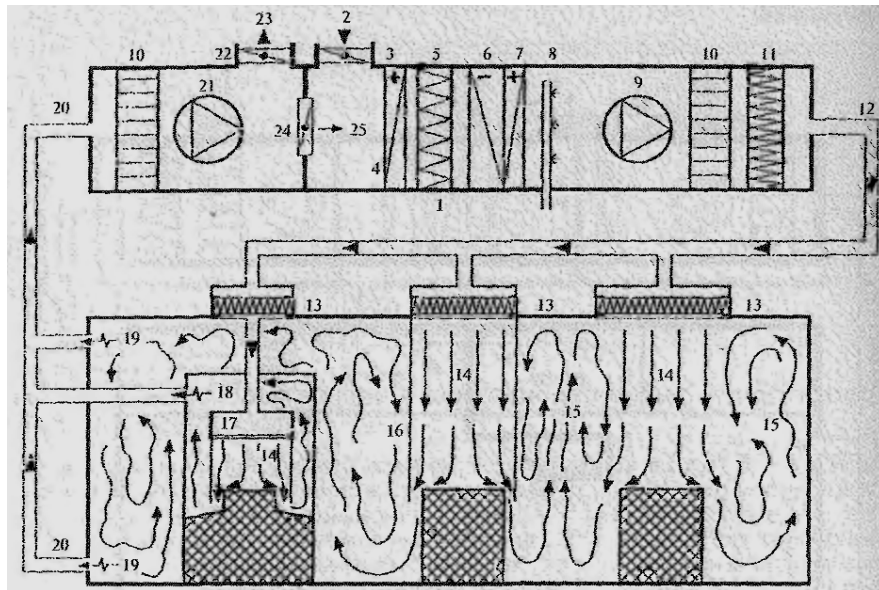


Рис. 1.5. Три варіанти місцевого захисту:

- 1 – кондиціонер; 2 – надходження зовнішнього повітря; 3 – клапан зовнішнього повітря;
- 4 – повітрянагрівник I-го підігріву; 5 – перший ступінь фільтрації; 6 – повітроохолодник;
- 7 – повітрянагрівник II-го підігріву; 8 – паровий зволожник; 9 – припливний вентилятор;
- 10 – шумоглушник; 11 – другий ступінь фільтрації; 12 – припливний повітропровід;
- 13 – HEPA фільтр як третій ступінь очищення;
- 14 – робоча зона, захищена односкерованим потоком повітря;
- 15 – зони приміщення з турбулентним потоком повітря; 16 – завіса або перегородка;
- 17 – подача повітря, вбудована в обладнання; 18 – витяжка повітря з обладнання;
- 19 – витяжка повітря з приміщення; 20 – витяжний повітропровід; 21 – витяжний вентилятор;
- 22 – клапан витяжного повітря; 23 – вихід повітря назовні

Там, де це можливо, варто фізично відокремлювати критичні зони від їх оточення. Завдяки цьому досягається чітке розділення зони критичних процесів від менш чистого оточення дуже ефективним аеродинамічним бар'єром.

Напрямок потоку (вертикальний, горизонтальний або навіть похилий) залежить від геометрії об'єкту, який захищається, наявності джерела теплоти, вплив яких потрібно нейтралізувати, і маніпуляцій, які виконуються впродовж процесу.

Місцевий захист з низькою витратою повітря на циркуляцію – безперечно найекономічніша схема захисту з використанням односкерованого потоку повітря, як у плані капітальних, так і у плані експлуатаційних затрат.

Лінійний захист використовується там, де необхідний односкерований потік повітря для декількох сусідніх робочих місць.

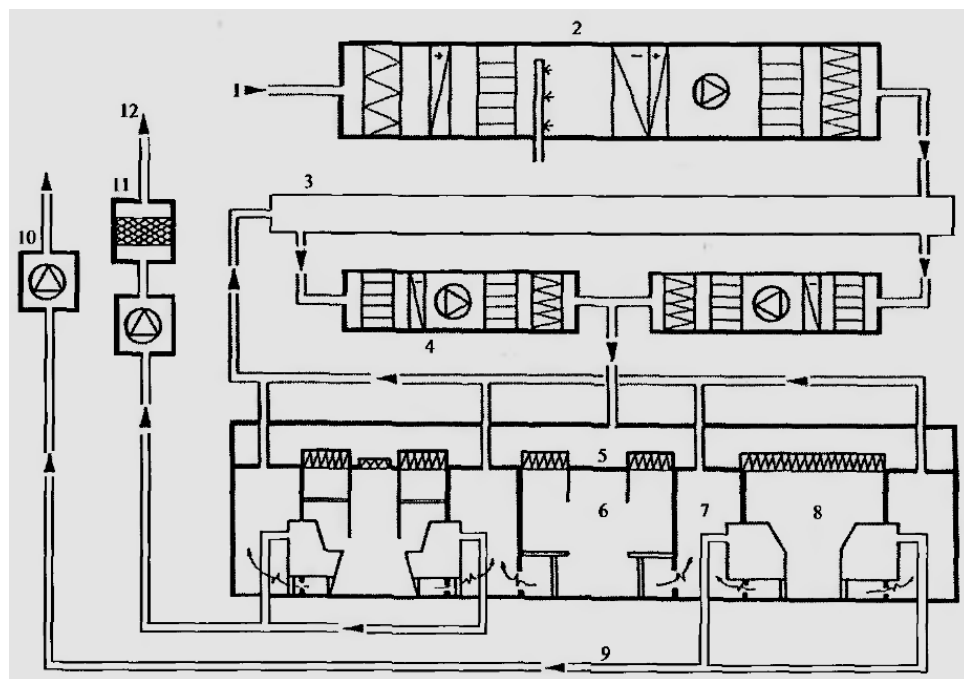


Рис. 1.6. Три варіанти тунельних ліній, які відрізняються ступенем захисту навколишнього середовища чистим повітрям:

- 1 – приплив зовнішнього повітря; 2 – кондиціонер зовнішнього повітря;
- 3 – камера змішування; 4 – кондиціонер рециркуляційного повітря;
- 5 – камера статичного тиску; 6 – робоча зона з пониженим рівнем чистоти;
- 7 – зона обслуговування; 8 – робоча зона з однаковою чистотою повітря у технологічній і навколишніх зонах; 9 – витяжний повітропровід; 10 – витяжний вентиліатор повітря з технологічних зон; 11 – газопромивник для очищення повітря від технологічних зон з високим рівнем забруднення; 12 – вихід повітря з низькою концентрацією забруднень

Повний захист чистим повітрям забезпечується у зонах всіх класів чистоти, де розташоване технологічне обладнання. Рециркуляційне повітря подається у зону обслуговування, з якої, за можливістю, проводиться максимум робіт з технічного обслуговування.

Порівняльна характеристика методів циркуляції повітря в ЧП [69]

Метод циркуляції	Клас чистоти	Кратність повітрообміну, 1/год	Приплив і витяжка	Переваги	Недоліки
Ламінарна циркуляція: (вертикальний потік)	100	200-600	- приплив: більше 80% через стелю. - витяжка: більше 40% через підлогу, допускається витяжка через панелі.	- найбільша ефективність; - низький вплив на технологічні процеси і персонал в приміщенні; - швидке досягнення стаціонарного режиму; - мінімальна кількість вторинного пилу; - простота контролю.	- необхідний ретельний контроль і знешкодження застійних зон біля стелі; - складність заміни фільтрів; - висока вартість обладнання.
Ламінарна циркуляція: (горизонтальний потік)	100	200-600	- приплив: більше 80% через стіни. - витяжка: більше 40% через стіни, допустимий витік через стелю.	- швидке досягнення стаціонарного режиму; - простота конструкції.	- взаємний вплив верхніх і нижніх потоків; - необхідність ретельного планування розташування обладнання і обслуговуючого персоналу; - відносно висока вартість обладнання; - складність переобладнання приміщення.
Турбулентна циркуляція	10 000	30-60	- приплив: краще через фільтри; - витяжка: через стіни поблизу від підлоги.	- простота конструкції; - низька вартість обладнання; - відносна простота переобладнання приміщення; - висока чистота середовища за використання чистих боксів.	- періодичне видалення пилу з приміщення, який накопичується внаслідок турбулентної циркуляції; - відносно тривалий час досягнення стаціонарних умов; - необхідність ретельного планування розміщення обладнання і обслуговуючого персоналу.

Це дозволяє зменшити об'єм циркуляційного повітря і зменшити експлуатаційні затрати у поєднанні з подачею ультрачистого повітря у критичні зони.

1.4. Загальний огляд джерел літератури, присвячених поняттю «ексергія»

Дослідження досконалості енергетичних процесів, що відбуваються у системах кондиціонування повітря, найчастіше до теперішнього часу проводились тільки шляхом складання *енергетичного балансу*, який інколи називають *тепловим балансом*. Проте, за енергетичного балансу всі види енергії розглядають без врахування різниці в їх якості, тобто *практичної придатності*. Відомо, що практична придатність теплоти різна і має тим менше значення, чим ближча температура джерела теплоти до температури навколишнього середовища [65, 71, 73].

Енергетичний баланс не може служити також основою для правильної оцінки ступеня досконалості теплового процесу. Правильна оцінка якості (практичної придатності) різних видів енергії потребує застосування другого закону термодинаміки, з якого витікає, що теплота само собою переходить тільки від тіла з вищою температурою до тіла з нижчою температурою, але ніколи навпаки.

Отже, використовуючи другий закон термодинаміки, варто ввести *загальний показник* якості різних видів енергії. Як такий показник прийнята *максимальна здатність до здійснення роботи*.

Для того, щоб встановити нульовий рівень названого показника якості енергії, потрібно скористатись додатковою умовою, яка не залежить від другого закону термодинаміки, а витікає тільки з практичних умов, що визначають вплив навколишнього середовища на проходження промислових енергетичних процесів. Всі ці процеси відбуваються у навколишньому середовищі „нав’язаному” природою, причому це середовище виконує функції джерела дарової теплоти. Тому нульовий рівень загального показника якості різних видів енергії повинен визначатись умовами *термодинамічної рівноваги з загальними компонентами навколишнього середовища*.

Отже, ми підходимо до поняття, яке було названо *ексергією*. ***Ексергією матерії*** є *максимальна здатність цієї матерії до виконання роботи у тако-*

му процесі, кінцевий стан якого визначається умовами термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем.

Всі енергетичні процеси, які реалізуються у техніці, проходять незворотно; у кожному випадку незворотність є причиною зниження досконалості процесу. Це зменшення відбувається не через втрати енергії; воно пов'язане зі зменшенням її якості. У незворотних процесах енергія не зникає, а розсіюється. Наприклад, дроселювання пари не зменшує її енергію, але, незважаючи на це, знижує її придатність як до здійснення роботи, так і до використання у теплообмінниках.

З усього викладеного виходить, що кожне незворотне явище – це причина безповоротної *втрати ексергії*. Під час визначення втрат ексергії, які відбуваються у різних ланках енергетичного процесу, виявляються і кількісно оцінюються причини зменшення досконалості процесу та отримується інформація про можливість підвищення цієї досконалості. Саме ці задачі є головною метою ексергетичного аналізу енерготехнологічних процесів.

Початок розгляданого напрямку термодинаміки був покладений відкриттям закону, який описує вплив незворотності явищ на кількість роботи, що виконується тепловим двигуном. Цей закон незалежно один від одного відкрили Ж. Гюї [96] (1889 р.) і А. Стодола [134] (1898 р.). Зараз цей закон відомий під назвою закону **Гюї – Стодоли**. *Закон говорить, що втрати ексергії внаслідок незворотності процесів є добутком абсолютної температури навколишнього середовища на суму приростів ентропії всіх тіл, які приймають участь у досліджуваних процесах*. Гюї і Стодола використали, окрім цього, вже відоме поняття *максимальної роботи* зміни стану речовини в умовах взаємодії з навколишнім середовищем. Гюї проаналізував величину, названу ним «енергією», придатною для використання», і показав її практичне значення (тут потрібно відзначити роботу У. Гіббса (1886 р.), який вперше визначив поняття *максимальної роботи системи і середовища*). Стодола же, приділяючи найбільшу увагу розгляду поширених у техніці поточних проце-

сів, ввів поняття *вільної технічної енергії*, яку визначав не за допомогою внутрішньої енергії (як Гюї), а за допомогою ентальпії.

Методи дослідження досконалості енергетичних процесів, засновані на законі Гюї – Стодоли, спочатку розвивались дуже повільно, первісно найбільший інтерес до них виявився у Франції. З найраніших публікацій, які з'явилися французькою мовою, варто відзначити працю Жуге (біля 1910 р.) [111, 112], пізніше (біля 1930 р.) з'явилися роботи Дарр'є [83, 84], Леберга і Глянсдорфа [116]. Серед ранніх робіт у цій галузі варто нагадати працю американського вченого Кінана [113]. Праці Ф. Бошняковича [79, 80] поклали початок прискореному розвитку цієї нової галузі термодинаміки. Його праці публікувались, починаючи з 1938 року; в них Бошнякович, серед іншого, здійснив спробу оцінки ступеня досконалості теплових процесів на основі аналізу незворотності явищ. Він запропонував використовувати баланс ентропії і визначати під час складання цього балансу часткові втрати роботи, які виникають в окремих ланках досліджуваного процесу. У публікації [80] Бошнякович вперше склав баланс роботоздатності. Окрім цього, він дав графічну інтерпретацію максимальної роботоздатності і втрат, пов'язаних з незворотними змінами.

Запровадження балансу роботоздатності було важливим кроком на шляху розвитку розгляданої галузі термодинаміки. Складання такого балансу полегшує інтерпретацію і контроль результатів розрахунків. Максимальна роботоздатність не підлягає закону збереження, а навпаки, за кожної незворотної зміни відбувається безповоротне зменшення її величини. Тому баланс максимальної придатності до здійснення роботи не виводиться без врахування втрат роботи за законом Гюї – Стодоли.

Дослідження, які призвели до використання балансу роботоздатності, незалежно один від одного виконало багато вчених у різних країнах, наприклад: М.В. Кірпічов [38], С. Сейппель [133], А. Келлер [114], Д.П. Гохштейн [33], Л. Геллер [109]. Для більшої наочності поняття балансової характеристики було запропоновано також зображати баланс роботоздатнос-

ті на графіку Сенкі. За даними П. Грассмана [99], вперше це зробили в 1945 р. Генрих, Ритц та ін. Вказане поняття балансу відноситься виключно до поточкових установок, які працюють в усталеному режимі.

Заслуговує уваги запропоноване М.В. Трінгом [153, 154] поняття роботоздатності і втрат величини цієї здатності. Цей автор запровадив оригінальні графіки роботоздатності, які можна рахувати різновидністю балансової характеристики. Подібні же графіки вивчали С. Сейппель [133] і А. Андрющенко [1].

Баланс роботоздатності доводить до поняття ККД, який враховує відмінну практичну цінність різних видів енергії. Перші спроби запровадження такого поняття розпочали Жуге [111, 112], і Дарр'є [83, 84]. Глибше цим питанням займались П. Грассман [97, 98] і К. Нессельман [118, 120].

У зв'язку з прийняттям балансової характеристики виникла потреба вирішувати питання про стан відліку, який прийматиметься для розрахунків максимальної придатності до здійснення роботи. Теорію стану відліку розробив Я. Шаргут [135-138]. Ця теорія вирішує перш за все питання розрахунку ексергії речовини, яка приймає участь у хімічному процесі.

Термін «роботоздатність», або «придатність до здійснення роботи», який використовувався протягом довгого часу, був дуже незручний. Це визначення носить описовий характер і, окрім цього, неповне і неоднозначне (повніше визначення розглянутого поняття повинно звучати як «максимальна здатність матерії до здійснення роботи у даному навколишньому середовищі»). У зв'язку з цим було необхідно прийняти цілком новий термін, раціонально обґрунтований, можливо коротший і такий, що відрізняється від застосовуваних у термодинаміці термінів. Такий термін у 1955 р. розробив югославський вчений З. Рант [127, 128]. Він запропонував аналогічно зі словом «енергія» ввести термін, похідний від грецького слова «εργον» (робота), який вказував би на те, що мова йде про роботу, яку можна отримати від розглянутої системи. Цим вимогам задовольняє термін «ексергія», який в європейській технічній літературі (у наступні роки термін «ексергія» був прийня-

тий також в англійській та американській технічній літературі) прийнятий майже усюди і який значно сприяв популяризації цього поняття.

З останніх галузей використання ексергії варто виділити економіку. Перші пропозиції про використання ексергії у цьому напрямку були висунуті З. Рантом [127, 128], Я. Шаргутом [139], А. Андрющенко [2]. Застосування ексергії для економічної оцінки процесу буде, ймовірно, ставати частішим, оскільки така оцінка відноситься до найцікавіших результатів ексергетичного аналізу. Останнім часом Я. Шаргут і Р. Петела [144-146, 151] опублікували декілька робіт, присвячених цьому питанню.

Розрахунок ексергії досить складний. Це, звичайно, перешкоджає поширенню цього поняття. У зв'язку з цим були ужиті спроби складання таблиць і графіків, які полегшують визначення ексергії. Вже у 1932 р. Дж. М. Кінан запропонував користуватись діаграмою «придатність – ентропія» [113]. Подібну ж діаграму опублікував Л. Хайбі [110] у 1952 р. Але найбільша кількість робіт з цього питання з'явилась пізніше. Складені діаграми для визначення ексергії водяної пари (З. Рант [129]), холодоагентів (В.М. Бродянский, І.П. Ішкін [10]), випускних газів (З. Рант [130], Я. Шаргут [152]), повітря (Г.Д. Баєр [75, 76]), технічних газів (А. Гузік [102-104]), вологого повітря [77]). Були також проаналізовані можливості застосування різних видів діаграм і принципи зображення термодинамічних процесів на діаграмах (Н. Ельснер, Г. Грюн, Є. Кейнер [88, 101], Г. Глязер [95] та ін.).

Особливо великі труднощі виникають під час розрахунку ексергії у хімічних процесах. Один з найраніших аналізів ентропії хімічних процесів був опублікований З. Рантом [126]. Теорію розрахунку ексергії хімічних процесів розробив Я. Шаргут [135, 137, 140].

Для полегшення розрахунків в останніх роботах Я. Шаргута опубліковані таблиці так званої нормальної ексергії однорідних хімічних сполук [138, 142] і таблиці для наближеного розрахунку хімічної ексергії сировини і продуктів металургійних заводів [152].

Особливої уваги заслуговує питання розрахунку хімічної ексергії палива, зокрема твердого. Під час розглядання таких видів палива, як кам'яне і буре вугілля, кокс, дрова тощо, неможливо точно встановити абсолютну ентропію, у зв'язку з цим потрібно провести наближений розрахунок ексергії. Питаннями наближеного розрахунку ексергії технічного палива займались З. Рант [131] і В. Фратцшер [91, 92].

Відсутність достатньо опрацьованої теорії станів відліку призвело ще до розходження способів визначення ексергії палив. Логічно послідовне визначення ексергії палива впливає з загальної теорії станів відліку, яка наявна у роботах [135, 137, 138]. Користуючись цим визначенням, Т. Стирільська і Я. Шаргут подали формули для наближеного визначення ексергії палив [147].

Ексергетичний аналіз процесів горіння став предметом розгляду у деяких інших публікаціях вказаних авторів [148, 149].

В останні роки з'явилося багато робіт з питання використання ексергії у різних галузях техніки. Найефективніші результати отримані за використання ексергетичного методу для дослідження досконалості процесів холодильних і теплових установок.

Серед робіт, які відносяться до ексергетичного аналізу процесів, що відбуваються у паросилових установках, особливої уваги заслуговують роботи А. Келлера [114], С. Сейппеля [133], Д.П. Гохштейна [33], А. Андрющенко [1], Х. Рюгенера [132]. Численні праці з ексергетичного аналізу холодильних процесів опублікували К. Нессельман [118, 119] і В.М. Бродяньський [7, 11-12].

У деяких галузях техніки розпочаті лише перші спроби використання ексергетичного балансу, незважаючи на те, що заздалегідь видно ефективність цього способу дослідження досконалості процесів. Як приклад варто вказати на питання кондиціонування, вперше розглянуті Г. Боком [78] і П. Глансдорфом [94]. Головна важкість визначення ексергії у цій галузі виникає з того, що тут стає необхідним враховувати зміни параметрів навколишнього середовища.

Заслужують серйозної уваги роботи В.М. Бродяньського з ексергетичного аналізу ректифікації в області низьких температур [8, 9].

Ексергетичний баланс теплових металургійних процесів був проведений Я. Шаргутом [138, 140, 141, 150, 152]. З цього питання з'явилися цікаві публікації Р. Єшара і М. Брауера [81, 150].

Однією з нових галузей, «підкорених» ексергетичним аналізом, є випромінювання. В цю галузь поняття ексергії запровадив Р. Петела [122-125], який запропонував формули для розрахунку власної радіації випромінювальної поверхні та ексергії будь-якого теплового випромінювання, яке досягає досліджуваної поверхні.

У технічній літературі, присвяченій ексергії, продовжує приділятися велика увага теоретичному аспектові цього питання. Проблеми складання ексергетичного балансу і слушності термінології, обґрунтування способів визначення досконалості з погляду ексергії, ексергетичного аналізу типових термодинамічних процесів тощо були предметом досліджень Н. Ельснера, Ф. Фратцшера [85-87, 90], П. Грассмана [100] та інших.

Найінтенсивніший розвиток описуваної галузі технічної термодинаміки почався з 1950 року. Цікаво відзначити, що з безлічі фундаментальних робіт, опублікованих до 1963 року, 85% з'явилось після 1950 року. Про великий інтерес до цієї галузі термодинаміки свідчить випуск науково-технічними журналами спеціальних номерів, присвячених ексергії (*Brennstoff-Wärme-Kraft*, № 11, 1961; *Energetyka Przemysłowa*, № 11, 1962). У 1956 році в Австрії був складений перший ексергетичний баланс країни [121]. Питання аналізу теплових процесів за допомогою ентропії стали також висвітлюватись у наукових монографіях.

Першу монографію, присвячену аналізу зростання ентропії у теплових процесах, опублікував Д.П. Гохштейн [33]. Друге видання цієї роботи з'явилось у 1963 році. Автор займається виключно енергетично-ентропійним аналізом циклів теплових двигунів, теплових насосів і холодильних установок, причім найбільший обсяг відводиться розгляду паросилових установок.

Варто нагадати, що Д.П. Гохштейн є супротивником використання поняття ексергії. Він протиставляє свій метод «енергетичних втрат» (тобто втрат ексергії) методу ексергетичного балансу.

У 1956 році з'явилась монографія А. Андрющенко [1], в якій автор описує метод аналізу фізичних теплових процесів за допомогою робото здатності. Результати цього аналізу подані у вигляді балансу за допомогою графіків, подібних до графіків, запропонованих М. Трінгом [154]. У 1963 році А. Андрющенко опублікував другу книгу [2], в якій за допомогою використання ексергії він вирішує проблеми оптимізації термодинамічних параметрів теплових електростанцій.

У 1956 році з'явився підручник Р. Маршала [117], в якій автор відносить питання про так звану придатну енергію до однієї з головних проблем. У 1959 році Е.А. Баджес опублікував коротку монографію [82] про «придатну енергію».

Багато уваги питанням ексергії приділив Г.Д. Баєр у підручнику термодинаміки, опублікованому у 1962 році [75]. У цьому ж році В. Фратцшер обнародував обширне монографічне дослідження з ексергії [93], яке увійшло в німецьке видання підручника термодинаміки М.П. Вукаловича і І.І. Новікова. Основна частина цієї монографії присвячена ексергетичному аналізу типових термодинамічних процесів.

У 1965 році вийшов збірник «Енергія та ексергія» [89], який складається з семи статей, присвячених ексергетичному аналізу. У цьому збірнику, окрім основних питань, розглянуті можливості використання ексергії для техніко-економічної оптимізації енергетичних процесів. З'явилися також книги, які відносяться до використання ексергетичного аналізу в різних галузях теплотехніки. У 1966 році дві такі роботи і конспект лекцій опублікував В.М. Бродянський [13-15]. У першій з них розглядається процес розділення повітря і вноситься пропозиція про застосування ексергії для визначення собівартості продуктів цього процесу. Друга публікація і конспект лекцій присвячені ексергетичному аналізу низькотемпературних процесів.

Зростання популярності і значення ексергії, значні наукові досягнення, які з'явилися у цій галузі за останні роки, а також наявність значного досвіду наукового керівника Лабая В.Й. у сушильній та холодильній техніці, системах опалювально-вентиляційних та кондиціонування повітря [43-51] схилили автора до виконання кандидатської дисертації, присвяченої ексергетичному аналізу систем кондиціонування повітря, зокрема для чистих приміщень.

У висвітленні проблеми ексергетичного аналізу у різних авторів є значні розходження. Дана дисертація також з багатьох точок зору відрізняється від праць інших авторів. Найбільша різниця спостерігається у складанні ексергетичного балансу для центральних прямооточійних систем кондиціонування повітря.

У даній дисертації основне значення має аналіз ролі навколишнього середовища в енергетичних процесах. У літературі можна зустріти різні визначення поняття навколишнього середовища. Автор дисертації під *навколишнім для холодильних машин split-кондиціонерів середовищем* розуміє *найближчу, але достатньо велику частину навколишньої природи (атмосферне повітря)*. За такого визначення навколишнього середовища воно для енергетичних процесів є джерелом дарової (в економічному розумінні) теплоти. Звідси випливає висновок, що проведення ексергетичного аналізу доцільно тільки для розгляду конкретних процесів, які реалізуються людиною в умовах, що визначаються навколишньою природою.

1.5. Ексергетичний метод аналізу центральних СКП

У сучасних технологіях, пов'язаних з перетворенням енергії, а саме у системах кондиціонування повітря, важливе місце займають обладнання і процеси, об'єктивна оцінка ступеня енергетичної досконалості яких потребує використання сучасних методів термодинаміки. Класичний апарат цієї науки часто виявляється недостатнім для розв'язування нових завдань; потрібно не тільки його подальший розвиток, але й поєднання з елементами системного підходу та економіки.

Під впливом цих вимог в останні десятиліття був розроблений *ексергетичний метод*. Його основоположна ідея полягає у запровадженні поряд із загальним, фундаментальним поняттям **енергії**, додаткового показника – **ексергія**, який дозволяє врахувати той факт, що енергія залежно від зовнішніх умов, може мати різну цінність для практичного використання.

Розрахунки балансів і різних характеристик технічних систем з врахуванням ексергії, зокрема центральних систем кондиціонування повітря, дає можливість найпростіше та наочно розв'язати безліч наукових, технічних і техніко-економічних завдань. Ці розрахунки допомагають вилучити помилки, які часто трапляються і пов'язані з ігноруванням якісного боку енергетичних перетворень [65, 71, 73]. Вони дають змогу з достатньою науковою точністю і разом з тим наочніше визначити ступінь досконалості і джерела втрат у системах та їх частинах і остаточно знаходити шляхи їх вдосконалення.

Ексергетичний баланс центральної системи кондиціонування повітря та її частин висвічує усі перетворення енергії та речовини, які у ній відбуваються. Отримана при цьому інформація (розподілення і характеристика втрат ексергії, значення ексергетичного ККД окремих частин і системи у цілому, частка кожної частини, характеристика зв'язків між ними, взаємодія системи з навколишнім середовищем тощо) може служити основою для подальшої роботи з вдосконалення системи і порівняння її з іншими системами, що призначені для тієї самої або іншої мети [73].

Безперечне значення має окреме визначення внутрішніх D_i та зовнішніх D_e втрат ексергії. Перші з них відображають недосконалість внутрішніх перетворень енергії і речовини; другі дають таку саму інформацію про взаємодію системи з навколишнім середовищем. Зменшення втрат кожного виду вимагає різних підходів.

Окрім повної картини перетворень енергії і речовини у технічних системах *ексергетичний баланс* дає можливість встановити граничні значення, до яких може бути знижена ексергія речовини та енергії для отримання зада-

ного результату на виході системи. Тим самим виявляються реальні технічні можливості вдосконалення обладнання.

Термодинамічна оптимізація систем кондиціонування повітря зводиться до того, щоб, змінюючи ті або інші її параметри або її структуру, отримати якомога більшу термодинамічну ефективність, тобто максимальний ексергетичний ККД. Така оптимізація дає суттєвий практичний ефект, тобто у певному інтервалі параметрів підвищення ексергетичного ККД у цих системах викликає одночасне покращення і економічних показників [73].

Під час вивчення процесів зміни стану вологого повітря у центральних системах кондиціонування повітря потрібно найзручнішим і наочним шляхом оцінювати термодинамічну ефективність системи у цілому так і окремих її частин, а також джерела втрат у них [16, 19, 37, 65, 71, 73].

Для цього доцільно використати сучасний загальний термодинамічний метод аналізу – ексергетичний, докладно розроблений для холодильних машин В.М. Бродянським [65].

Розглянемо коротко деякі основні положення цього ексергетичного методу термодинамічного аналізу стосовно центральної системи кондиціонування повітря і пов'язаними з нею процесами.

Метою кондиціонування повітря є підтримання у деякому обмеженому просторі певних параметрів повітря. Звичайно регулюванню підлягає температура і відносна вологість повітря.

Будь-які енергетичні ресурси термодинамічної системи, як і перетворення енергії, повинні оцінюватись з врахуванням впливу цих параметрів навколишнього середовища. Тому використання поняття енергія як загальної міри руху матерії у розгляданій системі недостатньо. Розвиток техніки заставляє враховувати той факт, що не будь-яка енергія і не за будь-яких умов може бути цілком придатна для практичного використання. Технічна цінність енергії залежить не тільки від її власної форми і параметрів, але й від параметрів навколишнього середовища.

З цього погляду у всіх енергетичних перетвореннях, які забезпечують роботу установки, може використовуватись енергія двох видів:

- енергія, повністю перетворювана у будь-який інший вид енергії незалежно від параметрів навколишнього середовища (організована);
- енергія, яка не може бути повністю перетворювана в інший вид енергії; можливості її перетворення визначаються як параметрами, що характеризують цю енергію, так і параметрами навколишнього середовища («неорганізована»).

З позицій закону збереження енергії (першого принципу термодинаміки) обидва види енергії ідентичні; але з позицій закону, який визначає перетворюваність видів енергії (другого принципу термодинаміки), ці види енергії суттєво відрізняються [16, 59].

У світлі викладеного виникла потреба введення загальної міри для усіх видів енергії, здатних під час взаємодії з навколишнім середовищем зі сталими параметрами до перетворення в інші види організованої енергії. Звісно, що найповніше перетворення енергії відповідає умові, що усі процеси як всередині системи, так і під час взаємодії з навколишнім середовищем зворотні.

Така міра перетворюваності енергії системи була названа ексергією системи (термін «ексергія», введений у 1956 році З. Рантом за пропозицією Р. Планка, утворений від грецького слова *ergon* – «робота, сила» і приставки *ex*, що означає «з», «поза»).

Ексергія системи у даному стані вимірюється кількістю механічної або іншої повністю перетворюваної енергії, яка може бути отримана від системи внаслідок її зворотного переходу з даного стану рівноваги у стан рівноваги з навколишнім середовищем.

З першого і другого принципів термодинаміки безпосередньо виходить, що у кожному даному стані ексергія системи, як і енергія, має певне фіксоване значення.

Ексергія системи, що знаходиться у навколишньому середовищі зі сталими параметрами, залишається незмінною тільки за зворотного проведення

усіх процесів, які відбуваються всередині неї, так і за взаємодії з навколишнім середовищем. Якщо будь-які з цих взаємодій проходять незворотно, то ексергія, відповідно, зменшується.

Ця основна властивість ексергії дозволяє використати її як міру зворотності того чи іншого процесу. Різниця значень ексергії, яка входить у дану систему $E_{\text{вх}}$ і виходить з неї $E_{\text{вих}}$, визначає сумарні втрати від незворотності у системі, які виявляються як знищення, тобто повне зникнення ексергії.

На відміну від ексергії енергія під час цього не зникає, а тільки розсіюється – відбувається її дисипація (dissipation).

Втрати ексергії під час дисипації [65]

$$\Sigma D = E_{\text{вх}} - E_{\text{вих}} \geq 0. \quad (1.1)$$

Рівняння (1.1) відноситься, звичайно, до стаціонарних процесів без накопичення або затрати енергії $\Delta E_{\text{сист}}$ у самій системі. Тільки у зворотному процесі $E_{\text{вх}} = E_{\text{вих}}$ і $\Sigma D = 0$, оскільки дисипація енергії відсутня. У цьому ексергія аналогічна ентропії, зростання якої у замкнутій системі також відображає втрати від незворотності. Однак практична перевага ексергії є у тому, що її зменшення дає одразу значення втрат перетворюваної енергії і дозволяє порівнювати їх з наявною кількістю цієї перетворюваної енергії (тобто отримати і абсолютне, і відносне значення втрат). Відношення ексергії $E_{\text{вих}}$, відведеної з системи, до підведеної ексергії $E_{\text{вх}}$ становить собою коефіцієнт корисної дії – ексергетичний ККД, який характеризує ступінь наближення процесу до ідеального:

$$\eta_e = E_{\text{вих}} / E_{\text{вх}} = (E_{\text{вх}} - \Sigma D) / E_{\text{вх}} = 1 - \Sigma D / E_{\text{вх}}. \quad (1.2)$$

В ідеальному процесі $\eta_e = 1$, у реальному $\eta_e < 1$.

Втрати ΣD можуть бути розділені на дві групи:

– внутрішні D_i , пов'язані з незворотностю процесів, які відбуваються всередині системи;

– зовнішні D_e , пов'язані з умовами взаємодії системи з навколишнім середовищем та іншими джерелами і приймачами енергії.

У центральних системах кондиціювання повітря прикладами внутрішніх втрат можуть служити: втрати у повітроохолоднику кондиціонера, втрати під час транспортування повітря у припливних вентиляторі і повітропроводах, втрати з вентилятором витяжної та припливної установок, втрати у холодильній машині кондиціонера. До зовнішніх втрат можна віднести, наприклад, втрати аеродинамічного тиску потоку повітря і втрати у навколишнє середовище.

Внутрішні та зовнішні втрати легко розділити за допомогою тієї самої формули (1.1). Якщо у ній прийняті значення ексергії, узяті за параметрами самої установки, отримане значення ΣD_i відповідатиме тільки внутрішнім втратам. Якщо у рівняння (1.1) входять значення ексергії, яка віддається або отримується зовнішніми джерелами і приймачами енергії, то ΣD включає і зовнішні і внутрішні втрати. Шляхом послідовного застосування рівняння (1.1) до окремих елементів установки легко встановити розподілення у них внутрішніх втрат.

Ексергетичний ККД системи кондиціювання повітря визначається рівнянням

$$\eta_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}}. \quad (1.3)$$

де $E_{\text{вих}}$ – приріст ексергії повітря у кондиціонованому приміщенні; $E_{\text{вх}}$ – ексергії приводу СКП, яка витрачається на підтримання процесу [154].

Важливим є виділення корисних та витрачених значень деструкції ексергії у СКП та обчислення ексергетичної ефективності кожного елемента та системи в цілому.

Представлена у роботі [36] діаграма складових частин потоків ексергії вологого повітря у СКП надає можливість візуальної оцінки деструкції ексергії повітря в елементах системи кондиціювання повітря та у приміщенні за питомими та абсолютними значеннями ексергії вологого повітря. У результаті досліджень вперше показано представлення перетворювань складових ексергії вологого повітря у СКП у вигляді потокової діаграми, а також можли-

вості та переваги потокової діаграми складових ексергії вологого повітря порівняно з існуючими діаграмами Грассмана та сумісними діаграмами для СКП. Результати досліджень мають вагомое методологічне значення щодо оцінки показників енергоощадності систем кондиціонування повітря.

Для можливості повноцінного ексергетичного аналізу структуру СКП варто формувати за принципом поділу функціональних вузлів на такі, що підготовляють повітря для споживання, та на такі, що його споживають [35].

Функціональна єдність вузлів СКП повинна базуватись на послідовності обробки повітря як робочого тіла. Корисний ефект від роботи СКП варто оцінювати по різниці значень повної ексергії припливного та витяжного повітря. Термодинамічну досконалість СКП доцільно оцінювати ексергетичним коефіцієнтом корисної дії та його модифікаціями «нетто» та «брутто». Оцінкою енергоощадності СКП можуть бути ступінь енергоощадності, відносні втрати ексергії та відносне значення деструкції ексергії повітря.

У статті [163] проведено оцінку ефективності роботи центральної СКП з можливістю використання теплоти конденсаторів холодильних машин для другого підігріву у теплий період року. Для цього було розраховано втрати ексергії для потоку повітря, що обробляється у СКП в кожному елементі від повітрязабірної решітки до виходу у приміщення. Результати розрахунків подано у вигляді інтегральної кривої питомих втрат ексергії по ходу повітря у СКП та порівняльних кривих питомих грошових витрат та ексергетичних потоків під час використання теплоти конденсації холодильних машин та із теплопостачанням від теплової мережі для повітрянагрівників II підігріву. Встановлено, що найбільші втрати ексергії спостерігаються у повітроохолоднику разом із краплевловником та у теплообміннику другого підігріву. При цьому використання утилізованої теплоти конденсаторів холодильних машин дає заощадження більше ніж 30% від вартості теплової енергії.

1.6. Енергоспоживання та шляхи енергозбереження у СКП ЧПРП

Очищення повітря та підтримання сталої температури і вологості повітря у чистих приміщеннях призводять до 10-20 кратного збільшення використання енергії порівняно зі звичайними виробничими приміщеннями. Тому питання економії енергії у чистих приміщеннях набуває особливого значення [69].

У чистих приміщеннях загальна витрата енергії складається з теплових та вентиляційних затрат.

Можна виділити 5 основних способів зниження використання енергії у чистих приміщеннях (табл. 1.6).

Таблиця 1.6

Шляхи зниження енергозатрат у чистих приміщеннях

Зменшення теплових навантажень.	<ul style="list-style-type: none"> • Мінімізація припливу атмосферного повітря → зниження підсмоктування атмосферного повітря і зменшення припливу у неробочий час. • Охолодження кондиціонерів припливним повітрям у холодний період року.
Застосування теплообмінних систем утилізації теплоти.	<ul style="list-style-type: none"> • Утилізація теплоти від технологічного обладнання. • Зменшення кількості пилу, який виділяється завдяки використанню нових облицювальних матеріалів, герметиків. • Гранично низька вентиляція у неробочий час. • Оптимізація кількості припливного у приміщення повітря. • Зменшення об'єму вентиляції шляхом застосування чистих робочих місць та чистих коридорів.
Зменшення аеродинамічного опору трубопроводів.	<ul style="list-style-type: none"> • Спрощення форми і зменшення довжини повітропроводів. • Зменшення питомих втрат тиску у повітропроводах шляхом збільшення їх перерізу. • Використання високопродуктивних фільтрів з малим аеродинамічним опором.
Вдосконалення конструкцій вентиляторів та кондиціонерів.	<ul style="list-style-type: none"> • Заміна вентиляторів з більшою потужністю. • Використання вентиляторів з максимальним ККД.

- раціоналізація процесу експлуатації вентиляційних систем;
- застосування систем утилізації енергії, яка виділяється;
- зменшення витрати циркуляційного повітря;
- зниження опору витяжних та припливних повітропроводів;
- вдосконалення обладнання для очищення повітря.

Енергія, яка використовується у чистих приміщеннях складається в основному з енергії технологічних установок та енергетичних затрат на вентиляцію. У чистих приміщеннях зазвичай велика потужність вентиляторів у системі циркуляції чистого повітря і відносно невеликі загальні затрати енергії на обігрівання, освітлення приміщення, забезпечення умов праці обслуговуючого персоналу.

Власне три фактори – енергозатрати на підготовку атмосферного повітря, теплота, яка виділяється технологічним обладнанням і потужність вентиляторів та насосів – складають 93,4% від загального використання енергії у чистих приміщеннях. Використання енергії на підготовку повітря у «піковий» час є абсолютно максимальним.

Одним із способів зменшення затрат енергії на кондиціювання повітря може бути зниження кількості витяжного з приміщення повітря у неробочий час, що призводить до відповідного зниження витрати припливного атмосферного повітря.

У чистих приміщеннях з великими витратами повітря затрати енергії на перенесення повітря визначаються загалом опором повітропроводів. Знизити ці затрати можна зменшенням об'єму вентиляційного повітря, зменшенням аеродинамічного опору повітропроводів, використанням вентиляторів з підвищеним ККД.

Для запобігання завищення витрати вентиляційного повітря необхідно передбачувати ефективні заходи з локалізації пилевиділення від найінтенсивніших джерел, а також ретельно вибирати облицювальні матеріали інтер'єру та ущільнювальні матеріали.

Вочевидь доцільність зниження об'єму вентиляції у неробочий час відключенням вентиляційних систем або зменшенням витрати повітря. Останнім часом вважається, що завдяки автоматичному регулюванню витрати повітря відбувається зниження витрати енергії на 20-35%. Витрата повітря регулюється вентиляторами, які обладнані спеціально розробленими електродвигунами. Швидкість обертання цих двигунів регулюється зміною частоти напруги живлення.

Аеродинамічний опір визначається тільки конструкцією і розмірами повітропроводів. За наявності вільного простору опір повітропроводів можна знизити шляхом збільшення їх перерізу. Однак, за збільшення перерізу і відповідного зменшення швидкості повітря необхідно враховувати збільшення кількості пилу, який випадає з повітряного потоку. Значний вклад у загальній опір вносять фільтри. Встановлені у чистих приміщеннях ULPA-фільтри мають особливо великий аеродинамічний опір.

1.7. Мета і завдання дослідження

Мета дисертаційної роботи полягає у розробленні ексергоощадних режимів роботи СКП чистих приміщень і на цій основі підвищення енергоефективності роботи центральних прямоотечійних СКП чистих приміщень.

Аналіз джерел літератури показав те, що для дослідження досконалості роботи СКП чистих приміщень потрібно застосовувати *сучасний метод термодинамічного аналізу – ексергетичний*. Однак, на сьогодні використання цього методу є недостатнім тому, що у джерелах літератури загалом йде мова тільки про ексергетичну оцінку якогось одного режиму роботи СКП, а не багатьох режимів і впливу на нього різних факторів, що дало б можливість провести детальний аналіз функціонування СКП та підвищити енергоефективність їх роботи. Разом з тим для інтенсифікації роботи СКП і впровадження ексергоощадних режимів їх роботи цей метод *не використовувався практично зовсім*. Отже, аналіз літературних джерел дав змогу вибрати найсучасніший метод термодинамічного аналізу 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 для вдосконалення режимів їх роботи.

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 у 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.

Висновки до 1-го розділу

1. Використання *ексергетичного методу термодинамічного аналізу* для проведення детального аналізу функціонування *СКП чистих приміщень* та підвищення енергоефективності їх роботи нині є **недостатнім**.

2. Ексергетичний метод термодинамічного аналізу не використовувався практично зовсім для інтенсифікації роботи СКП чистих приміщень і впровадження енергоощадних режимів їх роботи.

3. Детальний аналіз функціонування *СКП чистих приміщень* для встановлення досконалості та підвищення енергоефективності їх роботи потрібно провести з широким застосуванням методу термодинамічного аналізу – ексергетичного.

4. Виникла потреба подальшого розвитку *методу ексергетичного аналізу процесу роботи СКП на прикладі центральних прямотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником* так, щоб він став основою для дослідження їх процесу роботи, створення математичної моделі цих процесів роботи та їх комп'ютерного програмування.

5. Варто вивчити вплив різних факторів на процес роботи та *ексергетичну ефективність роботи СКП і втрати ексергії в її окремих елементах* з використанням дослідницьких комп'ютерних програм ексергетичного аналізу.

6. Треба розробити рекомендації щодо вдосконалення роботи СКП *на прикладі центральних прямотечійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником*.

7. Потрібно провести експериментальні дослідження на діючій СКП, які б підтвердили достовірність отриманих у роботі результатів.
8. Основні результати розділу опубліковано у праці [52, 53].

РОЗДІЛ 2

ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ І РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДУ ПРОВЕДЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ТА ЕКСЕРГЕТИЧНИХ БАЛАНСІВ ЦЕНТРАЛЬНИХ ПРЯМОТЕЧІЙНИХ СКП ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ

2.1. Обґрунтування вибору об'єктів дослідження

1. Вибір об'єктом дослідження процесів роботи центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря (СКП) чистих приміщень на прикладі вивчення процесів роботи *СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення та впровадженій СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником* здійснено з метою вивчення досконалості цих процесів шляхом проведення *ексергетичних балансів*, які дозволяють встановити максимальні термодинамічні можливості цих систем, визначити втрати ексергії в них, обґрунтувати та підвищити ексергоощадність роботи цих систем кондиціонування повітря та окремих їх елементів.

2. Виявлення можливості інтенсифікації процесів роботи обраних центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень.

3. Встановлення ефективних ексергоощадних режимів роботи обраних центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень.

4. В літературі *практично відсутні* результати з використання ексергетичного аналізу процесів роботи центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень для розроблення їх ексергоощадних режимів роботи, окрім деяких загальних робіт з цього питання [37, 38].

2.2. Характеристика об'єктів дослідження і вихідні дані для проведення енергетичних розрахунків та ексергетичних балансів центральних прямотечійних СКП чистих приміщень

2.2.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. Під час застосування центрального кондиціонування повітря важливим є питання: на скільки ефективною буде робота обраної системи кондиціонування

повітря за даних умов? Адже правильний вибір режимів роботи СКП – це не тільки найкраще забезпечення мікроклімату та чистоти повітря у приміщеннях, але й економія енергії та коштів.

Центральні прямотечійні системи кондиціонування повітря за однакових параметрів зовнішнього повітря матимуть різну енергоефективність (ексергоефективність) за різних робочих режимів роботи та обслуговування одного й того самого приміщення.

Особливістю центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря є те, що вихідна речовина, яка піддається обробці в ній, – це зовнішнє повітря, параметри якого можуть бути різними як за температурою так і за відносною вологістю (відповідно, вологовмістом і питомою ентальпією). У результаті роботи системи кондиціонування повітря набуває необхідні температуру і вологість як припливного повітря, так і всередині приміщення. У системах кондиціонування повітря зовнішнім середовищем служить зовнішнє повітря, параметри якого можуть бути різними залежно від місця і часу. Тому як навколишнє середовище прийняте зовнішнє повітря – як його суха частина, так і водяна пара, яка є у повітрі. Зменшення затрат енергії, споживаної системами кондиціонування повітря, диктує необхідність їх оптимізації, що найповніше може бути досягнуто на основі ексергетичного аналізу, який враховує не тільки кількість, але й якість затраченої енергії [6, 21, 64, 65, 73-75, 79, 117].

У дисертаційній роботі одним з об'єктів дослідження є центральна прямотечійна СКП чистих приміщень повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення, для якої метою дослідження є оцінка ефективності її роботи методом ексергетичного аналізу.

Для досліджень нами прийнято центральний кондиціонер типу КТЦ2-10 з масовою повітропродуктивністю 10000 кг/год (порахованою за асиміляцією пилюнок у повітрі приміщення) і з камерою зрошення. Об'єкт, який обслуговує цей кондиціонер – чисте приміщення.

Для дослідження ефективності роботи обраної СКП створений іннова-

ційний метод, елементи котрого наведені у цьому розділі. Цей метод розроблений для визначення і порівняння ефективності роботи центральної проточної СКП чистих приміщень з камерою зрошення, яка обслуговує ці приміщення у теплий період року (ТПР) за різних режимів її роботи (рис. 2.1).

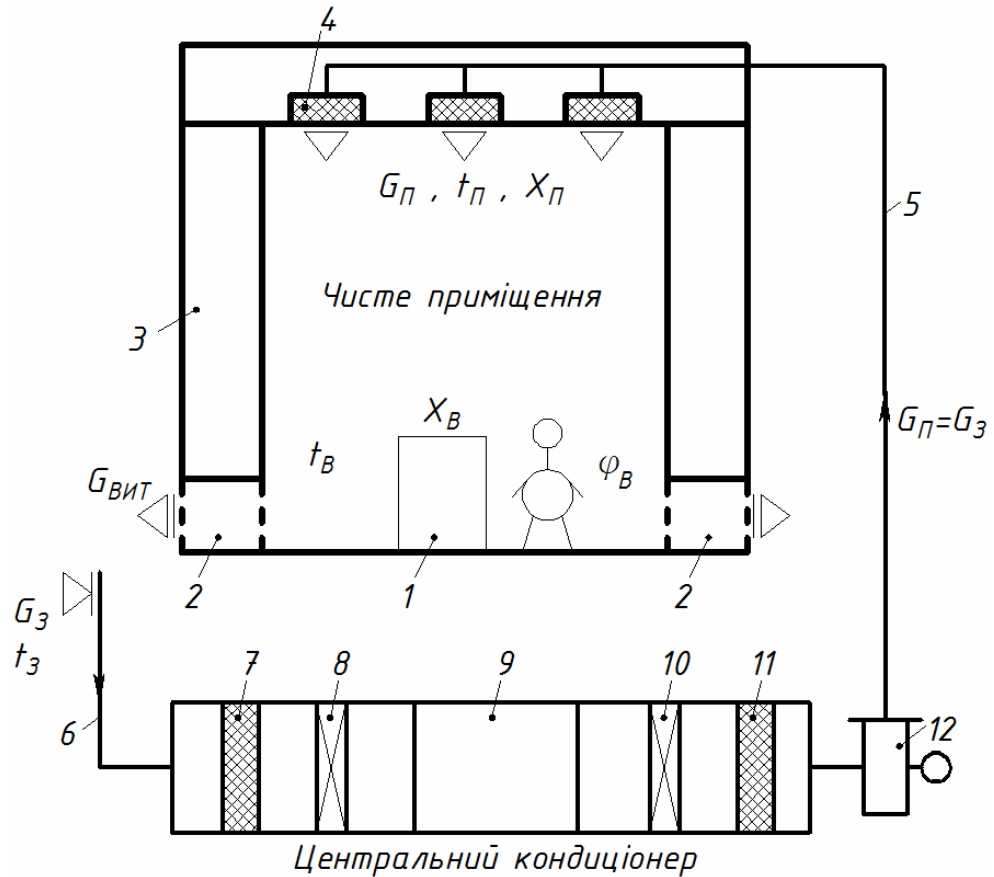


Рис. 2.1. Принципова схема центральної проточної системи кондиціонування повітря чистого приміщення:

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

Метою кондиціонування повітря є підтримання у деякому обмеженому просторі (у даному випадку у чистому приміщенні) певних параметрів повітря. Звичайно регулюванню підлягає температура t_v і відносна вологість ϕ_v повітря, а у чистих приміщеннях це ще й концентрація пилинок x_v у повітрі [34, 68-71].

Розглянемо центральну проточну СКП чистого приміщення, схематично зображену на рис. 2.1. Робота такої системи залежить від доміную-

чих у навколишньому (зовнішньому) середовищі умов, тобто від температури і вологовмісту повітря зовнішнього середовища. Повітря з навколишнього середовища через повітрязабірну шахту 6 забирається центральним кондиціонером, очищається у фільтрі зовнішнього повітря 7, далі проходить через повітрянагрівник I підігрівання 8, охолоджується та осушується за політропою у камері зрошення 9, підігрівається у повітрянагрівнику II підігрівання 10, а відтак вентиляторним агрегатом 12 подається у чисте приміщення через фільтр припливного повітря 11 у центральному кондиціонері, припливні повітропроводи 5 та фільтри припливного повітря 4 на вході у приміщення.

Розроблений метод для встановлення ексергоощадних режимів роботи центральної прямотечійної СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення дає можливість визначити її ексергетичний ККД залежно від різних параметрів зовнішнього повітря, обладнання СКП та разом з тим отримати діаграму Грассмана, яка надає суттєву допомогу за ексергетичного аналізу потоків і втрат ексергії обраної енерготехнологічної системи (ЕТС).

У розрахунках нами не враховані втрати у навколишнє середовище; прийнято, що у зрошувальній камері відбувається політропний процес охолодження та осушування повітря у ТПР, не враховано підігрівання повітря на 1°C у припливному повітропроводі і вентиляторі та втрати ексергії, пов'язані з втратою аеродинамічного тиску.

2.2.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. Другим об'єктом дослідження у дисертаційній роботі є впроваджена у Львові центральна прямотечійна СКП кардіологічних операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год (порахованою за кратністю обміну повітря у приміщеннях) з рекуперативним повітроохолодником, для якої метою дослідження також є оцінка ефективності її роботи методом ексергетичного аналізу.

Для дослідження ефективності роботи цієї СКП також створений інноваційний метод, елементи котрого наведені у цьому розділі. Цей метод розроблений для визначення і порівняння ефективності роботи діючої централь-

ної прямотечійної СКП кардіологічних операційних чистих кімнат з рекупративним повітроохолодником, яка обслуговує ці кімнати у ТПР за різних режимів її роботи (рис. 2.2).

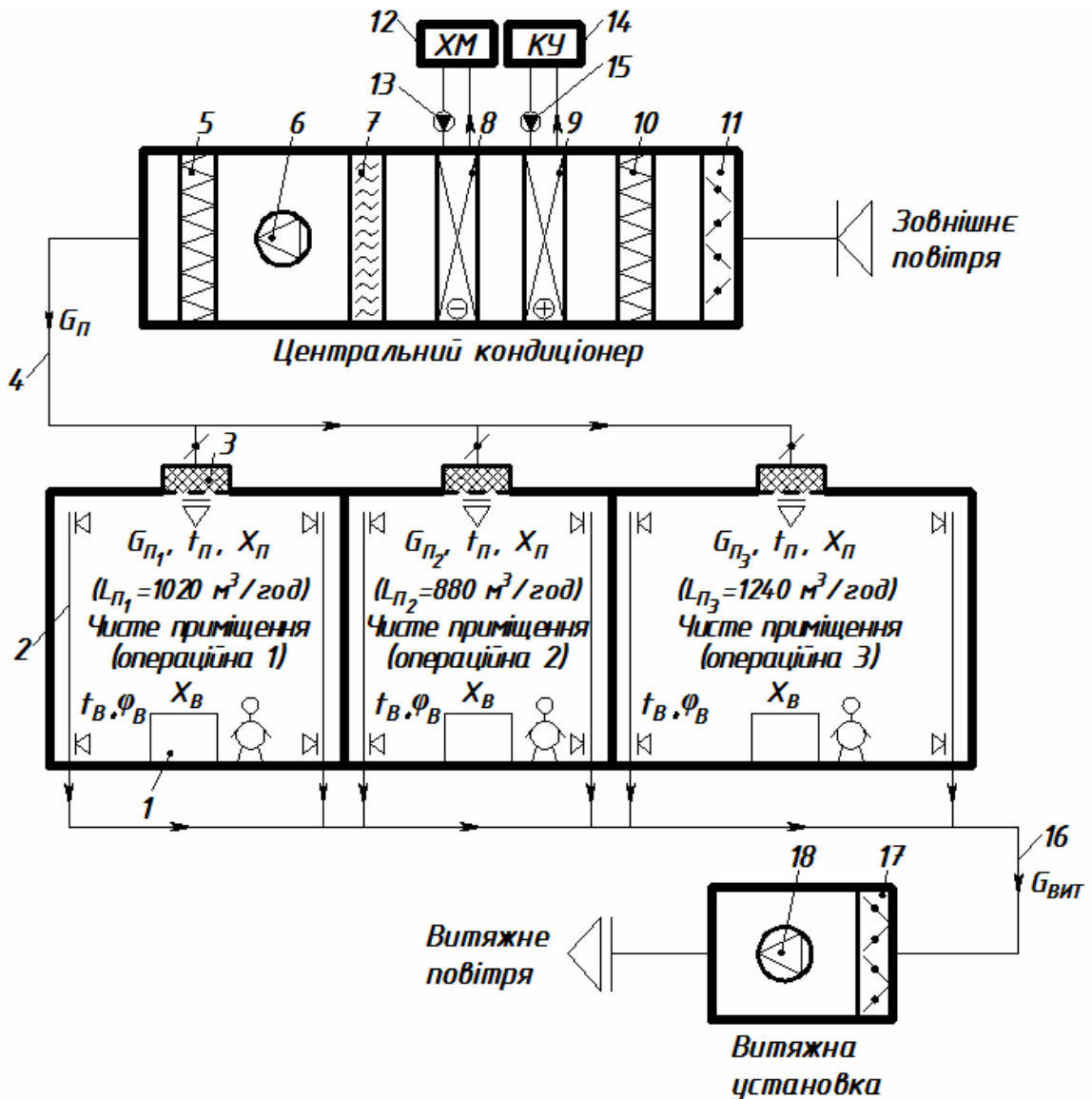


Рис. 2.2. Принципова схема впроваджені центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря діючих кардіологічних операційних:

- 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 – краплевловник 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 холодоносія 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) $Q_{\text{ХПО}}^{\text{СТ}} = 21 \text{ кВт}$ 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 $1,11 \text{ л/с}$, 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 $0,57 \text{ л/с}$ 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) $Q_{\text{ПН}}^{\text{СТ}} = 47,3 \text{ кВт}$ 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 $F_1 = 31,60 \text{ м}^2$, а об'єм – $V_1 = 106 \text{ м}^3$, другу – $F_2 = 27,13 \text{ м}^2$, а $V_2 = 91 \text{ м}^3$, третю – $F_3 = 38,14 \text{ м}^2$, а $V_3 = 128 \text{ м}^3$. Висота усіх операційних $H = 3,35 \text{ м}$. Кількість пові-

тря, яке подається СКП у першу кардіологічну операційну, становить $L_{П1} = 1020 \text{ м}^3/\text{год}$, другу – $L_{П2} = 880 \text{ м}^3/\text{год}$, третю – $L_{П3} = 1240 \text{ м}^3/\text{год}$.

Як було вже констатовано метою кондиціонування повітря є підтримання у деякому обмеженому просторі (у даному випадку у кардіологічних операційних чистих кімнатах) певних параметрів повітря. Звичайно регулюванню підлягає температура t_v і відносна вологість ϕ_v повітря, а у чистих операційних кімнатах це ще й концентрація пилинок x_v у повітрі [34, 68-71].

Розглянемо впроваджену центральну прямотечійну СКП для кардіологічних операційних чистих кімнат, схематично зображену на рис. 2.2. Робота такої системи залежить від домінуючих у зовнішньому середовищі умов, тобто від температури і вологовмісту зовнішнього повітря. Отже, у ТПР зовнішнє повітря через клапан 11 забирається центральним кондиціонером, очищається у фільтрі 10, далі проходить через повітрянагрівник 9, охолоджується та осушується за політропою у повітроохолоднику 8, сепарується у краплелловнику 7, а відтак вентиляторним агрегатом 6 подається через фільтр кондиціонера 5 і фільтри 3 на вході у чисті операційні кімнати. Видаляється відпрацьоване повітря з операційних чистих кімнат з верхньої і нижньої зон витяжною установкою через її клапан 17 витяжним вентилятором 18.

Розроблений метод для встановлення ексергоощадних режимів роботи впровадженої центральної прямотечійної СКП повітропродуктивністю $4300 \text{ кг}/\text{год}$ з рекуперативним повітроохолодником дає можливість визначити її ексергетичний ККД залежно від різних параметрів зовнішнього повітря, обладнання СКП та разом з тим отримати діаграму Грассмана, яка надає суттєву допомогу за ексергетичного аналізу потоків і втрат ексергії впровадженої енерготехнологічної системи (ЕТС).

У розрахунках не враховані втрати ексергії у навколишнє середовище та втрати ексергії, пов'язані з втратою аеродинамічного тиску.

2.3. Вибір зовнішніх та внутрішніх параметрів повітря для чистих приміщень за забезпечення мікроклімату центральними СКП

2.3.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. Параметри зовнішнього повітря (середовища) (за категорією Б) для проведення розрахунків обраної СКП у ТПР приймаємо так [100]:

- температуру зовнішнього повітря (приймаємо конкретну цифру)

$$t_3 = 26 - 42 \text{ }^\circ\text{C}; \quad (2.1)$$

- вологовміст зовнішнього повітря (приймаємо конкретну цифру)

$$d_3 = d_B + A_d = d_B + (0,5 - 2,5), \text{ г/кг}, \quad (2.2)$$

ця умова потрібна для проведення політропного (охолодження та осушування) процесу у камері зрошення;

- барометричний тиск (приймаємо конкретну цифру)

$$P_3 = 970 - 1010 \text{ гПа}; \quad (2.3)$$

- швидкість вітру та географічну широту (приймаємо конкретні цифри)

$$v_3 = 1 \text{ м/с}; \quad (2.4)$$

$$\text{ГШ} = 48^\circ \text{ пн. ш.} \quad (2.5)$$

Додатково визначаємо [6, 42, 43]:

- питому ентальпію зовнішнього повітря

$$I_3 = 1,005 \cdot t_3 + (2500 + 1,86 \cdot t_3) \cdot \frac{d_3}{1000}, \text{ кДж/кг}; \quad (2.6)$$

- відносну вологість зовнішнього повітря

$$\varphi_3 = \frac{P_3 \cdot d_3 \times 10000}{(622 + d_3) \cdot \exp((23,6 \cdot t_3 + 1514)/(236 + t_3))}, \% \quad (2.7)$$

або за $I-d$ – діаграмою:

$$\varphi_3 = \varphi_0 \begin{cases} \text{по } t_3, I_3 \\ \text{або} \\ \text{по } t_3, d_3 \end{cases}, \%$$

Параметри внутрішнього повітря для проведення розрахунків обраної СКП у ТПР приймаємо так [6, 42, 43, 65, 66]:

- температуру внутрішнього повітря

коли $t_3 \leq 30^\circ\text{C}$ ($t_B = 20 \dots 25^\circ\text{C}$), то

$$t_B = 20 + 0,63 \cdot (t_3 - 22), \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.8)$$

(округлення здійснюємо до цілого числа);

коли $t_3 > 30^\circ\text{C}$ ($t_B \geq 26^\circ\text{C}$), то

$$t_B = 25 + 0,4 (t_3 - 30), \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.9)$$

(округлення здійснюємо до цілого числа);

- відносну вологість внутрішнього повітря (приймаємо конкретну цифру)

$$\varphi_B = 60 \dots 30\%; \quad (2.10)$$

- швидкість руху (рухомість) внутрішнього повітря

коли $t_B = 20 \dots 22^\circ\text{C}$, то

$$v_B \leq 0,2 \text{ м/с}; \quad (2.11)$$

коли $t_B = 23 \dots 25^\circ\text{C}$, то

$$v_B \leq 0,3 \text{ м/с}; \quad (2.12)$$

коли $t_B = 26 \dots 27^\circ\text{C}$, то

$$v_B \leq 0,4 \text{ м/с}; \quad (2.13)$$

коли $t_B > 27^\circ\text{C}$, то

$$v_B \leq 0,5 \text{ м/с}. \quad (2.14)$$

Додатково визначаємо [6, 42, 43]:

- вологовміст внутрішнього повітря

$$d_B = \frac{622}{\frac{P_6 \times 10000}{\varphi_B \cdot \exp \frac{23,6 \cdot t_B + 1514}{236 + t_B}} - 1}, \text{ г/кг}; \quad (2.15)$$

- питому ентальпію зовнішнього повітря

$$I_3 = 1,005 \cdot t_3 + (2500 + 1,86 \cdot t_3) \cdot \frac{d_3}{1000}, \text{ кДж/кг}; \quad (2.16)$$

або за $I-d$ – діаграмою: $\left. \begin{matrix} d_B \\ I_B \end{matrix} \right\} \text{ по } t_B \text{ і } \Phi_B.$

2.3.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. Параметри зовнішнього повітря (середовища) для проведення розрахунків впровадженої СКП у ТПР приймаємо так [65, 66]:

- температуру зовнішнього повітря (приймаємо конкретну цифру)

$$t_3 = 30; 32; \mathbf{35}; 38; 40^\circ\text{C}; \quad (2.17)$$

- відносну вологість зовнішнього повітря (приймаємо конкретну цифру)

$$\Phi_3 = 44; 42; \mathbf{40}; 38; 36\%; \quad (2.18)$$

- барометричний тиск (приймаємо конкретну цифру)

$$P_3 = P_0 = 970\text{-}\mathbf{1010} \text{ гПа}; \quad (2.19)$$

Додатково визначаємо [3,42, 43]:

- вологовміст зовнішнього повітря

$$d_3 = \frac{622}{\frac{P_0 \times 10000}{\Phi_3 \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot t_3 + 1514}{236 + t_3}\right)} - 1}, \text{ г/кг}; \quad (2.20)$$

- питому ентальпію зовнішнього повітря

$$I_3 = 1,005 \cdot t_3 + (2500 + 1,86 \cdot t_3) \cdot \frac{d_3}{1000}, \text{ кДж/кг} \quad (2.21)$$

або за $I-d$ – діаграмою: $\left. \begin{matrix} d_3 \\ I_3 \end{matrix} \right\} \text{ по } t_3 \text{ і } \Phi_3.$

Параметри внутрішнього повітря для проведення розрахунків впровадженої СКП у ТПР приймаємо так [6, 42, 65, 66]:

- температуру внутрішнього повітря

коли $t_3 \leq 30^\circ\text{C}$ ($t_B = 20 \dots 25^\circ\text{C}$), то

$$t_B = 20 + 0,63 \cdot (t_3 - 22), \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.22)$$

(округлення здійснюємо до цілого числа);

коли $t_3 > 30^\circ\text{C}$ ($t_B \geq 26^\circ\text{C}$), то

$$t_B = 25 + 0,4(t_3 - 30), \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.23)$$

(округлення здійснюємо до цілого числа);

- швидкість руху (рухомість) внутрішнього повітря

коли $t_B = 20 \dots 22^\circ\text{C}$, то

$$v_B \leq 0,2 \text{ м/с}; \quad (2.24)$$

коли $t_B = 23 \dots 25^\circ\text{C}$, то

$$v_B \leq 0,3 \text{ м/с}; \quad (2.25)$$

коли $t_B = 26 \dots 27^\circ\text{C}$, то

$$v_B \leq 0,4 \text{ м/с}; \quad (2.26)$$

коли $t_B > 27^\circ\text{C}$, то

$$v_B \leq 0,5 \text{ м/с}. \quad (2.27)$$

2.4. Зображення процесів роботи центральної прямооточійної СКП чистих приміщень на $I-d$ – діаграмі та визначення температури, питомої ентальпії, вологовмісту і відносної вологості у характерних точках цих процесів

2.4.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. Зображення на $I-d$ – діаграмі процесів зміни стану вологого повітря у цій центральній прямооточійній системі кондиціонування повітря у ТПР, для якої $G_3 = G_{\text{П}}$, кг/год, виглядає так (рис. 2.3) [6, 43].

Для побудови цих процесів відкладаємо на $I-d$ – діаграмі (рис. 2.3) точки **З** за t_3 , I_3 і **В** за t_B , ϕ_B , які відповідають стану відповідно зовнішнього і внутрішнього повітря, та уточнюємо з порахованими значеннями вологовмісту d_3 , г/кг, і відносної вологості ϕ_3 , %, зовнішнього повітря та вологовмісту d_B , г/кг, і питомої ентальпії I_B , кДж/кг, внутрішнього повітря.

Задаємось надлишками явної і повної теплоти, вологи та пилу в чистому приміщенні:

- надлишки явної теплоти за такою залежністю

$$Q_{\text{надл}}^{\text{я}} = 1400 \cdot (t_3 - t_{\text{в}}), \text{ Вт}; \quad (2.28)$$

- вологонадлишки за такою залежністю

$$W_{\text{надл}} = \frac{28}{36,6 - t_{\text{в}}}, \text{ кг/ГОД}; \quad (2.29)$$

- надлишки повної теплоти

$$Q_{\text{надл}}^{\text{п}} = Q_{\text{надл}}^{\text{я}} + W_{\text{надл}} \cdot 2600 \times 0,278 = Q_{\text{надл}}^{\text{я}} + W_{\text{надл}} \times 722,8, \text{ Вт} \quad (2.30)$$

($r \approx 2600$ кДж/кг – питома теплота випаровування води. Вибір надлишків повної теплоти, пов'язаний з вибором явної теплоти і вологонадлишків);

- надлишки пилу

$$G_{\text{надл}} = 0,005 \dots 0,020 \text{ кг/ГОД} \quad (2.31)$$

(приймаємо конкретне значення).

Визначаємо кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{надл}}^{\text{п}} \times 3,6}{W_{\text{надл}}}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.32)$$

Розраховуємо продуктивність центрального кондиціонера за надлишками пилу у чисте приміщення:

- масова продуктивність за надлишками пилу

$$G_{\text{пил}} = \frac{G_{\text{надл}} \times 10^6}{x_{\text{в}} - x_{\text{п}}}, \text{ кг/ГОД}, \quad (2.33)$$

де $x_{\text{в}}$ і $x_{\text{п}}$ – відповідно, концентрація пилу у внутрішньому та припливному повітрі, мг/кг.

Отже, за потрібну масову продуктивність припливу повітря у чисте приміщення з допомогою центрального кондиціонера $G_{\text{п}}$ приймаємо масову продуктивність кондиціонера, пораховану за надлишками пилу $G_{\text{п}} = G_{\text{пил}}$.

Тоді розраховуємо температуру припливного повітря з кондиціонера у чисте приміщення:

$$t_{\Pi} = t_{\text{В}} - \frac{Q_{\text{надл}}^{\text{я}} \times 3,6}{c_{\text{пов}} \cdot G_{\Pi}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.34)$$

де $c_{\text{пов}} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – питома теплоємність повітря;

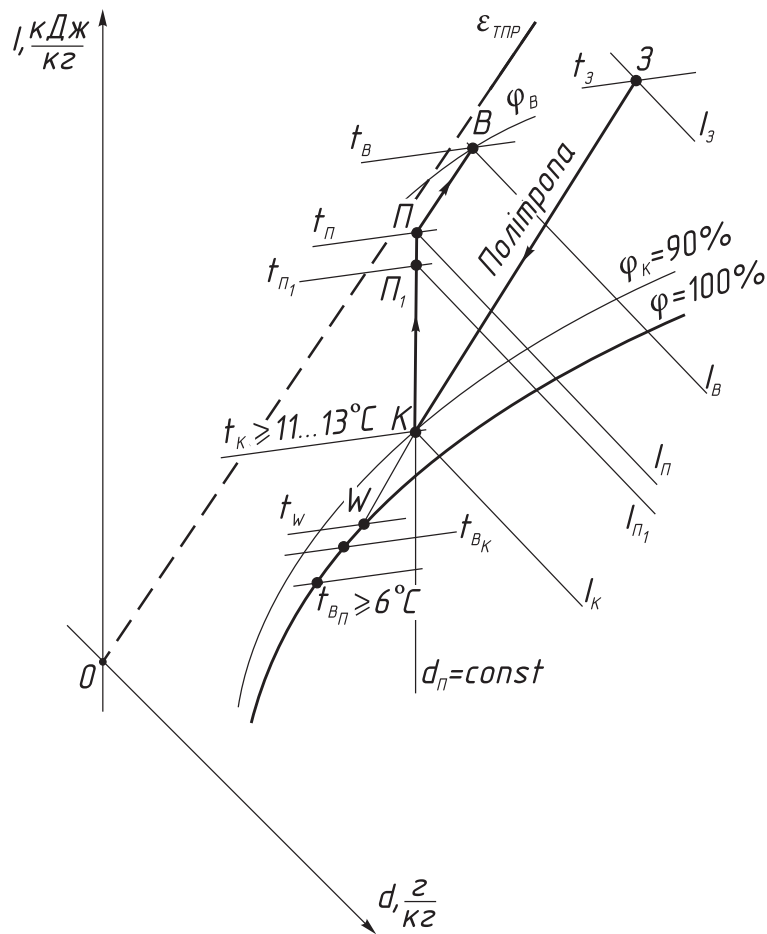


Рис. 2.3. Зображення процесів зміни стану вологого повітря у прямотечійній СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення у ТПР на $I-d$ – діаграмі:

ЗК – процес політропного оброблення (охолодження та осушування) повітря

$$G_{\text{к.зр}} = G_{\Pi} \text{ у камері зрошення;}$$

КП₁ – процес нагрівання повітря G_{Π} у повітронагрівнику **П** підігрівання;

П₁П – процес підігрівання повітря G_{Π} на 1°C у вентиляторі та припливному повітропроводі;

ПВ – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків в чистому приміщенні припливним повітрям G_{Π} з кондиціонера

Після цього будуємо на $I-d$ – діаграмі основний відрізок **ПВ** – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків та інших шкідливостей у чистому приміщенні припливним повітрям. Розташування точки **П** знаходимо на $I-d$ – діаграмі за перетину ізотерми з порашованою температурою t_{Π} , $^\circ\text{C}$, з відрізком

прямої з порахованим кутовим коефіцієнтом процесу асиміляції $\varepsilon(B)$, кДж/кг, проведеним через точку B . Розраховуємо питому ентальпію припливного повітря

$$I_{\Pi} = I_B - \frac{\varepsilon \cdot 1,005 \cdot (t_B - t_{\Pi})}{\varepsilon - 2500 + 1,86 \cdot (t_B - t_{\Pi})}, \text{ кДж/кг}; \quad (2.35)$$

його вологовміст

$$d_{\Pi} = \frac{1000 \cdot (I_{\Pi} - 1,005 \cdot t_{\Pi})}{2500 + 1,86 \cdot t_{\Pi}}, \text{ г/кг} \quad (2.36)$$

і відносну вологість

$$\varphi_{\Pi} = \frac{P_{\text{б}} \cdot d_{\Pi} \times 10000}{(622 + d_{\Pi}) \cdot \exp((23,6 \cdot t_{\Pi} + 1514)/(236 + t_{\Pi}))}, \%, \quad (2.37)$$

які відповідно уточнюємо за $I-d$ – діаграмою.

Далі з точки Π проводимо пряму ΠK за напрямком $d_{\Pi} = \text{const}$ до перетину з лінією відносної вологості $\varphi_K = 90\%$ у точці K , яка відповідає параметрам повітря після камери зрошення. Температура повітря в точці K повинна бути:

$$t_K \geq 11 \dots 13^{\circ}\text{C}, \quad (2.38)$$

що пов'язано з температурою холодної води $t_{\text{в.п}}$ на виході з кожухотрубного випарника холодильної машини. Ця температура регламентована будівельними нормами і правилами і повинна бути:

$$t_{\text{в.п}} \geq 6^{\circ}\text{C}. \quad (2.39)$$

Якщо температура t_K отрималась менше 11°C , то необхідно або збільшити відносну вологість φ_B , або зменшити різницю температур Δt_{Π} , або збільшити температуру t_B .

Далі на лінії ΠK ($d_{\Pi} = \text{const}$) за перетину з ізотермою $t_{\Pi_1} = t_{\Pi} - 1, ^{\circ}\text{C}$, відкладаємо точку Π_1 . З'єднуємо точки Π_1 і K між собою прямою. Відрізок $\Pi_1 K$ – це промінь процесу оброблення повітря G_{Π} у камері зрошення.

Визначаємо за формулами параметри таких точок:

- для точки Π_1

$$\text{ВОЛОГОВМІСТ } d_{\text{П1}} = d_{\text{П}}, \text{ Г/КГ}; \quad (2.40)$$

$$\text{ПИТОМУ ЕНТАЛЬПІЮ } I_{\text{П1}} = 1,005 \cdot t_{\text{П1}} + (2500 + 1,86 \cdot t_{\text{П1}}) \cdot \frac{d_{\text{П1}}}{1000}, \text{ КДЖ/КГ}; \quad (2.41)$$

ВІДНОСНУ ВОЛОГІСТЬ

$$\varphi_{\text{П1}} = \frac{P_6 \cdot d_{\text{П1}} \times 10000}{(622 + d_{\text{П1}}) \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot t_{\text{П1}} + 1514}{236 + t_{\text{П1}}}\right)}, \%; \quad (2.42)$$

- для точки **K** ($\varphi_{\text{K}} = 90\%$)

$$\text{ВОЛОГОВМІСТ } d_{\text{K}} = d_{\text{П}}, \text{ Г/КГ}; \quad (2.43)$$

$$\text{ТЕМПЕРАТУРУ } t_{\text{K}} = \frac{1514 - 236 \cdot \ln[P_6 \cdot d_{\text{K}} \times 10000 / [(622 + d_{\text{K}}) \cdot \varphi_{\text{K}}]]}{\ln[P_6 \cdot d_{\text{K}} \times 10000 / [(622 + d_{\text{K}}) \cdot \varphi_{\text{K}}]] - 23,6}, \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.44)$$

$$(t_{\text{K}} \geq 11 \dots 13^\circ\text{C});$$

$$\text{ПИТОМУ ЕНТАЛЬПІЮ } I_{\text{K}} = 1,005 \cdot t_{\text{K}} + (2500 + 1,86 \cdot t_{\text{K}}) \cdot \frac{d_{\text{K}}}{1000}, \text{ КДЖ/КГ}, \quad (2.45)$$

які відповідно уточнюємо за $I-d$ – діаграмою.

Результати розрахунків зводимо у таблицю (дод. Й).

2.4.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. У літературі немає інформації як зобразити на $I-d$ – діаграмі процеси зміни стану вологого повітря у центральній прямотечійній системі кондиціонування повітря з використанням повітроохолодника – рекуперативного теплообмінника залежно від зміни параметрів зовнішнього повітря. Тому нами запропонований такий метод.

Перевіряємо холодопродуктивність прийнятого у центральному кондиціонері фірми «VBW Engineering» повітроохолодника типу W.1.06.3 і визначаємо кількість конденсату, що випадає на його поверхні, та кутовий коефіцієнт процесу охолодження та осушення повітря у повітроохолоднику за стандартних параметрів повітря на початку і в кінці процесу.

Стандартні параметри повітря на початку процесу:

$$\text{температура } t_3^{\text{СТ}} = +35^\circ\text{C}; \quad \text{відносна вологість } \varphi_3^{\text{СТ}} = 40\%;$$

$$d_3^{CT} = \frac{622}{\frac{P_6 \times 10000}{\varphi_3^{CT} \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot t_3^{CT} + 1514}{236 + t_3^{CT}}\right)} - 1} =$$

ВОЛОГОВМІСТ

$$= \frac{622}{\frac{1010 \times 10000}{40 \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot 35 + 1514}{236 + 35}\right)} - 1} = 14,2 \text{ г/кг};$$
(2.46)

ПИТОМА ЕНТАЛЬПІЯ

$$I_3^{CT} = 1,005 \cdot t_3^{CT} + (2500 + 1,86 \cdot t_3^{CT}) \cdot \frac{d_3^{CT}}{1000} =$$

$$= 1,005 \cdot 35 + (2500 + 1,86 \cdot 35) \cdot \frac{14,2}{1000} = 71,6 \text{ кДж/кг.}$$
(2.47)

Стандартні параметри повітря в кінці процесу:

температура $t_{п1}^{CT} = +20^\circ\text{C}$; відносна вологість $\varphi_{п1}^{CT} = 89\%$;

$$d_{п1}^{CT} = \frac{622}{\frac{P_6 \times 10000}{\varphi_{п1}^{CT} \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot t_{п1}^{CT} + 1514}{236 + t_{п1}^{CT}}\right)} - 1} =$$

ВОЛОГОВМІСТ

$$= \frac{622}{\frac{1010 \times 10000}{89 \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot 20 + 1514}{236 + 20}\right)} - 1} = 13,1 \text{ г/кг};$$
(2.48)

ПИТОМА ЕНТАЛЬПІЯ

$$I_{п1}^{CT} = 1,005 \cdot t_{п1}^{CT} + (2500 + 1,86 \cdot t_{п1}^{CT}) \cdot \frac{d_{п1}^{CT}}{1000} =$$

$$= 1,005 \cdot 20 + (2500 + 1,86 \cdot 20) \cdot \frac{13,1}{1000} = 53,3 \text{ кДж/кг.}$$
(2.49)

Об'ємна продуктивність повітроохолодника за повітрям

$$L_{п1} = 3600 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Стандартна густина зовнішнього повітря

$$\rho_3^{CT} = \frac{0,3488 \cdot P_6}{273 + t_3^{CT}} = \frac{0,3488 \cdot 1010}{273 + 35} = 1,14 \text{ кг/м}^3.$$
(2.50)

Стандартна розрахункова холодопродуктивність повітроохолодника

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{х ПО}}^{\text{ст}} &= L_{\text{п}} \cdot \rho_3^{\text{ст}} \cdot (I_3^{\text{ст}} - I_{\text{п1}}^{\text{ст}}) \times 0,278 = \\
 &= 3600 \cdot 1,14 \cdot (71,6 - 53,3) \times 0,278 \cong 21000 \text{ Вт},
 \end{aligned}
 \tag{2.51}$$

що достатньо добре узгоджується з вказаною у каталозі фірми.

Стандартна розрахункова кількість конденсату, яка випадає на поверхні повітроохолодника,

$$\begin{aligned}
 W_{\text{конд ПО}}^{\text{ст}} &= L_{\text{п}} \cdot \rho_3^{\text{ст}} \cdot (d_3^{\text{ст}} - d_{\text{п1}}^{\text{ст}}) = \\
 &= 3600 \cdot 1,14 \cdot (14,2 - 13,1) = 4514 \text{ г/год} = 4,514 \text{ кг/год}.
 \end{aligned}
 \tag{2.52}$$

Стандартний розрахунковий кутовий коефіцієнт процесу охолодження та осушення повітря у повітроохолоднику

$$\varepsilon_{\text{зп1}}^{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{х ПО}}^{\text{ст}} \times 3,6}{W_{\text{конд ПО}}^{\text{ст}}} = \frac{21000 \times 3,6}{4,514} = 16748 \text{ кДж/кг}.
 \tag{2.53}$$

Визначаємо коефіцієнт трансформації прийнятої холодильної машини фірми «Daikin» типу EUWAB10KAZW1, її робочу холодопродуктивність, споживану потужність і робочу кількість конденсату, що випадає на поверхні її повітроохолодника типу W.1.06.3.

Стандартні холодопродуктивність та споживана потужність холодильної машини [157]

$$Q_{\text{х ХМ}}^{\text{ст}} = 22500 \text{ Вт}; \quad N_{\text{сп ХМ}}^{\text{ст}} = 8740 \text{ Вт}$$

за стандартної температури холодоносія $t_{\text{ХН}}^{\text{ст}} = +12,5^{\circ}\text{C}$ і за стандартної температури зовнішнього повітря $t_3^{\text{ст}} = +35^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт трансформації холодильної машини

$$EER = \frac{Q_{\text{х ХМ}}^{\text{ст}}}{N_{\text{сп ХМ}}^{\text{ст}}} = \frac{Q_{\text{х ХМ}}^{\text{роб}}}{N_{\text{сп ХМ}}} = \frac{22500}{8740} = 2,574.
 \tag{2.54}$$

Надалі приймаємо таке **припущення**, що за зміни параметрів зовнішнього повітря коефіцієнт трансформації холодильної машини має таке саме значення, як за стандартного процесу, тобто $EER = \text{const}$, що підтвердилось експериментально. Разом з тим кутовий коефіцієнт процесу охолодження та

осушення повітря у повітроохолоднику $\varepsilon_{зп1}$ зростає незначно зі зростанням температури зовнішнього повітря по відношенню до стандартного кутового коефіцієнта $\varepsilon_{зп1}^{ст}$.

Приймаємо робочі температури холодоносія залежно від внутрішньої температури у приміщенні кардіологічної операційної, а саме,

коли $t_B = 25^\circ\text{C}$, то

$$t_{XH} = 9,5^\circ\text{C}; \quad (2.55)$$

коли $t_B = 26^\circ\text{C}$, то

$$t_{XH} = 10,5^\circ\text{C}; \quad (2.56)$$

коли $t_B = 27^\circ\text{C}$, то

$$t_{XH} = 12,5^\circ\text{C}; \quad (2.57)$$

коли $t_B = 28^\circ\text{C}$, то

$$t_{XH} = 14,5^\circ\text{C}; \quad (2.58)$$

коли $t_B = 29^\circ\text{C}$, то

$$t_{XH} = 15,5^\circ\text{C}. \quad (2.59)$$

Визначаємо робочу холодопродуктивність холодильної машини [6]

$$Q_{x\text{ XМ}}^{\text{роб}} = Q_{x\text{ XМ}}^{\text{ст}} \cdot \left[1 + (t_{XH} - t_{XH}^{\text{ст}}) \cdot 0,035 + (t_3^{\text{ст}} - t_3) \cdot 0,02 \right], \text{ Вт}, \quad (2.60)$$

тобто

$$Q_{x\text{ XМ}}^{\text{роб}} = 22500 \cdot \left[1 + (t_{XH} - 12,5) \cdot 0,035 + (35 - t_3) \cdot 0,02 \right], \text{ Вт}. \quad (2.61)$$

Підраховуємо споживану потужність холодильною машиною

$$N_{сп\text{ XМ}} = N_{сп}^{\text{XМ}} = \frac{Q_{x\text{ XМ}}^{\text{роб}}}{EER}, \text{ Вт}. \quad (2.62)$$

Розраховуємо робочу кількість конденсату, що випадає на поверхні повітроохолодника, [6]

$$W_{\text{конд}\text{ XМ}}^{\text{роб}} = W_{\text{конд}\text{ ПО}}^{\text{ст}} \cdot \left[1 + (t_{XH}^{\text{ст}} - t_{XH}) \cdot 0,035 \right], \text{ г/год}, \quad (2.63)$$

тобто

$$W_{\text{конд ХМ}}^{\text{роб}} = 4514 \cdot [1 + (12,5 - t_{\text{ХН}}) \cdot 0,035], \text{ г/год.} \quad (2.64)$$

Приймаємо холодопродуктивність і кількість конденсату, що випадає на поверхні повітроохолодника фірми «VBW Engineering» типу W.1.06.3:

- холодопродуктивність повітроохолодника

$$Q_{\text{х ПО}} = 0,933 \cdot Q_{\text{х ХМ}}^{\text{роб}}, \text{ Вт;} \quad (2.65)$$

- кількість конденсату, що випадає на поверхні повітроохолодника,

$$W_{\text{конд ПО}} = W_{\text{конд ХМ}}^{\text{роб}}, \text{ г/год.} \quad (2.66)$$

Визначаємо масову продуктивність прийнятого центрального кондиціонера фірми «VBW Engineering» типу BS-3 (50):

- об'ємна продуктивність кондиціонера за повітрям

$$L_{\text{п}} = 3600 \text{ м}^3/\text{год};$$

- густина зовнішнього повітря

$$\rho_3 = \frac{0,3488 \cdot P_6}{273 + t_3}, \text{ кг/м}^3; \quad (2.67)$$

- розрахункова масова продуктивність кондиціонера за повітрям

$$G_{\text{п}} = L_{\text{п}} \cdot \rho_3 = 3600 \cdot \rho_3, \text{ кг/год.} \quad (2.68)$$

Далі відкладаємо на $I-d$ – діаграмі (рис. 2.4) точку **З** за температурою t_3 , °С, та відносною вологістю ϕ_3 , %, зовнішнього повітря і відзначаємо ізотерму t_B , °С, за температурою внутрішнього повітря, та уточнюємо з порохваними значення вологовмісту d_3 , г/кг, і питомої ентальпії I_3 , кДж/кг, зовнішнього повітря.

Після цього будуємо на $I-d$ – діаграмі (рис. 2.4) відрізок **ЗП₁** – процес охолодження та осушування зовнішнього повітря у повітроохолоднику фірми «VBW Engineering» типу W.1.06.3 та визначаємо кутовий коефіцієнт цього процесу:

для цього знаходимо параметри точки **П₁** у кінці процесу за такими формулами

- питома ентальпія повітря у точці Π_1

$$I_{\Pi_1} = I_3 - \frac{Q_x \text{ ПО} \times 3,6}{L_{\Pi} \cdot \rho_3}, \text{ кДж/кг}; \quad (2.69)$$

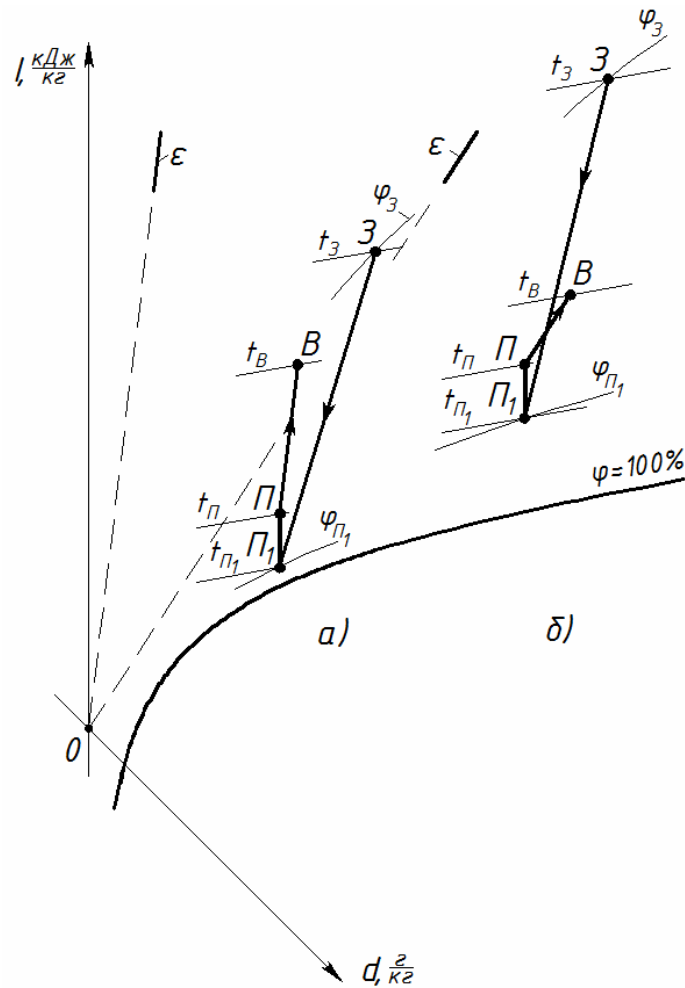


Рис. 2.4. Зображення процесів зміни стану вологого повітря у впровадженій прямотечійній СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником у ТПР на $I-d$ – діаграмі

а) для таких умов проведення досліджень – $t_3 = 30; 32^\circ\text{C}$;

$t_B = 25; 26^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\Pi} = 9; 7^\circ\text{C}$;

б) для таких умов проведення досліджень – $t_3 = 35; 38; 40^\circ\text{C}$;

$t_B = 27; 28; 29^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\Pi} = 6; 5; 4^\circ\text{C}$;

$3\Pi_1$ – процес політропного оброблення (охолодження та осушування) повітря”

$G_3 = G_{\Pi}$ у повітроохолоднику;

$\Pi_1\Pi$ – процес підігрівання повітря G_{Π} на 1°C у вентиляторі

та припливному повітропроводі;

ΠB – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків в чистому приміщенні припливним повітрям G_{Π} з кондиціонера

- вологовміст повітря у точці Π_1

$$\rho_3 = \frac{0,3488 \cdot P_6}{273 + t_3}, \text{ кг/м}^3; \quad (2.70)$$

- температура повітря у точці **П₁**

$$t_{П1} = \frac{I_{П1} - 2,5 \cdot d_{П1}}{1,005 + 0,00186 \cdot d_{П1}}, \text{ }^\circ\text{C}; \quad (2.71)$$

- відносна вологість повітря у точці **П₁**

$$\varphi_{П1} = \frac{P_6 \cdot d_{П1} \times 10000}{(622 + d_{П1}) \cdot \exp\left(\frac{(23,6 \cdot t_{П1} + 1514)}{(236 + t_{П1})}\right)}, \text{ } \%, \quad (2.72)$$

та остаточно кутовий коефіцієнт процесу **3П₁**

$$\varepsilon_{3П1} = \frac{Q_x \text{ ПО} \times 3,6}{W_{\text{конд ПО}}}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.73)$$

Далі відкладаємо на *I-d* – діаграмі (рис. 2.4) відрізок **П₁П** – процес підігрівання повітря на 1°С у вентиляторі та припливному повітропроводі:

для цього знаходимо параметри точки **П** у кінці процесу за такими формулами

- температура припливного повітря у точці **П**

$$t_{П} = t_{П1} + 1, \text{ }^\circ\text{C}; \quad (2.74)$$

- вологовміст припливного повітря у точці **П**

$$d_{П} = d_{П1}, \text{ г/кг}; \quad (2.75)$$

- питома ентальпія припливного повітря у точці **П**

$$I_{П} = 1,005 \cdot t_{П} + (2500 + 1,86 \cdot t_{П}) \cdot \frac{d_{П}}{1000}, \text{ кДж/кг}; \quad (2.76)$$

- відносна вологість припливного повітря у точці **П**

$$\varphi_{П} = \frac{P_6 \cdot d_{П} \times 10000}{(622 + d_{П}) \cdot \exp\left(\frac{(23,6 \cdot t_{П} + 1514)}{(236 + t_{П})}\right)}, \text{ } \%. \quad (2.77)$$

Остаточно будуємо на *I-d* – діаграмі (рис. 2.4) відрізок **ПВ** – процес асиміляції тепло- і вологонадлишків та інших шкідливостей у чистому приміщенні припливним повітрям:

для цього задаємося надлишками явної і повної теплоти у чистому приміщенні та визначаємо кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям:

- надлишки явної теплоти за такою залежністю

$$Q_{\text{надл}}^{\text{я}} = 1170 \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{п}}), \text{ Вт}; \quad (2.78)$$

- вологонадлишки за такою залежністю

$$W_{\text{надл}} = \frac{18}{36,6 - t_{\text{в}}}, \text{ кг/ГОД}; \quad (2.79)$$

- надлишки повної теплоти

$$Q_{\text{надл}}^{\text{п}} = Q_{\text{надл}}^{\text{я}} + W_{\text{надл}} \cdot 2600 \times 0,278 = Q_{\text{надл}}^{\text{я}} + W_{\text{надл}} \times 722,8, \text{ Вт} \quad (2.80)$$

($r \approx 2600$ кДж/кг – питома теплота випаровування води. Вибір надлишків повної теплоти, пов'язаний з вибором явної теплоти і вологонадлишків).

- кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{пв}} = \frac{Q_{\text{надл}}^{\text{п}} \times 3,6}{W_{\text{надл}}}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.81)$$

Знаходимо параметри точки **B** у кінці процесу за такими формулами:

- питома ентальпія внутрішнього повітря у точці **B**

$$I_{\text{в}} = I_{\text{п}} + \frac{\varepsilon \cdot 1,005 \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{п}})}{\varepsilon - 2500 + 1,86 \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{п}})}, \text{ кДж/кг}, \quad (2.82)$$

де температура внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$ прийнята попередньо за формулами (2.22) або (2.23) залежно від температури зовнішнього повітря.

- вологовміст внутрішнього повітря у точці **B**

$$d_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot (I_{\text{в}} - 1,005 \cdot t_{\text{в}})}{2500 + 1,86 \cdot t_{\text{в}}}, \text{ г/кг}; \quad (2.83)$$

- відносна вологість внутрішнього повітря у точці **B**

$$\varphi_{\text{в}} = \frac{P_{\text{б}} \cdot d_{\text{в}} \times 10000}{(622 + d_{\text{в}}) \cdot \exp((23,6 \cdot t_{\text{в}} + 1514)/(236 + t_{\text{в}}))}, \%. \quad (2.84)$$

(Перевіряємо значення параметрів всіх точок за $I-d$ – діаграмою.)

Вигляд процесів зміни стану вологого повітря, що відбуваються у впровадженій прямотечійній СКП операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним теплообмінником у ТПР, показаний на $I-d$ – діаграмі (рис. 2.4), для якої $G_3 = G_{\Pi}$, кг/год.

Отримані параметри всіх точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи впровадженої СКП заносимо у таблицю (дод. Р).

2.5. Енергетичний розрахунок центральних прямотечійних СКП чистих приміщень та визначення їх характеристик

2.5.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. За об'ємною продуктивністю L_{Π} вибираємо тип кондиціонера, наприклад, КТЦ2-....:

КТЦ2-10	($L_{\Pi} = 8000 \dots 12000$ м ³ /год);
КТЦ2-20	($L_{\Pi} = 16000 \dots 24000$ м ³ /год);
КТЦ2-31,5	($L_{\Pi} = 25200 \dots 37800$ м ³ /год);
КТЦ2-40	($L_{\Pi} = 32000 \dots 48000$ м ³ /год).

Перевіряємо масову продуктивність центрального кондиціонера за надлишками повної теплоти $G_{\Pi.T}$ і вологи G_w :

- за надлишками повної теплоти

$$G_{\Pi.T} = \frac{Q_{\text{надл}}^{\Pi} \times 3,6}{I_B - I_{\Pi}}, \text{ кг/год}; \quad (2.85)$$

- за надлишками вологи

$$G_w = \frac{W_{\text{надл}} \times 1000}{d_B - d_{\Pi}}, \text{ кг/год}. \quad (2.86)$$

(Наближено ці продуктивності мають дорівнювати прийнятій продуктивності)

Підраховуємо різницю температур між внутрішнім та припливним повітрям у чистому приміщенні:

$$\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (\text{може бути у межах } \Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi} = 1,5 \dots 10^{\circ}\text{C}). \quad (2.87)$$

За каталогом центральних кондиціонерів КТЦ2 (дод. А) визначаємо за ККД вентилятора $\eta_{\text{вент}} = 0,00008 \cdot L_{\text{П}}$ ($\eta_{\text{вент}} = 0,67-0,81$) встановлену потужність електродвигуна вентилятора.

Далі визначаємо споживану потужність електродвигуна вентилятора для транспортування повітря за формулою:

$$N_{\text{СП}}^{\text{вент}} = N_{\text{вст}}^{\text{вент}} \cdot \eta_{\text{вент}}, \text{ Вт.} \quad (2.88)$$

Остаточню визначаємо витрату холоду (без 10% запасу) на оброблення повітря у камері зрошення (холодопродуктивність камери зрошення):

$$Q_x = G_{\text{П}} \cdot (I_3 - I_k) \times 0,278, \text{ Вт,} \quad (2.89)$$

а також витрату теплоти (без 10% запасу) на II підігрівання повітря у ТПР:

$$Q_2 = G_{\text{П}} \cdot (I_{\text{П1}} - I_k) \times 0,278, \text{ Вт.} \quad (2.90)$$

Приймаємо температуру гарячої води, яка живить повітрянагрівник II підігрівання, $t_{\text{гар}} = 70^\circ\text{C}$, а температуру води, яка виходить з повітрянагрівника, $t_{\text{звор}} = 42^\circ\text{C}$.

Визначаємо витрату гарячої води для повітрянагрівника II підігрівання з рівняння теплового балансу:

$$G_{\text{Г.В}} = \frac{Q_2 \times 3,6}{c_{\text{В}} \cdot (t_{\text{гар}} - t_{\text{звор}})}, \text{ кг/год,} \quad (2.91)$$

де $c_{\text{В}} = 4,19$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність води.

За $L_{\text{Г.В}} \cong G_{\text{Г.В}} / 1000$, м³/год, підбираємо насос фірми «Wilo» (дод. Б) та підраховуємо його споживану потужність

$$N_{\text{СП}}^{\text{Г.В}} = 130,6 \cdot L_{\text{Г.В}}, \text{ Вт,} \quad (2.92)$$

з ККД насоса $\eta_{\text{нас}} = 0,8$.

Визначаємо початкову і кінцеву температури зрошувальної води $t_{\text{ВП}}$ і $t_{\text{ВК}}$, °С, для камери зрошення.

Для прямотечійної СКП процес в камері зрошення – **ЗК**.

– Витрата повітря у камері зрошення прямотечійної СКП:

$$G_{\text{к.зр}} = G_3 = G_{\text{п}}, \text{ кг/год.} \quad (2.93)$$

– З дод. В знаходимо залежно від продуктивності $L_{\text{п}}$, м³/год, і прийнятого типу кондиціонера кількість форсунок у камері зрошення (I або II виконання) $n_{\text{ф}}$.

– За формулою [43]

$$p_{\text{ф}} = 186 - 3,3 \cdot (\varphi_3 - 20), \text{ кПа,} \quad (2.94)$$

знаходимо тиск води перед форсунками для $\varphi_{\text{к}} = 90\%$.

– За формулою [6, 43]

$$g_{\text{ф}} = 36,2 \cdot \sqrt{p_{\text{ф}}}, \text{ кг/год,} \quad (2.95)$$

знаходимо витрату води через одну форсунку ШФ 5/9.

– Визначаємо загальну витрату води через форсунки камери зрошення:

$$W = n_{\text{ф}} \cdot g_{\text{ф}}, \text{ кг/год.} \quad (2.96)$$

– Підраховуємо коефіцієнт зрошення

$$B = \frac{W}{G_{\text{к.зр}}}, \text{ кг/кг} \quad (B = 1 \dots 2,7 \text{ повинен бути}). \quad (2.97)$$

– За формулою [43]

$$E_I = \frac{0,95 \cdot B - 0,577}{B} \quad (E_I = 0,41 \dots 0,73 \text{ повинен бути}) \quad (2.98)$$

визначаємо значення ентальпійного показника ефективності роботи камери зрошення.

– Визначаємо питому ентальпію насиченого повітря (за $\varphi = 100\%$) для початкової температури води у камері зрошення $t_{\text{вп}}$, °С [6, 43]:

$$I_{\text{вп}} = I_3 - \frac{I_3 - I_{\text{к}}}{E_I}, \text{ кДж/кг.} \quad (2.99)$$

– Розраховуємо початкову температуру холодної води у камері зрошення [43]:

для $I_{\text{вп}} = 21 \dots 58 \text{ кДж/кг}$ ($t_{\text{вп}} = 6 \dots 20^\circ\text{C}$)

$$t_{B\Pi} = \frac{I_{B\Pi} - 4,3}{2,6}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2.100)$$

– Визначаємо з теплового балансу камери зрошення кінцеву температуру води за формулою [6, 43]:

$$t_{Bк} = t_{B\Pi} + \frac{I_3 - I_к}{B \cdot c_B}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.101)$$

де $c_B = 4,19$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність води.

За витратою холодної води для камери зрошення $L_{x.B} \cong W / 1000$, м³/год, підбираємо насос фірми «Wilo» (дод. Б) та підраховуємо його встановлену потужність

$$N_{\text{СП}}^{x.B} = 152,9 \cdot L_{x.B}, \text{ Вт}, \quad (2.102)$$

з ККД насоса $\eta_{\text{нас}} = 0,8$.

Приймаємо коефіцієнт енергетичного класу (коефіцієнт трансформації) для холодильної машини у межах $EER = 2,0-4,0$ та визначаємо її споживану потужність за формулою [42]:

$$N_{\text{СП}}^{XM} = \frac{Q_x}{EER}, \text{ Вт}. \quad (2.103)$$

2.5.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. Підраховуємо отриману різницю температур між внутрішнім та припливним повітрям у чистому приміщенні:

$$\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{може бути у межах } \Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi} = 1,5 \dots 10^\circ\text{C}). \quad (2.104)$$

Перевіряємо масову та об'ємну продуктивність центрального кондиціонера за асиміляцією повної теплоти у приміщенні кардіологічної операційної:

- масова продуктивність центрального кондиціонера

$$G_{\Pi}^{\text{п.т}} = \frac{Q_{\text{надл}}^{\Pi} \times 3,6}{I_B - I_{\Pi}}, \text{ кг/год}; \quad (2.105)$$

- густина припливного повітря:

$$\rho_{\Pi} = \frac{0,3488 \cdot P_{\zeta}}{273 + t_{\Pi}}, \text{ кг/м}^3; \quad (2.106)$$

- об'ємна продуктивність центрального кондиціонера:

$$L_{\Pi}^{\text{п.т}} = \frac{G_{\Pi}^{\text{п.т}}}{\rho_{\Pi}}, \text{ м}^3/\text{ГОД}. \quad (2.107)$$

Порівнюємо прийнятні і пораховані значення масової та об'ємної продуктивностей впровадженого центрального кондиціонера.

За каталогом центральних кондиціонерів фірми «VBW Engineering» знаходимо за ККД вентилятора $\eta_{\text{вент}}^{\text{пр}} = 0,867$ ($\eta_{\text{вент}}^{\text{пр}} = 0,0002408 \cdot L_{\Pi}$) встановлену потужність електродвигуна вентилятора:

$$N_{\text{вст}}^{\text{пр.вент}} = 3000 \text{ Вт}, \quad (2.108)$$

де $\eta_{\text{вент}}^{\text{пр}} = 0,0002408 \cdot L_{\Pi} = 0,0002408 \cdot 3600 = 0,867. \quad (2.109)$

Далі визначаємо споживану потужність електродвигуна вентилятора для транспортування припливного повітря за формулою:

$$N_{\text{сп}}^{\text{пр.вент}} = N_{\text{вст}}^{\text{пр.вент}} \cdot \eta_{\text{вент}}^{\text{пр}} = 3000 \cdot 0,867 = 2600 \text{ Вт}. \quad (2.110)$$

За каталогом витяжних установок фірми «VBW Engineering» знаходимо за ККД вентилятора $\eta_{\text{вент}}^{\text{вит}} = 0,682$ ($\eta_{\text{вент}}^{\text{вит}} = 0,0001894 \cdot L_{\text{вит}}$) встановлену потужність електродвигуна вентилятора:

$$N_{\text{вст}}^{\text{вит.вент}} = 2200 \text{ Вт}, \quad (2.111)$$

де $\eta_{\text{вент}}^{\text{вит}} = 0,0001894 \cdot L_{\text{вит}} = 0,0001894 \cdot 3600 = 0,682. \quad (2.112)$

Далі визначаємо споживану потужність електродвигуна вентилятора для транспортування витяжного повітря за формулою:

$$N_{\text{сп}}^{\text{вит.вент}} = N_{\text{вст}}^{\text{вит.вент}} \cdot \eta_{\text{вент}}^{\text{вит}} = 2200 \cdot 0,682 = 1500 \text{ Вт}. \quad (2.113)$$

2.6. Розрахунок ексергії у характерних точках процесів роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень

Питому ексергію вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу наведених прямотечійних центральних СКП, визначаємо за такими формулами [73, 75]:

$$e = e_{\phi} + e_x, \text{ кДж/кг}, \quad (2.114)$$

де e_{ϕ} і e_x – відповідно, питома фізична і хімічна ексергія по відношенню до параметрів зовнішнього повітря (навколишнього середовища);

$$e_{\phi} = \left(\bar{c}_{с.пов} + \bar{c}_{п} \cdot \frac{d}{1000} \right) \cdot \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T}{T_0} \right), \text{ кДж/кг}, \quad (2.115)$$

$\bar{c}_{с.пов} = 1,005$ кДж/(кг·К) і $\bar{c}_{п} = 1,86$ кДж/(кг·К) – відповідно, середня питома теплоємність (за сталого тиску) сухого повітря і водяної пари;

T_0 і T – відповідно, абсолютна температура зовнішнього повітря (навколишнього середовища) і повітря у певній точці процесу, К ($273 + t = T$);

$$e_x = T_0 \cdot \left[\left(R_{с.пов} + R_{п} \cdot \frac{d}{1000} \right) \cdot \ln \frac{622 + d_0}{622 + d} + R_{п} \cdot \frac{d}{1000} \cdot \ln \frac{d}{d_0} \right], \text{ кДж/кг}, \quad (2.116)$$

$R_{с.пов} = 0,287$ кДж/(кг·К) і $R_{п} = 0,462$ кДж/(кг·К) – відповідно, газова стала сухого повітря і водяної пари;

d_0 і d – відповідно, вологовміст зовнішнього повітря (навколишнього середовища) і повітря у певній точці процесу, г/кг.

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу наведених прямотечійних центральних СКП у ТПР, зводимо у відповідні таблиці (дод. Й і Р).

2.7. Ексергетичний баланс центральних прямотечійних СКП чистих приміщень та їх ексергетичні діаграми потоків Грассмана

2.7.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення.

Виконуємо ексергетичний аналіз зазначеної прямотечійної центральної СКП для чистого приміщення.

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи прямоте-
чійної системи кондиціонування повітропродуктивністю 10000 кг/год з каме-
рою зрошення у ТПР, визначаємо за формулою [73, 75]:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{\Delta E_{\text{к.зр}} + \Delta E_{\text{нагр}} + \Delta E_{\text{ПВ}} + \Delta E_{\text{вит}} + N_{\text{сп}}^{\text{х.в}} + N_{\text{сп}}^{\text{г.в}} + N_{\text{сп}}^{\text{вент}} + N_{\text{сп}}^{\text{ХМ}}}, \quad (2.117)$$

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 $E_{\text{В}}$ – відповід-
но, 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 (зовніш-
нього 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 зрошен-
ня, 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 цент-
рального кондиціонера, Вт;

$N_{\text{сп}}^{\text{ХМ}}$ – споживана потужність холодильною машиною для центрального
кондиціонера, Вт.

Значення величин, які входять у формулу (2.117) для визначення ексер-
гетичного ККД у ТПР, розраховуємо так:

$$\Delta E_{\text{ПВ}} = G_{\text{П}} \cdot (e_{\text{П}} - e_{\text{В}}) \times 0,278, \quad \text{Вт}, \quad (2.118)$$

де e_{Π} і $e_{\text{В}}$ – відповідно, питома ексергія припливного і внутрішнього повітря у чистому приміщенні (дод. Й), кДж/кг;

$$\Delta E_{\text{к.зр}} = G_{\text{к.зр}} \cdot (e_{\text{К}} - e_{\text{З}}) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (2.119)$$

де $e_{\text{З}}$ і $e_{\text{К}}$ – відповідно, питома ексергія зовнішнього повітря та охолодженого і осушеного у камері зрошення повітря (дод. Й), кДж/кг;

$$\Delta E_{\text{нагр}} = G_{\Pi} \cdot (e_{\text{К}} - e_{\Pi_1}) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (2.120)$$

де e_{Π_1} – питома ексергія нагрітого у повітронагрівнику II підігрівання повітря (дод. Й), кДж/кг;

$$\Delta E_{\text{вит}} = G_{\Pi} \cdot (e_{\text{В}} - e_{\text{З}}) \times 0,278, \text{ Вт}. \quad (2.121)$$

Якщо необхідно, то питому ексергію води за певної абсолютної температури $T_{\text{В}}$ можна визначити за такою формулою [28, 67]:

$$e_{\text{В}} = c_{\text{В}} \cdot \left(T_{\text{В}} - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T_{\text{В}}}{T_0} \right), \text{ кДж/кг}, \quad (2.122)$$

де $c_{\text{В}} = 4,19$ кДж/(кг · К) – питома теплоємність води (за сталого тиску).

За потреби зміну ексергії у тепловому процесі можна визначити за такою формулою [28, 67]:

$$\Delta E = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}} \right), \text{ Вт}, \quad (2.123)$$

де Q – тепловий потік, який має місце у тепловому процесі, Вт;
 $\bar{T} = 273 + 0,5(t_1 + t_2)$ – абсолютна середня температура у тепловому процесі, К;
 t_1 і t_2 – відповідно, початкова і кінцева температура у тепловому процесі, °С.

За наведеними формулами розраховуємо ексергетичний ККД $\eta_{\text{екс}}$ для зазначеної СКП і робимо відповідні висновки.

Для побудови діаграми Грассмана, яка надає суттєву допомогу за ексергетичного аналізу потоків і втрат ексергії енерготехнологічної системи (ЕТС), проводимо такі розрахунки.

Визначаємо втрати ексергії в елементах системи кондиціонування повітря чистого приміщення у відсотках до ексергії входу у цю енерготехнологічну систему:

- у камері зрошення

$$D_{\text{к.зр}} = \frac{\Delta E_{\text{к.зр}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% ; \quad (2.124)$$

- у повітронагрівнику II підігрівання

$$D_{\text{нагр}} = \frac{\Delta E_{\text{нагр}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% ; \quad (2.125)$$

- з витяжним повітрям

$$D_{\text{ВИТ}} = \frac{\Delta E_{\text{ВИТ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% ; \quad (2.126)$$

- з насосом холодної води для камери зрошення

$$D_{\text{х.в}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{х.в}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% ; \quad (2.127)$$

- з насосом гарячої води для повітронагрівника II підігрівання

$$D_{\text{г.в}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{г.в}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% ; \quad (2.128)$$

- з двигуном вентилятора

$$D_{\text{вент}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{вент}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% ; \quad (2.129)$$

- з холодильною машиною

$$D_{\text{ХМ}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{ХМ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% . \quad (2.130)$$

Підраховуємо корисно використану ексергію у чистому приміщенні системи кондиціонування повітря у відсотках до ексергії входу у цю ЕТС:

$$E_{\text{прим}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = \frac{E_{\text{ВИХ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% . \quad (2.131)$$

Складаємо ексергетичний баланс для діаграми Грассмана зазначеної системи кондиціонування повітря чистого приміщення з метою проведення відповідного оцінювання ЕТС:

$$E^+ = E_{\text{вх}} = D_{\text{к.зр}} + D_{\text{нагр}} + D_{\text{х.в}} + D_{\text{г.в}} + D_{\text{вент}} + D_{\text{ХМ}} + D_{\text{вит}} + E_{\text{прим}} = 100 \% . (2.132)$$

Будуємо діаграму Грассмана такого вигляду (рис. 2.5).

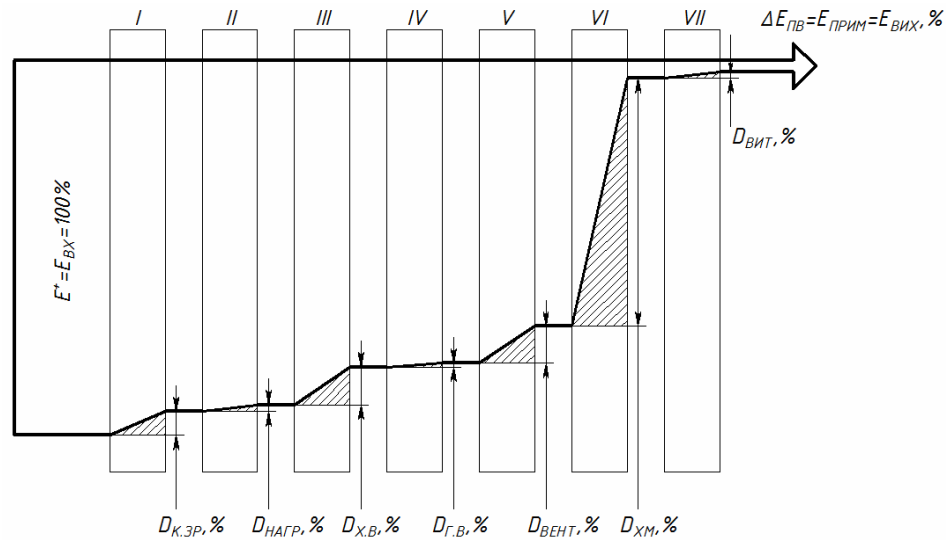


Рис. 2.5. Діаграма Грассмана для зазначеної прямоотечійної центральної СКП у ТПР

$D_{\text{к.зр}}$ – втрати ексергії у камері зрошення, %;

$D_{\text{нагр}}$ – втрати ексергії у повітрянагрівнику II підігрівання, %;

$D_{\text{х.в}}$ – втрати ексергії з насосом холодної води для камери зрошення, %;

$D_{\text{г.в}}$ – втрати ексергії з насосом гарячої води для повітрянагрівника II підігрівання, %;

$D_{\text{вент}}$ – втрати ексергії з двигуном вентилятора, %;

$D_{\text{ХМ}}$ – втрати ексергії з холодильною машиною центрального кондиціонера, %;

$D_{\text{вит}}$ – втрати ексергії з витяжним повітрям з чистого приміщення, %;

$E_{\text{прим}}$ – корисно використана ексергія у чистому приміщенні, %

2.7.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. Виконуємо ексергетичний аналіз впровадженої прямоотечійної центральної СКП для чистого приміщення кардіологічних операційних.

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи впровадженої та діючої прямоотечійної системи кондиціонування у ТПР, визначаємо за формулою [73, 75]:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{\Delta E_{\text{ЗП}_1} + \Delta E_{\text{П}_1\text{П}} + \Delta E_{\text{ПВ}} + \Delta E_{\text{Вит}} + N_{\text{СП}}^{\text{пр.вент}} + N_{\text{СП}}^{\text{вит.вент}} + N_{\text{СП}}^{\text{ХМ}}}, \quad (2.133)$$

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;

$\Delta E_{\text{ЗП}_1} = E_{\text{П}_1} - E_{\text{З}}$ – зростання ексергії повітря у повітроохолоднику кондиціонера, Вт; $E_{\text{П}_1}$ і $E_{\text{З}}$ – відповідно, ексергія оброблюваного повітря на виході та вході (зовнішнього повітря) у повітроохолодник кондиціонера, Вт;

$\Delta E_{\text{П}_1\text{П}} = E_{\text{П}_1} - E_{\text{П}}$ – зменшення ексергії повітря під час його транспортування у припливних повітропроводах і вентиляторі СКП, Вт; $E_{\text{П}_1}$ і $E_{\text{П}}$ – відповідно, ексергія повітря на вході у припливний вентилятор кондиціонера та виході з припливних повітропроводів у чисті приміщення, Вт;

$\Delta E_{\text{Вит}} = E_{\text{В}} - E_{\text{З}}$ – 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.

Значення величин, які входять у формулу (2.133) для визначення ексергетичного ККД у ТПР, розраховували так:

$$\Delta E_{\text{ПВ}} = G_{\text{П}} \cdot (e_{\text{П}} - e_{\text{В}}) \times 0,278, \quad \text{Вт}, \quad (2.134)$$

де $e_{\text{П}}$ і $e_{\text{В}}$ – відповідно, питома ексергія припливного і внутрішнього повітря у чистих приміщеннях (дод. Р), кДж/кг;

$$\Delta E_{\text{ЗП}_1} = G_{\text{П}} \cdot (e_{\text{П}_1} - e_{\text{З}}) \times 0,278, \quad \text{Вт}, \quad (2.135)$$

де e_3 і $e_{П1}$ – відповідно, питома ексергія зовнішнього повітря та охолодженого і осушеного у повітроохолоднику повітря (дод. Р), кДж/кг;

$$\Delta E_{П1П} = G_{П} \cdot (e_{П1} - e_{П}) \times 0,278, \text{ Вт}, \quad (2.136)$$

де $e_{П}$ – питома ексергія на виході з припливних повітропроводів у чисті приміщення (дод. Р), кДж/кг;

$$\Delta E_{ВИТ} = G_{П} \cdot (e_{В} - e_3) \times 0,278, \text{ Вт}. \quad (2.137)$$

За наведеними формулами розраховуємо ексергетичний ККД $\eta_{екс}$ для впровадженої та діючої СКП кардіологічних операційних у ТПР і робимо відповідні висновки.

Для побудови діаграми Грассмана, яка надає суттєву допомогу за ексергетичного аналізу потоків і втрат ексергії енерготехнологічної системи, проводимо такі розрахунки для впровадженої та діючої СКП кардіологічних операційних у ТПР.

Визначаємо втрати ексергії в елементах впровадженої та діючої системи кондиціонування повітря чистого приміщення у відсотках до ексергії входу у цю ЕТС:

- у повітроохолоднику

$$D_{ПО} = \frac{\Delta E_{ЗП1}}{E_{ВХ}} \cdot 100, \%; \quad (2.138)$$

- у припливних вентиляторі і повітропроводах під час транспортування повітря

$$D_{П1П} = \frac{\Delta E_{П1П}}{E_{ВХ}} \cdot 100, \%; \quad (2.139)$$

- з витяжним повітрям з чистих приміщень

$$D_{ВИТ} = \frac{\Delta E_{ВИТ}}{E_{ВХ}} \cdot 100, \%; \quad (2.140)$$

- з припливним вентилятором кондиціонера

$$D_{пр.вент} = \frac{N_{СП}^{пр.вент}}{E_{ВХ}} \cdot 100, \%; \quad (2.141)$$

- з вентилятором витяжної установки

$$D_{\text{Вит.вент}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{Вит.вент}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% ; \quad (2.142)$$

- з холодильною машиною центрального кондиціонера

$$D_{\text{ХМ}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{ХМ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% . \quad (2.143)$$

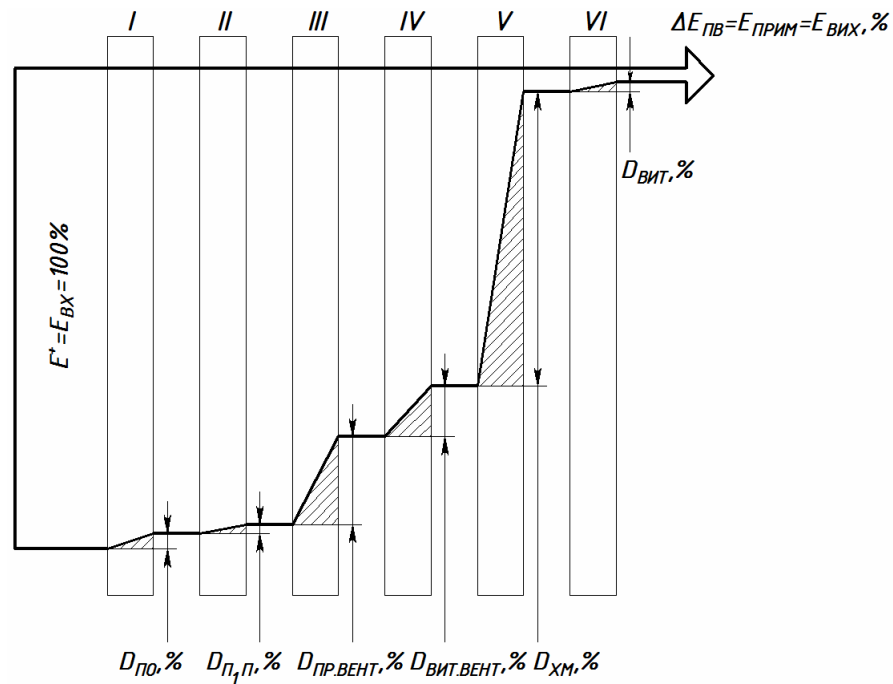


Рис. 2.6. Діаграма Грассмана для впровадженої центральної проточної СКП у ТПР:

$D_{\text{П0}}$ – втрати ексергії у повітроохолоднику, %;

$D_{\text{Пп}}$ – втрати ексергії під час транспортування повітря
у припливних вентиляторі і повітропроводах, %;

$D_{\text{Пр.вент}}$ – втрати ексергії з припливним вентилятором кондиціонера, %;

$D_{\text{Вит.вент}}$ – втрати ексергії з вентилятором витяжної установки, %;

$D_{\text{ХМ}}$ – втрати ексергії з холодильною машиною центрального кондиціонера, %;

$D_{\text{Вит}}$ – втрати ексергії з витяжним повітрям з чистих приміщень, %;

$E_{\text{ПРИМ}}$ – корисно використана ексергія у чистих приміщеннях, %

Підраховуємо корисно використану ексергію у чистих приміщеннях впровадженої та діючої системи кондиціонування повітря у відсотках до ексергії входу у цю ЕТС:

$$E_{\text{ПРИМ}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = \frac{E_{\text{ВИХ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100, \% . \quad (2.144)$$

Складаємо ексергетичний баланс для діаграми Грассмана даної системи кондиціонування повітря чистого приміщення з метою проведення відповідного оцінювання ЕТС у ТПР:

$$E^+ = E_{\text{вх}} = D_{\text{ПО}} + D_{\text{П1П}} + D_{\text{пр.вент}} + D_{\text{вит.вент}} + D_{\text{ХМ}} + D_{\text{вит}} + E_{\text{прим}} = 100 \% . (2.145)$$

Будуємо діаграму Грассмана такого вигляду (рис. 2.6).

Можна звернути увагу, що наведені методи енергетичного та ексергетичного аналізів обраних центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником мають певні алгоритми розв'язку, придатні для комп'ютерного програмування. Це дало можливість авторів дисертації розробити математичні моделі роботи цих центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень та створити дослідницькі комп'ютерні програми (див. дод. Г, К), що дозволили значно розширити дослідження і зробили їх вагомішими.

Завдяки цьому автор виконав значну кількість розрахунково-кількісних експериментів на математичних моделях досліджуваних центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником, які відтворювали процес їх роботи за допомогою комп'ютерної техніки і відповідного програмного забезпечення, що відображено у подальших розділах дисертації.

Отже, завданням даної роботи було створення інноваційних математичних дослідницьких моделей центральних прямотечійних систем кондиціонування повітря чистих приміщень з метою комп'ютерного оцінювання їх енергоефективності на основі ексергетичного ККД залежно від різних факторів, що впливають на їх роботу. В цих моделях складались матеріальний, тепловий (енергетичний) та ексергетичний баланси даної системи, які враховували всі можливі варіанти їх роботи в реальних умовах.

Висновки до 2-го розділу

1. Обґрунтовано вибір об'єктів дослідження.

2. Створено методи складання енергетичного та ексергетичного балансів досліджуваних центральних прямоотечійних систем кондиціювання повітря чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником, які використані для всебічного дослідження процесів їх роботи.

3. Наведені характеристики досліджуваних центральних прямоотечійних систем кондиціювання повітря чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником та визначено які вихідні дані потрібні для складання їх енергетичного та ексергетичного балансів.

4. Запропоновано метод визначення температури внутрішнього повітря в кондиціонованих приміщеннях.

5. Запропоновані аналітичні залежності для визначення термодинамічних властивостей повітря у характерних точках процесів кондиціювання в центральних прямоотечійних системах для чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником.

7. Подано визначення питомої ексергії у характерних точках процесів кондиціювання в центральних прямоотечійних системах для чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником.

8. Наведено алгоритми складання ексергетичного балансу досліджуваних центральних прямоотечійних систем кондиціювання повітря чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником та зображено їх у вигляді ексергетичних діаграм потоків Грассмана.

10. Розроблені математичні моделі процесів роботи досліджуваних центральних прямоотечійних систем кондиціювання повітря чистих приміщень з камерою зрошення та рекуперативним повітроохолодником та їх дослідницькі комп'ютерні програми складання енергетичного та ексергетичного балансів, що дозволило значно розширити ексергетичні дослідження і зробило їх вагомішими (див. дод. Г, К).

11. Основні наукові результати розділу опубліковано у працях [21-30, 54-58, 105-108, 115, 164-170].

РОЗДІЛ 3

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ ЦЕНТРАЛЬНИХ ПРЯМОТЕЧІЙНИХ СКП ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНИХ ФАКТОРІВ НА ЇХ ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ККД

3.1. Вплив температури і вологовмісту навколишнього середовища на ексергетичний ККД центральних прямотечієних СКП чистих приміщень

3.1.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. Для всебічного вивчення за допомогою ексергетичного аналізу енерготехнологічних систем таких, як системи кондиціонування повітря, важливо врахувати не тільки процеси всередині системи, але й можливі види взаємодії потоків енергії, пов'язані з даною системою, поза її межами. Тільки так можливо дати повну інженерну оцінку придатності і корисності всіх потоків енергії за даних параметрів та на її основі зробити *ексергетичний аналіз* технічної системи.

Усі процеси в СКП проходять в умовах, які визначаються навколишнім середовищем. Ці умови чинять вирішальний вплив на спосіб реалізації процесів кондиціонування повітря. У процесах кондиціонування, як правило, навколишнє середовище використовується як поглинач теплоти, оскільки цей поглинач є природнім. Тому температура навколишнього середовища є суттєвим параметром під час технічного здійснення процесів кондиціонування. Окрім цього, навколишнє зовнішнє повітря є носієм чистого повітря для людей.

Параметри навколишнього середовища звичайно для процесів кондиціонування повітря прийнято вважати сталими протягом певного часу, але загалом вони є змінними.

Разом з тим *параметри навколишнього середовища* (зовнішнього повітря) для обладнання СКП визначають не тільки параметри їх роботи, але й параметри внутрішнього повітря всередині приміщення, які своєю чергою впливають на параметри роботи обладнання СКП.

Отже, метою цього дослідження було визначення залежності ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення від температури і вологовмісту зовнішнього повітря у ТПР. Для цього потрібно встановити:

- ексергетичний ККД, наприклад, центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год, за різних робочих зовнішніх температурних та вологісних умов випробування;
- аналітичну залежність між ексергетичним ККД вибраної СКП і температурою та вологовмістом зовнішнього повітря.

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення для чистих приміщень, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.1, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I,d -діаграмі – на рис. 2.3, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цих СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 10000 кг/год.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e вибраної 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 $26 \leq t_3 \leq 42^\circ\text{C}$ (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 $54 \geq \varphi_3 \geq 27\%$;
- барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа;
- робочу температуру внутрішнього повітря $23 \leq t_B \leq 30^\circ\text{C}$ 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 $\varepsilon = 9942-16867$ 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 повітрянагрівника II підігрівання: початкова $t_{\text{Гар}} = 70^{\circ}\text{C}$; кінцева $t_{\text{ЗВ}} = 42^{\circ}\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.8) і (2.9).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу обраної прямотечійної центральної СКП, звели у табл. 3.1.

Варто відзначити, що нами не були враховані втрати ексергії, пов'язані з втратою аеродинамічного тиску потоку повітря, які є порівняно незначними і ними можна знехтувати, а також не враховані втрати у навколишнє середовище, окрім цього прийнято, що процес оброблення повітря у камері зрошення відбувається за політропою. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для даної СКП, зведені також у табл. 3.1 (див. дод. Й).

Підставляючи отримані розрахунками значення величин у формулу (2.117), розраховували значення ексергетичного ККД η_e для обраної СКП залежно від зовнішніх температурних та вологісних умов, а саме: температу-

ри t_3 і вологовмісту d_3 зовнішнього повітря, та подали їх у вигляді відповідних залежностей на рис. 3.1 і на цій основі зробили аналіз.

Таблиця 3.1

**Параметри точок, які характеризують стан вологого повітря
під час роботи центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення
повітропродуктивністю 10000 кг/год**

Точки на $I-d$ – діаграмі	Температура t , °С	Питома ентальпія I , кДж/кг	Вологовміст d , г/кг	Відносна вологість φ , %	Питома ексергія e , кДж/кг
З (О)	26-42	49,8-83,2	9,3-15,9	54-27	0,0-0,0
В	23-30	45,5-64,4	8,8-13,4	50-50	0,0173-0,2707
П	21,5-24,0	43,5-57,3	8,6-13,0	54-69	0,0385-0,5904
П₁	20,5-23,0	42,4-56,2	8,6-13,0	57-74	0,0559-0,6542
К	13,3-19,7	35,1-52,8	8,6-13,0	90-90	0,2870-0,8925

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.1, можна дійти таких висновків. Загальне зростання температури зовнішнього повітря t_3 від 26 до 42°С, тобто в 1,62 рази, за загального зростання у 3 ряду вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від 10,3 до 14,9 г/кг, тобто в 1,45 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,26 до 2,21, тобто в 8,5 рази або на 750%. Варто також зауважити (рис. 3.1), що за температури зовнішнього повітря $t_3 = 42^\circ\text{C}$ зростання вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від 13,9 до 15,9 г/кг, тобто в 1,14 рази, призводить до незначного зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 2,33 до 2,10, тобто в 1,11 рази або на 11%, чим за необхідності можна знехтувати. Тому 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 $\Delta t_{\text{П}} = t_{\text{В}} - t_{\text{П}}$, 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 вибраної системи кондиціонування повітря.

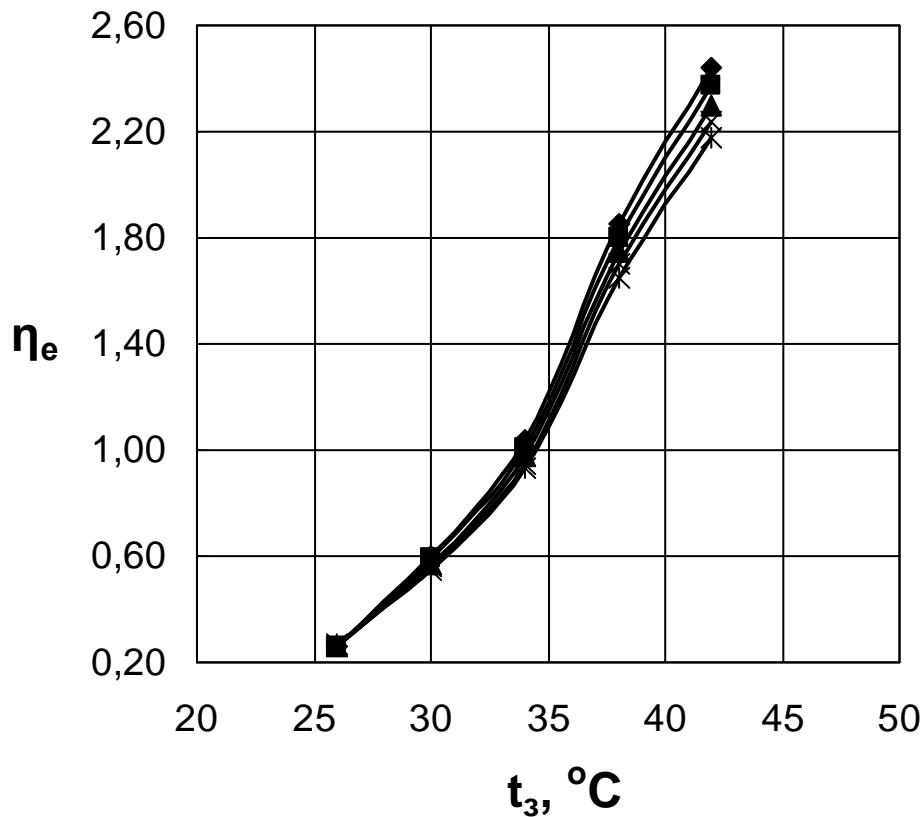


Рис. 3.1. Залежність ексергетичного ККД η_e центральної проточної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від температури t_3 і вологовмісту зовнішнього повітря:
 1 ряд ◆ – $d_3 = 9,3-13,9$ г/кг; 2 ряд ■ – $9,8-14,4$; 3 ряд ▲ – $10,3-14,9$;
 4 ряд × – $10,8-15,4$; 5 ряд ✱ – $11,3-15,9$

Варто звернути увагу (рис. 3.1), що за температури зовнішнього повітря t_3 від 26 до 34°C маємо один закон зміни ексергетичного ККД η_e , а за температури зовнішнього повітря t_3 від 34 до 42°C – інший. Це можливо пояснити тим, що температура внутрішнього повітря у чистому приміщенні приймалась по-різному до температури зовнішнього повітря $t_3 = 30^{\circ}\text{C}$ і після неї. Тому ці зміни розглянемо окремо.

Отже, зростання температури зовнішнього повітря t_3 від 26 до 34°C, тобто в 1,31 рази, за загального зростання у 3 ряду вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від 10,3 до 12,7 г/кг, тобто в 1,23 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,26 до 0,96, тобто в 3,69 рази або на 269%. Варто також зауважити (рис. 3.1), що за температури зовнішнього повітря $t_3 = 34^\circ\text{C}$ зростання вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від 11,7 до 13,7 г/кг, тобто в 1,17 рази, призводить до незначного зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 1,02 до 0,91, тобто в 1,12 рази або на 12%, чим за необхідності можна знехтувати. Разом з тим середня швидкість зміни ексергетичного ККД η_e на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta t_3$ становить 0,0875 1/°C.

Відповідно зростання температури зовнішнього повітря t_3 від 34 до 42°C, тобто в 1,24 рази, за загального зростання у 3 ряду вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від 12,7 до 14,9 г/кг, тобто в 1,17 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,96 до 2,21, тобто в 2,30 рази або на 130%. В той самий час середня швидкість зміни ексергетичного ККД η_e на цій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta t_3$ становить 0,156 1/°C, що в 1,78 рази більше, тобто на 78%, ніж на початковій ділянці.

Залежності, наведені на рис. 3.1, отримані нами у вигляді аналітичних формул для температур зовнішнього повітря $t_3 = 26\text{-}34^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,1772 \cdot t_3 + 0,182 \cdot d_3 - 0,007 \cdot t_3 \cdot d_3 - 4,3459, \quad (3.1)$$

а для $t_3 = 34\text{-}42^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,2829 \cdot t_3 + 0,199 \cdot d_3 - 0,0075 \cdot t_3 \cdot d_3 - 7,9414. \quad (3.2)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3.1) становить 15,3% і за формулою (3.2) – 2,8%.

Значить ексергетичний аналіз центральної прямооточійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год виконаний на створеній нами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрун-

точно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї системи від температури t_3 і вологовмісту d_3 зовнішнього повітря.

3.1.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. Особливістю центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря є те, що вихідна речовина, яка піддається обробці в ній, – це зовнішнє повітря, параметри якого можуть бути різними як за температурою, так і за вологовмістом (відповідно, відносною вологістю і питомою ентальпією). У результаті роботи системи кондиціонування повітря набуває необхідні температуру і вологовміст як припливне повітря, так і всередині приміщення. У системах кондиціонування повітря зовнішнім середовищем служить зовнішнє повітря, параметри якого можуть бути різними залежно від місця і часу. Тому як навколишнє середовище прийняте зовнішнє повітря – як його суха частина, так і водяна пара, яка є у повітрі. Зменшення затрат енергії, споживаної системами кондиціонування повітря, диктує необхідність їх оптимізації, що найповніше може бути досягнуто на основі ексергетичного аналізу, який враховує не тільки кількість, але й якість затраченої енергії [6, 21, 64, 65, 73-75, 79, 117].

Отже, метою цього дослідження було визначення *залежності ексергетичного ККД впровадженної центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год від температури і вологовмісту зовнішнього повітря у ТПР*. Для цього потрібно встановити:

- ексергетичний ККД впровадженної центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год за різних робочих зовнішніх температурних та вологісних умов випробування;
- аналітичну залежність між ексергетичним ККД впровадженної СКП і температурою та вологовмістом зовнішнього повітря.

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу впровадженної центральної прямотечійної СКП з рекуперативним по-

вітроохолодником для операційних чистих кімнат, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.2, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I, d -діаграмі – на рис. 2.4, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цієї СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 4300 кг/год.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e впровадженої 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 $\epsilon = 27058-9711$ кДж/кг;

– початкова температура холодоносія (40% розчину пропіленгліколю) для повітроохолодника: $t_{вП} = 9,5-15,5^{\circ}\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.22) і (2.23).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу впровадженої прямоотечійної центральної СКП, звели у табл. 3.2.

Варто відзначити, що нами не були враховані втрати ексергії, пов'язані з втратою аеродинамічного тиску потоку повітря, які є порівняно незначними і ними можна знехтувати, а також не враховані втрати у навколишнє середовище, окрім цього прийнято, що процес оброблення повітря у рекуперативному повітроохолоднику відбувається за політропою. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для даної СКП, зведені також у табл. 3.2 (див. дод. Р).

Таблиця 3.2

Параметри точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи впровадженої центральної прямоотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год

Точки на $I-d$ – діаграмі	Температура t , $^{\circ}\text{C}$	Питома ентальпія I , кДж/кг	Вологовміст d , г/кг	Відносна вологість φ , %	Питома ексергія e , кДж/кг
З (О)	30-40	50,3-83,4	7,9-16,8	30-44	0,0-0,0
П₁	15,0-24,0	32,3-64,7	6,7-15,8	63-84	0,4038-0,4421
П	16,0-25,0	33,0-65,4	6,7-15,8	59-79	0,3527-0,3882
В	25-29	43,0-70,8	7,0-16,3	35-64	0,0497-0,2059

Підставляючи отримані розрахунками значення величин у формулу (2.133), розраховали значення ексергетичного ККД η_e для впровадженої

СКП залежно від зовнішніх температурних та вологісних умов, а саме: температури t_3 і вологовмісту d_3 зовнішнього повітря, та подали їх у вигляді відповідних залежностей на рис. 3.2 і на цій основі зробили аналіз.

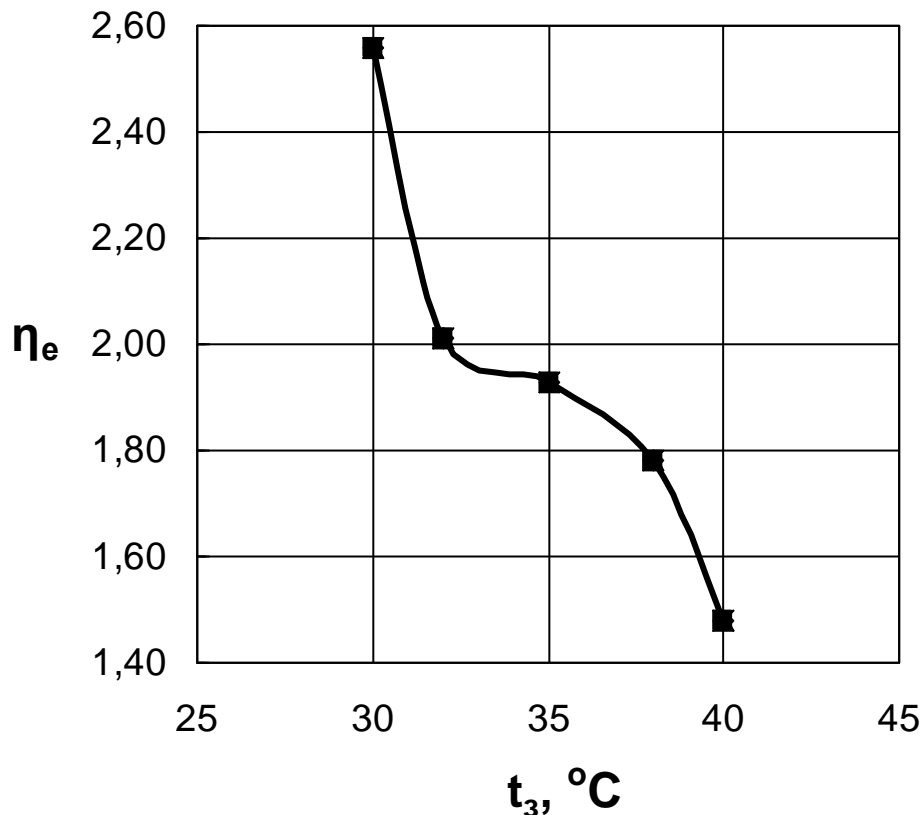


Рис. 3.2. Залежність ексергетичного ККД η_e впроваджені центральній проточній СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від температури t_3 і вологовмісту зовнішнього повітря:

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 \ast – $11,7-16,8$

(залежність від вологовмісту для всіх рядів однакова)

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.2, можна дійти таких висновків. За певної температури навколишнього середовища t_3 (зовнішнього повітря) зростання вологовмісту зовнішнього повітря d_3 не призводить до зміни значення ексергетичного ККД η_e впроваджені СКП. Тобто, значення ексергетичного ККД η_e впроваджені СКП залежить тільки від температури

зовнішнього повітря t_3 та різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$.

Загальне зростання температури зовнішнього повітря t_3 від 30 до 40°C, тобто в 1,33 рази, призводить до значного зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 2,56 до 1,48, тобто в 1,73 рази або на 73%. На нашу думку це пов'язано не стільки зі зростанням температури зовнішнього повітря t_3 , як з одночасним зменшенням різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$ від 9,0 до 4,0°C, тобто в 2,25 рази або на 125%. Тому впроваджену систему кондиціювання 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 $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$, 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 впровадженої системи кондиціювання повітря.

Варто звернути увагу (рис. 3.2), що за температури зовнішнього повітря t_3 від 30 до 32°C маємо один закон зміни ексергетичного ККД η_e , а за температури зовнішнього повітря t_3 від 32 до 40°C – інший. Це можливо пояснити тим, що температура внутрішнього повітря у чистому приміщенні приймається по-різному до температури зовнішнього повітря $t_3 = 30^\circ\text{C}$ і після неї. Тому ці зміни розглянемо окремо.

Отже, зростання температури зовнішнього повітря t_3 від 30 до 32°C, тобто в 1,07 рази, призводить до значного зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 2,56 до 2,01, тобто в 1,27 рази або на 27%. Разом з тим середня швидкість зміни ексергетичного ККД η_e на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta t_3$ становить 0,275 1/°C.

Відповідно зростання температури зовнішнього повітря t_3 від 32 до 40°C, тобто в 1,25 рази, призводить до зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 2,01 до 1,48, тобто 1,36 рази або на 36%. В той самий час середня

швидкість зміни ексергетичного ККД η_e на цій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta t_3$ становить 0,066 1/°C, що в 4,17 рази менше, тобто на 317%, ніж на початковій ділянці.

Залежності, наведені на рис. 3.2, отримані нами у вигляді аналітичних формул для температур зовнішнього повітря $t_3 = 30-32^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 10,81 - 0,275 \cdot t_3, \quad (3.3)$$

а для $t_3 = 32-40^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,6509 \cdot t_3 - 0,0099 \cdot t_3^2 - 8,6769. \quad (3.4)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3.3) становить 0% і за формулою (3.4) – 2,7%.

Значить ексергетичний аналіз впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год для операційних чистих кімнат виконаний на створеній нами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї системи від температури t_3 і вологовмісту d_3 зовнішнього повітря.

3.2. Залежність ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП від внутрішніх температури і вологовмісту повітря чистого приміщення

3.2.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. У сучасних технологіях, пов'язаних з перетворенням енергії, а саме у системах кондиціонування повітря, важливе місце займають обладнання і процеси, об'єктивна оцінка ступеня енергетичної досконалості яких може бути встановлена тільки на основі їх ексергетичного аналізу.

Робота СКП залежить від домінуючих у навколишньому (зовнішньому) середовищі умов, тобто від температури t_3 і вологовмісту d_3 повітря зовнішнього середовища, від яких, відповідно, залежать *параметри внутрішнього повітря*, а саме: температура t_B і вологовміст d_B , які своєю чергою впливають на параметри роботи обладнання СКП.

Отже, метою цього дослідження було визначення залежності ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення від температури і вологовмісту внутрішнього повітря у ТПР. Для цього потрібно встановити:

- ексергетичний ККД, наприклад, центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год, за різних робочих внутрішніх температурних та вологісних умов випробування;
- аналітичну залежність між ексергетичним ККД вибраної СКП і температурою та вологовмістом внутрішнього повітря.

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення для чистих приміщень, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.1, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I, d -діаграмі – на рис. 2.3, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цих СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 10000 кг/год.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e вибраної СКП у ТПР від температури внутрішнього повітря, коли $t_B < t_3$, та вологовмісту, коли $d_B < d_3$, 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 $23 \leq t_B \leq 30^\circ\text{C}$ 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 $\varepsilon = 9942-16867$ 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 повітрянагрівника II підігрівання: початкова $t_{\text{Гар}} = 70^{\circ}\text{C}$; кінцева $t_{3B} = 42^{\circ}\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.8) і (2.9).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу обраної прямопечійної центральної СКП, зведені у табл. 3.1. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для даної СКП, зведені також у табл. 3.1 (див. дод. Й).

Підставляючи отримані розрахунками значення величин у формулу (2.117), розраховували значення ексергетичного ККД η_e для обраної СКП залежно від внутрішніх температурних та вологісних умов, а саме: температури t_B і вологовмісту d_B внутрішнього повітря, та подали їх у вигляді відповідних залежностей на рис. 3.3 і на цій основі зробили аналіз.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.3, можна дійти таких висновків. Загальне зростання температури внутрішнього повітря t_B від 23 до 30°C , тобто в $1,30$ рази, за сталого вологовмісту внутрішнього повітря $d_B = 11,2$ г/кг у 3 ряду призводить до значного зростання значення ексергетичного

ККД η_e від 0,26 до 2,21, тобто в 8,5 рази або на 750%. Варто також зауважити (рис. 3.3), що за температури внутрішнього повітря $t_B = 30^\circ\text{C}$ зростання вологовмісту внутрішнього повітря d_B від 8,8 до 13,4 г/кг, тобто в 1,52 рази, призводить до незначного зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 2,33 до 2,10, тобто в 1,11 рази або на 11%, чим за необхідності можна знехтувати. Тому вибрану систему кондиціонування 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 вибраної системи кондиціонування повітря.

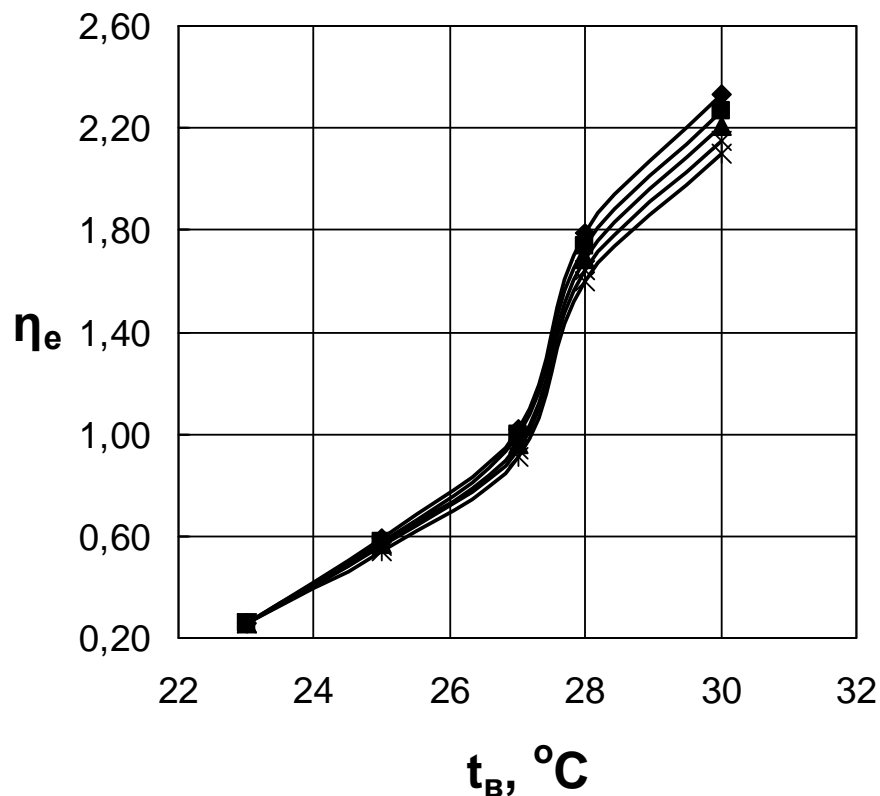


Рис. 3.3. Залежність ексергетичного ККД η_e центральної проточної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від температури t_B і вологовмісту внутрішнього повітря:

1 ряд \blacklozenge – $d_B = 8,8$ г/кг; 2 ряд \blacksquare – 9,9; 3 ряд \blacktriangle – 11,2;

4 ряд \times – 11,9; 5 ряд Ж – 13,4

Варто звернути увагу (рис. 3.3), що за температур внутрішнього повітря t_B від 23 до 27°C маємо один закон зміни ексергетичного ККД η_e з середньою швидкістю зміни ексергетичного ККД у 3 ряду на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta t_B$ 0,175 1/°C, за температур внутрішнього повітря t_B від 27 до 28°C – інший з середньою швидкістю зміни ексергетичного ККД у 3 ряду на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta t_B$ 0,73 1/°C, що в 4,17 рази більше, тобто на 317%, ніж на початковій ділянці, а за температур внутрішнього повітря t_B від 28 до 30°C – ще інший з середньою швидкістю зміни ексергетичного ККД у 3 ряду на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta t_B$ 0,26 1/°C, що в 1,49 рази більше, тобто на 49%, ніж на початковій ділянці. Це можливо пояснити тим, що температура внутрішнього повітря у чистому приміщенні приймається по-різному до температури зовнішнього повітря $t_3 = 30^\circ\text{C}$ і після неї. Тому ці зміни розглянемо окремо.

Отже, зростання температури внутрішнього повітря t_B від 23 до 27°C, тобто в 1,17 рази, за сталого вологовмісту внутрішнього повітря $d_B = 11,2$ г/кг у 3 ряду, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,26 до 0,96, тобто в 3,69 рази або на 269%.

Далі зростання температури внутрішнього повітря t_B від 27 до 28°C, тобто в 1,04 рази, за сталого вологовмісту внутрішнього повітря $d_B = 11,2$ г/кг у 3 ряду, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,96 до 1,69, тобто в 1,76 рази або на 76%.

Відповідно зростання температури внутрішнього повітря t_B від 28 до 30°C, тобто в 1,07 рази, за сталого вологовмісту внутрішнього повітря $d_B = 11,2$ г/кг у 3 ряду, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 1,69 до 2,21, тобто в 1,31 рази або на 31%.

Залежності, наведені на рис. 3.3, отримані нами у вигляді аналітичних формул для температур внутрішнього повітря $t_B = 23-27^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,2453 \cdot t_B + 0,1438 \cdot d_B - 0,0062 \cdot t_B \cdot d_B - 5,4025, \quad (3.5)$$

для $t_B = 27-28^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,919 \cdot t_B + 0,4471 \cdot d_B - 0,0175 \cdot t_B \cdot d_B - 23,572, \quad (3.6)$$

а для $t_B = 28-30^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,3089 \cdot t_B + 0,0815 \cdot d_B - 0,0044 \cdot t_B \cdot d_B - 6,4882. \quad (3.7)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3.5) становить 7,4%, за формулою (3.6) – 1,1% і за формулою (3.7) – 1,4%.

Значить ексергетичний аналіз центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год виконаний на створеній нами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї системи від температури t_B і вологовмісту d_B внутрішнього повітря.

3.2.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. Для сучасних технологій, пов'язаних з перетворенням енергії, до яких належать системи кондиціювання повітря, важливе місце займає підвищення їх енергоефективності, а це можливо з використанням інновацій термодинаміки, а саме ексергетичного аналізу [67, 73, 75].

У результаті роботи СКП набуває необхідні температуру і вологовміст як припливного повітря, так і всередині приміщення. Робота СКП залежить від температури t_3 і вологовмісту d_3 повітря зовнішнього середовища, від яких, відповідно, залежать *параметри внутрішнього повітря*, а саме: температура t_B і вологовміст d_B , які своєю чергою впливають на параметри роботи обладнання СКП.

Отже, метою цього дослідження було визначення *залежності ексергетичного ККД впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год від температури і вологовмісту внутрішнього повітря у ТПР*. Для цього потрібно встановити:

- ексергетичний ККД впроваджені центральній прямиотечійній СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год за різних робочих внутрішніх температурних та вологісних умов випробування;
- аналітичну залежність між ексергетичним ККД впроваджені СКП і температурою та вологовмістом внутрішнього повітря.

Дослідження здійснювались за допомогою розроблені автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу впроваджені центральній прямиотечійній СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.2, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I, d -діаграмі – на рис. 2.4, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цієї СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 4300 кг/год.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e впроваджені СКП у ТПР від температури внутрішнього повітря, коли $t_B < t_3$, та вологовмісту, коли $d_B < d_3$, 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: $t_{B\Pi} = 9,5-15,5^{\circ}\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.22) і (2.23).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу впровадженої прямоотечійної центральної СКП, звели у табл. 3.2. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для даної СКП, зведені також у табл. 3.2 (див. дод. Р).

Підставляючи отримані розрахунками значення величин у формулу (2.133), розраховали значення ексергетичного ККД η_e для впровадженої СКП залежно від внутрішніх температурних та вологісних умов, а саме: температури t_B і вологовмісту d_B внутрішнього повітря, та подали їх у вигляді відповідних залежностей на рис. 3.4 і на цій основі зробили аналіз.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.4, можна дійти таких висновків. За певної температури внутрішнього повітря t_B зростання вологовмісту внутрішнього повітря d_B не призводить до зміни значення ексергетичного ККД η_e впровадженої СКП. Тобто, значення ексергетичного ККД η_e впровадженої СКП залежить тільки від температури внутрішнього повітря t_B та різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$.

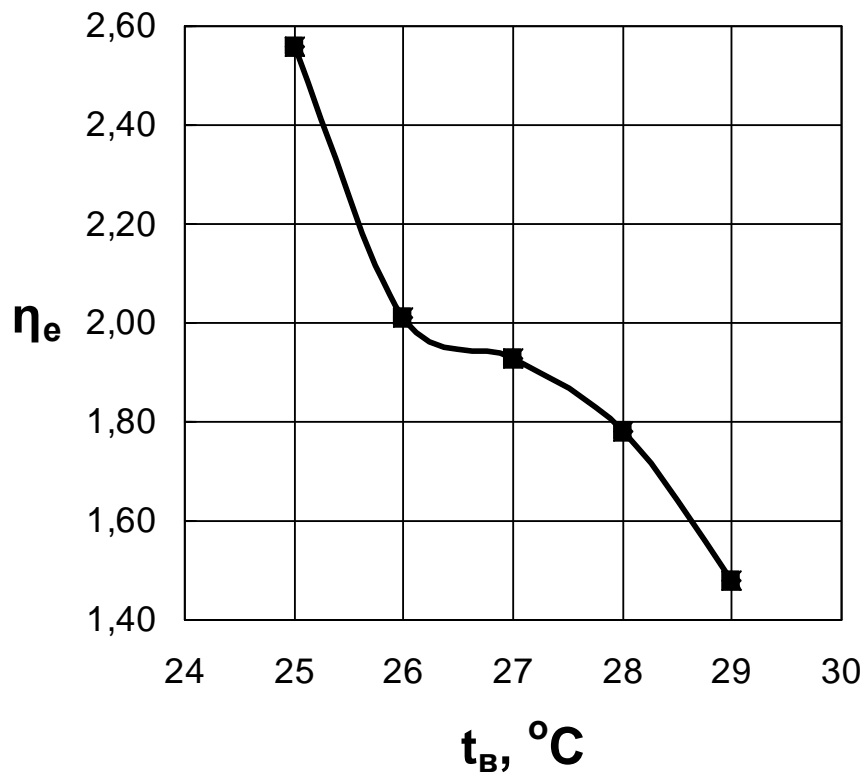


Рис. 3.4. Залежність ексергетичного ККД η_e впровадженної центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від температури $t_{\text{в}}$ і вологовмісту внутрішнього повітря:

1 ряд \blacklozenge – $d_{\text{в}} = 7,0-13,4$ 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 Ж – $10,8-16,3$

(залежність від вологовмісту для всіх рядів однакова)

Загальне зростання температури внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$ від 25 до 29 $^\circ\text{C}$, тобто в 1,16 рази, призводить до значного зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 2,56 до 1,48, тобто в 1,73 рази або на 73%. На нашу думку це пов'язано не стільки зі зростанням температури внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$, як з одночасним зменшенням різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$ від 9,0 до 4,0 $^\circ\text{C}$, тобто в 2,25 рази або на 125%. Тому впроваджену систему кондиціонування повітря бажано використовувати за нижчих температур внутрішнього повітря, а саме, наприклад $t_{\text{в}} = 25^\circ\text{C}$, та з якомога найвищою різницею температур між внутрішнім і приплив-

ним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$, наприклад, $\Delta t_{\Pi} = 9,0^{\circ}\text{C}$, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД $\eta_{\text{е}} = 2,56$, а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання впровадженої системи кондиціонування повітря.

Варто звернути увагу (рис. 3.4), що за температури внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$ від 25 до 26 $^{\circ}\text{C}$ маємо один закон зміни ексергетичного ККД $\eta_{\text{е}}$, а за температури внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$ від 26 до 29 $^{\circ}\text{C}$ – інший. Це можливо пояснити тим, що температура внутрішнього повітря у чистому приміщенні приймається по-різному до температури зовнішнього повітря $t_{\text{з}} = 30^{\circ}\text{C}$ і після неї. Тому ці зміни розглянемо окремо.

Отже, зростання температури внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$ від 25 до 26 $^{\circ}\text{C}$, тобто в 1,04 рази, призводить до значного зменшення значення ексергетичного ККД $\eta_{\text{е}}$ від 2,56 до 2,01, тобто в 1,27 рази або на 27%. Разом з тим середня швидкість зміни ексергетичного ККД $\eta_{\text{е}}$ на цій початковій ділянці $\Delta\eta_{\text{е}} / \Delta t_{\text{в}}$ становить 0,55 1/ $^{\circ}\text{C}$.

Відповідно зростання температури внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$ від 26 до 29 $^{\circ}\text{C}$, тобто в 1,12 рази, призводить до зменшення значення ексергетичного ККД $\eta_{\text{е}}$ від 2,01 до 1,48, тобто 1,36 рази або на 36%. В той самий час середня швидкість зміни ексергетичного ККД $\eta_{\text{е}}$ на цій ділянці $\Delta\eta_{\text{е}} / \Delta t_{\text{в}}$ становить 0,176 1/ $^{\circ}\text{C}$, що в 3,13 рази менше, тобто на 213%, ніж на початковій ділянці.

Залежності, наведені на рис. 3.4, отримані нами у вигляді аналітичних формул для температур внутрішнього повітря $t_{\text{в}} = 25\text{-}26^{\circ}\text{C}$:

$$\eta_{\text{е}} = 16,31 - 0,55 \cdot t_{\text{в}}, \quad (3.8)$$

а для $t_{\text{в}} = 26\text{-}29^{\circ}\text{C}$:

$$\eta_{\text{е}} = 2,851 \cdot t_{\text{в}} - 0,055 \cdot t_{\text{в}}^2 - 34,94. \quad (3.9)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3.8) становить 0% і за формулою (3.9) – 0,6%.

Значить ексергетичний аналіз впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год для операційних чистих кімнат виконаний на створеній нами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї системи від температури t_B і вологовмісту d_B внутрішнього повітря.

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

3.3.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. Сьогодні під час створення обладнання і процесів для забезпечення проведення певної технології питання економії паливно-енергетичних ресурсів має першорядне значення. Тому зараз ставиться питання про створення енерготехнологічних агрегатів і процесів, в яких би вимоги технології та енергетики не тільки органічно поєднувались, але й доповнювали одне одного.

Як відомо на вибір повітропродуктивності обладнання СКП, а значить їх енергоефективності, найсуттєвіше значення має різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$. В той самий час параметри внутрішнього повітря, а саме: температура t_B і вологовміст d_B залежать від параметрів повітря зовнішнього середовища, тобто температури t_3 і вологовмісту d_3 .

Отже, метою цього дослідження було визначення *залежності ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у ТПР*. Для цього потрібно встановити:

- ексергетичний ККД, наприклад, центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год, за різних робочих різниць температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні;

– аналітичну залежність між ексергетичним ККД вибраної СКП і різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні.

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення для чистих приміщень, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.1, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I,d -діаграмі – на рис. 2.3, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цих СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 10000 кг/год.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e вибраної СКП у ТПР від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$, 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 $\phi_{\text{в}} = 50\%$;
- відповідно до температури і відносної вологості внутрішнього повітря його робочі вологовміст $8,8 \leq d_{\text{в}} \leq 13,4$ г/кг та питома ентальпія $45,5 \leq I_{\text{в}} \leq 64,4$ кДж/кг;
- різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у чистому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi} = 1,5-6,0^{\circ}\text{C}$;

– кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям з кондиціонера $\varepsilon = 9942-16867$ кДж/кг;

– температура води (холодоносія) для камери зрошення кондиціонера: початкова $t_{вп} = 7,0-14,9^{\circ}\text{C}$; кінцева $t_{вк} = 9,8-17,3^{\circ}\text{C}$;

– температура теплоносія (води) для повітрянагрівника II підігрівання: початкова $t_{гар} = 70^{\circ}\text{C}$; кінцева $t_{зв} = 42^{\circ}\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.8) і (2.9).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу обраної прямоотечійної центральної СКП, зведені у табл. 3.1. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для даної СКП, зведені також у табл. 3.1 (див. дод. Й).

Підставляючи отримані розрахунками значення величин у формулу (2.117), розраховували значення ексергетичного ККД η_e для обраної СКП залежно від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні $\Delta t_{п} = t_{в} - t_{п}$ та вологовмісту зовнішнього повітря d_3 і подали їх у вигляді відповідних залежностей на рис. 3.5 та на цій основі зробили аналіз.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.5, можна дійти таких висновків. Загальне зростання різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{п}$ від $1,5$ до $6,0^{\circ}\text{C}$, тобто в 4 рази, за загального зростання у 3 ряду вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від $10,3$ до $14,9$ г/кг, тобто в 1,45 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від $0,26$ до $2,21$, тобто в 8,5 рази або на 750%. Варто також зауважити (рис. 3.5), що за різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{п} = 6,0^{\circ}\text{C}$ зростання вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від $13,9$ до $15,9$ г/кг, тобто в 1,14 рази, призводить до незначного зменшення значення ексергетичного

ККД η_e від 2,33 до 2,10, тобто в 1,11 рази або на 11%. А значить за певної різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} за необхідності можна знехтувати впливом вологовмісту зовнішнього повітря d_3 . Тому вибрану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям, а саме, наприклад $\Delta t_{\Pi} = 6,0^{\circ}\text{C}$ (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 вибраної системи кондиціонування повітря.

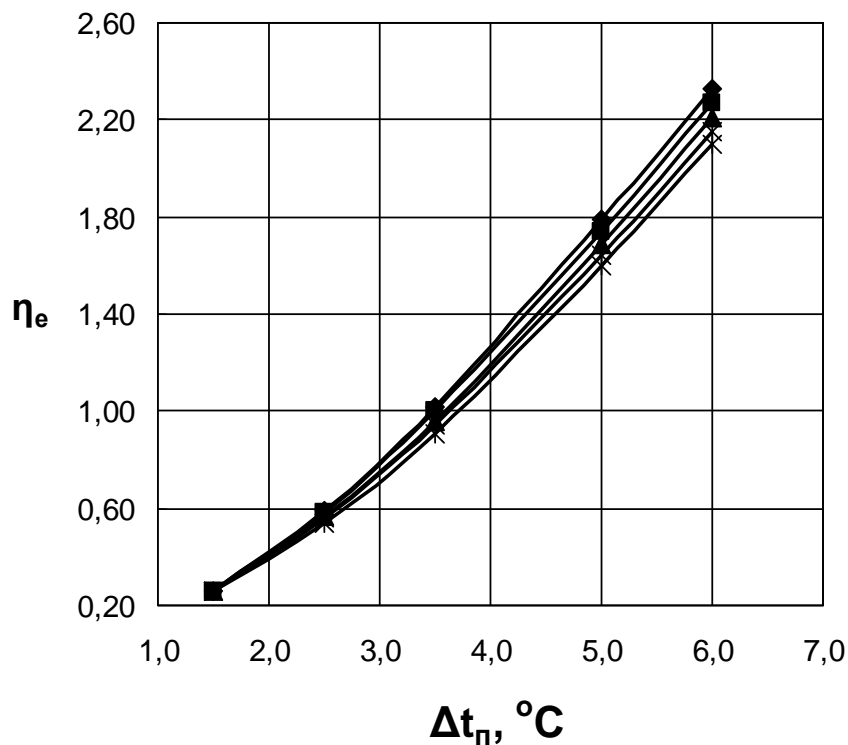


Рис. 3.5. Залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної СКП

з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год

від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π}

і вологовмісту зовнішнього повітря:

1 ряд ◆ – $d_3 = 9,3-13,9$ г/кг; 2 ряд ■ – 9,8-14,4; 3 ряд ▲ – 10,3-14,9;

4 ряд × – 10,8-15,4; 5 ряд ⋈ – 11,3-15,9

Варто звернути увагу (рис. 3.5), що за різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} від 1,5 до 3,5°C маємо один закон зміни ексергетичного ККД η_e , а за різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} від 3,5 до 6,0°C – інший. Це можливо пояснити тим, що температура внутрішнього повітря у чистому приміщенні приймається по-різному до температури зовнішнього повітря $t_3 = 30^\circ\text{C}$ і після неї. Тому ці зміни розглянемо окремо.

Отже, зростання різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} від 1,5 до 3,5°C, тобто в 2,33 рази, за загального зростання у 3 ряду вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від 10,3 до 12,7 г/кг, тобто в 1,23 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,26 до 0,96, тобто в 3,69 рази або на 269%. Варто також зауважити (рис. 3.5), що за різниці температур внутрішнього і припливного повітря $\Delta t_{\Pi} = 3,5^\circ\text{C}$ зростання вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від 11,7 до 13,7 г/кг, тобто в 1,17 рази, призводить до незначного зменшення значення ексергетичного ККД η_e від 1,02 до 0,91, тобто в 1,12 рази або на 12%, чим за необхідності можна знехтувати. Разом з тим середня швидкість зміни ексергетичного ККД η_e на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta(\Delta t_{\Pi})$ становить 0,35 1/°C.

Відповідно зростання різниці температур внутрішнього і припливного повітря Δt_{Π} від 3,5 до 6,0°C, тобто в 1,714 рази, за загального зростання у 3 ряду вологовмісту зовнішнього повітря d_3 від 12,7 до 14,9 г/кг, тобто в 1,17 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,96 до 2,21, тобто в 2,30 рази або на 130%. В той самий час середня швидкість зміни ексергетичного ККД η_e на цій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta(\Delta t_{\Pi})$ становить 0,50 1/°C, що в 1,43 рази більше, тобто на 43%, ніж на початковій ділянці.

Залежності, наведені на рис. 3.5, отримані нами у вигляді аналітичних формул для різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = 1,5-3,5^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,7086 \cdot \Delta t_{\Pi} + 0,0394 \cdot d_3 - 0,0264 \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot d_3 - 0,8329, \quad (3.10)$$

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

$$\eta_e = 0,9299 \cdot \Delta t_{\Pi} + 0,0394 \cdot d_3 - 0,0264 \cdot \Delta t_{\Pi} \cdot d_3 - 1,6175. \quad (3.11)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3.10) становить 13,0% і за формулою (3.11) – 6,2%.

Якщо знехтувати за даної різниці температур між внутрішнім і припливним повітря Δt_{Π} залежністю ексергетичного ККД η_e від вологовмісту зовнішнього повітря d_3 , то результати, отримані на рис. 3.5, можна подати так:

$$\bar{\eta}_e = 0,1371 \cdot (\Delta t_{\Pi})^{1,5753}. \quad (3.12)$$

де $\bar{\eta}_e$ – середнє значення ексергетичного ККД.

Максимальна похибка розрахунків у цьому випадку за формулою (3.12) становить 6,5%.

Значить ексергетичний аналіз центральної прямооточійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год виконаний на створеній нами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї системи від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$ і вологовмісту d_3 зовнішнього повітря.

3.3.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. Нині під час експлуатації енерготехнологічних систем, до яких належать системи кондиціонування повітря, для забезпечення проведення певної технології питання економії паливно-енергетичних ресурсів має першорядне значення. Тому зараз ставиться питання про СКП, в яких би вимоги технології та енергетики не тільки органічно поєднувались, але й доповнювали одне одного.

Як відомо на вибір повітропродуктивності обладнання СКП, а значить їх енергоефективності, найсуттєвіше значення має різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$. В той самий час параметри внутрішнього повітря, а саме: тем-

пература t_B і вологовміст d_B залежать від параметрів повітря зовнішнього середовища, тобто температури t_3 і вологовмісту d_3 .

Отже, метою цього дослідження було визначення залежності ексергетичного ККД впроваджені центральній проточній СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у ТПР. Для цього потрібно встановити:

– ексергетичний ККД впроваджені центральній проточній СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год за різних робочих різниць температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованих приміщеннях;

– аналітичну залежність між ексергетичним ККД впроваджені СКП і різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованих приміщеннях.

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу впроваджені центральній проточній СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.2, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I,d -діаграмі – на рис. 2.4, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цієї СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 4300 кг/год.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e впроваджені СКП у ТПР від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$, 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: $t_{B\Pi} = 9,5-15,5^\circ\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.22) і (2.23).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу впровадженої прямотечійної центральної СКП, звели у табл. 3.2. Параметри, які характеризують стан повітря у всіх точках процесів для даної СКП, зведені також у табл. 3.2 (див. дод. Р).

Підставляючи отримані розрахунками значення величин у формулу (2.133), розраховували значення ексергетичного ККД η_e для обраної СКП залежно від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi}$ та вологовмісту зовнішнього повітря

d_3 і подали їх у вигляді відповідних залежностей на рис. 3.6 та на цій основі зробили аналіз.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.6, можна дійти таких висновків. За певної різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} зростання вологовмісту зовнішнього повітря d_3 не призводить до зміни значення ексергетичного ККД η_e впровадженої СКП. Тобто, значення ексергетичного ККД η_e впровадженої СКП залежить тільки від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$.

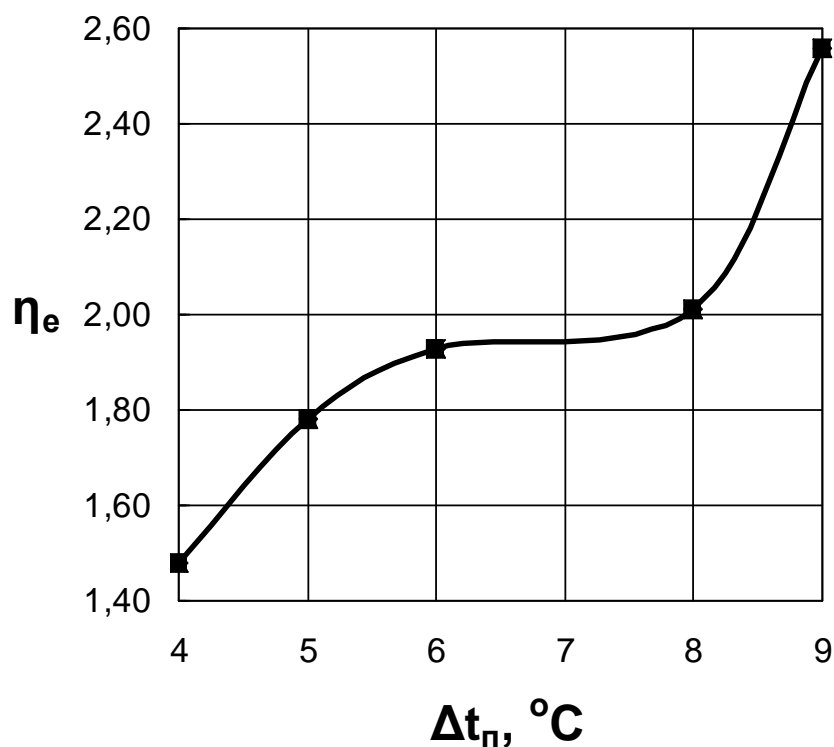


Рис. 3.6. Залежність ексергетичного ККД η_e впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} і вологовмісту зовнішнього повітря:
 1 ряд \blacklozenge – $d_3 = 7,9-13,9$ г/кг; 2 ряд \blacksquare – $8,7-14,9$; 3 ряд \blacktriangle – $9,6-15,4$;
 4 ряд \times – $10,6-15,8$; 5 ряд Ж – $11,7-16,8$
 (залежність від вологовмісту для всіх рядів однакова)

Загальне зростання різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} від 4 до 9°C, тобто в 2,25 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 1,48 до 2,56, тобто в 1,73 рази або на 73%. Тому 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 впровадженої системи кондиціонування повітря.

Варто звернути увагу (рис. 3.6), що за різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} від 4 до 8°C маємо один закон зміни ексергетичного ККД η_e , а за різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} від 8 до 9°C – інший. Це можливо пояснити тим, що температура внутрішнього повітря у чистому приміщенні приймається по-різному до температури зовнішнього повітря $t_3 = 30^{\circ}\text{C}$ і після неї. Тому ці зміни розглянемо окремо.

Отже, зростання різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} від 4 до 8°C, тобто в 2 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 1,48 до 2,01, тобто в 1,36 рази або на 36%. Разом з тим середня швидкість зміни ексергетичного ККД η_e на цій початковій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta(\Delta t_{\Pi})$ становить $0,133 \text{ 1}^{\circ}\text{C}$.

Відповідно зростання різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} від 8 до 9°C, тобто в 1,13 рази, призводить до зростання значення ексергетичного ККД η_e від 2,01 до 2,56, тобто 1,27 рази або на 27%. В той самий час середня швидкість зміни ексергетичного ККД η_e на цій ділянці $\Delta\eta_e / \Delta(\Delta t_{\Pi})$ становить $0,55 \text{ 1}^{\circ}\text{C}$, що в 4,14 рази більше, тобто на 314%, ніж на початковій ділянці.

Залежності, наведені на рис. 3.6, отримані нами у вигляді аналітичних формул для різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = 4-8^{\circ}\text{C}$:

$$\eta_e = 0,7168 \cdot \Delta t_{\Pi} - 0,0489 \cdot \Delta t_{\Pi}^2 - 0,599, \quad (3.13)$$

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

$$\eta_e = 0,55 \cdot \Delta t_{\Pi} - 2,39. \quad (3.14)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3.13) становить 1,1% і за формулою (3.14) – 0%.

Значить ексергетичний аналіз впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год для операційних чистих кімнат виконаний на створеній нами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї системи від різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям у кондиціонованому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi}$ та вологовмісту зовнішнього повітря d_3 .

3.4. Вплив коефіцієнта трансформації *EER* холодильної машини на ексергетичний ККД центральних прямотечійних СКП чистих приміщень

3.4.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. Виконання ексергетичного аналізу для енерготехнологічної системи дає можливість встановити вплив різних елементів ЕТС на її роботу та завдяки цьому підвищити енергоефективність роботи ЕТС у цілому. Вочевидь, досконалість ЕТС та її елементів тим вища, чим вищий ексергетичний ККД, який визначають з ексергетичного балансу [16, 19, 21, 49, 59, 64, 67, 73-76, 79, 117].

Ефективність роботи будь-якої системи кондиціонування повітря залежить від енергоефективності холодильної машини (ХМ), яка її обслуговує та споживає електричну енергію для зменшення теплоти припливного у приміщення повітря. А це означає, що головна мета вибору певної холодильної

машини для СКП – досягти максимальної холодопродуктивності за мінімального енергоспоживання. Тому для оцінки енергоефективності холодильних машин введений коефіцієнт енергетичної ефективності EER (Energy Efficiency Rate), або коефіцієнт трансформації, який дорівнює відношенню холодопродуктивності до повної споживаної потужності за розрахункових (стандартних) умов роботи:

$$EER = \frac{Q_x}{N_{сп}}. \quad (3.15)$$

де Q_x – холодопродуктивність ХМ, Вт; $N_{сп}$ – споживана потужність ХМ, Вт.

У даний час EER для ХМ може бути від 1,8 до 5. Для позначення енергоефективності ХМ є сім категорій, які позначаються буквами від «А» (кращої) до «G» (гіршої). ХМ категорії «А» $EER \geq 3,2$, а категорії «G» $EER < 2,2$.

Отже, метою цього дослідження було визначення залежності ексергетичного ККД η_e центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення від коефіцієнта трансформації EER ХМ у ТПР. Для цього потрібно встановити:

– ексергетичний ККД, наприклад, центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год, за різних коефіцієнтів трансформації ХМ;

– аналітичну залежність між ексергетичним ККД вибраної СКП і коефіцієнтом трансформації ХМ.

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення для чистих приміщень, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.1, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I,d -діаграмі – на рис. 2.3, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цих СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 10000 кг/год.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e вибраної СКП у ТПР від коефіцієнта трансформації EER ХМ, коли температура $t_B < t_3$ і во-

логовміст $d_B < d_3$, які суттєво впливають на її роботу, прийняли такі умови функціонування СКП:

- робочу температуру навколишнього середовища $t_3 = 26; 30; 34; 38; 42^\circ\text{C}$ (зовнішнього повітря);

- робочу відносну вологість навколишнього середовища $\phi_3 = 49; 43; 38; 32; 29\%$;

- відповідно до температури і відносної вологості навколишнього середовища його робочі вологовміст $10,3 \leq d_3 \leq 14,9$ г/кг та питома ентальпія $52,4 \leq I_3 \leq 80,6$ кДж/кг;

- барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа;

- робочу температуру внутрішнього повітря $t_B = 23; 26; 27; 28; 30^\circ\text{C}$ 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 $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi} = 1,5; 2,5; 3,5; 5,0; 6,0^\circ\text{C}$;

- кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям з кондиціонера $\varepsilon = 9942-16867$ 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 $t_{\Gamma ap} = 70^\circ\text{C}$; кінцева $t_{3B} = 42^\circ\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.8) і (2.9).

На основі досліджень, проведених нами на інноваційній математичній моделі для обраної СКП, отримано залежності ексергетичного ККД η_e від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини за різних параметрів зовнішнього (t_3 , ϕ_3) і внутрішнього (t_B , ϕ_B) повітря та різниці температур Δt_{II} між внутрішнім і припливним повітрям, які подані у табл. 3.3 і на рисунку 3.7, та на цій основі зробили аналіз.

Таблиця 3.3

**Залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної СКП
з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год
від коефіцієнта трансформації EER ХМ кондиціонера**

<i>EER</i>	Умови проведення досліджень				
	$t_3 = 26^\circ\text{C};$ $\phi_3 = 49\%;$ $t_B = 23^\circ\text{C};$ $\phi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 1,5^\circ\text{C}$	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\phi_3 = 43\%;$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\phi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 2,5^\circ\text{C}$	$t_3 = 34^\circ\text{C};$ $\phi_3 = 38\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\phi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 3,5^\circ\text{C}$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\phi_3 = 32\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\phi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 5,0^\circ\text{C}$	$t_3 = 42^\circ\text{C};$ $\phi_3 = 29\%;$ $t_B = 30^\circ\text{C};$ $\phi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 6,0^\circ\text{C}$
	$\eta_e, \%$	$\eta_e, \%$	$\eta_e, \%$	$\eta_e, \%$	$\eta_e, \%$
2,8	0,26	0,57	0,96	1,69	2,21
3,2	0,28	0,62	1,06	1,85	2,42
3,6	0,31	0,67	1,14	2,0	2,61
4,0	0,33	0,71	1,21	2,14	2,79
4,4	0,34	0,75	1,29	2,26	2,96

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.7 і у табл. 3.3, можна дійти таких висновків. Загальне зростання коефіцієнта трансформації EER від 2,8 до 4,4, тобто в 1,57 рази, призводить до зростання значення ексергетичного ККД η_e за різних умов проведення досліджень від 1,31 до 1,34 рази або на 31-

34%. Варто також зауважити (рис. 3.7 і табл. 3.3), що за найбільшої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = 6,0^{\circ}\text{C}$ є найвищі значення ексергетичного ККД η_e . А це значить, що за певної температури зовнішнього повітря t_3 різницю температур між внутрішнім t_B і припливним t_{Π} повітрям Δt_{Π} за можливості потрібно приймати максимальною.

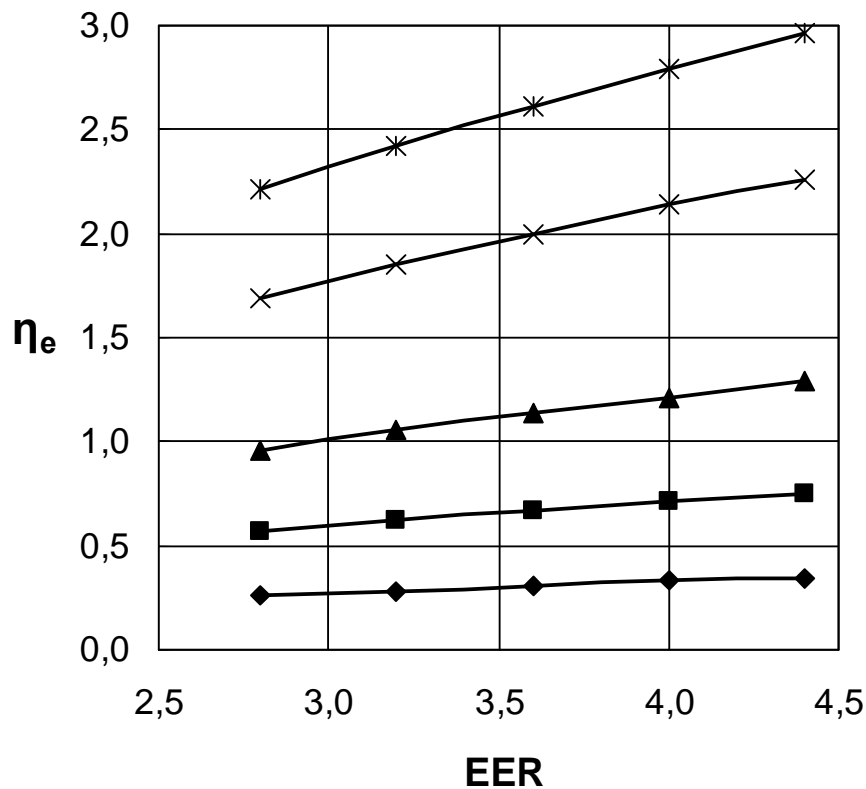


Рис. 3.7. Залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини і умов проведення досліджень:

1 ряд ◆ – $t_3 = 26^{\circ}\text{C}$; $\phi_3 = 49\%$; $t_B = 23^{\circ}\text{C}$; $\phi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 1,5^{\circ}\text{C}$;

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 * – 42; 29; 30; 50; 6,0

Тому вибрану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищого коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини та вищої

різниці температур внутрішнього і припливного повітря за різних температур зовнішнього повітря, що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря.

Варто звернути увагу (рис. 3.7), що за температури зовнішнього повітря t_3 від 26 до 34°C маємо один закон зміни ексергетичного ККД η_e , а за температури зовнішнього повітря t_3 від 34 до 42°C – інший. Це можливо пояснити тим, що температура внутрішнього повітря у чистому приміщенні приймається по-різному до температури зовнішнього повітря $t_3 = 30^\circ\text{C}$ і після неї.

Залежності, наведені на рис. 3.7 і у табл. 3.3, отримані нами у вигляді аналітичних формул для коефіцієнта трансформації $EER = 2,8-4,4$ та температур зовнішнього повітря $t_3 = 26-34^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,0328 \cdot t_3 - 0,458 \cdot EER + 0,0196 \cdot EER \cdot t_3 - 0,7331, \quad (3.15)$$

а для $t_3 = 34-42^\circ\text{C}$:

$$\eta_e = 0,0644 \cdot t_3 - 0,9093 \cdot EER + 0,0328 \cdot EER \cdot t_3 - 1,8063. \quad (3.16)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3.15) становить 8,0% і за формулою (3.16) – 7,5%.

Значить ексергетичний аналіз обраної центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення виконаний на створеній авторами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї системи від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини за різних параметрів зовнішнього (t_3, ϕ_3) і внутрішнього (t_B, ϕ_B) повітря та різниці температур $\Delta t_{\text{п}}$ між внутрішнім і припливним повітрям.

3.4.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. Як було зазначено, ефективність роботи будь-якої системи кондиціонування повітря залежить від енергоефективності холодильної машини (ХМ), яка її обслуговує та споживає електричну енергію для зменшення теплоти припливного у приміщення повітря. На жаль, для впроваджен-

ної СКП була підбрана і застосована холодильна машина з невисоким коефіцієнта трансформації EER , а саме: $2,574 \approx 2,6$. А тому нами проведене дане дослідження з метою вибору такої наступної холодильної машини для цієї СКП, щоб досягти максимальної холодопродуктивності за мінімального енергоспоживання.

Отже, метою цього дослідження було визначення залежності ексергетичного ККД η_e впроваджені центральній прямотечійній СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат від коефіцієнта трансформації EER_{XM} у ТПР. Для цього потрібно встановити:

- ексергетичний ККД впроваджені центральній прямотечійній СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год за різних коефіцієнтів трансформації X_M ;

- аналітичну залежність між ексергетичним ККД впроваджені СКП і коефіцієнтом трансформації X_M .

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу впроваджені центральній прямотечійній СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.2, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I, d -діаграмі – на рис. 2.4, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цієї СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 4300 кг/год.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e впроваджені СКП у ТПР від коефіцієнта трансформації EER_{XM} , коли температура $t_B < t_3$ і вологовміст $d_B < d_3$, 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: $t_{B\Pi} = 9,5-15,5^\circ\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.22) і (2.23).

На основі досліджень, проведених нами на інноваційній математичній моделі для впровадженої СКП, отримано залежності ексергетичного ККД η_e від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини за різних параметрів зовнішнього (t_3, ϕ_3) і внутрішнього (t_B, ϕ_B) повітря та різниці температур Δt_{Π} між внутрішнім і припливним повітрям, які подані у табл. 3.4 і на рисунку 3.8, та на цій основі зробили аналіз.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.8 і у табл. 3.4, можна дійти таких висновків. Загальне зростання коефіцієнта трансформації EER від

2,6 до 4,0, тобто в 1,54 рази, призводить до зростання значення ексергетичного ККД η_e за різних умов проведення досліджень від 1,29 до 1,30 рази або на 29-30%. Варто також зауважити (рис. 3.8 і табл. 3.4), що за найбільшої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = 9,0^{\circ}\text{C}$ є найвищі значення ексергетичного ККД η_e . А це означає, що за певної температури зовнішнього повітря t_3 різницю температур між внутрішнім t_B і припливним t_{Π} повітрям Δt_{Π} за можливості потрібно приймати максимальною.

Таблиця 3.4

Залежність ексергетичного ККД η_e
впровадженій центральній прямотечійній СКП операційних чистих кімнат
з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год
від коефіцієнта трансформації EER ХМ кондиціонера

<i>EER</i>	Умови проведення досліджень				
	$t_3 = 30^{\circ}\text{C};$ $\Phi_3 = 44\%;$ $t_B = 25^{\circ}\text{C};$ $\Phi_B = 54\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 9,0^{\circ}\text{C};$ $\Phi_{\Pi} = 92\%$	$t_3 = 32^{\circ}\text{C};$ $\Phi_3 = 42\%;$ $t_B = 26^{\circ}\text{C};$ $\Phi_B = 55\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 7,0^{\circ}\text{C};$ $\Phi_{\Pi} = 82\%$	$t_3 = 35^{\circ}\text{C};$ $\Phi_3 = 40\%;$ $t_B = 27^{\circ}\text{C};$ $\Phi_B = 60\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 6,0^{\circ}\text{C};$ $\Phi_{\Pi} = 84\%$	$t_3 = 38^{\circ}\text{C};$ $\Phi_3 = 38\%;$ $t_B = 28^{\circ}\text{C};$ $\Phi_B = 64\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 5,0^{\circ}\text{C};$ $\Phi_{\Pi} = 84\%$	$t_3 = 40^{\circ}\text{C};$ $\Phi_3 = 36\%;$ $t_B = 29^{\circ}\text{C};$ $\Phi_B = 64\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 4,0^{\circ}\text{C};$ $\Phi_{\Pi} = 79\%$
	$\eta_e, \%$	$\eta_e, \%$	$\eta_e, \%$	$\eta_e, \%$	$\eta_e, \%$
2,6	2,56	2,01	1,93	1,78	1,48
2,8	2,70	2,12	2,03	1,88	1,56
3,2	2,93	2,30	2,20	2,03	1,69
3,6	3,13	2,46	2,36	2,17	1,81
4,0	3,31	2,61	2,49	2,30	1,96

Тому впроваджену систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищого коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини та вищої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям за різних температур зовнішнього повітря, що дасть можливість отримати найвищий

ексергетичний ККД η_e , а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання впровадженої системи кондиціонування повітря.

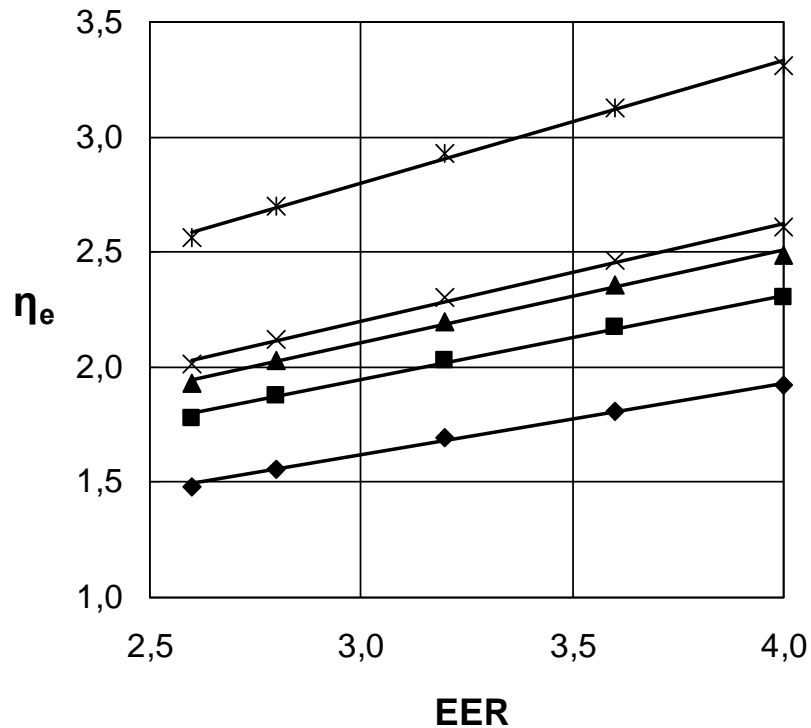


Рис. 3.8. Залежність ексергетичного ККД η_e впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини і умов проведення досліджень:

1 ряд ◆ – $t_3 = 40^\circ\text{C}$; $\phi_3 = 36\%$; $t_B = 29^\circ\text{C}$; $\phi_B = 64\%$; $\Delta t_{\text{П}} = 4,0^\circ\text{C}$; $\phi_{\text{П}} = 79\%$;

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 ✱ – 30; 44; 25; 54; 9,0; 92

Залежності, наведені на рис. 3.8 і у табл. 3.4, отримані нами у вигляді аналітичної формули для різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\text{П}} = 4,0-9,0^\circ\text{C}$ та коефіцієнта трансформації $EER = 2,6-4,0$:

$$\eta_e = 0,1456 \cdot EER + 0,0951 \cdot \Delta t_{\text{П}} + 0,0423 \cdot EER \cdot \Delta t_{\text{П}} + 0,3206, \quad (3.17)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3.17) становить 6,0%.

Значить ексергетичний аналіз впровадженої центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат виконаний на створеній авторами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї системи від коефіцієнта трансформації EER її холодильної машини за різних параметрів зовнішнього (t_3, ϕ_3) і внутрішнього (t_B, ϕ_B) повітря та різниці температур Δt_{II} між внутрішнім і припливним повітрям.

3.5. Ексергетична діаграма потоків Грассмана центральних прямотечійних СКП чистих приміщень

3.5.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. На основі ексергетичного балансу визначали абсолютні або відносні характеристики ЕТС та її окремих частин і будували діаграму Грассмана, яка наочно відображала потоки і втрати ексергії у даній центральній прямотечійній системі кондиціонування повітря з камерою зрошення чистого приміщення і давала можливість найпростіше і наглядніше оцінювати її та створювала умови для вирішення питання економії паливно-енергетичних ресурсів і відповідно підвищення енергоефективності цієї СКП [6, 21, 64, 65, 73-75, 79, 117].

Отже, метою цього дослідження було побудова *діаграми Грассмана центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення у ТПР*. Для цього потрібно встановити:

- втрати ексергії в окремих елементах та в цілому, наприклад, центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год, за температури зовнішнього повітря, наприклад, 42°C;

- діаграму Грассмана обраної СКП для заданих умов.

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу центральних прямотечійних СКП з камерою зрошення для чистих приміщень, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.1, і, відпо-

відно, побудова процесів її роботи на I,d -діаграмі – на рис. 2.3, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цих СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 10000 кг/год.

Для побудови діаграми вибраної СКП у ТПР прийняли, що температура навколишнього середовища $t_3 > t_B$, вологовміст $d_3 > d_B$ та встановили такі умови функціонування СКП:

- робочу температуру навколишнього середовища $t_3 = 42^\circ\text{C}$ (зовнішнього повітря);
- робочий вологовміст навколишнього середовища $d_3 = 13,9$ г/кг;
- відповідно до температури і вологовмісту навколишнього середовища його робочі питома ентальпія $I_3 = 78,0$ кДж/кг та відносна вологість $\phi_3 = 27\%$;
- барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа;
- робочу температуру внутрішнього повітря $t_B = 30^\circ\text{C}$ відповідно до температури навколишнього середовища;
- робочу відносну вологість внутрішнього повітря $\phi_B = 50\%$;
- відповідно до температури і відносної вологості внутрішнього повітря його робочі вологовміст $d_B = 13,4$ г/кг та питома ентальпія $I_B = 64,4$ кДж/кг;
- різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у чистому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$;
- кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям з кондиціонера $\epsilon = 16867$ кДж/кг;
- температура води (холодоносія) для камери зрошення кондиціонера: початкова $t_{B\Pi} = 14,9^\circ\text{C}$; кінцева $t_{BK} = 17,3^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія (води) для повітряоногрівника II підігрівання: початкова $t_{\Gamma\text{ap}} = 70^\circ\text{C}$; кінцева $t_{3B} = 42^\circ\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулою (2.9).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу обраної центральної прямотечійної СКП, звели у табл. 3.5.

Таблиця 3.5

Параметри точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год

Точки на <i>I-d</i> – діаграмі	Температура <i>t</i> , °С	Питома ентальпія <i>I</i> , кДж/кг	Вологовміст <i>d</i> , г/кг	Відносна вологість ϕ , %	Питома ексергія <i>e</i> , кДж/кг
З (О)	42	78,0	13,9	27	0,0-0,0
В	30	64,4	13,4	50	0,2428
П	24,0	57,3	13,0	69	0,5545
П₁	23,0	56,2	13,0	74	0,6187
К	19,7	52,8	13,0	90	0,8570

Для побудови діаграми Грассмана визначаємо втрати ексергії в елементах системи кондиціонування повітря чистого приміщення у відсотках до ексергії входу у досліджувану ЕТС для заданого процесу:

- у камері зрошення

$$D_{\text{к.зр}} = \frac{\Delta E_{\text{к.зр}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = 6,4\%; \quad (3.18)$$

- у повітронагрівнику П підігрівання

$$D_{\text{нагр}} = \frac{\Delta E_{\text{нагр}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = 1,8\%; \quad (3.19)$$

- з насосом холодної води для камери зрошення

$$D_{\text{х.в}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{х.в}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = 10,3\%; \quad (3.20)$$

- з насосом гарячої води для повітрянагрівника II підігрівання

$$D_{\text{г.в}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{г.в}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = 0,1\%; \quad (3.21)$$

- з двигуном вентилятора

$$D_{\text{вент}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{вент}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = 10,0\%; \quad (3.22)$$

- з холодильною машиною

$$D_{\text{ХМ}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{ХМ}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = 67,3\%; \quad (3.23)$$

- з витяжним повітрям

$$D_{\text{вит}} = \frac{\Delta E_{\text{ВИТ}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = 1,8\%. \quad (3.24)$$

Підраховуємо корисно використану ексергію у чистому приміщенні даної системи кондиціонування повітря у відсотках до ексергії входу у досліджувану ЕТС:

$$E_{\text{прим}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} \cdot 100 = 2,3\%. \quad (3.25)$$

Складаємо ексергетичний баланс для діаграми Грассмана досліджуваної системи кондиціонування повітря чистого приміщення з метою проведення відповідного оцінювання ЕТС:

$$E^+ = E_{\text{вх}} = D_{\text{к.зр}} + D_{\text{нагр}} + D_{\text{х.в}} + D_{\text{г.в}} + D_{\text{вент}} + D_{\text{ХМ}} + D_{\text{ВИТ}} + E_{\text{прим}} = 100\%. \quad (3.26)$$

Будуємо діаграму Грассмана для досліджуваної ЕТС (рис. 3.9).

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.9, можна дійти таких висновків.

Для побудови діаграми Грассмана використана авторська інноваційна математична дослідницька модель центральної прямотечійної СКП чистого

приміщення з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год для комп'ютерного оцінювання ексергетичної ефективності вибраної системи кондиціонування та втрат ексергії в її елементах залежно від різних факторів, що впливають на її роботу.

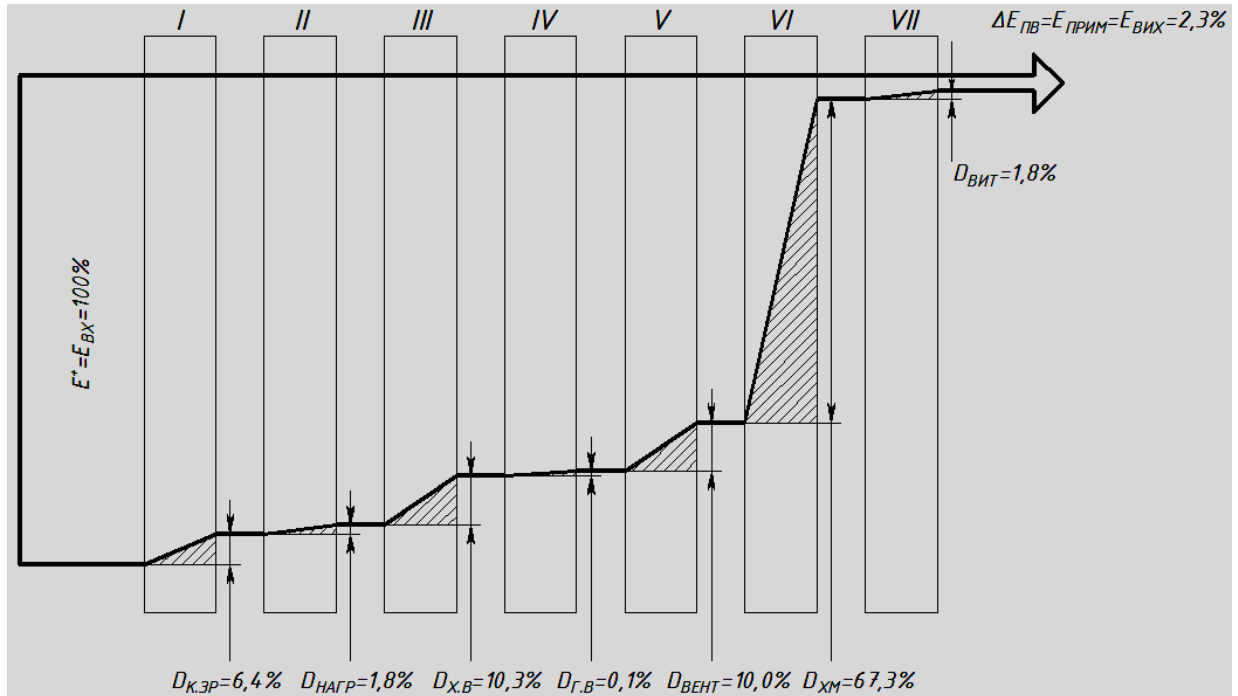


Рис. 3.9. Діаграма Грассмана потоків та втрат ексергії для центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год за температури зовнішнього повітря 42°C:

- I* – камера зрошення; *II* – повітрянагрівник II підігрівання;
III – насос холодної води; *IV* – насос гарячої води; *V* – вентилятор;
VI – холодильна машина; *VII* – витяжка з приміщення

Наведена діаграма Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваної системи кондиціонування повітря за температури зовнішнього повітря 42°C, що дає можливість оцінити відносні втрати ексергії в ЕТС, зрозуміти над зменшенням яких втрат треба працювати, а значить отримати економічно найвигідніший варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря. З аналізу діаграми Грассмана для вибраної центральної прямотечійної СКП, яка обслуговує чисте приміщення, видно, що для підвищення ексергетичного ККД вибраної ЕТС потрібно зменшити втрати ексергії на отримання холод-

ної води в холодильній машині, на транспортування холодної води у камеру зрошення і у вентиляторному агрегаті на транспортування повітря.

Отже, ексергетичний аналіз центральної прямотечійної СКП чистого приміщення з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год виконаний на створеній авторами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість побудувати діаграму Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваної системи кондиціонування повітря у даному випадку за температури зовнішнього повітря 42°C.

3.5.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. На основі ексергетичного балансу визначали абсолютні та відносні характеристики впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год та її окремих частин і будували діаграму Грассмана, яка наочно відображала потоки і втрати ексергії у цій СКП і давала можливість найпростіше і наглядніше оцінювати її та створювала умови для вирішення питання економії паливно-енергетичних ресурсів і відповідно підвищення енергоефективності цієї системи кондиціонування повітря [6, 21, 64, 65, 73-75, 79, 117].

Отже, метою цього дослідження було побудова *діаграми Грассмана впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год у ТПП*. Для цього потрібно встановити:

– втрати ексергії в окремих елементах та в цілому впровадженої центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 4300 кг/год, за температури зовнішнього повітря, наприклад, 35°C;

– діаграму Грассмана впровадженої СКП для заданих умов.

Дослідження здійснювались за допомогою розробленої автором дисертації інноваційної комп'ютерної програми енергетичного та ексергетичного аналізу впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю

4300 кг/год, у якій використана схема СКП, яка наведена на рис. 2.2, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I,d -діаграмі – на рис. 2.4, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цієї СКП у ТПР, повітропродуктивність СКП 4300 кг/год.

Для побудови діаграми вибраної СКП у ТПР прийняли, що температура навколишнього середовища $t_B < t_3$, вологовміст $d_B < d_3$ та встановили такі умови функціонування СКП:

- робочу температуру навколишнього середовища $t_3 = 35^\circ\text{C}$ (зовнішнього повітря);
- робочу відносну вологість навколишнього середовища $\phi_3 = 40\%$;
- відповідно до температури і відносної вологості навколишнього середовища його робочі вологовміст $d_3 = 14,2$ г/кг та питома ентальпія $I_3 = 71,6$ кДж/кг;
- барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа;
- робочу температуру внутрішнього повітря $t_B = 27^\circ\text{C}$ відповідно до температури навколишнього середовища;
- робочу відносну вологість внутрішнього повітря $\phi_B = 60\%$;
- відповідно до температури і відносної вологості внутрішнього повітря його робочі вологовміст $d_B = 13,5$ г/кг та питома ентальпія $I_B = 61,5$ кДж/кг;
- різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям залежно від теплонадлишків у чистому приміщенні $\Delta t_{\Pi} = t_B - t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$;
- кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у чистому приміщенні припливним повітрям з кондиціонера $\epsilon = 16045$ кДж/кг;
- початкова температура холодоносія (40% розчину пропіленгліколю) для повітроохолодника: $t_{B\Pi} = 12,5^\circ\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулою (2.23).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу впровадженої центральної прямотечійної СКП, звели у табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Параметри точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год

Точки на <i>I-d</i> – діаграмі	Температура <i>t</i> , °С	Питома ентальпія <i>I</i> , кДж/кг	Вологовміст <i>d</i> , г/кг	Відносна вологість ϕ , %	Питома ексергія <i>e</i> , кДж/кг
З (О)	35	71,6	14,2	40	0,0-0,0
П₁	20	53,2	13,1	89	0,3946
П	21	54,4	13,1	84	0,3437
В	27	61,5	13,5	60	0,1112

Для побудови діаграми Грассмана визначаємо втрати ексергії в елементах впровадженої системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат у відсотках до ексергії входу у досліджувану ЕТС для заданого процесу:

- у повітроохолоднику

$$D_{\text{ПО}} = \frac{\Delta E_{\text{ЗП}_1}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = 3,3\%; \quad (3.27)$$

- під час транспортування повітря у припливних вентиляторі і повітропроводах

$$D_{\text{П}_1\text{П}} = \frac{\Delta E_{\text{П}_1\text{П}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = 0,4\%; \quad (3.28)$$

- з припливним вентилятором кондиціонера

$$D_{\text{пр.вент}} = \frac{N_{\text{сп}}^{\text{пр.вент}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = 18,9\%; \quad (3.29)$$

- з вентилятором витяжної установки

$$D_{\text{Вит.вент}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{Вит.вент}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = 10,9\%; \quad (3.30)$$

- з холодильною машиною центрального кондиціонера

$$D_{\text{ХМ}} = \frac{N_{\text{СП}}^{\text{ХМ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = 63,6\%; \quad (3.31)$$

- з витяжним повітрям з чистих кімнат

$$D_{\text{Вит}} = \frac{\Delta E_{\text{Вит}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = 0,9\%. \quad (3.32)$$

Підраховуємо корисно використану ексергію у чистих операційних кімнатах впровадженій системи кондиціонування повітря у відсотках до ексергії входу у досліджувану ЕТС:

$$E_{\text{прим}} = \frac{\Delta E_{\text{ПВ}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = \frac{E_{\text{Вих}}}{E_{\text{ВХ}}} \cdot 100 = 1,9\%. \quad (3.33)$$

Складаємо ексергетичний баланс для діаграми Грассмана досліджуваної системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат з метою проведення відповідного оцінювання ЕТС:

$$E^+ = E_{\text{ВХ}} = D_{\text{ПО}} + D_{\text{П1П}} + D_{\text{пр.вент}} + D_{\text{Вит.вент}} + D_{\text{ХМ}} + D_{\text{Вит}} + E_{\text{прим}} = 100\%. \quad (3.34)$$

Будуємо діаграму Грассмана для досліджуваної ЕТС (рис. 3.10).

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 3.10, можна дійти таких висновків.

Для побудови діаграми Грассмана використана авторська інноваційна математична дослідницька модель впровадженій центральній прямотечійній СКП операційних чистих кімнат з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год для комп'ютерного оцінювання ексергетичної ефективності досліджуваної системи кондиціонування та втрат ексергії в її елементах залежно від різних факторів, що впливають на її роботу.

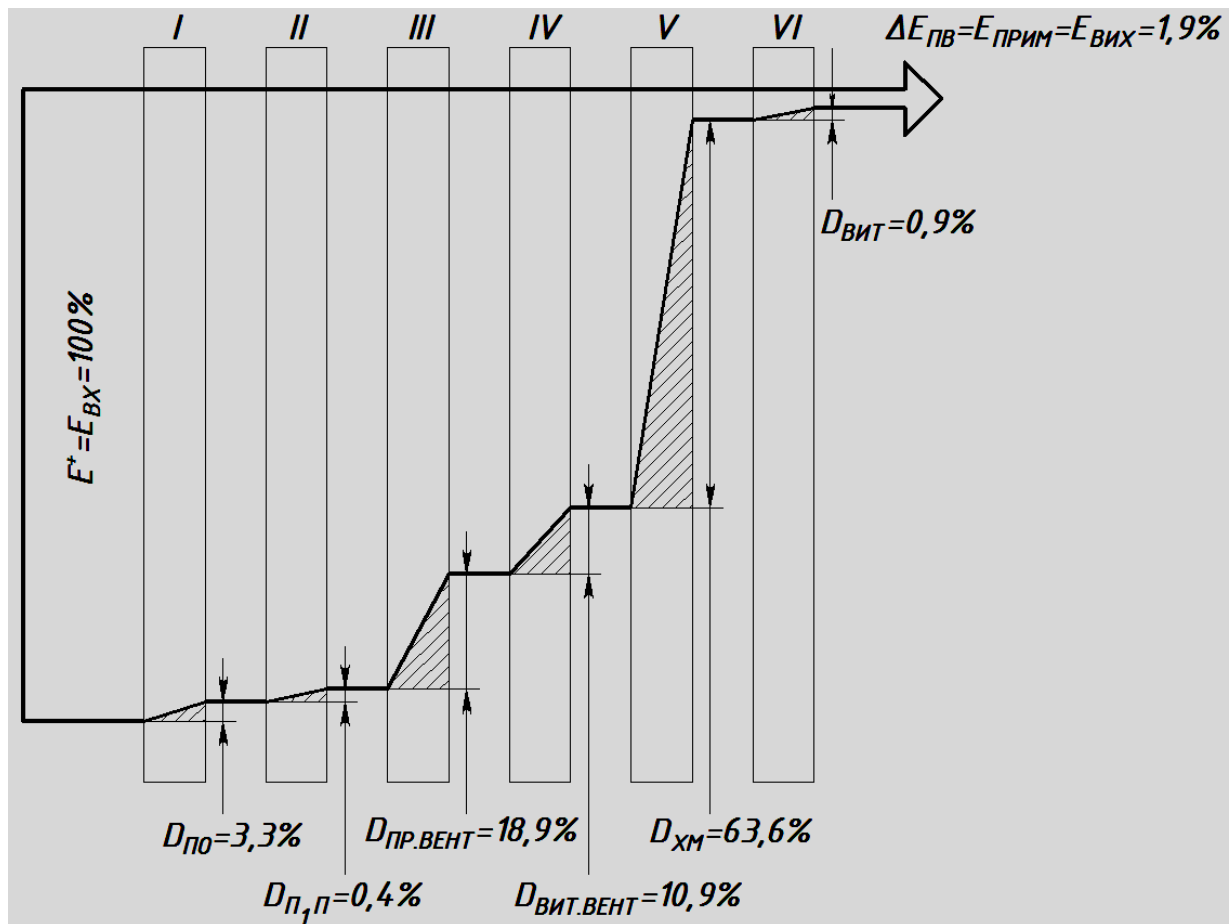


Рис. 3.10. Діаграма Грассмана потоків та втрат ексергії

для впровадженої центральної прямотечійної 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 – витягне повітря з чистих кімнат

Наведена діаграма Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваної системи кондиціонування повітря за температури зовнішнього повітря 35°C, 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 кондиціонування повітря. З аналізу діаграми Грассмана для досліджуваної центральної прямотечійної СКП, яка обслуговує операційні чисті кімнати, видно, що для підви-

щення ексергетичного ККД цієї ЕТС потрібно зменшити втрати ексергії у холодильній машині, на транспортування повітря припливним вентилятором кондиціонера і вентилятором витяжної установки.

Отже, ексергетичний аналіз впровадженої центральної прямотечійної СКП операційних чистих кімнат з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год виконаний на створеній авторами інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість побудувати діаграму Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваної системи кондиціонування повітря у даному випадку за температури зовнішнього повітря 35°C.

Висновки до 3-го розділу

1. Проведений на створеній інноваційній математичній дослідницькій моделі ексергетичний аналіз роботи центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год показав, що максимальні значення ексергетичного ККД вона досягає за високих температур навколишнього середовища. Тому застосовувати обрану СКП для забезпечення мікроклімату в чистому приміщенні ощадніше за температур зовнішнього повітря $t_3 \geq 34^\circ\text{C}$, та з якомога вищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\text{п}} \geq 3,5^\circ\text{C}$, що дасть можливість отримати високий ексергетичний ККД $\eta_e \geq 0,91$, а значить отримати економічно вигідний варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря. Варто відзначити, що впливом вологовмісту d_3 зовнішнього повітря на значення ексергетичного ККД цієї СКП можна знехтувати.

2. Виконаний на створеній інноваційній математичній дослідницькій моделі ексергетичний аналіз роботи впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год показав, що максимальні значення ексергетичного ККД вона досягає за відносно нижчих температур навколишнього середовища. Тому застосовувати впроваджену СКП для забезпечення мікроклімату в операційних чистих кім-

натах ощадніше за температур зовнішнього повітря $t_3 \leq 35^\circ\text{C}$, та з якомога вищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} \geq 6,0^\circ\text{C}$, що дасть можливість отримати високий ексергетичний ККД $\eta_e \geq 1,93$, а значить отримати економічно вигідний варіант використання впровадженої системи кондиціонування повітря. Варто відзначити, що вплив вологовмісту d_3 зовнішнього повітря на значення ексергетичного ККД цієї СКП відсутній.

3. Визначено, що застосовувати центральну прямотечійну СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год для забезпечення мікроклімату в чистому приміщенні ощадніше за температур внутрішнього повітря $t_B \geq 27^\circ\text{C}$, та з якомога вищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} \geq 3,5^\circ\text{C}$, що дасть можливість отримати високий ексергетичний ККД $\eta_e \geq 0,91$, а значить отримати економічно вигідний варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря. Варто відзначити, що впливом вологовмісту d_B внутрішнього повітря на значення ексергетичного ККД цієї СКП можна знехтувати.

4. Встановлено, що застосовувати впроваджену центральну прямотечійну СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год для забезпечення мікроклімату в операційних чистих кімнатах ощадніше за температур внутрішнього повітря $t_B \leq 27^\circ\text{C}$, та з якомога вищою різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} \geq 6,0^\circ\text{C}$, що дасть можливість отримати високий ексергетичний ККД $\eta_e \geq 1,93$, а значить отримати економічно вигідний варіант використання впровадженої системи кондиціонування повітря. Варто відзначити, що вплив вологовмісту d_B зовнішнього повітря на значення ексергетичного ККД цієї СКП відсутній.

5. Проведений ексергетичний аналіз роботи центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год за температур зовнішнього повітря $t_3 = 34^\circ\text{C}$, з різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = 3,5^\circ\text{C}$ залежно від коефіцієнта трансформації холо-

дильної машини EER показав, що вибирати холодильну машину для цієї СКП потрібно з не менше, ніж $EER = 3,6$ замість 2,8, що дасть можливість підвищити ексергетичний ККД η_e з 0,96 до 1,14, тобто на 18,75%, що є суттєвим для підвищення ощадності цієї СКП.

6. Проведений ексергетичний аналіз роботи впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год за температур зовнішнього повітря $t_3 = 35^\circ\text{C}$, з різницею температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\text{п}} = 6,0^\circ\text{C}$ залежно від коефіцієнта трансформації холодильної машини EER показав, що вибирати потрібно було холодильну машину для цієї СКП з не менше, ніж $EER = 3,2$ замість 2,6, що дало б можливість підвищити ексергетичний ККД η_e з 1,93 до 2,20, тобто на 14,0%, що є суттєвим для підвищення ощадності впровадженої СКП.

7. Отримано на створеній інноваційній математичній дослідницькій моделі роботи центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год діаграму Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваної системи кондиціонування повітря за різних температур зовнішнього повітря, що дало можливість оцінити відносні втрати ексергії в СКП, зрозуміти над зменшенням яких втрат треба працювати. З аналізу діаграм Грассмана для вибраної центральної прямотечійної СКП, яка обслуговує чисте приміщення, видно, що для підвищення ексергетичного ККД цієї СКП потрібно зменшити втрати ексергії на отримання холодної води в холодильній машині $D_{\text{ХМ}}$, на транспортування холодної води у камеру зрошення $D_{\text{Х.В}}$ і у вентиляторному агрегаті на транспортування повітря $D_{\text{ВЕНТ}}$.

8. Отримано на створеній інноваційній математичній дослідницькій моделі роботи впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год діаграму Грассмана потоків та втрат ексергії для досліджуваної системи кондиціонування повітря, що дало можливість оцінити відносні втрати ексергії у впровадженій

СКП, зрозуміти над зменшенням яких втрат треба працювати. З аналізу діаграм Грассмана для досліджуваної центральної прямотечійної СКП, яка обслуговує операційні чисті кімнати, видно, що для підвищення ексергетичного ККД цієї СКП потрібно зменшити втрати ексергії у холодильній машині $D_{\text{ХМ}}$, на транспортування повітря припливним вентилятором кондиціонера $D_{\text{пр.вент}}$ і вентилятором витяжної установки $D_{\text{вит.вент}}$.

9. Отримано розрахункові формули для визначення ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год (3.1) і (3.2) залежно від температури t_3 та вологовмісту d_3 зовнішнього повітря, (3.5), (3.6) і (3.7) залежно від температури t_B та вологовмісту d_B внутрішнього повітря, (3.10) і (3.11) залежно від різниці температур між внутрішнім та припливним повітрям Δt_{Π} та вологовмісту d_3 зовнішнього повітря, (3.12) залежно від різниці температур між внутрішнім та припливним повітрям Δt_{Π} , (3.15) і (3.16) залежно від коефіцієнта трансформації холодильної машини EER та температури t_3 зовнішнього повітря. Точність розрахункових значень η_e за отриманими формулами прийнятна.

10. Отримано розрахункові формули для визначення ексергетичного ККД η_e впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год (3.3) і (3.4) залежно від температури t_3 зовнішнього повітря, (3.8), і (3.9) залежно від температури t_B внутрішнього повітря, (3.13) і (3.14) залежно від різниці температур між внутрішнім та припливним повітрям Δt_{Π} , (3.17) залежно від коефіцієнта трансформації холодильної машини EER та різниці температур між внутрішнім та припливним повітрям Δt_{Π} . Точність розрахункових значень η_e за отриманими формулами прийнятна.

11. Основні наукові результати розділу опубліковано у працях [21-30, 54-58, 105-108, 115, 164-170].

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПРОВАДЖЕНОЇ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРЯМОТЕЧІЙНОЇ СКП ОПЕРАЦІЙНИХ ЧИСТИХ КІМНАТ З МЕТОЮ ВСТАНОВЛЕННЯ АДЕКВАТНОСТІ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Методика експериментальних досліджень на впровадженій центральної прямотечійній СКП операційних чистих кімнат

Найважливішою частиною наукового дослідження є експеримент. Експеримент відрізняється активним впливом дослідника на об'єкт, що вивчається. Основною метою експерименту є виявлення властивостей досліджуваного об'єкту, підтвердження наукової математичної моделі, тобто її адекватності (відповідності), і на цій основі ширше вивчення теми наукового дослідження. Тому вибір технічних засобів для проведення виробничого експериментального дослідження в реальних умовах з урахуванням дії різних випадкових чинників виробничого середовища має суттєве значення.

Для вивчення роботи впровадженої центральної прямотечійної СКП операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год потрібно знати такі характеристики досліджуваного об'єкта, а саме: **зовнішні параметри повітря** та прийняті **внутрішні параметри повітря** в операційних чистих кімнатах. Для цих вимірів підбираємо **термогігрометр-барометр testo-622** (діапазон вимірювань: температури $-10...+60^{\circ}\text{C}$, відносної вологості $0...100\%$, барометричного тиску $300...1200$ гПа; похибка вимірювань: $\delta t = \pm 0,05^{\circ}\text{C}$, $\delta \varphi = \pm 2\%$, $\delta P = \pm 0,05$ гПа), який дасть можливість встановити *температуру, відносну вологість повітря і барометричний тиск*. **Початкову і кінцеву температури холодоносія (пропіленгліколю 40)**, для вимірів яких підбираємо **інфрачервоний термометр-пірометр Flus IR-827** (діапазон вимірювань температури: $-50...+550^{\circ}\text{C}$; похибка вимірювань: $\delta t = \pm 0,05^{\circ}\text{C}$), який дасть можливість встановити *початкову і кінцеву температури холодоносія*. **Витрату холодоносія**, для вимірів якої на прямій ділянці трубопроводів холодоносія встановлюємо **витратомір і дозатор рідин Burkert тип 8024** ($d_y = 32$ мм) (діапазон вимірювань витрати: $0...5$ м³/год; похибка вимірювань: $\delta V_{\text{ХН}} = \pm 0,005$ м³/год), який дасть можливість встановити *витрату холодоносія*. **Витрату конденсату**, для вимірів якої використовуємо **мірну ємність** (похибка вимірювань: $\delta V = \pm 0,005$ л), яка дасть можливість встановити *витрату конденсату*. **Витрату повітря**, для встановлення якої заміряємо середню швидкість

руху припливного повітря на виході з фільтрів у чисті приміщення **крильчатим анемометром testo-416** (\varnothing крильчатки = 16 мм) (діапазон вимірювань швидкості: 0,0...40 м/с; похибка вимірювань: $\delta v = \pm 1,5\%$), який дасть можливість встановити *витрату повітря*. **Споживану потужність електродвигунів припливного і витяжного вентиляторів**, для вимірів яких на відповідних електричних мережах встановлюємо два **лічильники електричні трифазні НІК 2301 АП1 5 (100А)** (похибка вимірювань: $\delta N = \pm 0,05$ кВт-год), які протягом години виміряють *споживану потужність електродвигунів припливного і витяжного вентиляторів*. Всі заміри провели, коли досліджувана СКП працювала у стаціонарному режимі, тобто після години її безперервної роботи.

4.2. Результати експериментальних досліджень на впровадженій центральній прямоотечійній СКП операційних чистих кімнат для визначення її фактичного ексергетичного ККД залежно від різних факторів, які впливають на її роботу

Під час розроблення математичної моделі звичайно допускаються помилки – як грубі, так і несуттєві. Тому одержана у роботі математична модель впровадженої центральної прямоотечійної системи кондиціювання повітря для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год підлягає перевірці адекватності (відповідності) для підтвердження результатів моделювання. Перевірка адекватності виконана шляхом порівняння результатів моделювання з результатами експериментальних досліджень, отриманих на впровадженій СКП у м. Львів, в кардіохірургічному відділенні № 1 ЛОКЛ.

Експериментальні дослідження були виконані у п'ятницю, 17 червня 2016 року, які подані у такій послідовності (у дужках вказані значення величин, отримані за допомогою математичної моделі).

1. Заміряні параметри зовнішнього повітря:

- зовнішня температура повітря

$$t_3 = 32^\circ\text{C} \text{ (32}^\circ\text{C)};$$

- відносна вологість зовнішнього повітря

$$\varphi_3 = 39\% \text{ (42}\%);$$

- барометричний тиск

$$P_3 = P_6 = 982 \text{ гПа (1010 гПа)};$$

Додатково розраховуємо:

- вологовміст зовнішнього повітря

$$d_3 = \frac{622}{\frac{P_6 \times 10000}{\varphi_3 \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot t_3 + 1514}{236 + t_3}\right)} - 1} = 12,0 \text{ г/кг (12,5 г/кг)};$$

- питому ентальпію зовнішнього повітря

$$I_3 = 1,005 \cdot t_3 + (2500 + 1,86 \cdot t_3) \cdot \frac{d_3}{1000} = 62,9 \text{ кДж/кг (64,2 кДж/кг)}.$$

2. Заміряні параметри внутрішнього повітря в операційних чистих кімнатах:

- внутрішня температура повітря

$$t_B = 26^\circ\text{C (26}^\circ\text{C)};$$

- відносна вологість внутрішнього повітря

$$\varphi_B = 50\% (55\%);$$

Додатково розраховуємо:

- вологовміст внутрішнього повітря

$$d_B = \frac{622}{\frac{P_6 \times 10000}{\varphi_B \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot t_B + 1514}{236 + t_B}\right)} - 1} = 10,9 \text{ г/кг (11,6 г/кг)};$$

- питому ентальпію внутрішнього повітря

$$I_B = 1,005 \cdot t_B + (2500 + 1,86 \cdot t_B) \cdot \frac{d_B}{1000} = 53,8 \text{ кДж/кг (55,7 кДж/кг)}.$$

3. Заміряні початкова і кінцева температури холодоносія (пропіленгіколя 40):

- початкова (на виході з холодильної машини або на вході у повітроохолодник) температура холодоносія

$$t_{\text{ХН}} = 9,0^\circ\text{C (10,5}^\circ\text{C)};$$

- кінцева (на вході у холодильну машину або на виході з повітроохолодника) температура холодоносія

$$t_{\text{XH}}^{\text{K}} = 18,4^{\circ}\text{C}.$$

4. Розраховуємо робочі холодопродуктивність, кількість конденсату, що випадає у холодильній машині, та споживану потужність холодильної машини:

- робоча холодопродуктивність холодильної машини

$$Q_{\text{X XM}}^{\text{роб}} = Q_{\text{X XM}}^{\text{CT}} \cdot \left[1 + (t_{\text{XH}} - t_{\text{XH}}^{\text{CT}}) \cdot 0,035 + (t_3^{\text{CT}} - t_3) \cdot 0,02 \right] = 21094 \text{ Вт (22275 Вт)};$$

$$(Q_{\text{X XM}}^{\text{CT}} = 22500 \text{ Вт}; t_{\text{XH}}^{\text{CT}} = 12,5^{\circ}\text{C}; t_3^{\text{CT}} = 35^{\circ}\text{C})$$

- робоча кількість конденсату, що випадає у холодильній машині,

$$W_{\text{конд XM}}^{\text{роб}} = W_{\text{конд ПО}}^{\text{CT}} \cdot \left[1 + (t_{\text{XH}}^{\text{CT}} - t_{\text{XH}}) \cdot 0,035 \right] = 4935 \text{ г/год (4830 г/год)};$$

$$(W_{\text{конд ПО}}^{\text{CT}} = 4514 \text{ г/год})$$

- споживана потужність холодильної машини

$$N_{\text{сп XM}} = \frac{Q_{\text{X XM}}^{\text{роб}}}{EER} = \frac{21094}{2,574} = 8200 \text{ Вт (8650 Вт)}.$$

5. Заміряна витрата холодоносія (пропіленгіколя 40):

$$V_{\text{XH}} = 1,94 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$G_{\text{XH}} = V_{\text{XH}} \cdot \rho_{\text{XH}} = 2007,5 \text{ кг/год}.$$

$$(\text{густина холодоносія } \rho_{\text{XH}} = 1035 \text{ кг/м}^3)$$

6. Розраховуємо холодопродуктивність повітроохолодника:

$$Q_{\text{X ПО}} = G_{\text{XH}} \cdot c_{\text{XH}} \cdot (t_{\text{XH}}^{\text{K}} - t_{\text{XH}}) \times 0,278 = 19700 \text{ Вт (20800 Вт)}.$$

$$(\text{питома теплоємність холодоносія } c_{\text{XH}} = 3,755 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)})$$

7. Заміряна кількість конденсату, що випадає на повітроохолоднику:

$$W_{\text{конд ПО}} = 4935 \text{ г/год (4830 г/год)}.$$

8. Встановлені технічні характеристики фільтрів на вході у операційні чисті приміщення:

Розміри модуля фільтра: $0,457 \times 0,457 \text{ м}$. Всього модулів: $3 \times 12 = 36$.

Загальна площа фільтрів для припливу повітря:

$$f_{\text{П}} = 0,457 \times 0,457 \times 3 \times 12 = 7,52 \text{ м}^2.$$

$$\text{Пористість фільтра: } k_{\text{ж.П}} = 0,654.$$

9. Заміряна швидкість припливного повітря на виході з фільтрів у операційні чисті приміщення:

$$v_{\text{П}} = 0,2 \text{ м/с}.$$

10. Розраховуємо об'ємну повітропродуктивність СКП:

$$L_{\Pi} = 3600 \times k_{\text{ж.п}} \cdot f_{\Pi} \cdot v_{\Pi} = 3541 \text{ м}^3/\text{год} \text{ (3600 м}^3/\text{год)}.$$

11. Розраховуємо параметри точки Π_1 (рис. 2.4) у кінці процесу охолодження та осушування зовнішнього повітря у повітроохолоднику та знаходимо кутовий коефіцієнт цього процесу:

параметри точки Π_1 у кінці процесу розраховуємо за такими формулами

- питома ентальпія повітря у точці Π_1

$$I_{\Pi_1} = I_3 - \frac{Q_{\text{х ПО}} \times 3,6}{L_{\Pi} \cdot \rho_3} = 45,0 \text{ кДж/кг} \text{ (46,3 кДж/кг)};$$

- вологовміст повітря у точці Π_1

$$d_{\Pi_1} = d_3 - \frac{W_{\text{конд ПО}}}{L_{\Pi} \cdot \rho_3} = 10,8 \text{ г/кг} \text{ (11,3 г/кг)};$$

- температура повітря у точці Π_1

$$t_{\Pi_1} = \frac{I_{\Pi_1} - 2,5 \cdot d_{\Pi_1}}{1,005 + 0,00186 \cdot d_{\Pi_1}} = 18^{\circ}\text{C} \text{ (18}^{\circ}\text{C)};$$

- відносна вологість повітря у точці Π_1

$$\Phi_{\Pi_1} = \frac{P_6 \cdot d_{\Pi_1} \times 10000}{(622 + d_{\Pi_1}) \cdot \exp\left(\frac{23,6 \cdot t_{\Pi_1} + 1514}{236 + t_{\Pi_1}}\right)} = 81\% \text{ (87\%)};$$

- знаходимо кутовий коефіцієнт процесу $3\Pi_1$

$$\varepsilon_{3\Pi_1} = \frac{Q_{\text{х ПО}} \times 3,6}{W_{\text{конд ПО}}} = 14373 \text{ кДж/кг} \text{ (15503 кДж/кг)}.$$

12. Розраховуємо параметри точки Π (рис. 2.4) за нагріву повітря після повітроохолодника на 1°C :

знаходимо параметри точки Π у кінці процесу нагріву на 1°C за такими формулами

- температура припливного повітря у точці Π

$$t_{\Pi} = t_{\Pi_1} + 1 = 19^{\circ}\text{C} \text{ (19}^{\circ}\text{C)};$$

- вологовміст припливного повітря у точці Π

$$d_{\Pi} = d_{\Pi_1} = 10,8 \text{ г/кг} \text{ (11,3 г/кг)};$$

- питома ентальпія припливного повітря у точці Π

$$I_{\Pi} = 1,005 \cdot t_{\Pi} + (2500 + 1,86 \cdot t_{\Pi}) \cdot \frac{d_{\Pi}}{1000} = 46,5 \text{ кДж/кг (47,7 кДж/кг)};$$

- відносна вологість припливного повітря у точці Π

$$\varphi_{\Pi} = \frac{P_{\text{б}} \cdot d_{\Pi} \times 10000}{(622 + d_{\Pi}) \cdot \exp((23,6 \cdot t_{\Pi} + 1514)/(236 + t_{\Pi}))} = 76\% \text{ (82\%)}.$$

13. Отримані параметри всіх точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи досліджуваної СКП заносимо у табл. 4.1:

Таблиця 4.1

Параметри точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи СКП

Точки на $I-d$ – діаграмі	Температура t , °C	Питома ентальпія I , кДж/кг	Вологовміст d , г/кг	Відносна вологість φ , %	Питома ексергія e , кДж/кг
3 (O)	32	62,9	12,5	39	0,0000
Π_1	18	45,0	10,8	81	0,3482
Π	19	46,5	10,8	76	0,3007
B	26	53,8	11,6	50	0,0683

14. Розраховуємо масову повітропродуктивність СКП:

- густина припливного повітря

$$\rho_{\Pi} = \frac{0,3488 \cdot P_{\text{б}}}{273 + t_{\Pi}} = 1,173 \text{ кг/м}^3;$$

- масова повітропродуктивність СКП

$$G_{\Pi} = L_{\Pi} \cdot \rho_{\Pi} = 4152 \text{ кг/год (4176 кг/год)}.$$

15. Підраховуємо різницю температур між внутрішнім та припливним повітрям у операційних чистих кімнатах:

$$\Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi} = 7,0^{\circ}\text{C (7,0}^{\circ}\text{C)} \quad (\text{може бути у межах } \Delta t_{\Pi} = t_{\text{в}} - t_{\Pi} = 1,5 \dots 10^{\circ}\text{C}).$$

16. Розраховуємо надлишки явної теплоти, вологонадлишки та надлишки повної теплоти у операційних чистих кімнатах та кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків в цих кімнатах припливним повітрям:

- надлишки явної теплоти за такою залежністю

$$Q_{\text{надл}}^{\text{я}} = G_{\Pi} \cdot c_{\text{пов}} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\Pi}) \times 0,278 = 8120 \text{ Вт (8190 Вт)};$$

(питома теплоємність повітря $c_{\text{пов}} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$)

- вологонадлишки за такою залежністю

$$W_{\text{надл}} = G_{\text{п}} \cdot \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{п}})}{1000} = 0,42 \text{ кг/год (1,70 кг/год);}$$

- надлишки повної теплоти

$$Q_{\text{надл}}^{\text{п}} = Q_{\text{надл}}^{\text{я}} + W_{\text{надл}} \times 722,8 = 8424 \text{ Вт (9419 Вт);}$$

- кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків у операційних чистих кімнатах припливним повітрям

$$\varepsilon_{\text{пв}} = \frac{Q_{\text{надл}}^{\text{п}} \times 3,6}{W_{\text{надл}}} = 72206 \text{ кДж/кг (19946 кДж/кг).}$$

17. Заміряна споживана потужність електродвигуна припливного вентилятора:

$$N_{\text{сп}}^{\text{пр.вент}} = 2400 \text{ Вт (2600 Вт).}$$

Визначаємо коефіцієнт корисної дії електродвигуна вентилятора для транспортування припливного повітря за формулою:

$$\eta_{\text{вент}}^{\text{пр}} = \frac{N_{\text{сп}}^{\text{пр.вент}}}{N_{\text{вст}}^{\text{пр.вент}}} = 0,800 \text{ (0,867).}$$

18. Заміряна споживана потужність електродвигуна витяжного вентилятора:

$$N_{\text{сп}}^{\text{вит.вент}} = 1400 \text{ Вт (1500 Вт).}$$

Визначаємо коефіцієнт корисної дії електродвигуна вентилятора для транспортування витяжного повітря за формулою:

$$\eta_{\text{вент}}^{\text{вит}} = \frac{N_{\text{сп}}^{\text{вит.вент}}}{N_{\text{вст}}^{\text{вит.вент}}} = 0,636 \text{ (0,682).}$$

19. Виконуємо ексергетичний аналіз прийнятої прямооточійної центральної СКП для чистого приміщення кардіологічних операційних.

Розраховуємо питому ексергію вологого повітря у певних точках процесів роботи (рис. 2.4) досліджуваної СКП:

- фізична питома ексергія зовнішнього повітря у точці 3

$$e_3^\Phi = \left(\bar{c}_{с.пов} + \bar{c}_\Pi \cdot \frac{d_3}{1000} \right) \cdot \left(T_3 - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T_3}{T_0} \right) = 0 \text{ кДж/кг (0 кДж/кг)};$$

- хімічна питома ексергія зовнішнього повітря у точці 3

$$e_3^X = T_0 \cdot \left[\left(R_{с.пов} + R_\Pi \cdot \frac{d_3}{1000} \right) \cdot \ln \frac{622 + d_0}{622 + d_3} + R_\Pi \cdot \frac{d_3}{1000} \cdot \ln \frac{d_3}{d_0} \right] =$$

$$= 0 \text{ кДж/кг (0 кДж/кг)};$$

- повна питома ексергія зовнішнього повітря у точці 3

$$e_3 = e_3^\Phi + e_3^X = 0 \text{ кДж/кг (0 кДж/кг)};$$

- фізична питома ексергія повітря на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера у точці Π_1

$$e_{\Pi_1}^\Phi = \left(\bar{c}_{с.пов} + \bar{c}_\Pi \cdot \frac{d_{\Pi_1}}{1000} \right) \cdot \left(T_{\Pi_1} - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T_{\Pi_1}}{T_0} \right) =$$

$$= 0,3398 \text{ кДж/кг (0,3491 кДж/кг)};$$

- хімічна питома ексергія повітря на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера у точці Π_1

$$e_{\Pi_1}^X = T_0 \cdot \left[\left(R_{с.пов} + R_\Pi \cdot \frac{d_{\Pi_1}}{1000} \right) \cdot \ln \frac{622 + d_0}{622 + d_{\Pi_1}} + R_\Pi \cdot \frac{d_{\Pi_1}}{1000} \cdot \ln \frac{d_{\Pi_1}}{d_0} \right] =$$

$$= 0,0084 \text{ кДж/кг (0,0080 кДж/кг)};$$

- повна питома ексергія повітря на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера у точці Π_1

$$e_{\Pi_1} = e_{\Pi_1}^\Phi + e_{\Pi_1}^X = 0,3482 \text{ кДж/кг (0,3481 кДж/кг)};;$$

- фізична питома ексергія припливного повітря в операційні чисті кімнати у точці Π

$$e_\Pi^\Phi = \left(\bar{c}_{с.пов} + \bar{c}_\Pi \cdot \frac{d_\Pi}{1000} \right) \cdot \left(T_\Pi - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T_\Pi}{T_0} \right) =$$

$$= 0,2923 \text{ кДж/кг (0,2926 кДж/кг)};$$

- хімічна питома ексергія припливного повітря в операційні чисті кімнати у точці Π

$$e_{\Pi}^x = T_0 \cdot \left[\left(R_{c.пов} + R_{\Pi} \cdot \frac{d_{\Pi}}{1000} \right) \cdot \ln \frac{622 + d_0}{622 + d_{\Pi}} + R_{\Pi} \cdot \frac{d_{\Pi}}{1000} \cdot \ln \frac{d_{\Pi}}{d_0} \right] =$$

$$= 0,0084 \text{ кДж/кг (0,0080 кДж/кг)};$$

- повна питома ексергія припливного повітря в операційні чисті кімнати у точці Π

$$e_{\Pi} = e_{\Pi}^{\phi} + e_{\Pi}^x = 0,3007 \text{ кДж/кг (0,3006 кДж/кг)};$$

- фізична питома ексергія внутрішнього повітря в операційних чистих кімнатах у точці B

$$e_B^{\phi} = \left(\bar{c}_{c.пов} + \bar{c}_{\Pi} \cdot \frac{d_B}{1000} \right) \cdot \left(T_B - T_0 - T_0 \cdot \ln \frac{T_B}{T_0} \right) =$$

$$= 0,0613 \text{ кДж/кг (0,0614 кДж/кг)};$$

- хімічна питома ексергія внутрішнього повітря в операційних чистих кімнатах у точці B

$$e_B^x = T_0 \cdot \left[\left(R_{c.пов} + R_{\Pi} \cdot \frac{d_B}{1000} \right) \cdot \ln \frac{622 + d_0}{622 + d_B} + R_{\Pi} \cdot \frac{d_B}{1000} \cdot \ln \frac{d_B}{d_0} \right] =$$

$$= 0,0070 \text{ кДж/кг (0,0044 кДж/кг)};$$

- повна питома ексергія внутрішнього повітря в операційних чистих кімнатах у точці B

$$e_B = e_B^{\phi} + e_B^x = 0,0683 \text{ кДж/кг (0,0658 кДж/кг)}.$$

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу прямоотечійної центральної СКП у ТПР, зводимо у табл. 4.1.

Ексергетичний ККД, який характеризує ефективність роботи діючої прямоотечійної системи кондиціонування у ТПР, визначаємо за формулою (2.133):

$$\eta_e = \frac{E_{вих}}{E_{вх}} = \frac{\Delta E_{ПВ}}{\Delta E_{ЗП_1} + \Delta E_{\Pi_1\Pi} + \Delta E_{ПВ} + \Delta E_{вит} + N_{сп}^{пр.вент} + N_{сп}^{вит.вент} + N_{сп}^{ХМ}} =$$

$$= 0,0209 \text{ (0,0201)},$$

де $E_{вих} = \Delta E_{ПВ} = 268 \text{ Вт (273 Вт)}$ – зменшення ексергії кондиціонованого повітря у чистих приміщеннях кардіологічних операційних (корисно використана ексергія), Вт; $\Delta E_{ЗП_1} = 402 \text{ Вт (404 Вт)}$ – зростання ексергії повітря у

повітроохолоднику кондиціонера, Вт; $\Delta E_{\Pi\Pi} = 55$ Вт (**55 Вт**) – зменшення ексергії повітря під час його транспортування у припливних повітропроводах і вентиляторі СКП, Вт; $\Delta E_{\text{ВИТ}} = 79$ Вт (**76 Вт**) – втрати ексергії з витяжним кондиціонованим повітрям з чистих приміщень, Вт; $N_{\text{СП}}^{\text{пр.вент}} = 2400$ Вт (**2600 Вт**) – споживана потужність припливним вентилятором кондиціонера; $N_{\text{СП}}^{\text{вит.вент}} = 1400$ Вт (**1500 Вт**) – споживана потужність вентилятором витяжної установки; $N_{\text{СП}}^{\text{ХМ}} = 8200$ Вт (**8650 Вт**) – споживана потужність холодильною машиною для центрального кондиціонера.

Отже, порівнюючи результати, отримані експериментально для впроваджені центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год, з результатами, отриманими на її математичній моделі, можна прийти до висновку, що їх збіжність задовільна.

4.3. Визначення похибки між проведеними експериментальними і теоретичними дослідженнями для впроваджені центральної прямотечійної СКП операційних чистих кімнат

Відносну похибку визначаємо по вихідному параметру, а саме ексергетичному ККД досліджуваної СКП:

$$\partial_{\eta_e} = (\bar{\eta}_e - \eta_e) \times 100 / \bar{\eta}_e, \% \quad (4.1)$$

де $\bar{\eta}_e = 2,09\%$ – вихідний параметр (ексергетичний ККД), що має місце в об'єкті, що досліджується експериментально; $\eta_e = 2,01\%$ – той самий вихідний параметр, розрахований за допомогою математичної моделі.

Отже, маємо:

$$\partial_{\eta_e} = (2,09 - 2,01) \times 100 / 2,09 = 3,8\%, \quad (4.2)$$

що є в допустимих межах і свідчить про адекватність розробленої математичної моделі.

Висновки до 4-го розділу

1. Розроблена методика та вибрані прилади для експериментального дослідження впровадженої центральної прямотечійної СКП для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год.

2. Експериментальні дослідження показали, що математична модель центральної прямотечійної СКП для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год задовольняє умовам адекватності, а процес розроблення математичної моделі завершеним і її можна рекомендувати до безпосереднього використання.

3. Основні наукові результати розділу опубліковано у працях [21-30, 54-58, 105-108, 115, 164-170].

РОЗДІЛ 5

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ПОШУК ЕКСЕРГООЩАДНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ЦЕНТРАЛЬНИХ ПРЯМОТЕЧІЙНИХ СКП ЧИСТИХ ПРИМІЩЕНЬ

5.1. Узагальнені залежності для визначення ексергетичного ККД центрального прямотечієних СКП чистих приміщень

5.1.1. СКП повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення. Сьогодні для України проблема заощадження енергетичних ресурсів особливо актуальна в умовах ринкової економіки за обмежених ресурсів основних енергоносіїв – нафти та газу.

Тому в останні десятиріччя за кордоном з метою заощадження енергетичних ресурсів ведуться фундаментальні дослідження діяльності ряду галузей, виробництв і технологій із позицій ексергетичної методології [16, 19, 64, 67, 73-76, 79].

Потоки енергії та ексергії завжди співіснують. Ексергія не тільки кількісно характеризує енергію будь-якого виду, а й дозволяє оцінити її якісний стан. Вона визначає перетворюваність, придатність енергії для технічного використання в будь-яких заданих умовах. Отже, ексергія є деякою універсальною мірою енергетичних ресурсів. А ексергетичний баланс, на підставі якого встановлюється масштаб використання енергетичних ресурсів, вказує на можливість підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) процесу.

Нині вартісні оцінки не можуть служити єдиною мірою ефективності енергетичного обладнання, які переробляють енергоресурси. Ексергія є фізичним, а не економічним критерієм і визначає незалежність цього параметра від кон'юнктурних коливань цін. Непридатність тільки грошових критеріїв очевидна.

У деяких провідних європейських країнах і в США ексергетичний аналіз запровадили як обов'язкову складову розроблюваних проектів, а також планів модернізації виробництв.

У сучасних системах кондиціонування повітря, важливе місце займають обладнання і процеси, об'єктивна оцінка ступеня енергетичної досконалості яких може бути встановлена тільки на основі аналізу їх ексергоефективності.

Отже, зменшення затрат енергії, споживаної системами кондиціонування повітря, диктує необхідність їх оптимізації, що найповніше може бути досягнуто на основі ексергетичного аналізу, який враховує не тільки кількість, але й якість затраченої енергії [6, 21, 49, 56, 64, 65, 73-76, 79, 117].

Завданням цієї роботи було провести аналіз ексергоефективності центральної прямооточійної системи кондиціонування повітря з камерою зрошення для чистого приміщення повітропродуктивністю 10000 кг/год, отриманий завдяки розрахунково-кількісним експериментам, проведеним на її інноваційній математичній дослідницькій моделі залежно від різниці температур $\Delta t_{\text{п}}$ між внутрішнім і припливним повітрям, температури $t_{\text{в}}$ внутрішнього повітря і коефіцієнта трансформації EER холодильної машини, що суттєво впливають на її роботу, та запропонувати узагальнені залежності для визначення ексергетичного ККД η_e цієї СКП.

Дослідження здійснені для обраної СКП, схема якої наведена на рис. 2.1, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I,d -діаграмі – на рис. 2.3, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цієї СКП у ТПР.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e вибраної СКП у ТПР від різниці температур $\Delta t_{\text{п}}$ між внутрішнім і припливним повітрям, температури $t_{\text{в}}$ внутрішнього повітря і коефіцієнта трансформації EER холодильної машини 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 $54 \geq \varphi_3 \geq 27\%$;

– барометричний тиск $p_3 = 1010$ гПа;

– робочу температуру внутрішнього повітря $23 \leq t_B \leq 30^\circ\text{C}$ відповідно до температури навколишнього середовища;

– робочу відносну вологість внутрішнього повітря $\varphi_B = 50\%$;

– 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 $\varepsilon = 9942-16867$ 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 повітрянагрівника II підігрівання: початкова $t_{\Gamma ap} = 70^\circ\text{C}$; кінцева $t_{3B} = 42^\circ\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.8) і (2.9).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу обраної прямоотечійної центральної СКП, звели у табл. 3.1.

Разом з тим нами було встановлено незначний вплив на ексергетичний ККД η_e відносних вологостей зовнішнього φ_3 , внутрішнього φ_B і припливного φ_{Π} повітря (максимально у межах 10%).

Результати дослідницької роботи кінцево було вирішено подати у вигляді такої узагальненої степеневі залежності:

$$\eta_e = C \cdot (\Delta t_{\Pi} / t_B)^{\alpha} \cdot EER^{\beta}, \quad (5.1)$$

Для отримання показників степеня α і β у рівнянні (5.1) результати досліджень подані нами у вигляді відповідних залежностей на рис. 5.1 і 5.2.

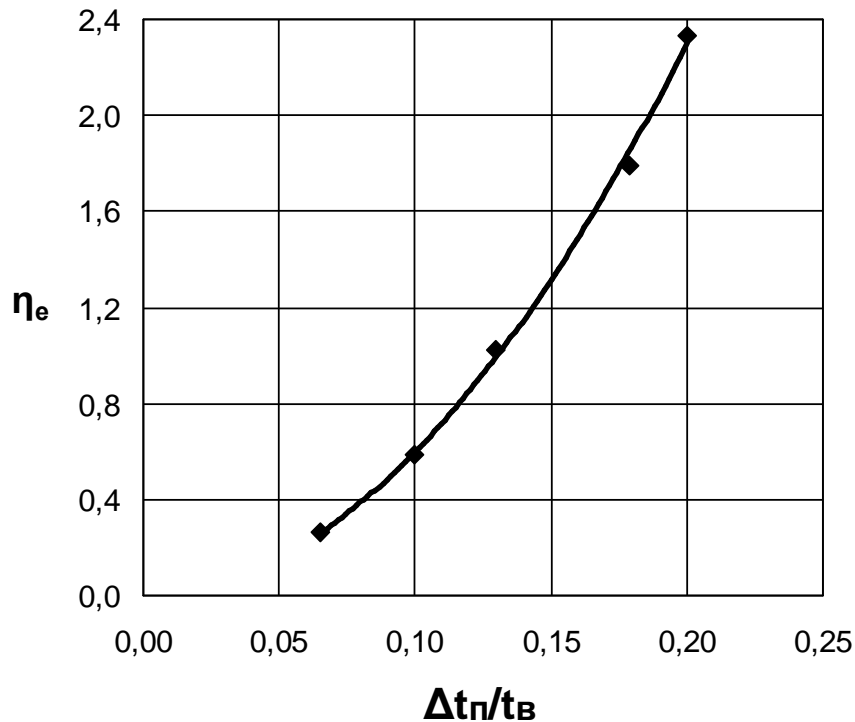


Рис. 5.1. Залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год

від відношення різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям

Δt_{Π} до температури t_B внутрішнього повітря $\Delta t_{\Pi} / t_B$:

$G_{\Pi} = 10000$ кг/год; $\Delta t_{\Pi} = 1,5-6,0^{\circ}\text{C}$; $t_B = 23-30^{\circ}\text{C}$; $EER = 2,8$;

$t_3 = 26-42^{\circ}\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\varphi_3 = 27-44\%$; $\varphi_{\Pi} = 69-54\%$

Залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від відношення різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям до температури внутрішнього повітря $\Delta t_{\Pi} / t_B$ подали такою степеневі залежністю:

$$\eta_e = 52,6 \cdot (\Delta t_{\Pi} / t_B)^{1,94}, \quad (5.2)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (5.2) становить 3,9%.

Отже, на основі залежності (рис. 5.1, формула (5.2)) знайдено значення показника степеня α , який для нашого випадку становить 1,94.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 5.1, можна дійти таких висновків. Загальне зростання відношення різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям до температури внутрішнього повітря $\Delta t_{\Pi} / t_B$ від 0,07 до 0,20, тобто у 2,86 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 0,26 до 2,33, тобто у 8,96 рази або на 796%.

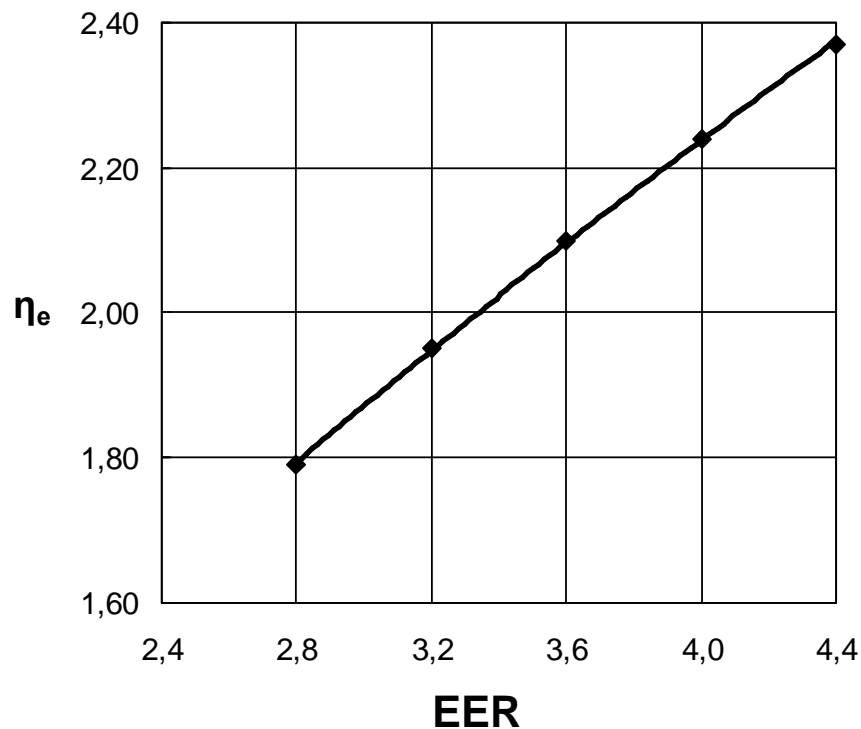


Рис. 5.2. Залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної СКП

з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год

від коефіцієнта трансформації EER холодильної машини:

$$G_{\Pi} = 10000 \text{ кг/год}; \Delta t_{\Pi} = 5,0^{\circ}\text{C}; t_B = 28^{\circ}\text{C}; \Delta t_{\Pi} / t_B = 0,18; t_3 = 38^{\circ}\text{C};$$

$$\varphi_B = 50\%; \varphi_3 = 30\%; \varphi_{\Pi} = 66\%$$

Варто також зауважити (рис. 5.1), що найбільше зростання ексергетичного ККД відбувається за різниці температур між внутрішнім і припливним

повітрям $\Delta t_{\text{п}} = 6,0^{\circ}\text{C}$. Тому з метою енергозбереження вибрану систему кондиціонування повітря потрібно використовувати за вищої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям, а саме, наприклад $\Delta t_{\text{п}} = 6,0^{\circ}\text{C}$ (за будь-якої температури внутрішнього повітря), що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати енергоощадний варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря.

Залежність ексергетичного ККД η_e центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год від коефіцієнта трансформації EER холодильної машини подали такою степеневою залежністю:

$$\eta_e = 0,945 \cdot EER^{0,62}, \quad (5.3)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (5.3) становить 0,4%.

Отже, на основі залежності (рис. 5.2, формула (5.3)) знайдено значення показника степеня β , який для нашого випадку становить 0,62.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 5.2, можна дійти таких висновків. Загальне зростання коефіцієнта трансформації EER холодильної машини від 2,8 до 4,4, тобто в 1,57 рази, призводить до зростання значення ексергетичного ККД η_e від 1,79 до 2,37, тобто в 1,32 рази або на 32%.

Варто також зауважити (рис. 5.2), що найбільше зростання ексергетичного ККД відбувається за коефіцієнта трансформації холодильної машини $EER = 4,4$. Тому з метою енергозбереження вибрану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищого коефіцієнта трансформації холодильної машини, а саме, наприклад $EER = 4,4$, що дасть можливість отримати вищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати енергоощадний варіант використання вибраної системи кондиціонування повітря.

Остаточню визначаємо, що коефіцієнт $C = 27,1$, та отримуємо узагальнену степеневу залежність для вибраної центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря чистого приміщення:

$$\eta_e = 27,1 \cdot (\Delta t_{\text{п}} / t_{\text{в}})^{1,94} \cdot EER^{0,62}, \quad (5.4)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (5.4) становить 4,4%.

Значить ексергетичний аналіз центральної прямотечійної СКП з камерою зрошення повітропродуктивністю 10000 кг/год чистого приміщення виконаний на створеній автором інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї СКП залежно від різних факторів, що впливають на її роботу.

5.1.2. СКП повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником. У результаті роботи системи кондиціювання повітря набуває необхідні температуру і вологовміст як припливне повітря, так і всередині приміщення. Цьому сприяє споживана холодильна машина СКП. А тому обрана система кондиціювання повітря повинна бути спроектована з меншими затратами енергії, що диктує необхідність її оптимізації, що найповніше може бути досягнуто на основі ексергетичного аналізу, який враховує не тільки кількість, але й якість затраченої енергії [6, 21, 64, 65, 73-75, 79, 117].

Завданням цієї роботи було провести аналіз ексергоефективності впроваджені центральної прямотечійної системи кондиціювання повітря з рекуперативним повітроохолодником для операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год, отриманий завдяки розрахунково-кількісним експериментам, проведеним на її інноваційній математичній дослідницькій моделі залежно від різниці температур Δt_{Π} між внутрішнім і припливним повітрям, температури $t_{\text{в}}$ внутрішнього повітря і коефіцієнта трансформації EER холодильної машини, що суттєво впливають на її роботу, та запропонувати узагальнені залежності для визначення ексергетичного ККД η_e впроваджені СКП.

Дослідження здійснені для впроваджені СКП, схема якої наведена на рис. 2.2, і, відповідно, побудова процесів її роботи на I,d -діаграмі – на рис. 2.4, де показана послідовність зміни параметрів повітря, яке проходить через різне обладнання цієї СКП у ТПР.

Для встановлення залежності ексергетичного ККД η_e вибрані СКП у ТПР від різниці температур Δt_{Π} між внутрішнім і припливним повітрям, тем-

ператури t_B внутрішнього повітря і коефіцієнта трансформації EER холодної машини 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: $t_{B\Pi} = 9,5-15,5^\circ\text{C}$.

Температуру внутрішнього повітря в кондиціонованому приміщенні знаходили залежно від температури навколишнього середовища за формулами (2.22) і (2.23).

Результати розрахунків питомої ексергії вологого повітря у певних точках процесів, які характеризують роботу обраної прямоотечійної центральної СКП, звели у табл. 3.2.

Разом з тим нами було встановлено незначний вплив на ексергетичний ККД η_e відносних вологостей зовнішнього φ_3 , внутрішнього φ_B і припливного φ_{II} повітря (максимально у межах 10%).

Результати дослідницької роботи кінцево було вирішено подати у вигляді такої узагальненої степеневі залежності:

$$\eta_e = C \cdot (\Delta t_{II} / t_B)^\alpha \cdot EER^\beta, \quad (5.5)$$

Для отримання показників степеня α і β у рівнянні (5.5) результати досліджень подані нами у вигляді відповідних залежностей на рис. 5.3 і 5.4.

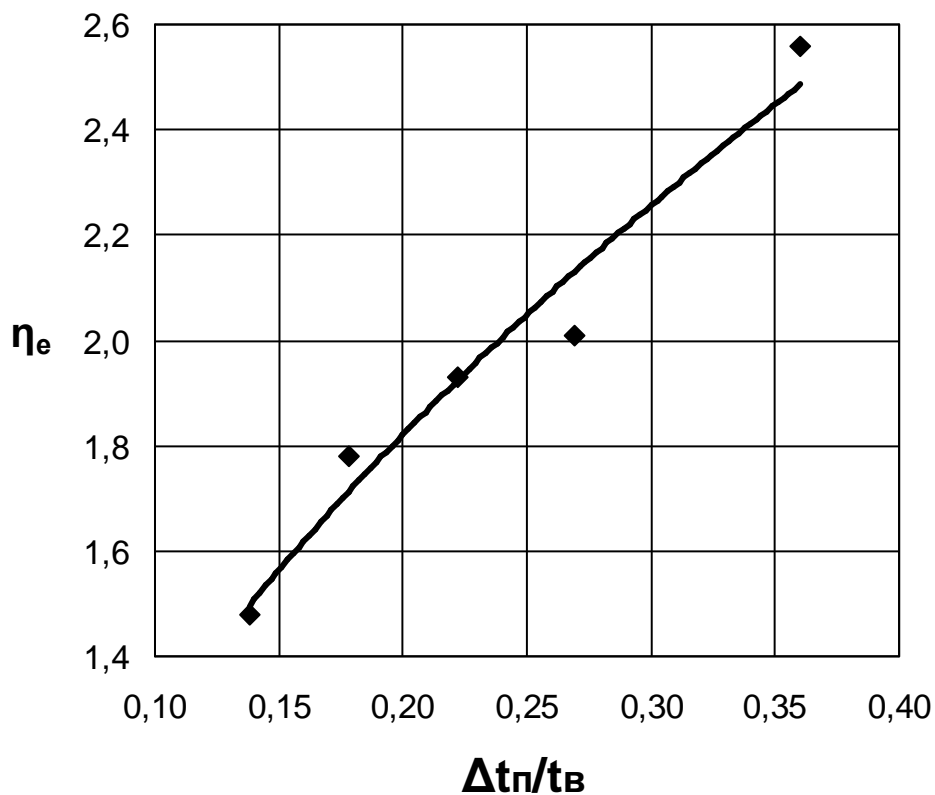


Рис. 5.3. Залежність ексергетичного ККД η_e

впроваджені центральній проточній СКП

з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год

від відношення різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{II} до температури t_B внутрішнього повітря $\Delta t_{II} / t_B$:

$G_{II} = 4300$ кг/год; $\Delta t_{II} = 4,0-9,0^\circ\text{C}$; $t_B = 29-25^\circ\text{C}$; $EER = 2,574$;

$t_3 = 40-30^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 64-54\%$; $\varphi_3 = 36-44\%$; $\varphi_{II} = 79-92\%$

Залежність ексергетичного ККД η_e впровадженої центральної прямо-течійної системи кондиціювання повітря з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від відношення різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям до температури внутрішнього повітря $\Delta t_{\Pi} / t_B$ подали такою степеневою залежністю:

$$\eta_e = 4,27 \cdot (\Delta t_{\Pi} / t_B)^{0,53}, \quad (5.6)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (5.6) становить 6,0%.

Отже, на основі залежності (рис. 5.3, формула (5.6)) знайдено значення показника степеня α , який для нашого випадку становить 0,53.

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 5.3, можна дійти таких висновків. Загальне зростання відношення різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям до температури внутрішнього повітря $\Delta t_{\Pi} / t_B$ від 0,14 до 0,36, тобто у 2,57 рази, призводить до значного зростання значення ексергетичного ККД η_e від 1,48 до 2,56, тобто у 1,73 рази або на 73%.

Варто також зауважити (рис. 5.3), що найбільше зростання ексергетичного ККД відбувається за різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{\Pi} = 9,0^{\circ}\text{C}$. Тому з метою енергозбереження впроваджену систему кондиціювання повітря потрібно використовувати за вищої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям, а саме, наприклад $\Delta t_{\Pi} = 9,0^{\circ}\text{C}$ (за будь-якої температури внутрішнього повітря), що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати енергоощадний варіант використання впровадженої системи кондиціювання повітря.

Залежність ексергетичного ККД η_e впровадженої центральної прямо-течійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від коефіцієнта трансформації EER холодильної машини подали такою степеневою залежністю:

$$\eta_e = 1,034 \cdot EER^{0,58}, \quad (5.7)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (5.7) становить 0,5%.

Отже, на основі залежності (рис. 5.4, формула (5.7)) знайдено значення показника степеня β , який для нашого випадку становить 0,58.

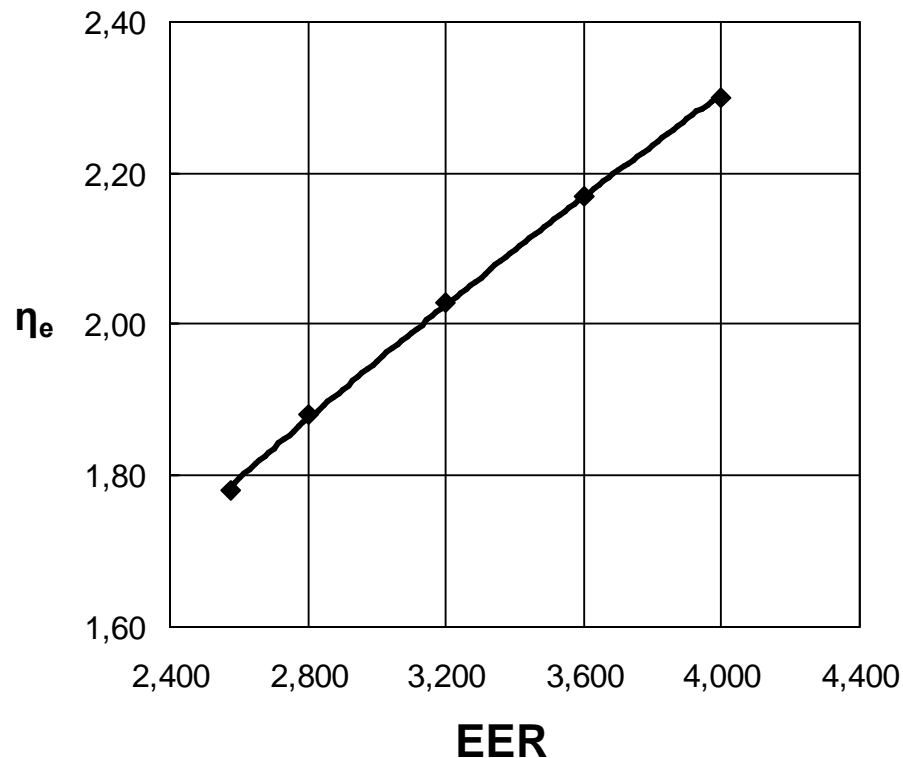


Рис. 5.4. Залежність ексергетичного ККД η_e впроваджені центральної прямотечійної СКП

з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год від коефіцієнта трансформації EER холодильної машини:

$$G_{\Pi} = 4300 \text{ кг/год}; \Delta t_{\Pi} = 5,0^{\circ}\text{C}; t_{\text{В}} = 28^{\circ}\text{C}; \Delta t_{\Pi} / t_{\text{В}} = 0,18; t_3 = 38^{\circ}\text{C};$$

$$\varphi_{\text{В}} = 64\%; \varphi_3 = 38\%; \varphi_{\Pi} = 84\%$$

Аналізуючи отримані дані досліджень на рис. 5.4, можна дійти таких висновків. Загальне зростання коефіцієнта трансформації EER холодильної машини від 2,574 до 4,0, тобто в 1,554 рази, призводить до зростання значення ексергетичного ККД η_e від 1,78 до 2,30, тобто в 1,29 рази або на 29%.

Варто також зауважити (рис. 5.4), що найбільше зростання ексергетичного ККД відбувається за коефіцієнта трансформації холодильної машини $EER = 4,0$. Тому з метою енергозбереження вибрану систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищого коефіцієнта трансформації холодильної машини, а саме, наприклад $EER = 4,0$, що дасть можливість отрима-

ти вищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати енергоощадний варіант використання впровадженої системи кондиціонування повітря.

Остаточно визначаємо, що коефіцієнт $C = 2,53$, та отримуємо узагальнену степеневу залежність для впровадженої центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат:

$$\eta_e = 2,53 \cdot (\Delta t_{\text{п}} / t_{\text{в}})^{0,53} \cdot EER^{0,58}, \quad (5.8)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (5.8) становить 8,7%.

Значить ексергетичне дослідження впровадженої центральної прямотечійної СКП з рекуперативним повітроохолодником повітропродуктивністю 4300 кг/год операційних чистих кімнат виконаний на створеній автором інноваційній математичній дослідницькій моделі дав можливість ґрунтовно оцінити залежність ексергетичного ККД η_e цієї СКП залежно від різних факторів, що впливають на її роботу.

5.2. Пропозиції щодо заходів з енергозбереження для ефективної роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень

Сучасні технології, а саме системи кондиціонування повітря для суспільних і промислових будівель є найбільшими споживачами холоду, електричної та теплової енергії. Так на експлуатацію цих СКП витрати становлять 60...80% від загальних витрат на експлуатацію будинків. Тому вдосконалення цих систем має першочергове значення для підвищення енергоефективності будівель і зниження витрат енергії на створення в них комфортних параметрів.

Заходи щодо енергозбереження в системах кондиціонування повітря умовно можна поділити на чотири групи [33, 63]:

1. Організація обліку й контролю з використання енергоносіїв.
2. Об'ємно-планувальні, будівельно-конструктивні заходи щодо енергозбереження.
3. Технічні заходи енергозбереження: удосконалювання інженерних систем кондиціонування повітря та їхніх елементів.

4. Енергозбереження шляхом утилізації природних холоду й теплоти, використання вторинних енергоресурсів, зменшення втрат холоду й теплоти.

Організація обліку й контролю з використання енергоносіїв. Організація приладового обліку холоду, теплової енергії й витрат теплоносія дозволяє виявити фактичне споживання холоду й теплової енергії, що може відрізнятися від проектного навантаження з холоду й теплоти будівель і споруд. Ця відмінність за даними, отриманими у результаті експлуатації систем кондиціонування повітря, обладнаних вузлами обліку холодо- й теплоспоживання, може становити до 30% від проектних показників. Організація обліку й контролю стимулює впровадження енергозберігаючих заходів, об'єднаних у групи 3-4.

Об'ємно-планувальні, будівельно-конструктивні заходи щодо енергозбереження. Об'ємно-планувальні, будівельно-конструктивні заходи щодо енергозбереження пов'язані зі зменшенням втрат холоду й теплоти. Конкретна їх реалізація може бути пов'язана з:

- вибором орієнтації будинку щодо сторін світу;
- вибором форми будинку у плані й по вертикалі, застосуванням сонцезахисних пристроїв;
- зменшенням витрат енергії на штучне освітлення;
- вибором ступеня й характеру застосування.

Другий фактор заходів з енергозбереження з цієї групи пов'язаний зі зменшенням витрати інфільтраційного повітря (герметизація прорізів і стиків). У цілому ці заходи передбачаються на стадії проектування будинків.

Технічні заходи з енергозбереження: удосконалення інженерних систем кондиціонування повітря та їхніх елементів. Енергозбереження за допомогою вдосконалення інженерних систем кондиціонування повітря та їхніх елементів. До цієї групи заходів з енергозбереження можна віднести, наприклад:

- уточнення розрахункових умов (вибір розрахункових температур зовнішнього, внутрішнього і припливного повітря, правильний вибір необхідної кількості свіжого повітря);
- зменшення інфільтрації (створення підпору, повітряних завіс тощо);
- зниження втрат (ізоляція трубопроводів і повітроводів, зменшення коефіцієнтів гідравлічних й аеродинамічних втрат, виключення витоків холодо- й теплоносія, підвищення ККД устаткування);
- використання попереднього охолодження й нагрівання холодо- і теплоносіїв;
- комбінування систем між собою (наприклад, центральна й автономна системи кондиціонування повітря) і з іншими системами (наприклад, комбінування СКП і системи опалення);
- автоматизація процесів кондиціонування повітря;
- якісне й кількісне регулювання.

Енергозбереження шляхом утилізації природних холоду й теплоти, використання вторинних енергоресурсів, зменшення втрат холоду й теплоти. Енергозбереження утилізацією природної теплоти й холоду, використанням вторинних енергоресурсів. Ці заходи містять:

- пасивне й активне використання сонячної енергії;
- використання природної холоду й теплоти (води, зовнішнього повітря, ґрунту);
- використання внутрішніх джерел теплоти й холоду (теплоти й холоду повітря, теплоти джерел освітлення, нагрівальних приладів, стічних вод тощо);
- використання теплонасосних установок з метою підвищення потенціалу природних джерел теплоти.

Енергоощадні заходи щодо термінів окупності умовно ділять на:

- *довготермінові*, які потребують значних капіталовкладень (високозатратні), з терміном окупності більше, ніж 5 років;

- *середньотермінові* (середньозатратні) заходи з терміном окупності від 2 до 5 років;
- *першочергові* (низькозатратні) заходи з терміном окупності до 2 років.

До *довготермінових* заходів відносять:

- прокладку нових або капітальний ремонт існуючих мереж холоду й теплоти з використанням труб з пінополіуретановою або іншою теплоізоляцією, що забезпечує зниження втрат холоду й теплоти у 2-3 рази;
- утеплення зовнішніх стінових огорожень будинків з використанням твердих плит, гнучких матів й інших матеріалів, заміна віконних блоків тощо.

Середньотермінові заходи в частині економії палива у системах кондиціювання повітря включають:

- впровадження оптимальних графіків регулювання витрати й температури холодо- й теплоносія з використанням засобів автоматизації й контролю;
- заміну найзношеніших ділянок мереж холоду й теплоти, що перебувають в аварійному стані, на труби із заводською теплоізоляцією на основі пінополіуретану;
- ущільнення віконних і дверних прорізів.

Першочергові заходи характеризуються малим терміном впровадження й невеликим терміном окупності (до 2 років). Це можуть бути, наприклад, організаційні заходи, що дозволяють зацікавити споживачів холоду й теплоти в економії електричної енергії, палива, технічні заходи щодо забезпечення необхідної якості мережної води тощо.

Ці заходи, виходячи з обсягу інвестицій, можуть бути також поділені на високовитратні, низьковитратні й безвитратні.

Загалом на основі результатів, отриманих у даній роботі, пропозиції щодо підвищення енергоефективності (ексергоефективності) роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень наведені у *третьому* розділі.

5.3. Економічна та соціальна доцільність впровадження результатів дисертаційної роботи

Економічний ефект відображає результат перевищення доходів від впровадження результатів НДР над витратами на їх здійснення.

Очікуваний економічний ефект придбання до впровадження ТзОВ «Полікор» результатів дисертації автора Гарасима Дмитра Ігоровича «Ексергетичне обґрунтування та підвищення енергоефективності роботи систем кондиціонування повітря для чистих приміщень», а саме центральної прямооточійної системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат, визначали за такою формулою:

$$E = (Ц_t - C_t - H_t) \cdot П_t - З_t = \\ = (1200000 - 800000 - 200000) \cdot 0,75 - 68000 = 82000 \text{ грн}, \quad (5.9)$$

де E – очікуваний економічний ефект придбання і застосування ТзОВ «Полікор» одиниці нової центральної прямооточійної системи кондиціонування повітря для операційних чистих кімнат; $Ц_t$ – прогноз ціни одиниці 1-ї продукції, що випускається із застосуванням результатів дисертації у році $t = 2016$ р.; C_t – прогноз собівартості одиниці 1-ї продукції, що випускається із застосуванням результатів дисертації у році $t = 2016$ р.; H_t – прогноз частки податків на одиницю 1-ї продукції, що випускається із застосуванням результатів дисертації у році $t = 2016$ р.; $П_t$ – прогноз корисного ефекту нової СКП на одиницю 1-ї продукції, що випускається із застосуванням результатів дисертації у році $t = 2016$ р.; $З_t$ – інвестиції на купівлю одиниці нової СКП, її транспортування, монтаж, пуск, підготовку кадрів для обслуговування, витрати на ліквідацію елементів старих основних виробничих фондів, виведених у зв'язку з освоєнням нової СКП (акт впровадження – дод. С).

Соціальний ефект відображає покращення якості життя людей, що адекватно зростанню доходів працівників, забезпеченню їх зайнятості, підвищенню кваліфікації, покращенню характеру та умов праці, скороченню травматич-

зму і кількості випадків професійних захворювань, покращенню соціальної захищеності, стану навколишнього середовища.

Соціальний ефект від даного впровадження центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря для операційних чистих кімнат кардіохірургічного відділення № 1 ЛОКЛ у м. Львові полягає у створенні оптимального мікроклімату та антибактеріального середовища у операційних чистих кімнатах, що сприяє проведенню успішних операцій (акт впровадження – дод. Т).

Висновки до 5-го розділу

1. Отримано узагальнені залежності для визначення ексергетичного ККД центральних прямотечійних СКП чистих приміщень, зокрема для операційних чистих кімнат.

2. Очікуваний економічний ефект придбання до впровадження ТзОВ «Полікор» результатів дисертації Гарасима Дмитра Ігоровича «Ексергетичне обґрунтування та підвищення енергоефективності роботи систем кондиціонування повітря для чистих приміщень» склав 82 тис. грн.

3. Соціальний ефект від впровадження центральної прямотечійної системи кондиціонування повітря для операційних чистих кімнат кардіохірургічного відділення № 1 ЛОКЛ у м. Львові дав можливість створити оптимальний мікроклімат та антибактеріальне середовище у операційних чистих кімнатах, що посприяло проведенню успішних операцій.

4. Наведені пропозиції щодо заходів з енергозбереження для ефективної роботи центральних прямотечійних СКП чистих приміщень

5. Основні наукові результати розділу опубліковано у працях [58, 108, 168, 169].

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

Вирішено важливе науково-технічне завдання з ексергетичного обґрунтування та підвищення енергоефективності СКП на прикладі центральних прямооточійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником та зроблені висновки.

1. Аналізом джерел літератури встановлено, що ексергетичний метод аналізу практично **не використовувався** для дослідження та інтенсифікації роботи СКП і впровадження енергоощадних режимів їх роботи.

2. Запропоновано новий підхід до встановлення ексергоощадної експлуатації СКП на прикладі центральних прямооточійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником, що ґрунтується на використанні сучасного методу термодинамічного аналізу – *ексергетичного*.

3. Отримав подальший розвиток метод ексергетичного аналізу, який пристосовано до енергетичного та ексергетичного оцінювання центральних прямооточійних СКП чистих приміщень як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником. На цій основі створено алгоритми та математичні моделі роботи цих СКП та, відповідно, розроблені комп'ютерні програми для здійснення досліджень, що дозволили виконати розрахунково-кількісні експерименти на математичних моделях досліджуваних СКП та розв'язати завдання удосконалення їх роботи і розроблення ефективних енергоощадних СКП, знайти не тільки їх ексергетичний ККД, але й обґрунтувати та підвищити ексергоефективність роботи досліджуваних СКП.

4. Досліджено залежність ексергетичного ККД η_e та втрат ексергії в основних елементах досліджуваних СКП від визначаючих процес роботи СКП факторів, а саме: температури t_3 і вологовмісту d_3 навколишнього середовища, внутрішніх температури t_B і вологовмісту d_B повітря чистого приміщення, різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} у

чистому приміщенні та коефіцієнта трансформації EER холодильної машини.

5. Запропоновані універсальні залежності для визначення ексергетичного ККД η_e досліджуваних СКП залежно від різних факторів, які впливають на роботу цих СКП.

6. Показано, що з метою енергозбереження впроваджену систему кондиціонування повітря бажано використовувати за вищої різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} (за будь-якої температури внутрішнього повітря) та за вищого коефіцієнта трансформації холодильної машини EER , що дасть можливість отримати найвищий ексергетичний ККД η_e , а значить отримати енергоощадний варіант використання впровадженої системи кондиціонування повітря.

7. Встановлено, що розроблений метод ексергетичного аналізу роботи СКП чистих приміщень на прикладі центральних прямотечійних СКП як з камерою зрошення, так і з рекуперативним повітроохолодником може бути застосований і для СКП інших приміщень.

Результати дисертаційної роботи впроваджені для 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 прямотечійної системи кондиціонування повітря, для функціонування ТзОВ «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, а також впроваджені у підготовку фахівців за спеціальністю «Теплогазопостачання і вентиляція» під час викладання таких дисциплін: «Кондиціонування повітря та холодопостачання», «Проектування систем кондиціонування повітря та холодопостачання», виконання 1 магістерської кваліфікаційної роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Андрющенко А. И.* Техническая работоспособность термодинамических систем / А.И. Андрющенко. – Саратов: Саратовский автомобильно-дорожный ин-т, 1956. – 68 с.
2. *Андрющенко А.И.* Термодинамические расчеты оптимальных параметров тепловых электростанций / А.И. Андрющенко. – Москва: Высш. шк., 1963. – 230 с.
3. *Андрющенко А. И.* Основы технической термодинамики реальных процессов. – / А.И. Андрющенко. – Москва: Высш. шк., 1968. – 223 с.
4. *Балацкий О.Ф.* Экономика и качество окружающей природной среды / О.Ф. Балацкий, Л.Г.Мельник, А.Ф. Яковлев. – Л.: Гидрометеиздат, 1984. – 182 с.
5. *Баскаков А.П.* Теплотехника / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др.; под ред. А.П. Баскакова. – М.: Энергоиздат, 1982. – 264 с.
6. *Богословский В.Н.* Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.
7. *Бродянский В.М.* Термодинамический анализ необратимых процессов в холодильных установках / В.М. Бродянский, И.П. Ишкин // Известия АН СССР, Отделение технических наук. – 1958. – № 5. – С. 40–45.
8. *Бродянский В.М.* Энергетические потери в современных кислородных установках / В.М. Бродянский // Известия вузов: Энергетика. – 1959. – № 7. – С. 87–95.
9. *Бродянский В.М.* Метод термодинамического анализа низкотемпературной ректификации бинарных смесей / В.М. Бродянский // Достижения и задачи в производстве и применении холода в народном хозяйстве СССР: сборник докладов конференции. – Москва, 1960. – С. 95–101.

10. *Бродянский В.М.* Применение диаграммы энтальпия-эксергия для термодинамических расчетов / В.М. Бродянский, И.П. Ишкин // «Холодильная техника». – 1962. – № 1. – С. 19–24.
11. *Бродянский В.М.* Метод термодинамического анализа потерь в пароэжекторной холодильной установке / В.М. Бродянский, А.В. Марков // Известия вузов: Энергетика. – 1962. – № 5. – С. 76–83.
12. *Бродянский В.М.* Термодинамический анализ потерь в пароэжекторной холодильной установке / В.М. Бродянский, А.В. Марков // Известия вузов: Энергетика. – 1962. – № 11. – С. 74–83.
13. *Бродянский В.М.* Об эксергетической температурной шкале / В.М. Бродянский // Изв. вузов: Энергетика. – 1964. – № 5. – С. 65–72.
14. *Бродянский В.М.* Термодинамический анализ низкотемпературных процессов / В.М. Бродянский. – М.: МЭИ, 1966. – 123 с.
15. *Бродянский В.М.* Энергетика и экономика комплексного разделения воздуха / В.М. Бродянский. – М.: Металлургия, 1966. – 67 с.
16. *Бродянский В.М.* Эксергетический метод термодинамического анализа / В.М. Бродянский. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
17. *Бродянский В.М.* Эксергетический метод термодинамического анализа и перспективы его развития / В.М. Бродянский // Теплоэнергетика. – 1988. – № 2. – С. 14–17.
18. *Брух С.В.* Сравнительный анализ энергоэффективности мультизональных систем кондиционирования воздуха. Рубрика: Кондиционирование воздуха и вентиляция [Электронный ресурс] / С.В. Брух, Перм. госуд. технич. ун-т. – П., Пермь, С.О.К. № 2, 2004. – 1 CD.
19. *Бэр Г.Д.* Техническая термодинамика / Г.Д. Бэр; под ред. В.М. Бродянского и Г.Н. Костенко. – М.: Мир, 1977. – 518 с.
20. *Вукалович М.П.* Техническая термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1952. – 567 с.
21. *Гарасим Д.І.* Оцінювання систем кондиціонування повітря чистих приміщень за діаграмою Грассмана / Гарасим Д.І., Лабай В.Й. // Строитель-

ство, материаловедение, машиностроение: Сб. науч. трудов. Вып. № 76. – Дн-вск: ПГАСА, 2014. – С. 95–100.

22. *Гарасим Д.І.* Оцінювання систем кондиціонування повітря чистих приміщень за діаграмою Грассмана / Гарасим Д.І., Лабай В.Й. // Програма II-й міжнародної науково-практичної інтернет-конференції «Енергетика, екологія, комп'ютерні технології в будівництві», Днепропетровск, 2014 (28-29 октября). – Дн-вск: ПГАСА, 2014.
23. *Гарасим Д.І.* Залежність ексергетичного ККД системи кондиціонування повітря чистого приміщення від коефіцієнта трансформації холодильної машини / Д.І.Гарасим, В.Й. Лабай // Збірник науково-технічних праць: Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення. – Рівне: НУВГП. – 2015. – С. 12–14.
24. *Гарасим Д.І.* Залежність ексергетичного ККД системи кондиціонування повітря чистого приміщення від коефіцієнта трансформації холодильної машини / Д.І.Гарасим, В.Й. Лабай // Програма міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні проблеми систем теплогазопостачання і вентиляції, водопостачання і водовідведення», Рівне, 2015 (11-13 березня). – Рівне: НУВГП, 2015, с. 14.
25. *Гарасим Д.І.* Вплив коефіцієнта трансформації холодильної машини на ексергетичний ККД системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Еколого-енергетичні проблеми сучасності / Збірка наукових праць XV Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів. Одеса, 14 квітня 2015 р. – Одеса: ОНАХТ. – 2015. – С. 149–151.
26. *Гарасим Д.І.* Вплив коефіцієнта трансформації холодильної машини на ексергетичний ККД системи кондиціонування повітря чистого приміщення / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Збірка тез доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів: «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – Одеса: ОНАХТ. – 2015. – С. 78–79.

27. *Гарасим Д.І.* Ексергетична діаграма Грассмана для системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат (тези) / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології / Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції (11-12 вересня). – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 18–19.
28. *Гарасим Д.І.* Залежність ексергетичного ККД систем кондиціонування повітря від внутрішньої температури в чистих приміщеннях / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Вісник НУ «Львівська політехніка», № 823: «Теорія і практика будівництва», 2015. – С. 69–75.
29. *Гарасим Д.І.* Енергозбереження в системі кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 8. Відповідальний редактор П.М. Куліков. – К.: КНУБА, 2016. – С. 72–77.
30. *Гарасим Д.І.* Енергозбереження в системі кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Робоча програма та тези доповідей Шостої міжнародної конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2016 (13-15 квітня). – Київ: КНУБА, 2016. – С. 8, 31-32.
31. *Гаряев А.Б.* Енергозбереження в енергетиці та технологіях: Енергозбереження в низькотемпературних процесах і технологіях. / А.Б. Гаряев, О.Л. Данілов, О.Л. Єфімов та ін. – М.: Видавництво МЭИ, 2002. – 48 с.
32. *ГОСТ ИСО 14644-1.* Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды. Часть 1. Классификация чистоты воздуха.
33. *Гохштейн Д.П.* Энтропийный метод расчета энергетических потерь / Д.П. Гохштейн. – Москва-Ленинград: Госэнергоиздат, 1963. – 111 с.
34. *ДБН В.25-67:2013.* Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря. – К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. – 141 с.
35. *Задоянний О.В.* Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря будівель і споруд / О.В. Задоянний // Вен-

- тиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. (Відповідальний редактор Е.С. Малкін). – К.: КНУБА, 2014. – Вип. 17. – С. 3–9.
36. *Задоянний О.В.* Діаграма потоків ексергії вологого повітря для систем кондиціонування повітря / О.В. Задоянний, Ю.М. Євдокименко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. (Відповідальний редактор Е.С. Малкін). – К.: КНУБА, 2015. – Вип. 18. – С. 3–15.
37. *Кирилин В.А.* Техническая термодинамика / В.А. Кирилин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1979. – 445 с.
38. *Кирпичев М.В.* Энергетический баланс тепловых установок / М.В. Кирпичев // Известия АН СССР, Отделение технических наук. – 1949. – № 12. – С. 1820–1823.
39. *Комаров Н.С.* Холод: справочное руководство по холодильной технике / Н.С. Комаров // . – М.: Гизлегпищепром, 1953. – 704 с.
40. *Лабай В.Й.* Кондиціонування повітря та холодопостачання (з використанням місцевих автономних кондиціонерів) / В.Й. Лабай. – Львів: Тріада Плюс, 2004. – 72 с.
41. *Лабай В.Й.* Проектування систем кондиціонування повітря та холодопостачання (з використанням центральних кондиціонерів) / В.Й. Лабай. – Львів: Тріада Плюс, 2004. – 80 с.
42. *Лабай В.Й.* Тепломасообмін / Володимир Йосифович Лабай. – Львів: Тріада Плюс, 1998, 2004. – 260 с.
43. *Лабай В.Й.* Залежність ексергетичного ККД split-кондиціонерів від їх продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі / В.Й. Лабай // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: наук.-техн. зб. – К.: КНУБА, 2006. – Вип. 10. – С. 80–88.
44. *Лабай В.Й.* Співвідношення між витратами повітря на випарнику і конденсаторі split-кондиціонерів / В.Й. Лабай // Міжнародний науково-прикладний журнал «Промышленная теплотехника». – К.: ІТТФ НАН України, 2009. – Том 31, № 1. – С. 47–51.

45. *Лабай В.Й.* Енергоощадні співвідношення між витратами повітря на випарнику і конденсаторі split-кондиціонерів / В.Й. Лабай, Я.М. Ханик // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія». – Одеса: ОДАХ, 2008. – № 6 (116). – С. 28–31.
46. *Лабай В.И.* Эксергетический анализ работы холодильных установок СКВ / В.И. Лабай, С.А. Островский // Ж.: Холодильная техника. – 1990. – № 8. – С. 33–35.
47. *Лабай Володимир.* Ексергетична ефективність центральних кондиціонерів / Володимир Лабай, Тарас Іванух // V Konferencja naukowa Rzeszowsko-Lwowsko-Koszycka „Aktualne problemy budownictwa i inżynierii środowiska”. Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej «Budownictwo i inżynieria środowiska». – Z. 32, część 2: Inżynieria Środowiska. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 25-26 września 2000 r. – S. 229–235.
48. *Лабай В.Й.* Оцінка ефективності систем кондиціонування повітря методом ексергетичного аналізу / В.Й. Лабай, Т.В. Іванух // Вісник Держ. унів. «Львівська політехніка». – 2000. – № 404: Теплоенергетика. Інженерія доквілля. Автоматизація. – С. 66–70.
49. *Лабай В.Й.* Енергетичний та ексергетичний баланси барабанної сушарки для цукру-піску / В.Й. Лабай, Я.М. Ханик // Науковий вісник: зб. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ, 2004. – Вип. 14.7. – С. 340–346.
50. *Лабай В.Й.* Енергоощадні співвідношення між витратами повітря на випарнику і конденсаторі split-кондиціонерів / В.Й. Лабай // XII International Scientific Conference „Current Issues of Civil and Environmental Engineering” Rzeszów-Lviv-Košice, Rzeszów, Poland, 2009 (17-19 September). Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej NR 267, Budownictwo i inżynieria środowiska, z. 55. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2009. – S. 21–26.
51. *Лабай В.Й.* Приведення роботи холодильних машин split-кондиціонерів до однакового внутрішнього температурного режиму / В.Й. Лабай, Й.С.

Мисак // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія». – Одеса: ОДАХ, 2010. – № 4 (126). – С. 19–22.

52. *Лабай В.Й.* Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. збірник. – К.: КНУБА, 2014. – Вип. 6. – С. 161–166.
53. *Лабай В.Й.* Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Робоча програма та тези доповідей Четвертої міжнародної конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2014 (27-29 травня). – Київ: КНУБА, 2014. – С. 10, 18.
54. *Лабай В.Й.* Дослідження ексергетичної ефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», № 4 (150). – Одеса: ОНАХТ, 2014. – С. 47–53.
55. *Лабай В.Й.* Діаграма Грассмана в ексергетичному аналізі систем кондиціонування повітря чистих приміщень / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», № 5 (151). – Одеса: ОНАХТ, 2014. – С. 17–22.
56. *Лабай В.Й.* Вплив коефіцієнта трансформації холодильної машини на ексергетичний ККД системи кондиціонування повітря чистого приміщення / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», т. 51, вип. 2. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 18–24.
57. *Лабай В.Й.* Залежність ексергетичного ККД системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат від коефіцієнта трансформації холодильної машини / В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», т. 51, вип. 3. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 14–21.
58. *Лабай В.Й.* Дослідження ексергоефективності та шляхів енергозбереження системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат / В.Й.

- Лабай, Д.І. Гарасим // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», т. 51, вип. 4. – Одеса: ОНАХТ, 2015. – С. 53–59.
59. *Мартыновский В.С.* Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1979. – 285 с.
60. *Нимич Г.В.* Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. – К.: ТОВ “Видавничий будинок “Аванпост-Прим”, 2003. – 630 с.
61. *Прокопенко В.В.* Енергетичний аудит з прикладами та ілюстраціями: Навчальний посібник. / В.В. Прокопенко, О.М. Закладний, П.В. Кульбачний. – К.: Освіта України, 2008. – 438 с.
62. *Прохоров В.И.* Метод вычисления эксергии потока влажного воздуха / В.И. Прохоров, С.М. Шилклопер // Холодильная техника. – 1981, № 9. – С. 37–41.
63. *СНиП 2.04.05-86.* Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. – 64 с.
64. *СНиП 2.04.05-91*У.* Отопление, вентиляция и кондиционирование. – Киев: КиевЗНИИЭП, 1996. – 64 с.
65. *Соколов Е.Я.* Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
66. *Уайт В.* Технология чистых помещений. Основы проектирования, испытаний и эксплуатации / В. Уайт. – М.: Клинрум, 2002. – 304 с.
67. *Уайт В.* Проектирование чистых помещений / В. Уайт. Пер. с англ. – М.: Клинрум, 2004. – 360 с.
68. *Федотов А.Е.* Чистые помещения / А.Е. Федотов. Второе изд., перераб. и доп. – М.: АСИНКОМ, 2003. – 576 с.
69. *Хаякава И.* Чистые помещения / И. Хаякава. Пер. с японск. – М.: Мир, 1990. – 456 с.
70. *Хейвуд Р.У.* Анализ циклов в технической термодинамике / Р.В. Хейвуд. – М.: Энергия, 1979. – 280 с.

71. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
72. Шилклопер С.М. Эксергетический анализ систем обеспечения микроклимата и энергоснабжения / С.М. Шилклопер, С.И. Жадин // Строительство и архитектура. Сер. 9. – 1982, вып. 4. – С. 18–27.
73. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / [В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.]; под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского; Ин-т технической теплофизики АН УССР. – Киев: Наук. думка, 1991. – 360 с.
74. Янтовский Е.И. Потoki энергии и эксергии / Е.И. Янтовский. – М.: Наука, 1988. – 144 с.
75. Baehr H.D. Ein Exergie-Entropie-Diagramm für Luft / H.D. Baehr // Chem.-Ing.-Techn. – 1961. – 33, № 5. – S. 335–338.
76. Baehr H.D. Definition und Berechnung von Brennstoffexergien / H.D. Baehr, E.F. Schmidt // Brennst.-Wärme-Kraft. – 1963. – 15, № 8. – S. 375–381.
77. Bes T. Egzergia w procesach ogrzewania, klimatyzacji i suszenia / T. Bes // Energetyka Przemysłowa. – 1962. – 10, № 11. – S. 388–392.
78. Bock H. Über den Wirkungsgrad in der Klimatechnik / H. Bock // Allg. Wärmetechnik. – 1957. – 8, № 5/6. – S. 105–124.
79. Bosnjakovič F. Kampf den Nichtumkehrbarkeiten / F. Bosnjakovič // Arch. Wärmewirtsch. – 1938. – 19, № 1. – S. 1–2.
80. Bosnjakovič F. Güte vom Wärmeanlagen und die Leistungsregeln / F. Bosnjakovič // Tech. Mitt. Essen. – 1939. – 32, № 15. – S. 439–445.
81. Brauer M. Die Bedeutung der Exergie für die thermodynamische Untersuchung des Nochofenverfahrens / M. Brauer, R. Jeschar // Archiv für das Eisenhüttenwesen. – 1963. – 34, № 1. – S. 9–16.
82. Brudges E.A. Available energy and the second law analysis / E.A. Brudges. – London: Butterworths, 1959. – 243 p.
83. Darrieus G. Définition due rendement thermodynamique des turbines a vapeur / G. Darrieus // Rev. gén. electricité. – 1930. – 27, № 25. – P. 963–968.

84. *Darrieus G.* L'évolution des centrales thermiques et la notion d'énergie utilisable / G. Darrieus // *Sci. et Ind.* – 1931. – 15, № 206. – P. 122–126.
85. *Elsner N.* Zu den Problemen der Nichtumkehrbarkeiten bei Thermodynamischen Prozessen / N. Elsner, W. Fratzscher // *Energietechnik.* – 1958. – 8, № 8. – S. 345–349; № 12. – S. 560–565.
86. *Elsner N.* Dimensionslose Behandlung von Zustandsänderungen idealer Gase unter Verwendung des Exergiebegriffs / N. Elsner, W. Fratzscher // *Wiss. Z. Hochsch. Verkehrswes. Dresden.* – 1958/59. – 6, № 3. – S. 615–627.
87. *Elsner N.* Bedeutung und Anwendung der Exergie in der Wärmetechnik / N. Elsner // *Abh. Deutsch. Akad. Wiss. Berlin: Kl. Math., Phys. und Techn.* – 1960. – Z. 2. – S. 71–87.
88. *Elsner N.* Einig-Untersuchungen zur Geometrie und thermo-dynamischen Eigenschaften des $e, T_0 s$ – Diagramms / N. Elsner, G. Gruhn // *Wiss. Z. Techn. Universität Dresden.* – 1962. – 11, № 5. – S. 1062–1072.
89. *Energie und Exergie.* – Düsseldorf: VDI Verlag, 1965 (русский перевод – изд-во «Мир», 1968).
90. *Fratzscher W.* Die Grundsätzliche Bedeutung der Exergie für die technische Thermodynamik / W. Fratzscher // *Wiss. Z. TH Dresden.* – 1961. – 10, № 1. – S. 160–181.
91. *Fratzscher W.* Zur Bestimmung der maximalen Arbeit von Verbrennungsreaktionen / W. Fratzscher, D. Schmidt // *Wiss. Z. TH Dresden.* – 1961. – 10, № 1. – S. 183–191; Ref.: *BWK.* – 1961. – 13, № 11. – S. 504.
92. *Fratzscher W.* Exergetische Beurteilung technischer Verbrennungsreaktionen / W. Fratzscher // *Energietechnik.* – 1962. – 12, № 4. – S. 153–161.
93. *Fratzscher W.* Einführung des Exergiebegriffs in die technische Thermodynamik / W. Fratzscher. // In Wukalowicz M.P., Nowikow I.I. *Technische Thermodynamik.* – Leipzig: VEB Fachbuch, 1962. – S. 483–648.
94. *Glansdorff P.* Sur la fonction dite d'«Exergie» et son emploi en climatisation / P. Glansdorff // *Ann. 1957-2 Suppl. Bull. Inst. Intern. Froid.* – 1957. – P. 61–62.

95. *Glasser H.* Das i, s, l Diagramm als Hilfsmittel für thermodynamische und verfahrenstechnische Untersuchungen / H. Glasser // Allg. Wärmetechnik. – 1953. – 4, № 5–6, S. 97–104.
96. *Gouy G.* Sur l'énergie utilisable / G. Gouy // Journal de physique. – 1889. – II, № 8. – P. 501–518.
97. *Grassmann P.* Zur allgemeinen Definition des Wirkungsgrades / P. Grassmann // Chem.-Ing.-Techn. – 1950. – 22, № 4. – S. 77–80.
98. *Grassmann P.* Zur günstigsten Wahl der Temperaturdifferenz und der Wärmeübergangszahl in Wärmeaustauschern / P. Grassmann, J. Kopp // Kältetechnik. – 1957. – 9, № 10. – S. 306–308.
99. *Grassmann P.* Die Exergie und das Flussbild der technisch nutzbaren Leistung / P. Grassmann // Allg. Wärmetechnik. – 1958. – 9, № 4/5. – S. 79–86.
100. *Grassmann P.* Energie und Exergie / P. Grassmann // Brennst.-Wärme-Kraft. – 1961. – 13, № 11. – S. 482–486.
101. *Gruhn G.* Untersuchung von Zustandsdiagrammen mit der Exergie / G. Gruhn, E. Keiner // Wiss. Z. Hochsch. Verkehrswes, Dresden. – 1959/60. – 7, № 2. S. 325–341; Ref.: BWK. – 1961. – 13, № 11. – S. 501–502.
102. *Guzik A.* Egzergia gazów technicznych otrzymywanych z powietrza / A. Guzik // Energetyka Przemysłowa. – 1962. – 10, № 11. – S. 384–387.
103. *Guzik A.* Egzergia składników powietrza w temperaturach zbliżonych do bezwzględnego zera / A. Guzik // Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej: Energetyka. – 1964. – № 108, z. 14. – S. 21–34.
104. *Guzik A.* Egzergia termiczna gazów szlachetnych otrzymywanych z powietrza / A. Guzik // Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej: Energetyka. – 1964. – № 108, z. 14. – S. 97–104.
105. *Harasym D.* Investigations on the innovation model of exergy effectiveness of air conditioning system for operating cleanrooms (abstract) / D. Harasym, V. Labay // Book of abstracts. XV International Scientific Conference: «Current Issues of Civil and Environmental Engineering and Architecture»,

- Rzeszow, 2015 (9-10 September). – Rzeszów: Rzeszow University of Technology. – 2015. – P. 108–109 (Poland).
106. *Harasym D.* Investigations on the innovation model of exergy effectiveness of air conditioning system for operating cleanrooms (article) /D. Harasym, V. Labay // *Czasopismo Inżynierii Ładowej, Środowiska i Architektury*. Kwartalnik, tom XXXII, zeszyt 62, (nr 4/2015), październik-grudzień. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, Wydział Budownictwa, Inżynierii, Środowiska i Architektury, 2015. – S. 129-140 (Poland).
107. *Harasym D.* The Estimation of Exergy Efficiency and Exergy Losses in Air Conditioning Systems of Operating Cleanrooms by a Grassmann Diagram / D. Harasym, V. Labay // *Scientific Journal «Energy Engineering and Control Systems»* (Енергетика та системи керування), V. 1, N 1. – Lviv: Lviv Polytechnic National University. – 2015. – P. 1–8 (Ukraine).
108. *Harasym D.* Analysis of Exergy Efficiency and Ways of Energy Saving in Air Conditioning System for a Cleanroom / D. Harasym, V. Labay // *Scientific Journal «Energy Engineering and Control Systems»* (Енергетика та системи керування), V. 1, N 2. – Lviv: Lviv Polytechnic National University. – 2015. – P. 77–84 (Ukraine).
109. *Heller L.* Harc az entropianö vekedes ellen / L. Heller // *Magyar Energiagazdasag.* – 1952. – № 1–2. – S. 2.
110. *Hibbey L.* Munkakepesseg-entropia diagrammok / L. Hibbey // *Magyar Energiagazdasag.* – 1952. – 5, № 1/2. – S. 28–32.
111. *Jouget E.* Le théoreme de M. Gouy et quelques-unes de ses applications / E. Jouget // *Rev. Mecanique.* – 1907. – 20, № 3. – P. 213–238.
112. *Jouget E.* Théorie des moteurs thermiques / E. Jouget. – Paris: Gauthier – Villars, 1909. – 176 p.
113. *Keenan J. H.* A steam chart for second law analysis / J. H. Keenan // *Mech. Engng.* – 1932. – 54, № 3. – P. 195–204.

114. *Keller A.* The evaluation of steam power plant losses by means of the entropy-balance diagram / A. Keller // Transactions of the ASME. – 1950. – P. 949.
115. *Labay V.* Innovation model for energy effective investigations of air conditioning systems for cleanrooms / V. Labay, D. Harasym // – ECONTechMOD – Lublin-Rzeszow: 2014 – Vol. 3, № 1. – P. 47–52 (Poland).
116. *Lerberghe G.V.* Le rendement maximum des machines thermiques / G.V. Lerberghe, F. Glansdorff // Publ. Ass. Ing. de l’Ecole des Mines, Mons, – 1932. – № 42. – P. 365–418.
117. *Marchal R.* La thermodynamique et la théorème de l’énergie utilisable / R. Marchal. – Paris: Dunod, 1956. – 258 p.
118. *Nesselmann K.* Zur Frage eines allgemeinen Vergleichsprozesses für Kältemaschinen / K. Nesselmann // Z. Ges. Kälte Ind. – 1938. – 45, № 6. – S. 118–121.
119. *Nesselmann K.* Über den thermodynamischen Begriff der Arbeitsfähigkeit / K. Nesselmann // Allg. Wärmetechnik. – 1952. – 3, № 5/6, S. 97–104.
120. *Nesselmann K.* Zur Definition des Wirkungsgradbegriffes / K. Nesselmann // Allg. Wärmetechnik. – 1955. – 6, № 2. – S. 31–33.
121. *Österreichische Energiebilanz für das Jahr 1956.* – Wien, 1958.
122. *Petela R.* Egzergia emisji własnej ciała doskonałe szarego / R. Petela // Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej: Energetyka. – 1961. – № 25, z. 5. – S. 33–45.
123. *Petela R.* Egzergia jasności promieniowania / R. Petela // Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej: Energetyka. – 1962. – № 58, z. 9. – S. 43–71.
124. *Petela R.* Egzergia promieniowania cieplnego / R. Petela // Energetyka Przemysłowa. – 1962. – 10, № 11. – S. 399–403.
125. *Petela R.* Exergy of heat radiation / R. Petela // Journal of Heat Mass Transfer. – 1964. – 86, № 2. – P. 187–192.

126. *Rant Z.* Energitska ocenitev postopka fabrikacije sode (Na_2CO_3), Techniska visoka sola v Ljubljani / *Z. Rant* // *Acta technica*. – 1951. – 3, Series machinarum № 1, – S. 1–72.
127. *Rant Z.* Vrednost in obracunavanje energije / *Z. Rant* // *Strojniski Vestnik*. – 1955, – 1, № 1, S. 4–7; Ref.: *Allg. Wärmetechn.* – 1955. – 6, № 10. – S. 221–222.
128. *Rant Z.* Bewertung und praktische Verrechnung von Energien / *Z. Rant* // *Allg. Wärmetechnik*. – 1957. – 8, № 2. – S. 25–32.
129. *Rant Z.* Exergiediagramme für Wasser und Wasserdampf / *Z. Rant* // *Idid.* – 1960. – 12, № 7. – S. 297–301.
130. *Rant Z.* Exergiediagramme für Verbrennungsgase / *Z. Rant* // *Brennst.-Wärme-Kraft*. – 1960. – 12, № 1. – S. 11–17.
131. *Rant Z.* Zur Bestimmung der spezifischen Exergie von Brennstoffen / *Z. Rant* // *Allg., Wärmetechnik*. – 1961. – 10, № 9. – S. 172–176.
132. *Rögner H.* Anwendung des Exergiebegriffs auf den Dampfkraftprozess / *H. Rögner* // *Elektrizitets-Wirtschaft*. – 1961. – 60, № 4. – S. 88–92.
133. *Seippel C.* Betrachtungen über die Dampfkraftanlage / *C. Seippel* // *Brown-Boveri Rev.* – 1950. – 37, № 10. – S. 342–356.
134. *Stodola A.* Die Kreisprozesse der Gasmaschine / *A. Stodola* // *Z. d. VDI*. – 1898. – 32, № 38. – S. 1066–1091.
135. *Szargut J.* Ogólne zasady bilansowania energetycznego procesów chemicznych oraz nowa metoda bilansowania / *J. Szargut* // *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej: Energetyka*. – 1956. – № 5, z. I. – S. 81–152.
136. *Szargut J.* Bilans potencjonalny procesów fizycznych wynikający z drugiej zasady termodynamiki / *J. Szargut* // *Archiwum Budowy Maszyn*. – 1956. – 3, № 3. – S. 23–76.
137. *Szargut J.* Bilans potencjonalny procesów chemicznych / *J. Szargut* // *Archiwum Budowy Maszyn*. – 1957. – 4, № 11. – S. 89–117.
138. *Szargut J.* Bilans eksergetyczny procesów hutniczych / *J. Szargut* // *Archiwum Hutnictwa*. – 1961. – 6, № 1. – S. 23–60.

139. *Szargut J.* O racjonalne ustalanie cen pary / J. Szargut // *Gospodarka Ciepła*. – 1957. – 5, № 3. – S. 104–106.
140. *Szargut J.* Bilans eksergetyczny pieca grzewczego wglębnego / J. Szargut, J. Kyka, K. Prazuch, J. Słota // *Energetyka Przemysłowa*. – 1961. – 9, № 4. – S. 118–120.
141. *Szargut J.* Bilans eksergetyczny zespołu wielkiego pieca / J. Szargut, E. Blaszkiewicz, Z. Kolenda, J. Tobała // *Problemy Projektowe Hutnictwa*. – 1961. – 9, № 9. – S. 274–281.
142. *Szargut J.* Die Exergiebilanz der Wärmeprozesse in der Hüttenindustrie / J. Szargut // *Freiberger Forschungshefte*. – 1962. – № B 68. – S. 81–103.
143. *Szargut J.* Pojęcie egzergii w odróżnieniu od energii i możliwości praktycznego stosowania egzergii / J. Szargut // *Energetyka Przemysłowa*. – 1962. – 10, № 11. – S. 374–378.
144. *Szargut J.* Zagadnienie racjonalnej taryfy opłat za parę i gorącą wodę / J. Szargut // *Gospodarka Paliwami i Energią*. – 1963. – 11, № 4. – S. 132–135.
145. *Szargut J.* Dobór parametrów pary wytwarzanej w gospodarce skojarzonej dla przeponowych wymienników ciepła / J. Szargut, R. Petela // *Problemy Projektowe Hutnictwa*. – 1963. – II, № 8. – S. 233–240.
146. *Szargut J.* Zastosowanie egzergii do oceny ekonomicznej strat dławienia / J. Szargut, R. Petela // *Archiwum Budowy Maszyn*. – 1964. – XI, № 1, S. 49–57.
147. *Szargut J.* Angenäherte Bestimmung der Exergie von Brennstoffen / J. Szargut, T. Styrylska // *Brennst.-Wärme-Kraft*. – 1964. – 16, № 12. – S. 589–596.
148. *Szargut J.* Wpływ podgrzania powietrza na straty egzergii przy spalaniu / J. Szargut, P. Weiss // *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej: Energetyka*. – 1964. – № 104, z. 14. – S. 35–51.
149. *Szargut J.* Wpływ wzbogacania powietrza tlenem na straty egzergii przy spalaniu / J. Szargut, A. Ziębik // *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej: Energetyka*. – 1964. – № 104, z. 14. – S. 53–63.

150. *Szargut J.* Bilans eksergetyczny huty żelaza / J. Szargut, Sł. Pasierb, J. Wandrasz // *Hutnik.* – 1964. – XXXI, № 4. – S. 123–128.
151. *Szargut J.* Zastosowanie egzergii przy rozwiązaniu zagadnień techniczno-ekonomicznych energetyki ciepłej / J. Szargut // *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej: Energetyka.* – 1965. – № 129, z. 19. – S. 101–116.
152. *Szargut J.* Die Exerge von typischen Rohstoffen und Produkten in den Hüttenindustrie / J. Szargut // *Neue Hütte.* – 1965. – 10, № 5. – S. 266–275.
153. *Thring M. W.* The virtue of energy, its meaning and practical significance / M.W. Thring // *J. Inst. Fuel.* – 1944. – № 17.
154. *Thring M. W.* The science of flames and furnaces / M. W. Thring. – London, 1952.
155. *Каталоги* фірми «DAIKIN».
156. *ДСанП і Н 6.6.3-150 2007.* Гігієнічні вимоги до влаштування та експлуатації рентгенівських кабінетів і проведення рентгенологічних процедур: – Офіц. вид. – К.: Медінформ: М-во охорони здоров'я України, 2007. – 35 с. – (Нормативний документ МОЗ України. Державні санітарні правила і норми).
157. *ДБН В.2.2-10-2001.* Заклади охорони здоров'я. Будинки і споруди: Офіц. вид. – К.: Укрархбудінформ: Держбуд України, 2001. – 164 с. – (Нормативний документ Держбуд України. Державні будівельні норми).
158. *СанП и Н 5179.* Санітарні правила устрою, обладнання та експлуатації лікарень, пологових будинків та інших лікувальних стаціонарів: – Офіц. изд. – М.: Медінформ: Минздрав СССР, 1991. – 22 с. – (Нормативний документ МОЗ України. Санітарні правила і норми).
159. *ГОСТ Р 52539-2006.* Чистота воздуха в лечебных учреждениях. Общие требования: [Действующий с 2007-01-01]. – М.: Стандартиформ, 2006. – 36 с. – (Национальный стандарт Российской Федерации).
160. *Щесюк О.В., Щербак Ю.Г.* Медична кондиціонуєча техніка (№1/11-6800 від 09.04.13), Чорноморський державний університет ім. П. Могили.

161. *СанП и Н 2.1.3.1375-03*. Гигиенические требования к размещению, устройству, оборудованию и эксплуатации больниц, родильных домов и других лечебных стационаров: – Офиц. изд. – М.: Мединформ: Минздрав РФ, 2003. – 36 с. (Нормативный документ Минздрава РФ. Санитарные правила и нормы).
162. *GMP EC*. Правила производства лекарственных средств Европейского Союза, перевод АСИНКОМ, 2003 – 159 с.
163. *Задояний О.В.* Можливості ексергоекономічного аналізу при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря / О.В. Задояний, Ю.М. Євдокісенко // Київський національний університет будівництва і архітектури. – С. 124-127.
164. *Гарасим Д.І.* Вплив внутрішніх температури і вологовмісту повітря операційних чистих кімнат на ексергетичний ККД центральної прямотечійної систем кондиціонування повітря / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Вісник НУ «Львівська політехніка», № 844: «Теорія і практика будівництва», 2015. – С. 34–40.
165. *Гарасим Д.І.* Вплив внутрішніх температури і вологовмісту повітря операційних чистих кімнат на ексергетичний ККД центральної прямотечійної систем кондиціонування повітря / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Міжнародна науково-технічна конференція «ЕкоКомфорт», (11-12 жовтня). – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2016. – Робоча програма. – с. 7. Тези доповідей. – с. 20-21.
166. *Гарасим Д.І.* Залежність ексергетичного ККД системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат від температури і вологовмісту навколишнього середовища / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія», т. 52, вип. 6. – Одеса: ОНАХТ, 2016. – С. 37–43.
167. *Гарасим Д.І.* Ексергетичний ККД системи кондиціонування операційних чистих кімнат залежно від температури і вологовмісту навколишнього середовища (тези) / Д.І. Гарасим // Збірка тез доповідей Всеукраїнської

науково-технічної конференції молодих вчених, аспірантів та студентів: «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – Одеса: ОНАХТ. – 2017. – С. 47–48.

168. *Гарасим Д.І.* Дослідження енергозбереження в системі кондиціонування повітря чистого приміщення за ексергоефективністю / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 9. Відповідальний редактор П.М. Куліков. – К.: КНУБА, 2017. – С. 137–141.
169. *Гарасим Д.І.* Дослідження енергозбереження в системі кондиціонування повітря чистого приміщення за ексергоефективністю / Д.І. Гарасим, В.Й. Лабай // Робоча програма та тези доповідей Сьомої міжнародної конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві», Київ, 2017 (26-28 квітня). – Київ: КНУБА, 2017. – С. 10, 22-23.
170. *Narasym D.* Investigations on the Innovation Model of Exergy Effectiveness of Air Conditioning System for Operating Cleanrooms / D. Narasym, V. Labay // Scientific Journal «Energy Engineering and Control Systems» (Енергетика та системи керування), V. 3, N 1. – Lviv: Lviv Polytechnic National University. – 2017. – P. 15–22 (Ukraine).

ДОДАТКИ

**Технічна характеристика вентиляторів
центральної кондиціонерів КТЦ2**

Марка кондиціонера	Номинальна продуктивність L , тис. м ³ /год	Повний тиск P , кПа	Кількість обертів n , об/хв	Встановлена потужність двигуна $N_{\text{вст}}^{\text{вент}}$, Вт	№ вентилятора
1	2	3	4	5	6
КТЦ2-10	10	1,0	1440	5500	6,3
—"—	10	1,2	1440	7500	6,3
—"—	12,5	1,1	1440	7500	6,3
—"—	12,5	1,6	1440	11000	6,3
КТЦ2-20	20	0,8	1040	7500	8
—"—	20	1,2	1175	11000	8
—"—	25	1,2	1250	15000	8
—"—	25	1,6	1350	22000	8
КТЦ2-31,5	31,5	0,8	640	15000	12
—"—	31,5	1,2	750	18500	12
—"—	31,5	1,6	850	22000	12
—"—	40	1,2	765	22000	12
—"—	40	1,6	865	30000	12
КТЦ2-40	40	0,8	660	18500	12
—"—	40	1,2	765	22000	12
—"—	40	1,6	865	30000	12
—"—	50	1,2	800	30000	12
—"—	50	1,6	890	37000	12

Додаток Б

**Технічна характеристика насосів «Wilo»
для систем водопостачання**

Марка насосу	DN	Кількість обертів <i>n</i> , об/хв	Споживана потужність $N_{сп}$, Вт (номінальна)	Напір H , м вод. ст.	Витрата L , м ³ /год (номінальна)
Wilo-IP-E 32/5-28	32	1100-2900	135-1535 (695)	5-25	2-12 (6)
Wilo-IP-E 40/2-12	40	1100-2900	80-865 (473)	2-10	2-18 (10)
Wilo-IP-E 40/5-28	40	1100-2900	150-3900 (2195)	8-20	2-35 (20)
Wilo-IP-E 50/2-12	50	1100-2900	100-1150 (693)	2-10	2-25 (15)
Wilo-IP-E 50/5-28	50	1100-2900	300-5450 (2768)	5-20	2-50 (25)
Wilo-IP-E 65/2-15	65	1100-2900	130-2100 (955)	2-12	2-45 (20)
Wilo-IP-E 65/4-20	65	1100-2900	170-4000 (2176)	4-14	2-65 (35)
Wilo-IP-E 80/2-15	80	1100-2900	150-2900 (1687)	2-12	2-70 (40)
Wilo-IP-E 80/4-20	80	1100-2900	270-5300 (2734)	4-15	2-100 (50)

Температура робочого середовища: -10 до +120°C; робочий тиск: 10 бар;
вбудований регулятор частоти.

Додаток В

Кількість форсунок n_{ϕ}
в камерах зрошення ОКФ центральних кондиціонерів КТЦ2
залежно від їх номінальної продуктивності

$L_{\text{КОНД}}^{\text{НОМ}}$, тис. м ³ /ГОД	n_{ϕ} , шт.	
	I виконання	II виконання
10	42	54
20	70	90
31,5	95	135
40	130	180

**ОПИСАННЯ
РОЗРОБЛЕНОЇ У ДИСЕРТАЦІЙНІЙ РОБОТІ
ІННОВАЦІЙНОЇ ДОСЛІДНИЦЬКОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ
(ПРОГРАМИ В EXCEL)
ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРЯМОТЕЧІЙНОЇ
СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ЧИСТОГО ПРИМІЩЕННЯ
ПОВІТРОПРОДУКТИВНІСТЮ 10000 КГ/ГОД
З МЕТОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО ОЦІНЮВАННЯ
ЇЇ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НА ОСНОВІ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО ККД**

Теплий період року

1. Температура зовнішнього повітря t_3 , °С, у місцевості, де працює досліджувана система кондиціонування повітря (СКП)

$$A6 = 26...42 \quad \Delta = 4$$

2. Питома ентальпія зовнішнього повітря I_3 , кДж/кг, у місцевості, де працює досліджувана СКП

$$B6 = \text{ОКРУГЛ}(1,005 * A6 + (2500 + 1,86 * A6) * F6 / 1000; 1)$$

3. Барометричний тиск P_3 , Па, у місцевості, де працює досліджувана СКП

$$C6 = 1010 \quad (\text{наприклад})$$

4. Швидкість вітру v_3 , м/с, у місцевості, де працює досліджувана СКП

$$D6 = 1 \quad (\text{наприклад})$$

5. Географічна широта ГШ, °пн.ш., місцевості, де працює досліджувана СКП

$$E6 = 48 \quad (\text{наприклад})$$

6. Вологовміст зовнішнього повітря d_3 , г/кг, у місцевості, де працює досліджувана СКП

$$F6 = J6 + F7$$

$$F7 = 0,5...1,5 \quad \Delta = 0,5$$

7. Відносна вологість зовнішнього повітря ϕ_3 , %, у місцевості, де працює

досліджувана СКП

$$G6 = \text{ОКРУГЛ}(C6 * A6 * 10000 / ((622 + F6) * \text{EXP}((23,6 * A6 + 1514) / (236 + A6))))); 0)$$

8. Температура внутрішнього повітря t_B , °C, у чистому приміщенні

$$N9 = 20 + 0,63 * (A6 - 22)$$

$$N10 = 20 + 0,4 * (A6 - 30)$$

$$N11 = \text{ОКРУГЛ}(\text{ЕСЛИ}(A6 \leq 30; N9; \text{ЕСЛИ}(A6 \leq 33; 26; N10))); 0)$$

$$(23; 25; 27; 28; 30^\circ\text{C})$$

$$H6 = N11$$

9. Відносна вологість внутрішнього повітря ϕ_B , %, у чистому приміщенні

$$I6 = 50 \quad (\text{наприклад})$$

10. Вологовміст внутрішнього повітря d_B , г/кг, у чистому приміщенні

$$J6 = \text{ОКРУГЛ}(622 / C6 * 10000 / (I6 * \text{EXP}((23,6 * H6 + 1514) / (236 + H6)))) - 1); 1)$$

11. Питома ентальпія внутрішнього повітря I_B , кДж/кг, у чистому приміщенні

$$K6 = \text{ОКРУГЛ}(1,005 * H6 + (2500 + 1,86 * H6) * J6 / 1000); 1)$$

12. Різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{Π} , °C, у чистому приміщенні

$$A9 = H6 - B9$$

13. Температура припливного повітря t_{Π} , °C, у чистому приміщенні

$$B9 = \text{ОКРУГЛ}(H6 - C9 * 3,6 / (1,005 * E12)); 1)$$

14. Явні теплонадлишки $Q_{\text{надл}}^{\text{я}}$, Вт, у чистому приміщенні

$$C9 = \text{ОКРУГЛ}(1400 * (A6 - H6)); 2)$$

15. Вологонадлишки $W_{\text{надл}}$, кг/год, у чистому приміщенні

$$D9 = \text{ОКРУГЛ}(28 / (36,6 - H6)); 2)$$

16. Повні теплонадлишки $Q_{\text{надл}}^{\text{п}}$, Вт, у чистому приміщенні

$$E9 = \text{ОКРУГЛ}(C9 + D9 * 722,8; 0)$$

17. Пилонадлишки $G_{\text{надл}}$, кг/год, у чистому приміщенні

$$F9 = 0,01 \quad (\text{наприклад})$$

18. Кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків ε , кДж/кг, у чистому приміщенні

$$G9 = \text{ОКРУГЛ}(E9 * 3,6 / D9; 0)$$

19. Питома ентальпія припливного повітря $I_{\text{п}}$, кДж/кг, у чистому приміщенні

$$I9 = \text{ОКРУГЛ}(K6 - G9 * 1,005 * A9 / (G9 - 2500 + 1,86 * A9); 1)$$

20. Вологовміст припливного повітря $d_{\text{п}}$, г/кг, у чистому приміщенні

$$J9 = \text{ОКРУГЛ}(1000 * (I9 - 1,005 * B9) / (2500 + 1,86 * B9); 1)$$

21. Відносна вологість припливного повітря $\varphi_{\text{п}}$, %, у чистому приміщенні

$$K9 = \text{ОКРУГЛ}(C6 * J9 * 10000 / ((622 + J9) * \text{EXP}((23,6 * B9 + 1514) / (236 + B9))))); 0)$$

22. Концентрація пилових частинок $x_{\text{в}}$, г/кг, у внутрішньому повітрі чистого приміщення

$$A12 = 1,5 \quad (\text{наприклад})$$

23. Концентрація пилових частинок $x_{\text{п}}$, г/кг, у припливному повітрі в чисте приміщення

$$B12 = 0,5 \quad (\text{наприклад})$$

24. Масова витрата припливного повітря $G_{\text{п.т}}$, кг/год, у чистому приміщенні за повними теплонадлишками

$$C12 = \text{ОКРУГЛ}(E9 * 3,6 / (K6 - I9); 0)$$

25. Масова витрата припливного повітря $G_{\text{в}}$, кг/год, у чистому приміщенні за вологонадлишками

$$D12 = \text{ОКРУГЛ}(D9 * 1000 / (J6 - J9); 0)$$

26. Масова витрата припливного повітря $G_{\text{пил}}$, кг/год, у чистому приміщенні за пилонадлишками

$$E12 = \text{ОКРУГЛ}(F9 \cdot 10^6 / (A12 - B12); 0)$$

27. Прийнята масова витрата припливного (зовнішнього) повітря $G_{\Pi} = G_{\text{пил}} = G_3$, кг/год, у чистому приміщенні за пилонадлишками

$$F12 = E12$$

28. Густина припливного повітря ρ_{Π} , кг/м³, у чисте приміщення

$$G12 = \text{ОКРУГЛ}(0,3488 \cdot C6 / (273 + B9); 2)$$

29. Прийнята об'ємна витрата припливного повітря L_{Π} , м³/год, у чистому приміщенні за пилонадлишками

$$H12 = \text{ОКРУГЛ}(F12 / G12; 0)$$

30. Встановлена потужність $N_{\text{вст.вент}}$, Вт, вентиляторного агрегату для припливного повітря в чисте приміщення

$$I12 = 5500 \quad (\text{наприклад})$$

31. Коефіцієнт корисної дії $\rho_{\text{вент}}$ вентиляторного агрегату для припливного повітря в чисте приміщення

$$J12 = \text{ОКРУГЛ}(0,00008 \cdot H12; 2)$$

32. Споживана потужність $N_{\text{сп.вент}}$, Вт, вентиляторного агрегату для припливного повітря в чисте приміщення

$$K12 = \text{ОКРУГЛ}(I12 \cdot J12; 0)$$

33. Вологовміст повітря $d_{\Pi_1} = d_{\Pi}$, г/кг, на виході з повітронагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$A15 = J9$$

34. Температура повітря t_{Π_1} , °С, на виході з повітронагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$B15 = B9 - 1$$

35. Питома ентальпія повітря I_{Π_1} , кДж/кг, на виході з повітронагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$C15 = \text{ОКРУГЛ}(1,005 \cdot B15 + (2500 + 1,86 \cdot B15) \cdot A15 / 1000; 1)$$

36. Відносна вологість повітря ϕ_{Π_1} , %, на виході з повітронагрівника II

підігрівання центрального кондиціонера

$$D15 = \text{ОКРУГЛ}(C6 * A15 * 10000 / ((622 + A15) * \text{EXP}((23,6 * B15 + 1514) / (236 + B15)))) ; 0)$$

37. Вологовміст повітря $d_k = d_{\Pi}$, г/кг, на виході з камери зрошення центрального кондиціонера і відповідно на вході у повітронагрівник II підігрівання

$$E15 = J9$$

38. Відносна вологість повітря ϕ_k , %, на виході з камери зрошення центрального кондиціонера і відповідно на вході у повітронагрівник II підігрівання

$$F15 = 90 \quad (\text{наприклад})$$

39. Температура повітря t_k , °С, на виході з камери зрошення центрального кондиціонера і відповідно на вході у повітронагрівник II підігрівання

$$G15 = \text{ОКРУГЛ}(((1514 - 236 * \text{LN}(C6 * E15 * 10000 / ((622 + E15) * F15)))) / \text{LN}(C6 * E15 * 10000 / ((622 + E15) * F15)) - 23,6); 1)$$

40. Питома ентальпія повітря I_k , кДж/кг, на виході з камери зрошення центрального кондиціонера і відповідно на вході у повітронагрівник II підігрівання

$$H15 = \text{ОКРУГЛ}(1,005 * G15 + (2500 + 1,86 * G15) * E15 / 1000; 1)$$

41. Холодопродуктивність Q_x , Вт, камери зрошення центрального кондиціонера

$$J15 = \text{ОКРУГЛ}(F12 * (B6 - H15) * 0,278; 0)$$

42. Теплопродуктивність Q_2 , Вт, повітронагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$K15 = \text{ОКРУГЛ}(F12 * (C15 - H15) * 0,278; 0)$$

43. Температура гарячої води $t_{\text{Гар}}$, °С, на вході повітронагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$A18 = 70 \quad (\text{наприклад})$$

44. Температура зворотної води $t_{\text{звор}}$, °С, на виході повітрянагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$B18 = 42 \quad (\text{наприклад})$$

45. Масова витрата гарячої води $G_{\text{Г.В}}$, кг/год, для повітрянагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$C18 = \text{ОКРУГЛ}(K15 * 3,6 / (4,19 * (A18 - B18)); 1)$$

46. Об'ємна витрата гарячої води $L_{\text{Г.В}}$, м³/год, для повітрянагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$D18 = \text{ОКРУГЛ}(C18 / 1000; 2)$$

47. Коефіцієнт корисної дії насоса гарячої води $\eta_{\text{нас}}$ для повітрянагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$E18 = 0,8 \quad (\text{наприклад})$$

48. Споживана потужність насоса гарячої води $N_{\text{сп}}^{\text{Г.В}}$, Вт, для повітрянагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$E18 = \text{ОКРУГЛ}(130,6 * D18; 0)$$

49. Масова витрата повітря $G_{\text{к.зр}} = G_3$, кг/год, у камері зрошення центрального кондиціонера

$$G18 = F12$$

50. Кількість форсунок $n_{\text{ф}}$, шт., у камері зрошення центрального кондиціонера

$$H18 = 54 \quad (\text{наприклад})$$

51. Тиск води перед форсунками $p_{\text{ф}}$, Па, у камері зрошення центрального кондиціонера

$$I18 = \text{ОКРУГЛ}(186 - 3,3 * (G6 - 20)); 0)$$

52. Витрата води через одну форсунку $g_{\text{ф}}$, кг/год, у камері зрошення центрального кондиціонера

$$J18 = \text{ОКРУГЛ}(36,2 * I18^{0,5}; 0)$$

53. Загальна витрата води через всі форсунки W , кг/год, у камері

зрошення центрального кондиціонера

$$K18 = H18 * J18$$

54. Коефіцієнт зрошення водою повітря B , кг/кг, у камері зрошення центрального кондиціонера

$$A21 = \text{ОКРУГЛ}(K18 * G18; 2)$$

55. Ентальпійний показник ефективності роботи камери зрошення E_I центрального кондиціонера

$$B21 = \text{ОКРУГЛ}((0,95 * A21 - 0,577) / A21; 2)$$

56. Питома ентальпія насиченого повітря ($\varphi = 100\%$) $I_{вп}$, кДж/кг, за початкової температури води $t_{вп}$, °C, у камері зрошення центрального кондиціонера

$$C21 = \text{ОКРУГЛ}(B6 - (B6 - H15) / B21; 1)$$

57. Початкова температура води $t_{вп}$, °C, у камері зрошення центрального кондиціонера

$$D21 = \text{ОКРУГЛ}((C21 - 4,3) / 2,6; 1)$$

58. Кінцева температура води $t_{вк}$, °C, у камері зрошення центрального кондиціонера

$$E21 = \text{ОКРУГЛ}(D21 + (B6 - H15) / (A21 * 4,19); 1)$$

59. Об'ємна витрата холодної води $L_{х.в}$, м³/год, для камери зрошення центрального кондиціонера

$$F21 = \text{ОКРУГЛ}(K18 / 1000; 2)$$

60. Коефіцієнт корисної дії насоса холодної води $\eta_{нас}$ для камери зрошення центрального кондиціонера

$$G21 = 0,8 \quad (\text{наприклад})$$

61. Споживана потужність насоса холодної води $N_{сп}^{х.в}$, Вт, для камери зрошення центрального кондиціонера

$$H21 = \text{ОКРУГЛ}(152,9 * F21; 0)$$

62. Коефіцієнт трансформації EER холодильної машини для подавання холодної води до камери зрошення центрального кондиціонера

$$J21 = 2,8 \quad (\text{наприклад})$$

63. Споживана потужність холодильної машини $N_{\text{сп}}^{\text{XM}}$, Вт, для подавання холодної води до камери зрошення центрального кондиціонера

$$K21 = \text{ОКРУГЛ}(J15/J21;0)$$

64. Фізична питома ексергія e_3^{Φ} , кДж/кг, зовнішнього повітря

$$A24 = \text{ОКРУГЛ}((1,005 + 1,86 * F6/1000) * (A6 - A6 - (273 + A6)) * \text{LN}((273 + A6)/(273 + A6)));4)$$

65. Хімічна питома ексергія e_3^X , кДж/кг, зовнішнього повітря

$$B24 = \text{ОКРУГЛ}((273 + A6) * ((0,287 + 0,462 * F6/1000) * \text{LN}((622 + F6)/(622 + F6)) + (0,462 * F6/1000 * \text{LN}(F6/F6)))));4)$$

66. Повна питома ексергія e_3 , кДж/кг, зовнішнього повітря

$$C24 = A24 + B24$$

67. Фізична питома ексергія e_B^{Φ} , кДж/кг, внутрішнього повітря у чистому приміщенні

$$E24 = \text{ОКРУГЛ}((1,005 + 1,86 * J6/1000) * (H6 - A6 - (273 + A6)) * \text{LN}((273 + H6)/(273 + A6)));4)$$

68. Хімічна питома ексергія e_B^X , кДж/кг, внутрішнього повітря у чистому приміщенні

$$F24 = \text{ОКРУГЛ}((273 + A6) * ((0,287 + 0,462 * J6/1000) * \text{LN}((622 + F6)/(622 + J6)) + (0,462 * J6/1000 * \text{LN}(J6/F6)))));4)$$

69. Повна питома ексергія e_B , кДж/кг, внутрішнього повітря у чистому приміщенні

$$G24 = E24 + F24$$

70. Фізична питома ексергія e_{Π}^{Φ} , кДж/кг, припливного повітря у чисте приміщення

$$I24 = \text{ОКРУГЛ}((1,005 + 1,86 * J9/1000) * (B9 - A6 - (273 + A6)) * \text{LN}((273 + B9)/(273 + A6)));4)$$

$$*LN((273+B9)/(273+A6));4)$$

71. Хімічна питома ексергія $e_{п}^x$, кДж/кг, припливного повітря у чисте приміщення

$$J24=OKРУГЛ((273+A6)*((0,287+0,462*J9/1000)*$$

$$*LN((622+F6)/(622+J9))+(0,462*J9/1000*LN(J9/F6)));4)$$

72. Повна питома ексергія $e_{п}$, кДж/кг, припливного повітря у чисте приміщення

$$K24=I24+J24$$

73. Фізична питома ексергія $e_{п1}^{\phi}$, кДж/кг, повітря на виході з повітрянагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$A27=OKРУГЛ((1,005+1,86*A15/1000)*(B15-A6-(273+A6)*$$

$$*LN((273+B15)/(273+A6)));4)$$

74. Хімічна питома ексергія $e_{п1}^x$, кДж/кг, повітря на виході з повітрянагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$B27=OKРУГЛ((273+A6)*((0,287+0,462*A15/1000)*$$

$$*LN((622+F6)/(622+A15))+(0,462*A15/1000*LN(A15/F6)));4)$$

75. Повна питома ексергія $e_{п1}$, кДж/кг, повітря на виході з повітрянагрівника II підігрівання центрального кондиціонера

$$C27=A27+B27$$

76. Фізична питома ексергія $e_{к}^{\phi}$, кДж/кг, повітря на виході з камери зрошення і відповідно на вході у повітрянагрівник II підігрівання центрального кондиціонера

$$E27=OKРУГЛ((1,005+1,86*E15/1000)*(G15-A6-(273+A6)*$$

$$*LN((273+G15)/(273+A6)));4)$$

77. Хімічна питома ексергія $e_{к}^x$, кДж/кг, повітря на виході з камери зрошення і відповідно на вході у повітрянагрівник II підігрівання центрального кондиціонера

$$F27=OKРУГЛ((273+A6)*((0,287+0,462*E15/1000)*$$

$$*LN((622+F6)/(622+E15))+(0,462*E15/1000*LN(E15/F6));4)$$

78. Повна питома ексергія e_k , кДж/кг, повітря на виході з камери зрошення і відповідно на вході у повітрянагрівник II підігрівання центрального кондиціонера

$$G27=E27+F27$$

79. Зменшення ексергії кондиціонованого повітря $\Delta E_{ПВ}$, Вт, у чистому приміщенні (корисно використана ексергія)

$$I27=OKРУГЛ(F12*(K24-G24)*0,278;0)$$

80. Зростання ексергії повітря $\Delta E_{к.зр}$, Вт, у камері зрошення центрального кондиціонера

$$J27=OKРУГЛ(G18*(G27-C24)*0,278;0)$$

81. Зменшення ексергії повітря $\Delta E_{нагр}$, Вт, у повітрянагрівнику центрального кондиціонера

$$K27=OKРУГЛ(F12*(G27-C27)*0,278;0)$$

82. Ексергетичний ККД $\eta_{екс}$ СКП чистого приміщення

$$A30=OKРУГЛ(I27/(J27+K27+H21+F18+K12+K21+I27+A44);4)$$

83. Ексергетичний ККД $\eta_{екс}$, %, СКП чистого приміщення

$$C30=A30*100$$

84. Ексергія входу $E_{вх}$, Вт, у СКП чистого приміщення

$$E30=J27+K27+H21+F18+K12+K21+I27+A44$$

85. Ексергія виходу $E_{вих}$, Вт, з СКП чистого приміщення

$$F30=I27$$

86. Втрата ексергії з витяжним кондиціонованим повітрям $\Delta E_{вит}$, Вт, з чистого приміщення

$$A44=OKРУГЛ(F12*(G24-C24)*0,278;0)$$

87. Ексергія входу E^+ , %, у СКП чистого приміщення

$$C44=100$$

88. Втрата ексергії у камері зрошення $D_{к.зр}$, %, СКП чистого приміщення

$$D44=ОКРУГЛ(J27*100/E30;1)$$

89. Втрата ексергії у повітрянагрівнику II підігрівання $D_{нагр}$, %, СКП чистого приміщення

$$E44=ОКРУГЛ(K27*100/E30;1)$$

90. Втрата ексергії з насосом холодної води $D_{х.в}$, %, для камери зрошення СКП чистого приміщення

$$F44=ОКРУГЛ(H21*100/E30;1)$$

91. Втрата ексергії з насосом гарячої води $D_{г.в}$, %, для повітрянагрівника II підігрівання СКП чистого приміщення

$$D47=ОКРУГЛ(F18*100/E30;1)$$

92. Втрата ексергії з двигуном вентилятора $D_{вент}$, %, центрального кондиціонера СКП чистого приміщення

$$E47=ОКРУГЛ(K12*100/E30;1)$$

93. Втрата ексергії з холодильною машиною $D_{ХМ}$, %, для камери зрошення СКП чистого приміщення

$$F47=ОКРУГЛ(K21*100/E30;1)$$

94. Корисно використана ексергія $E_{прим}$, %, у чистому приміщенні

$$D50=ОКРУГЛ(F30*100/E30;1)$$

95. Втрата ексергії з витяжним повітрям $D_{вит}$, %, з чистого приміщення

$$E50=ОКРУГЛ(A44*100/E30;1)$$

96. Ексергія входу E^+ , %, як сума втрат і корисно використаної ексергії в СКП чистого приміщення

$$F50=ОКРУГЛ(D44+E44+F44+D47+E47+F47+D50+E50);0)$$

ДОСЛІДЖЕННЯ
ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРЯМОТЕЧІЙНОЇ СКП З КАМЕРОЮ ЗРОШЕННЯ
ПОВІТРОПРОДУКТИВНІСТЮ 10000 КГ/ГОД

Додаток Д

Результати досліджень з вивчення впливу параметрів зовнішнього повітря
 $t_3, ^\circ\text{C}$, і $\varphi_3, \%$, за коефіцієнта трансформації $EER = 2,8$ холодильної машини
на ексергетичний ККД $\eta_e, \%$, центральної прямотечійної СКП чистого приміщення
повітропродуктивністю $G_3 = G_{\Pi} = 10000$ кг/год

1.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 26^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 44\%$; $t_B = 23^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 1,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 54\%$	$t_3 = 26^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 47\%$; $t_B = 23^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 1,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 54\%$	$t_3 = 26^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 49\%$; $t_B = 23^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 1,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 54\%$	$t_3 = 26^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 51\%$; $t_B = 23^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 1,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 54\%$	$t_3 = 26^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 54\%$; $t_B = 23^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 1,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 54\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
2.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 39\%$; $t_B = 25^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 2,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 57\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 41\%$; $t_B = 25^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 2,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 57\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 43\%$; $t_B = 25^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 2,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 57\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 45\%$; $t_B = 25^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 2,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 57\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 47\%$; $t_B = 25^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 2,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 57\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	0,59	0,58	0,57	0,56	0,54
3.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 34^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 35\%$; $t_B = 27^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 3,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 61\%$	$t_3 = 34^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 37\%$; $t_B = 27^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 3,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 61\%$	$t_3 = 34^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 38\%$; $t_B = 27^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 3,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 61\%$	$t_3 = 34^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 39\%$; $t_B = 27^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 3,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 61\%$	$t_3 = 34^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 41\%$; $t_B = 27^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 3,5^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 61\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	1,02	1,01	0,96	0,94	0,91
4.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 38^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 30\%$; $t_B = 28^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 66\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 31\%$; $t_B = 28^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 66\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 32\%$; $t_B = 28^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 66\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 33\%$; $t_B = 28^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 66\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 34\%$; $t_B = 28^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 66\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	1,79	1,74	1,69	1,64	1,60
5.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 42^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 27\%$; $t_B = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 69\%$	$t_3 = 42^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 28\%$; $t_B = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 69\%$	$t_3 = 42^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 29\%$; $t_B = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 69\%$	$t_3 = 42^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 30\%$; $t_B = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 69\%$	$t_3 = 42^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 31\%$; $t_B = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C}$; $\varphi_{\Pi} = 69\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	2,33	2,27	2,21	2,15	2,10

Додаток Е

Результати досліджень з вивчення впливу параметрів зовнішнього повітря t_3 , °С, і φ_3 , %, за коефіцієнта трансформації $EER = 2,8$ холодильної машини на втрати ексергії D , %, та корисно використану ексергію $E_{\text{прим}}$, %, у центральній прямотечійній СКП чистого приміщення повітропродуктивністю $G_3 = G_{\text{п}} = 10000$ кг/год для побудови діаграми Грассмана

Умови проведення досліджень	$t_3 = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 44\%;$ $t_{\text{в}} = 23^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 50\%;$ $\Delta t_{\text{п}} = 1,5^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{п}} = 54\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 39\%;$ $t_{\text{в}} = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 50\%;$ $\Delta t_{\text{п}} = 2,5^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{п}} = 57\%$	$t_3 = 34^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 35\%;$ $t_{\text{в}} = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 50\%;$ $\Delta t_{\text{п}} = 3,5^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{п}} = 61\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 30\%;$ $t_{\text{в}} = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 50\%;$ $\Delta t_{\text{п}} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{п}} = 66\%$	$t_3 = 42^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 27\%;$ $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 50\%;$ $\Delta t_{\text{п}} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{п}} = 69\%$
Втрати ексергії у камері зрошення $D_{\text{к.зр}}$, %	3,5	4,1	4,8	5,8	6,4
Втрати ексергії у повітрянагрівнику II підігрівання $D_{\text{нагр}}$, %	2,8	2,8	2,6	2,1	1,8
Втрати ексергії з насосом холодної води для камери зрошення $D_{\text{х.в}}$, %	13,4	12,8	12,1	11,0	10,3
Втрати ексергії з насосом гарячої води для повітрянагрівника II підігрівання $D_{\text{г.в}}$, %	0,4	0,3	0,2	0,1	0,1
Втрати ексергії з двигуном вентилятора $D_{\text{вент}}$, %	16,0	14,3	12,8	11,0	10,0
Втрати ексергії з холодильною машиною $D_{\text{ХМ}}$, %	63,5	64,7	65,8	66,8	67,3
Втрати ексергії з витяжним повітрям $D_{\text{вит}}$, %	0,2	0,5	0,8	1,4	1,8
Корисно використана ексергія у приміщенні $E_{\text{прим}}$, %	0,3	0,6	1,0	1,8	2,3

Додаток Ж

Результати досліджень з вивчення впливу параметрів зовнішнього повітря t_3 , °C, і φ_3 , %, та коефіцієнта трансформації EER холодильної машини на ексергетичний ККД η_e , %, центральної прямотечійної СКП чистого приміщення повітропродуктивністю $G_3 = G_{II} = 10000$ кг/год

EER	Умови проведення досліджень				
	$t_3 = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 49\%;$ $t_B = 23^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 1,5^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 54\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 43\%;$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 2,5^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 57\%$	$t_3 = 34^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 38\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 3,5^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 61\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 32\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 66\%$	$t_3 = 42^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 29\%;$ $t_B = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 69\%$
	η_e , %	η_e , %	η_e , %	η_e , %	η_e , %
2,8	0,26	0,57	0,96	1,69	2,21
3,2	0,28	0,62	1,06	1,85	2,42
3,6	0,31	0,67	1,14	2,0	2,61
4,0	0,33	0,71	1,21	2,14	2,79
4,4	0,34	0,75	1,29	2,26	2,96

Додаток З

Результати досліджень з вивчення впливу різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{II} , °C, та параметрів внутрішнього повітря t_B , °C, за коефіцієнта трансформації $EER = 2,8$ холодильної машини на ексергетичний ККД η_e , %, центральної прямотечійної СКП чистого приміщення повітропродуктивністю $G_3 = G_{II} = 10000$ кг/год

1.	Умови проведення досліджень	$\Delta t_{II} = 6,0^\circ\text{C};$ $t_B = 30^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,20;$ $t_3 = 42^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\varphi_3 = 27\%;$ $\varphi_{II} = 69\%$	$\Delta t_{II} = 5,0^\circ\text{C};$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,18;$ $t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\varphi_3 = 30\%;$ $\varphi_{II} = 66\%$	$\Delta t_{II} = 3,5^\circ\text{C};$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,13;$ $t_3 = 34^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\varphi_3 = 35\%;$ $\varphi_{II} = 61\%$	$\Delta t_{II} = 2,5^\circ\text{C};$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,10;$ $t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\varphi_3 = 39\%;$ $\varphi_{II} = 57\%$	$\Delta t_{II} = 1,5^\circ\text{C};$ $t_B = 23^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,07;$ $t_3 = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\varphi_3 = 44\%;$ $\varphi_{II} = 54\%$
	Ексергетичний ККД η_e , %	2,33	1,79	1,02	0,59	0,26

Додаток І

Додаткові результати досліджень з вивчення впливу параметрів зовнішнього повітря t_3 , °С, і φ_3 , %, та коефіцієнта трансформації EER холодильної машини на ексергетичний ККД η_e , %, центральної прямотечійної СКП чистого приміщення повітропродуктивністю $G_3 = G_{II} = 10000$ кг/год

EER	Умови проведення досліджень
	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 30\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 50\%;$ $\Delta t_{II} = 5,0^\circ\text{C}$
	η_e , %
2,8	1,77
3,2	1,93
3,6	2,08
4,0	2,21
4,4	2,34

Додаток Й

Параметри точок, які характеризують стан вологого повітря під час роботи СКП у ТПР повітропродуктивністю 10000 кг/год з камерою зрошення

Точки на $I-d$ – діаграмі	Температура t , °С	Питома ентальпія I , кДж/кг	Вологовміст d , г/кг	Відносна вологість φ , %	Питома ексергія e , кДж/кг
$3(O)$					
B					
II					
II_1					
K					

**ОПИСАННЯ
РОЗРОБЛЕНОЇ У ДИСЕРТАЦІЙНІЙ РОБОТІ
ІННОВАЦІЙНОЇ ДОСЛІДНИЦЬКОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ
(ПРОГРАМИ В EXCEL)
ВПРОВАДЖЕНОЇ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРЯМОТЕЧІЙНОЇ
СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ
ОПЕРАЦІЙНИХ ЧИСТИХ КІМНАТ
ПОВІТРОПРОДУКТИВНІСТЮ 4300 КГ/ГОД
З МЕТОЮ КОМП'ЮТЕРНОГО ОЦІНЮВАННЯ
ЇЇ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НА ОСНОВІ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО ККД**

Теплий період року

1. Температура зовнішнього повітря t_3 , °С, у місцевості, де працює досліджувана система кондиціонування повітря (СКП)

$$A6 = 35 \quad (\text{наприклад}) \quad (30; 32; 35; 38; 40^\circ\text{C})$$

2. Відносна вологість зовнішнього повітря ϕ_3 , %, у місцевості, де працює досліджувана СКП залежно від температури t_3 зовнішнього повітря

$$B6 = \text{ЕСЛИ}(A6=30;44;\text{ЕСЛИ}(A6=32;42;\text{ЕСЛИ}(A6=35;40;\text{ЕСЛИ}(A6=38;38;\text{ЕСЛИ}(A6=40;36)))))) \quad (44; 42; 40; 38; 36\%)$$

3. Барометричний тиск P_3 , Па, у місцевості, де працює досліджувана СКП

$$C6 = 1010 \quad (\text{наприклад})$$

4. Вологовміст зовнішнього повітря d_3 , г/кг, у місцевості, де працює досліджувана СКП

$$D6 = \text{ОКРУГЛ}(622/C6*10000/(B6*\text{EXP}((23,6*A6+1514)/(236+A6)))-1);1)$$

5. Питома ентальпія зовнішнього повітря I_3 , кДж/кг, у місцевості, де працює досліджувана СКП

$$E6 = \text{ОКРУГЛ}(1,005*A6+(2500+1,86*A6)*D6/1000;1)$$

6. Температура внутрішнього повітря t_B , °С, у операційних чистих кімнатах

$$B2 = 20+0,63*(A6-22)$$

$$B3 = 20 + 0,4 * (A6 - 30)$$

$$B4 = \text{ОКРУГЛ}(\text{ЕСЛИ}(A6 \leq 30; B2; \text{ЕСЛИ}(A6 \leq 33; 26; B3)); 0)$$

$$(25; 26; \mathbf{27}; 28; 29^\circ\text{C})$$

$$F6 = B4$$

7. Холодопродуктивність $Q_x^{\text{ПО}}$, Вт, повітроохолодника центрального кондиціонера

$$G6 = \text{ОКРУГЛ}(0,933 * B12; -2)$$

8. Маса конденсату $W_{\text{конд}}^{\text{ПО}}$, г/год, яка випадає на поверхні повітроохолодника центрального кондиціонера

$$H6 = E12$$

9. Прийнята об'ємна витрата припливного повітря $L_{\text{п}}$, м³/год, у операційні чисті кімнати за кратністю

$$I6 = \mathbf{3600}$$

10. Густина зовнішнього повітря ρ_3 , кг/м³

$$J6 = \text{ОКРУГЛ}(0,3488 * C6 / (273 + A6); 2)$$

11. Питома ентальпія повітря $I_{\text{п1}}$, кДж/кг, на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера

$$K6 = \text{ОКРУГЛ}(E6 - G6 * 3,6 / (I6 * J6); 1)$$

12. Вологовміст повітря $d_{\text{п1}}$, г/кг, на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера

$$L6 = \text{ОКРУГЛ}(D6 - H6 / (I6 * J6); 1)$$

13. Температура повітря $t_{\text{п1}}$, °С, на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера

$$M6 = \text{ОКРУГЛ}((K6 - 2,5 * L6) / (1,005 + 0,00186 * L6); 0)$$

14. Відносна вологість повітря $\phi_{\text{п1}}$, %, на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера

$$N6 = \text{ОКРУГЛ}(C6 * L6 * 10000 / ((622 + L6) * \text{EXP}((23,6 * M6 + 1514) / (236 + M6))))); 0)$$

15. Кутовий коефіцієнт процесу охолодження та осушування повітря $\varepsilon_{зп1}$, кДж/кг, у повітроохолоднику центрального кондиціонера

$$N4 = \text{ОКРУГЛ}(G6 * 3600 / H6; 0)$$

16. Температура припливного повітря $t_{п}$, °C, у операційні чисті кімнати

$$A9 = M6 + 1$$

17. Вологовміст припливного повітря $d_{п} = d_{п1}$, г/кг, у операційні чисті кімнати

$$B9 = L6$$

18. Питома ентальпія припливного повітря $I_{п}$, кДж/кг, у операційні чисті кімнати

$$C9 = \text{ОКРУГЛ}(1,005 * A9 + (2500 + 1,86 * A9) * B9 / 1000; 1)$$

19. Відносна вологість припливного повітря $\phi_{п}$, %, у операційні чисті кімнати

$$D9 = \text{ОКРУГЛ}(C6 * B9 * 10000 / ((622 + B9) * \text{EXP}((23,6 * A9 + 1514) / (236 + A9))))); 0)$$

20. Явні теплонадлишки $Q_{надл}^я$, Вт, у операційні чисті кімнати

$$E9 = \text{ОКРУГЛ}(1170 * (F6 - A9); 0)$$

21. Вологонадлишки $W_{надл}$, кг/год, у операційні чисті кімнати

$$F9 = \text{ОКРУГЛ}(18 / (36,6 - F6); 2)$$

22. Повні теплонадлишки $Q_{надл}^п$, Вт, у операційні чисті кімнати

$$G9 = \text{ОКРУГЛ}(E9 + F9 * 722,8; 0)$$

23. Кутовий коефіцієнт процесу асиміляції тепло- і вологонадлишків ε , кДж/кг, у операційних чистих кімнатах

$$H9 = \text{ОКРУГЛ}(G9 * 3,6 / F9; 0)$$

24. Питома ентальпія внутрішнього повітря $I_{в}$, кДж/кг, у операційних чистих кімнатах

$$I9 = \text{ОКРУГЛ}(C9 + H9 * 1,005 * (F6 - A9) / (H9 - 2500 + 1,86 * (F6 - A9))); 1)$$

25. Вологовміст внутрішнього повітря $d_{в}$, г/кг, у операційних чистих

кімнатах

$$J9 = \text{ОКРУГЛ}(1000 * (I9 - 1,005 * F6) / (2500 + 1,86 * F6); 1)$$

26. Відносна вологість внутрішнього повітря ϕ_B , %, у операційних чистих кімнатах

$$K9 = \text{ОКРУГЛ}(C6 * J9 * 10000 / ((622 + J9) * \text{EXP}((23,6 * F6 + 1514) / (236 + F6))))); 0)$$

27. Масова витрата припливного повітря $G_{\Pi}^{\Pi.T}$, кг/год, у операційні чисті кімнати за повними теплонадлишками

$$L9 = \text{ОКРУГЛ}(G9 * 3,6 / (I9 - C9); 0)$$

28. Густина припливного повітря ρ_{Π} , кг/м³, у операційні чисті кімнати

$$M9 = \text{ОКРУГЛ}(0,3488 * C6 / (273 + A9); 2)$$

29. Об'ємна витрата припливного повітря $L_{\Pi}^{\Pi.T}$, м³/год, у операційні чисті кімнати за повними теплонадлишками

$$N9 = \text{ОКРУГЛ}(L9 / M9; 0)$$

30. Температура холодоносія (40% розчину пропіленгліколю) початкова $t_{\text{ХН}}$, °С, залежно від температури t_B внутрішнього повітря

$$A12 = \text{ЕСЛИ}(F6 = 25; 9,5; \text{ЕСЛИ}(F6 = 26; 10,5; \text{ЕСЛИ}(F6 = \mathbf{27}; \mathbf{12,5}; \text{ЕСЛИ}(F6 = 28; 14,5; \text{ЕСЛИ}(F6 = 29; 15,5)))))) \quad (9,5; 10,5; \mathbf{12,5}; 14,5; 15,5^{\circ}\text{C})$$

31. Робоча холодопродуктивність $Q_{\text{ХМ}}^{\text{роб}}$, Вт, холодильної машини центрального кондиціонера

$$B12 = \text{ОКРУГЛ}(22500 * (1 + (A12 - 12,5) * 0,035 + (35 - A6) * 0,02); 0)$$

32. Коефіцієнт трансформації EER холодильної машини для подавання холодоносія до повітроохолодника центрального кондиціонера

$$C12 = \mathbf{2,574} \quad (\text{наприклад}) \quad (\mathbf{2,574}; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0)$$

33. Споживана потужність $N_{\text{СП}} \text{ХМ}$, Вт, холодильної машини центрального кондиціонера

$$D12 = \text{ОКРУГЛ}(B12 / C12; -1)$$

34. Робоча маса конденсату $W_{\text{конд}}^{\text{роб}} \text{ХМ}$, г/год, яка випадає на поверхні

повітроохолодника центрального кондиціонера

$$E12 = \text{ОКРУГЛ}(4514 * (1 + (A12 - 12,5) * 0,035); 0)$$

35. Встановлена потужність $N_{\text{вст}}^{\text{пр.вент}}$, Вт, вентиляторного агрегату центрального кондиціонера для припливного повітря в операційні чисті кімнати

$$F12 = 3000$$

36. Коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{пр.вент}}$ вентиляторного агрегату центрального кондиціонера для припливного повітря в операційні чисті кімнати

$$G12 = \text{ОКРУГЛ}(0,0002408 * I6; 3)$$

37. Споживана потужність $N_{\text{сп}}^{\text{пр.вент}}$, Вт, вентиляторного агрегату центрального кондиціонера для припливного повітря в операційні чисті кімнати

$$H12 = \text{ОКРУГЛ}(F12 * G12; -2)$$

38. Встановлена потужність $N_{\text{вст}}^{\text{вит.вент}}$, Вт, вентиляторного агрегату витяжної установки для витяжного повітря з операційних чистих кімнат

$$I12 = 2200$$

39. Коефіцієнт корисної дії $\eta_{\text{вит.вент}}$ вентиляторного агрегату витяжної установки для витяжного повітря з операційних чистих кімнат

$$J12 = \text{ОКРУГЛ}(0,0001894 * I6; 3)$$

40. Споживана потужність $N_{\text{сп}}^{\text{вит.вент}}$, Вт, вентиляторного агрегату витяжної установки для витяжного повітря з операційних чистих кімнат

$$K12 = \text{ОКРУГЛ}(I12 * J12; -2)$$

41. Фізична питома ексергія e_3^{ϕ} , кДж/кг, зовнішнього повітря

$$A15 = \text{ОКРУГЛ}((1,005 + 1,86 * D6 / 1000) * (A6 - A6 - (273 + A6)) * \text{LN}((273 + A6) / (273 + A6))); 4)$$

42. Хімічна питома ексергія e_3^x , кДж/кг, зовнішнього повітря

$$B15 = \text{ОКРУГЛ}((273 + A6) * ((0,287 + 0,462 * D6 / 1000) * \text{LN}((622 + D6) / (622 + D6)) + (0,462 * D6 / 1000 * \text{LN}(D6 / D6))))); 4)$$

43. Повна питома ексергія e_3 , кДж/кг, зовнішнього повітря

$$C15=A15+B15$$

44. Фізична питома ексергія $e_{п1}^{\Phi}$, кДж/кг, повітря на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера

$$E15=OKRUGL((1,005+1,86*L6/1000)*(M6-A6-(273+A6))*LN((273+M6)/(273+A6)));4)$$

45. Хімічна питома ексергія $e_{п1}^X$, кДж/кг, повітря на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера

$$F15=OKRUGL((273+A6)*((0,287+0,462*L6/1000)*LN((622+D6)/(622+L6)))+(0,462*L6/1000*LN(L6/D6)));4)$$

46. Повна питома ексергія $e_{п1}$, кДж/кг, повітря на виході з повітроохолодника центрального кондиціонера

$$G15=E15+F15$$

47. Масова витрата припливного повітря $G_{п}$, кг/год, в операційні чисті кімнати з центрального кондиціонера

$$I15 = OKRUGL(I6*J6;0)$$

48. Різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям $\Delta t_{п}$, °С, в операційних чистих кімнатах

$$J15 = F6-A9$$

49. Фізична питома ексергія $e_{п}^{\Phi}$, кДж/кг, припливного повітря в операційні чисті кімнати з центрального кондиціонера

$$A18=OKRUGL((1,005+1,86*B9/1000)*(A9-A6-(273+A6))*LN((273+A9)/(273+A6)));4)$$

50. Хімічна питома ексергія $e_{п}^X$, кДж/кг, припливного повітря в операційні чисті кімнати з центрального кондиціонера

$$B18=OKRUGL((273+A6)*((0,287+0,462*B9/1000)*LN(L6/D6)));4)$$

$$*LN((622+D6)/(622+B9))+(0,462*B9/1000*LN(B9/D6));4)$$

51. Повна питома ексергія e_{II} , кДж/кг, припливного повітря в операційні чисті кімнати з центрального кондиціонера

$$C18=A18+B18$$

52. Фізична питома ексергія e_B^{ϕ} , кДж/кг, внутрішнього повітря в операційних чистих кімнатах

$$E18=OKRUGL((1,005+1,86*J9/1000)*(F6-A6-(273+A6))*LN((273+F6)/(273+A6)));4)$$

53. Хімічна питома ексергія e_B^X , кДж/кг, внутрішнього повітря в операційних чистих кімнатах

$$F18=OKRUGL((273+A6)*((0,287+0,462*J9/1000))*LN((622+D6)/(622+J9))+(0,462*J9/1000*LN(J9/D6)));4)$$

54. Повна питома ексергія e_B , кДж/кг, внутрішнього повітря в операційних чистих кімнатах

$$G18=E18+F18$$

55. Зменшення ексергії кондиціонованого повітря $\Delta E_{IIВ}$, Вт, в операційних чистих кімнатах (корисно використана ексергія)

$$A21=OKRUGL(I15*(C18-G18)*0,278;0)$$

56. Зменшення ексергії повітря $\Delta E_{II\Pi}$, Вт, під час його транспортування у припливних повітропроводах і вентиляторі СКП операційних чистих кімнат

$$B21=OKRUGL(I15*(G15-C18)*0,278;0)$$

57. Зростання ексергії повітря $\Delta E_{3\Pi_1}$, Вт, у повітроохолоднику центрального кондиціонера

$$C21=OKRUGL(I15*(G15-C15)*0,278;0)$$

58. Втрата ексергії з витяжним кондиціонованим повітрям $\Delta E_{\text{Вит}}$, Вт, з операційних чистих кімнат

$$D21=OKRUGL(I15*(G18-C15)*0,278;0)$$

59. Ексергетичний ККД $\eta_{\text{екс}}$ СКП операційних чистих кімнат

$$E21=\text{ОКРУГЛ}(A21/(C21+B21+A21+D21+H12+K12+D12);4)$$

60. Ексергетичний ККД $\eta_{\text{екс}}$, %, СКП операційних чистих кімнат

$$F21=E21*100$$

61. Ексергія входу $E_{\text{вх}}$, Вт, у СКП операційних чистих кімнат

$$H21=C21+B21+A21+D21+H12+K12+D12$$

62. Ексергія виходу $E_{\text{вих}}$, Вт, з СКП операційних чистих кімнат

$$I21=A21$$

63. Ексергія входу E^+ , %, у СКП операційних чистих кімнат

$$A24=100$$

64. Втрата ексергії у повітроохолоднику $D_{\text{ПО}}$, %, СКП операційних чистих кімнат

$$B24=\text{ОКРУГЛ}(C21*100/H21;1)$$

65. Втрата ексергії у припливних вентиляторі і повітропроводах під час транспортування повітря $D_{\text{П1П}}$, %, у СКП операційних чистих кімнат

$$C24=\text{ОКРУГЛ}(B21*100/H21;1)$$

66. Втрата ексергії з витяжним повітрям $D_{\text{ВИТ}}$, %, з операційних чистих кімнат

$$D24=\text{ОКРУГЛ}(D21*100/H21;1)$$

67. Втрата ексергії з припливним вентилятором $D_{\text{пр.вент}}$, %, центрального кондиціонера СКП операційних чистих кімнат

$$E24=\text{ОКРУГЛ}(H12*100/H21;1)$$

68. Втрата ексергії з вентилятором $D_{\text{ВИТ.ВЕНТ}}$, %, витяжної установки СКП операційних чистих кімнат

$$F24=\text{ОКРУГЛ}(K12*100/H21;1)$$

69. Втрата ексергії з холодильною машиною $D_{\text{ХМ}}$, %, для повітроохолодника СКП операційних чистих кімнат

$$G24=\text{ОКРУГЛ}(D12*100/H21;1)$$

70. Корисно використана ексергія $E_{\text{прим}}$, %, в операційних чистих кімнатах

$$H24=\text{ОКРУГЛ}(A21*100/H21;1)$$

71. Ексергія входу E^+ , %, як сума втрат і корисно використаної ексергії в СКП операційних чистих кімнат

$$I24=\text{ОКРУГЛ}(B24+C24+D24+E24+F24+G24+H24);0)$$

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРЯМОТЕЧІЙНОЇ СКП
З РЕКУПЕРАТИВНИМ ПОВІТРООХОЛОДНИКОМ
ПОВІТРОПРОДУКТИВНІСТЮ 4300 КГ/ГОД**

Додаток Л

**Результати досліджень з вивчення впливу параметрів зовнішнього повітря
 t_3 , °С, і φ_3 , %, за коефіцієнта трансформації $EER = 2,574$ холодильної машини
на ексергетичний ККД η_e , %, впроваджені центральної прямотечійної СКП для
операційних чистих кімнат продуктивністю $G_3 = G_{\Pi} = 4300$ кг/год**

1.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 30^{\circ}\text{C};$ $\varphi_3 = 44\%;$ $t_{\text{в}} = 25^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 54\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 9,0^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 92\%$	$t_3 = 32^{\circ}\text{C};$ $\varphi_3 = 42\%;$ $t_{\text{в}} = 26^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 55\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 7,0^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 82\%$	$t_3 = 35^{\circ}\text{C};$ $\varphi_3 = 40\%;$ $t_{\text{в}} = 27^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 60\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 6,0^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 84\%$	$t_3 = 38^{\circ}\text{C};$ $\varphi_3 = 38\%;$ $t_{\text{в}} = 28^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 64\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 5,0^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 84\%$	$t_3 = 40^{\circ}\text{C};$ $\varphi_3 = 36\%;$ $t_{\text{в}} = 29^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\text{в}} = 64\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 4,0^{\circ}\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 79\%$
	Ексергетичний ККД η_e, %	2,56	2,01	1,93	1,78	1,48

Додаток М

Результати досліджень з вивчення впливу параметрів зовнішнього повітря $t_3, ^\circ\text{C}$, і $\varphi_3, \%$, за коефіцієнта трансформації $EER = 2,574$ холодильної машини на втрати ексергії $D, \%$, та корисно використану ексергію $E_{\text{ПРИМ}}, \%$, у впровадженій центральній прямотечійній СКП для операційних чистих кімнат продуктивністю $G_3 = G_{\text{П}} = 4300$ кг/год для побудови діаграми Грассмана

Умови проведення досліджень	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 44\%;$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 54\%;$ $\Delta t_{\text{П}} = 9,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{П}} = 92\%$	$t_3 = 32^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 42\%;$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 55\%;$ $\Delta t_{\text{П}} = 7,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{П}} = 82\%$	$t_3 = 35^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 40\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 60\%;$ $\Delta t_{\text{П}} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{П}} = 84\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 38\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 64\%;$ $\Delta t_{\text{П}} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{П}} = 84\%$	$t_3 = 40^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 36\%;$ $t_B = 29^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 64\%;$ $\Delta t_{\text{П}} = 4,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\text{П}} = 79\%$
Втрати ексергії у повітроохолоднику $D_{\text{ПО}}, \%$	3,4	3,0	3,3	3,6	3,6
Втрати ексергії під час транспортування повітря у припливних вентиляторі і повітропроводах $D_{\text{ПІП}}, \%$	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Втрати ексергії з припливним вентилятором кондиціонера $D_{\text{ПР.ВЕНТ}}, \%$	18,9	19,2	18,9	18,7	18,7
Втрати ексергії з вентилятором витяжної установки $D_{\text{ВИТ.ВЕНТ}}, \%$	10,9	11,1	10,9	10,8	10,8
Втрати ексергії з холодильною машиною центрального кондиціонера $D_{\text{ХМ}}, \%$	63,3	63,8	63,6	63,4	63,3
Втрати ексергії з витяжним повітрям з чистих кімнат $D_{\text{ВИТ}}, \%$	0,4	0,6	0,9	1,4	1,7
Корисно використана ексергія у чистих кімнатах $E_{\text{ПРИМ}}, \%$	2,6	2,0	1,9	1,8	1,5

Додаток Н

Результати досліджень з вивчення впливу параметрів зовнішнього повітря t_3 , °C, і φ_3 , %, та коефіцієнта трансформації EER холодильної машини на ексергетичний ККД η_e , %, впроваджені центральної прямотечійної СКП для операційних чистих кімнат продуктивністю $G_3 = G_{II} = 4300$ кг/год

EER	Умови проведення досліджень				
	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 44\%;$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 54\%;$ $\Delta t_{II} = 9,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 92\%$	$t_3 = 32^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 42\%;$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 55\%;$ $\Delta t_{II} = 7,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 82\%$	$t_3 = 35^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 40\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 60\%;$ $\Delta t_{II} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 84\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 38\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 64\%;$ $\Delta t_{II} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 84\%$	$t_3 = 40^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 36\%;$ $t_B = 29^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 64\%;$ $\Delta t_{II} = 4,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{II} = 79\%$
	η_e , %	η_e , %	η_e , %	η_e , %	η_e , %
2,574	2,56	2,01	1,93	1,78	1,48
2,8	2,70	2,12	2,03	1,88	1,56
3,2	2,93	2,30	2,20	2,03	1,69
3,6	3,13	2,46	2,36	2,17	1,81
4,0	3,31	2,61	2,49	2,30	1,92

Додаток О

Результати досліджень з вивчення впливу різниці температур між внутрішнім і припливним повітрям Δt_{II} , °C, та параметрів внутрішнього повітря t_B , °C, за коефіцієнта трансформації $EER = 2,574$ холодильної машини на ексергетичний ККД η_e , %, впроваджені центральної прямотечійної СКП для операційних чистих кімнат продуктивністю $G_3 = G_{II} = 4300$ кг/год

1.	Умови проведення досліджень	$\Delta t_{II} = 9,0^\circ\text{C};$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,36;$ $t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 54\%;$ $\varphi_3 = 44\%;$ $\varphi_{II} = 92\%$	$\Delta t_{II} = 7,0^\circ\text{C};$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,27;$ $t_3 = 32^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 55\%;$ $\varphi_3 = 42\%;$ $\varphi_{II} = 82\%$	$\Delta t_{II} = 6,0^\circ\text{C};$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,22;$ $t_3 = 35^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 60\%;$ $\varphi_3 = 40\%;$ $\varphi_{II} = 84\%$	$\Delta t_{II} = 5,0^\circ\text{C};$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,18;$ $t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 64\%;$ $\varphi_3 = 38\%;$ $\varphi_{II} = 84\%$	$\Delta t_{II} = 4,0^\circ\text{C};$ $t_B = 29^\circ\text{C};$ $\Delta t_{II}/t_B = 0,14;$ $t_3 = 40^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 64\%;$ $\varphi_3 = 36\%;$ $\varphi_{II} = 79\%$
		Ексергетичний ККД η_e , %	2,56	2,01	1,93	1,78

Додаток П

Результати досліджень з вивчення впливу параметрів зовнішнього повітря $t_3, ^\circ\text{C}$, і $\varphi_3, \%$, за коефіцієнта трансформації $EER = 2,574$ холодильної машини на ексергетичний ККД $\eta_e, \%$, впроваджені центральній проточній СКП для операційних чистих кімнат продуктивністю $G_3 = G_{\Pi} = 4300$ кг/год

1.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 30\%;$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 35\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 9,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 59\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 33\%;$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 39\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 9,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 66\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 36\%;$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 44\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 9,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 74\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 40\%;$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 49\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 9,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 83\%$	$t_3 = 30^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 44\%;$ $t_B = 25^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 54\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 9,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 92\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
2.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 32^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 30\%;$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 38\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 8,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 60\%$	$t_3 = 32^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 32\%;$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 41\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 8,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 64\%$	$t_3 = 32^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 35\%;$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 45\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 7,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 67\%;$	$t_3 = 32^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 38\%;$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 49\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 7,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 73\%$	$t_3 = 32^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 42\%;$ $t_B = 26^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 55\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 7,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 82\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	2,39	2,39	2,01	2,01	2,01
3.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 35^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 30\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 44\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 61\%$	$t_3 = 35^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 32\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 47\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 65\%$	$t_3 = 35^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 34\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 51\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 70\%$	$t_3 = 35^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 37\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 55\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 77\%$	$t_3 = 35^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 40\%;$ $t_B = 27^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 60\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 6,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 84\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	1,93	1,93	1,93	1,93	1,93
4.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 30\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 51\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 65\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 32\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 54\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 70\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 34\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 58\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 75\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 36\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 60\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 79\%$	$t_3 = 38^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 38\%;$ $t_B = 28^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 64\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 5,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 84\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	1,78	1,78	1,78	1,78	1,78
5.	Умови проведення досліджень	$t_3 = 40^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 30\%;$ $t_B = 29^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 53\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 4,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 65\%$	$t_3 = 40^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 32\%;$ $t_B = 29^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 57\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 4,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 70\%$	$t_3 = 40^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 33\%;$ $t_B = 29^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 59\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 4,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 72\%$	$t_3 = 40^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 34\%;$ $t_B = 29^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 61\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 4,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 74\%$	$t_3 = 40^\circ\text{C};$ $\varphi_3 = 36\%;$ $t_B = 29^\circ\text{C};$ $\varphi_B = 64\%;$ $\Delta t_{\Pi} = 4,0^\circ\text{C};$ $\varphi_{\Pi} = 79\%$
	Ексергетичний ККД $\eta_e, \%$	1,48	1,48	1,48	1,48	1,48

**Параметри точок, які характеризують
стан вологого повітря під час роботи впровадженої СКП у ТПР
повітропродуктивністю 4300 кг/год з рекуперативним повітроохолодником**

Точки на <i>I-d</i> – діаграмі	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Питома ентальпія $I, \text{кДж/кг}$	Вологовміст $d, \text{г/кг}$	Відносна вологість $\phi, \%$	Питома ексергія $e, \text{кДж/кг}$
<i>З (О)</i>					
<i>П₁</i>					
<i>П</i>					
<i>В</i>					



Затверджено:

Генеральний директор

ТзОВ «Полікор»

І.В. Гарасим

АКТ

**прийняття до впровадження результатів кандидатської дисертації
Гарасима Дмитра Ігоровича
«Ексергетичне обґрунтування та підвищення енергоефективності роботи
систем кондиціонування повітря для чистих приміщень»**

17 червня 2016 р.

м. Львів

Ми, що підписалися нижче, професор кафедри теплогазопостачання Національного університету «Львівська політехніка» Лабай Володимир Йосифович, аспірант кафедри теплогазопостачання і вентиляції Національного університету «Львівська політехніка» Гарасим Дмитро Ігорович, головний спеціаліст ТзОВ «Полікор» з проектування систем кондиціонування Канарський Василь Володимирович склали даний акт про те, що на підприємстві ТзОВ «Полікор» прийняті до впровадження результати дисертаційної роботи Гарасима Д.І., а саме: метод розрахунку ексергоощадних режимів роботи систем кондиціонування повітря чистих приміщень та комп'ютерна програма, яка дає можливість встановити ексергетичний ККД системи кондиціонування повітря залежно від різних параметрів, що характеризують її роботу.

Очікуваний економічний ефект становить порядку 82 тис. грн. у рік.

Професор кафедри ТГВ
НУ «Львівська політехніка»

Лабай В.Й.

Аспірант кафедри ТГВ
НУ «Львівська політехніка»

Гарасим Д.І.

Головний спеціаліст ТзОВ «Полікор»
з проектування систем кондиціонування

Канарський В.В.

Затверджено:**Голова**Благодійного фонду «Дар серця»
при ЛОКЛ, м. Львів

О.М. Хорт

**АКТ**

про впровадження системи кондиціонування повітря операційних чистих кімнат повітропродуктивністю 4300 кг/год за результатами дисертації Гарасима Дмитра Ігоровича «Ексергетичне обґрунтування та підвищення енергоефективності роботи систем кондиціонування повітря для чистих приміщень»

17 червня 2016 р.

м. Львів

Ми, що підписалися нижче, завідувач кардіохірургічним відділенням ЛОКЛ у м. Львові, Заслужений лікар України Аверчук Віталій Георгійович, професор кафедри теплогазопостачання Національного університету «Львівська політехніка» Лабай Володимир Йосифович, аспірант кафедри теплогазопостачання і вентиляції Національного університету «Львівська політехніка» Гарасим Дмитро Ігорович склали даний акт про те, що в операційних чистих кімнатах кардіохірургічного відділення ЛОКЛ у м. Львові впроваджено систему кондиціонування повітря повітропродуктивністю 4300 кг/год за результатами дисертаційної роботи Гарасима Д.І.

Соціальний ефект від даного впровадження полягає у створенні оптимального мікроклімату та антибактеріального середовища у операційних чистих кімнатах, що сприяє проведенню успішних операцій.

Завідувач кардіохірургічним
відділенням ЛОКЛ, м. Львів,
Заслужений лікар України

Аверчук В.Г.

Професор кафедри ТГВ
НУ «Львівська політехніка»

Лабай В.Й.

Аспірант кафедри ТГВ
НУ «Львівська політехніка»

Гарасим Д.І.



» 201 р.

АКТ

про впровадження результатів кандидатської дисертації
аспіранта кафедри «Теплогазопостачання і вентиляція»

Гарасима Дмитра Ігоровича

«Ексергетичне обґрунтування та підвищення енергоефективності роботи
систем кондиціонування повітря для чистих приміщень» у навчальний процес

17 червня 2016 р.

м. Львів

Ми, що нижче підписані, представники Національного університету «Львівська політехніка», директор інституту будівництва та інженерії доквілля, д.т.н., професор Бліхарський З.Я., голова науково-методичної ради інституту будівництва та інженерії доквілля, д.т.н., професор Соболев Х.С., завідувач кафедри теплогазопостачання і вентиляції, д.т.н., професор Желих В.М., науковий керівник аспіранта, д.т.н., професор кафедри теплогазопостачання і вентиляції Лабай В.Й., склали даний акт у тому, що результати кандидатської дисертаційної роботи Гарасима Д.І., а саме: метод розрахунку ексергоощадних режимів роботи систем кондиціонування повітря чистих приміщень та комп'ютерна програма, яка дає можливість встановити ексергетичний ККД системи кондиціонування повітря залежно від різних параметрів, що характеризують її роботу, впроваджені у підготовку фахівців за спеціальністю «Теплогазопостачання і вентиляція» під час викладання таких дисциплін: «Кондиціонування повітря» та «Проектування систем кондиціонування повітря та холодопостачання».

Директор ІБІД

Бліхарський З.Я.

Голова НМР ІБІД

Соболев Х.С.

Завідувач кафедри ТГВ.

Желих В.М.

Професор кафедри ТГВ

Лабай В.Й.

БЛОК-СХЕМА ІННОВАЦІЙНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ ДОСЛІДНИЦЬКОЇ МОДЕЛІ ВПРОВАДЖЕНОЇ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ПРЯМОТЕЧІЙНОЇ СКП ОПЕРАЦІЙНИХ ЧИСТИХ КІМНАТ

