

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

ТРУШЛЯКОВ ЄВГЕН ІВАНОВИЧ



УДК 621.574

**НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ СИСТЕМ ДВОСТУПЕНЕВОГО
КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ЦЕНТРАЛЬНОГО
ТА КОМБІНОВАНОГО ТИПІВ**

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

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Одеса – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки (МОН) України

Науковий консультант – доктор технічних наук, професор
Радченко Микола Іванович,
завідувач кафедри кондиціонування
та рефрижерації Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова МОН
України

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Безродний Михайло Костянтинович,
професор кафедри промислової теплотехніки
Національного технічного університету України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського” МОН України,

доктор технічних наук, професор
Морозюк Лариса Іванівна,
професор кафедри криогенної техніки
Одеської національної академії харчових технологій
МОН України,

доктор технічних наук, професор
Онищенко Олег Анатолійович,
професор кафедри технічної експлуатації флоту
Національного університету "Одеська морська академія"
МОН України.

Захист дисертації відбудеться « 13 » вересня 2021р. об 11-00 годині
в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д41.088.03 в Одеській
національній академії харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м.
Одеса, 65082, Україна.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Одеської національної академії
харчових технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65082, Україна.
Автореферат розіслано « 12 » серпня 2021р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради Д41.088.03
доктор технічних наук, професор



В.І. Мілованов

ВСТУП

Актуальність теми. Тепловологісна обробка зовнішнього повітря здійснюється в центральних системах кондиціонування повітря (ЦСКП) та в комбінованих СКП – за сумісної роботи центральних СКП з місцевими системами кондиціонування (МСКП) рециркуляційного повітря приміщень. Сучасні теплоізоляційні покриття зводять до мінімуму зовнішні теплоприпливи до приміщень, однак енерговитрати на кондиціонування зовнішнього повітря характеризуються значними коливаннями теплового навантаження на повітроохолоджувачі (ПО) СКП і, відповідно, на системи холодопостачання. Тому проблема створення СКП, найбільшою мірою адаптованих до змінних теплових навантажень, та розробки методології їх раціонального проектування стоїть гостро, і від її вирішення залежить ефективність використання встановлених холодильних потужностей. Оскільки ЦСКП повинні не тільки погасити (усунути) коливання теплових навантажень, зумовлені змінними поточними параметрами зовнішнього повітря, а й забезпечити необхідні стабільні параметри повітря на виході, то тепловологісна обробка зовнішнього повітря, по суті, здійснюється у два етапи відповідно до характеру теплових навантажень – за змінних теплових навантажень на першому етапі і відносно стабільних – на другому. Стабілізація теплових навантажень забезпечує необхідні параметри повітря на виході ЦСКП як автономних систем, так й у складі комбінованих СКП, оскільки головною вимогою до ЦСКП є недопущення будь-яких додаткових навантажень на МСКП. Саме з підвищенням енергетичної ефективності двоступеневого кондиціонування повітря пов'язане широке застосування компресорів регульованої холодопродуктивності.

Оскільки ефект від кондиціонування повітря залежить від тривалості його застосування і кількості холоду, виробленого відповідно до його поточних витрат, то його оцінюють за річним виробництвом холоду $\sum(Q_0 \cdot \tau)$, кВт·год, де Q_0 – теплове навантаження (холодопродуктивність ХМ), кВт; τ – тривалість роботи СКП в годинах.

В сучасній практиці проектування СКП виходять, як правило, з максимального поточного $Q_0 \cdot \tau$ і, відповідно, річного $\sum(Q_0 \cdot \tau)$ виробництва холоду, що призводить до значних непродуктивних витрат холодопродуктивності без помітного зростання річного виробництва холоду, невиправданого зростання вартості ХМ і, відповідно, капітальних витрат.

Підвищенню ефективності СКП, холодильних машин і теплообмінного обладнання присвячені роботи М.К. Безродного, Ю.В. Захарова, Л.І. Морозюк, М.Г. Хмельнюка, О.С. Тітлова, С.Й. Ткаченка, В.Й. Лабая, П.Г. Гакала, В.Д. Петраша та інших відомих вчених. Однак проблема створення СКП, найбільшою мірою адаптованих до змінних теплових навантажень, та розробки методології їх раціонального проектування потребує подальшого вирішення.

Науково-прикладною проблемою дослідження є розробка вдосконалених систем ступеневого кондиціонування повітря і методології їхнього раціонального проектування, що завдяки узгодженню встановленої холодопродуктивності з поточними тепловими навантаженнями шляхом її раціонального розподілу між

ступенями забезпечують скорочення встановленої холодильної потужності та ефективну експлуатацію СКП як центрального, так і комбінованого типу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Наведені в дисертації матеріали узагальнюють результати, отримані автором у рамках фундаментальних і прикладних НДР, що виконувались у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова на кафедрі кондиціонування та рефрижерації: № ДР 0101U002952 "Дослідження та розробка теоретичних основ створення суднових систем забезпечення вибухо-пожаро- та екологічної безпеки експлуатації суден для транспортування шкідливих вантажів", № ДР 0102U005204 "Удосконалення систем життєзабезпечення підводних апаратів і глибоководних комплексів та підвищення ефективності їх енергоспоживання", № ДР 0103U001797 "Розробка енергозберігаючих технологій суднового паро- та холодоспоживання", № ДР 0105U001761 "Розробка теоретичних основ забезпечення якості мікроклімату суднових об'єктів зі штучним середовищем мешкання", № ДР 0106U000828 "Розробка теоретичних основ концепції суднової тригенерації", № ДР 0109U002218 "Розробка технологій комбінованого виробництва енергії на низькокиплячих робочих тілах для суднових комплексів енергожиттєзабезпечення", № ДР 0115U000300 "Науково-технічні основи тригенераційних полінарних технологій на низькокиплячих робочих тілах для двигунів і енергетичних установок", № ДР 0121U112132 "Науково-технічні основи енергожиттєзабезпечення суден морського флоту та кораблів берегової охорони", № М/108-2019 "Підвищення ефективності енергетичних установок шляхом використання термоакустичних технологій" (Університет науки і технологій Цзянсу (Jiangsu University of Science and Technology), м. Чженьцзян, КНР, Міністерство освіти і науки України - спільний україно-китайський науково-дослідний проект), USMTU/HEU 2002-62 (Харбінський Інженерний Університет (Harbin Engineering University), м. Харбін, КНР), та інш., в яких автор брав участь як науковий керівник, відповідальний виконавець і виконавець на посаді старшого наукового співробітника.

Мета дослідження – розробити вдосконалені системи ступеневого кондиціонування повітря центрального і комбінованого типів та методологію їхнього раціонального проектування, що забезпечують максимальне річне виробництво холоду за мінімальних непродуктивних втрат та розподіл встановленої холодопродуктивності СКП між ступенями відповідно до змінних теплових навантажень.

Основні завдання наукового дослідження:

- визначити резерви підвищення ефективності систем кондиціонування зовнішнього повітря як складової СКП комбінованого типу, пов'язані з раціональним використанням встановленої холодопродуктивності завдяки її узгодженню з поточними тепловими навантаженнями;
- розробити метод визначення проектної холодопродуктивності ХМ СКП, що забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду за мінімальних непродуктивних її витрат – без помітного прирощення виробництва холоду, та її розподілу відповідно до поточних параметрів зовнішнього повітря;

- розробити принципи холодопостачання систем ступеневого кондиціювання повітря, способи і схемні рішення з їх реалізації;
- розробити концепцію підвищення ефективності автономних ЦСКП й у складі комбінованих СКП шляхом ступеневого кондиціювання повітря та їх холодопостачання за змінних теплових навантажень.

Об'єктом дослідження є системи холодопостачання ступеневого кондиціювання зовнішнього повітря.

Предмет дослідження – принципи раціональної організації процесів холодопостачання систем ступеневого кондиціювання повітря з розподілом холодопродуктивності між ступенями за змінних теплових навантажень відповідно до поточних кліматичних умов.

Методика і методи дослідження. Метод оцінки ефективності використання встановленої холодопродуктивності СКП центрального і комбінованого типів та визначення її раціонального розподілу між ступенями кондиціювання, що забезпечує її узгодження зі змінними тепловими навантаженнями відповідно до поточних кліматичних умов. Поточні тепловологісні параметри зовнішнього повітря визначалися за програмою "mundomanz.com", доступною в режимі "on-line". При експериментальних дослідженнях і натурних випробуваннях систем трансформації теплоти застосовані сучасні вимірювальні комплекси з комп'ютерним обрахуванням сигналів, а при обробці їх результатів – статистичні методи оцінки похибки вимірювань.

Наукові положення, що виносяться на захист.

1. Системи кондиціювання зовнішнього повітря (СКП) як автономні – центральні, так й у складі систем комбінованого типу слід розглядати, виходячи з характеру теплового навантаження як двоступеневі, що складаються з підсистеми тепловологісної обробки зовнішнього повітря при змінних теплових навантаженнях відповідно до поточних кліматичних умов та підсистеми подальшого кондиціювання повітря до заданої температури за відносно стабільного теплового навантаження, відповідно й методологія їхнього проектування, передусім визначення проєктного теплового навантаження, має включати визначення холодопродуктивності всієї системи, виходячи з річного виробництва холоду як первинного критерія з урахуванням темпу його нарощування та її раціонального розподілу між підсистемами відповідно до поточних навантажень.

2. Розроблені принципи і способи раціональної організації процесів холодопостачання систем кондиціювання зовнішнього повітря забезпечують використання надлишку холоду, накопичуваного при знижених теплових навантаженнях у вигляді рідкого холодоагенту у відокремлювачі рідини після повітроохолоджувача та лінійному ресивері після конденсатора, для компенсації підвищених навантажень, причому за високої інтенсивності теплопередачі при неповному випаровуванні холодоагенту завдяки заповненню (автозаповненню) повітроохолоджувача рідким холодоагентом як способу холодопостачання альтернативного застосуванню компресорів регульованої холодопродуктивності.

Наукові результати та їхня новизна.

1. Обґрунтовано і реалізовано в методології раціонального проектування СКП підхід до визначення раціонального проектного теплового навантаження (встановленої холодопродуктивності) $Q_{0, \text{рац}}$, виходячи з річного виробництва холоду (відповідно до його витрат) $\sum(Q_0 \cdot \tau)$ як первинного критерія та врахування поточних величин виробництва холоду $Q_0 \cdot \tau$, які відзначаються значними коливаннями, за темпом прирощення річного виробництва холоду $\sum(Q_0 \cdot \tau) / Q_0$ відповідно до встановленої холодопродуктивності Q_0 .

2. Вперше у практиці проектування СКП центрального і комбінованого типів встановлені холодопродуктивності Q_0 визначають за ступеневим принципом з розподілом загальної проектної холодопродуктивності на нестабільну складову попереднього кондиціонування зовнішнього повітря та відносно стабільну частину подальшого його кондиціонування до заданої температури.

3. Вперше запропоновано і реалізовано ступеневий принцип кондиціонування зовнішнього повітря з використанням надлишку холоду у бустерному ступені попереднього кондиціонування зовнішнього повітря з відповідним зменшенням встановленої холодопродуктивності ХМ (понад 20 %) завдяки її узгодженню з поточним тепловим навантаженням як центральної СКП з тепловологісною обробкою зовнішнього повітря у центральному кондиціонері, так і її комбінації з місцевою системою кондиціонування рециркуляційного повітря в приміщеннях.

4. Вперше розроблені схемні рішення систем холодопостачання СКП з самозаповненням повітроохолоджувача холодоагентом, які найбільшою мірою адаптовані до змінних теплових навантажень, забезпечують підвищення густини теплового потоку у повітроохолоджувачі понад 20 % порівняно з традиційним повним випаровуванням та перегрівом пари і відносно легко імплементуються в СКП комбінованого типу, обладнані лінійними ресиверами після конденсаторів та відокремлювачами рідини на всмоктуванні компресора, які використовують для накопичення невикористаного у повітроохолоджувачі рідкого холодоагенту.

Теоретичне значення результатів полягає у наступному:

1. Вперше у практиці проектування СКП при визначенні встановленої холодопродуктивності Q_0 замість поточних значень виробництва холоду $Q_0 \cdot \tau$, які відзначаються значними коливаннями, використано річне виробництво холоду $\sum(Q_0 \cdot \tau)$, за яким визначають раціональне значення проектної холодопродуктивності, що забезпечує близьку до максимальної його величину без непродуктивних витрат холодопродуктивності, а за максимального темпу його нарощування – мінімальну допустиму, або оптимальну, холодопродуктивність.

2. Вперше у практиці проектування СКП центрального і комбінованого типів встановлені холодопродуктивності Q_0 визначають за двоступеневим принципом з розподілом загальної проектної холодопродуктивності на нестабільну складову попереднього кондиціонування зовнішнього повітря та відносно стабільну частину подальшого його кондиціонування до заданої температури.

3. Запропоновано і реалізовано ступеневий принцип кондиціонування повітря, який забезпечує узгодження встановленої холодопродуктивності ХМ з поточним тепловим навантаженням будь-якої СКП, як центральної СКП тепловологісної

обробки зовнішнього повітря в центральному кондиціонері, так і її комбінації з місцевою системою кондиціонування рециркуляційною повітря у приміщеннях.

4. Розроблено й реалізовано концепцію холодопостачання СКП за принципом самозаповнення змійовиків повітроохолоджувача холодоагентом відповідно до поточних теплових навантажень, що забезпечує інтенсивну теплопередачу, відповідно й густину теплового потоку, в основі наряду підвищення ефективності СКП як центрального, так і комбінованого типу.

5. Концепція і принцип холодопостачання СКП самозаповненням повітроохолоджувачів холодоагентом відповідно до поточного теплового навантаження поряд з методами визначення проектної холодопродуктивності СКП та її раціонального розподілу на діапазони нестабільного та відносно стабільного теплового навантажень, доповнені способами та відповідними схемними рішеннями, як основи концепції підвищення ефективності СКП, у сукупності складають науково-технічні засади розробки вдосконалених двоступеневих СКП центрального та комбінованого типів.

Практичну цінність становлять результати дослідження:

- способи раціональної організації процесів двоступеневого кондиціонування зовнішнього повітря, що забезпечують їх імплементацію в ЦСКП та СКП комбінованого типу з регульованою подачею холодоагенту (типу VRF);

- методологія визначення раціональної (оптимальної) проектної холодопродуктивності СКП зовнішнього повітря та її розподілу на діапазони нестабільного та відносно стабільного теплового навантажень;

- схемні рішення ЦСКП та СКП комбінованого типу з регульованою подачею холодоагенту (VRF) двоступеневого кондиціонування зовнішнього повітря, що забезпечують їх адаптацію до змінних теплових навантажень.

Достовірність результатів роботи забезпечена коректною постановкою науково-прикладної проблеми, обґрунтуванням задач дослідження, узгодженням результатів розрахунків за математичними моделями з даними експериментальних досліджень, застосуванням сучасних вимірювальних систем і комплексів з комп'ютерною обробкою даних замірів і врахуванням похибки вимірювання, застосуванням для розрахунку параметрів зовнішнього повітря доступних в режимі "on-line" програм ("mundomanz.com").

Використання результатів роботи. Методики розрахунку раціональних параметрів процесів кондиціонування повітря, конструктивних характеристик охолоджувачів, схеми систем кондиціонування використані при проектуванні систем кондиціонування та їхнього теплообмінного обладнання: ПАТ "Завод" Екватор", ТОВ "Хладотехніка", ТОВ "Сандора" (м. Миколаїв), а також у навчальному процесі Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова при виконанні магістерських робіт і дипломних проектів за фахом "Теплоенергетика", "Холодильні машини, установки та системи кондиціонування", "Газотурбінні установки компресорних станцій".

Апробація роботи. Основні наукові та практичні результати дисертаційного дослідження доповідалися й одержали позитивну оцінку на міжнародних науково-технічних конференціях: "Сучасні проблеми холодильної техніки і технології"

(Одеса, 2005, 2011, 2015, 2017); "Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації" (Миколаїв, 2008, 2013, 2015, 2017); VI-XXI Міжнародних конгресах двигунобудівників (Харків- Коблево, 2003-2018); "Суднова енергетика: стан та проблеми" (Миколаїв, 2005, 2009, 2013, 2017); "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці" (Миколаїв, 2010 – 2018), VII, VIII конференції-ях "Проблеми екології та енергозбереження в суднобудуванні" (Миколаїв: НУК, 2014, 2016); SAE International Conference on Environmental Systems (Rome, Italy, 2005); 17"International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE" (Szczecin, Poland, 2018); "Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer" (Koszalin, Poland, 2019); TECHNIUM Conference 2019 "New trends on Naval Research, Sustainable Future and Technology Development" (15.12.2019, Constanta, Romania); The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018" (Jiangsu, Nanjing, China); "Heat Pipes, Heat pumps, Refrigerators, Power sources" (Мінськ, Біларусь, 2018); "Казахстан-Холод 2020" (4-5.03.2020, м. Нур-Султан, Казахстан); 8th European Conf. Renewable Energy Systems-ECRES-2020 (24-25 August 2020, Istanbul, Turkey); "IIR Compressors" (2–4 September 2020, Slovakia); V International Scientific-Technical Conference "Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering"(3–5 June 2021, Kielce, Poland); V International Scientific and Technical Conference "Modern Power Systems and Units (MPSU)" (19-21.05.2021, Crakow, Poland).

Публікації. За темою дисертації опубліковані 70 друкованих наукових праць, у тому числі 2 розділи у монографіях (Польща), 30 статей у спеціалізованих фахових виданнях (з них 14 в наукометричних базах Scopus і WoS) і 40 доповідей і тез доповідей в матеріалах міжнародних конференцій, 3 патенти України на винаходи.

Особистий внесок автора підтверджено самостійними публікаціями, в яких наведені основні наукові та прикладні результати роботи. У спільних публікаціях автору належать наступні результати: методологія визначення проєктної холодопродуктивності СКП та її раціонального розподілу залежно від характеру зміни теплових навантажень, принцип самозаповнення ПО-ВХ холодоагентом, способи та схемні рішення його реалізації в СКП; рекомендації щодо раціональної організації процесів кондиціонування зовнішнього повітря.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 6 розділів і висновків. У додатках наведено документи, що підтверджують впровадження результатів дослідження. Обсяг дисертації становить 318 сторінок, включаючи 298 сторінок основного тексту, 20 сторінок додатків, 99 рисунків і 5 таблиць. Бібліографія містить 260 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, сформульовано об'єкт і предмет дослідження, мету і головні завдання дисертаційної роботи, визначено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, відображено повноту їхнього викладення в публікаціях та апробації на конференціях.

У **першому розділі** наведено результати аналітичного огляду систем кондиціонування зовнішнього повітря (СКП) як центральних (ЦСКП), так і

комбінованого типу за їхньої сумісної роботи з місцевими системами кондиціонування (МСКП) рециркуляційного повітря приміщень. Визначено резерви підвищення ефективності СКП, пов'язані з узгодженням встановленої холодопродуктивності ХМ з поточними тепловими навантаженнями шляхом визначення раціональної холодопродуктивності за річним виробництвом холоду як первинним критерієм та її розподілу між ступенями кондиціонування з різним характером зміни теплових навантажень.

Ефективність застосування СКП залежить від того, наскільки повно використовуються встановлені холодильні потужності в конкретних кліматичних умовах, тобто за якомога більшого навантаження і тривалого часу упродовж року, причому за умови недопущення збільшення навантаження на кондиціонування рециркуляційного повітря приміщень у разі СКП комбінованого типу.

Про визначальну роль у проектуванні СКП комбінованого типу теплового навантаження на тепловологісну обробку зовнішнього повітря порівняно з навантаженнями підсистеми кондиціонування рециркуляційного повітря приміщень свідчать результати моніторингу безпроводних СКП з регульованою подачею холодоагенту типу РПХ (Variable Refrigerant Flow (VRF)).

Проте теплофізичного обґрунтування цьому не дано. А воно полягає в тому, що тепла ефективність повітроохолоджувачів-випарників холодоагенту (ПО-ВХ) у складі вентиляторних-повітроохолоджувальних агрегатів (фенкойлів) як місцевих кондиціонерів, розташованих у приміщеннях, яка визначається густиною теплового потоку, суттєво залежить від масової швидкості хладону в їхніх зміювиках (трубках) і може зменшуватись падати на 20...40 % при відхиленні масової швидкості хладону від оптимальної величини, яка відповідає максимальній густині теплового потоку. Саме з метою запобігання значних коливань теплового навантаження, відповідно, і витрат хладону у ПО-ВХ (фенкойлах) приміщень, необхідно підтримувати стабільні параметри повітря на виході з ЦСКП – вході до місцевих кондиціонерів (фенкойлів) МСКП. Це і зумовлює визначальну роль раціонального проектування ЦСКП у складі СКП комбінованого типу.

У другому розділі наведено обґрунтування гіпотез, підходів та напряму підвищення ефективності систем кондиціонування повітря центрального та комбінованого центрально-місцевого типів шляхом раціональної організації процесів двоступеневого кондиціонування та розробки методології їх проектування, подано загальну методика дослідження, поставлено її мету та завдання.

Оскільки ефект від кондиціонування повітря залежить від тривалості τ його застосування і поточних теплових навантажень Q_0 (витрат холодопродуктивності ХМ СКП), то на етапі розробки технічних рішень його оцінюють за річним виробництвом холоду $\sum(Q_0 \cdot \tau)$, кВт·год, як критерієм, відповідно до його поточних витрат на кондиціонування повітря $Q_0 \cdot \tau$, де Q_0 – теплове навантаження (холодопродуктивність ХМ), кВт; τ – тривалість роботи СКП в годинах.

З метою узагальнення результатів і зручності перерахунку на інші теплові навантаження на СКП (холодопродуктивність ХМ) їх доцільно представляти не в абсолютних, а у відносних (питомих) величинах, що припадають на одиничну витрату повітря ($G_{\text{п}} = 1$ кг/с) – у вигляді питомого теплового навантаження, або

холодопродуктивності, $q_0 = Q_0 / G_{\text{п}}$, кВт/(кг/с), або кДж/кг, також і питомих річне виробництво холоду (відповідно до його витрат) як $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_{\text{п}}$, кВт·год/(кг/с), або кДж/(кг/год), де Q_0 – загальне теплове навантаження (холодопродуктивність ХМ) при охолодженні повітря витратою $G_{\text{п}}$: $Q_0 = (c_{\text{вл}} \xi \cdot \Delta t_{\text{п}}) G_{\text{п}}$, $c_{\text{вл}}$ – теплоємність вологого повітря; ξ – коефіцієнт вологовипадіння; $\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{зп}} - t_{\text{п2}}$ – зниження температури зовнішнього повітря.

Зміна поточних температури $t_{\text{зп}}$ і відносної вологості $\phi_{\text{зп}}$ зовнішнього повітря викликає значні коливання питомих теплових навантажень, відповідно, й поточних витрат холодопродуктивності q_0 ХМ СКП, як приклад упродовж 2014 року для кліматичних умов м. Миколаєва при $t_{\text{п2}} = 10, 15$ і 20 °С на рис. 1.

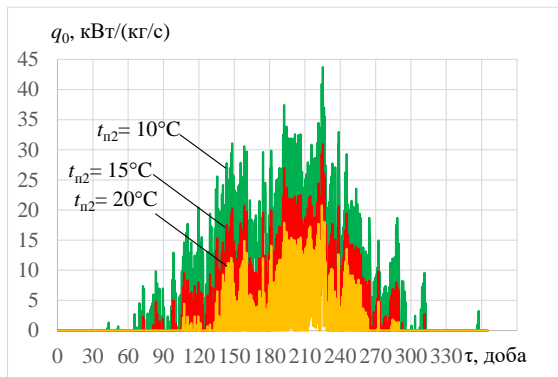


Рис. 1. Поточні питомі теплові навантаження (витрати холодопродуктивності) q_0 ХМ СКП при кондиціюванні зовнішнього повітря упродовж 2014 року, м. Миколаїв: $t_{\text{п2}} = 10, 15$ і 20 °С

Як видно, значні коливання поточних питомих витрат холодопродуктивності q_0 ХМ СКП суттєво ускладнюють визначення проєктного теплового навантаження, або холодопродуктивності q_0 і $Q_0 = q_0 \cdot G_{\text{п}}$ відповідно.

В сучасній практиці проєктування СКП поширені два підходи до визначення встановленої (проєктної) холодопродуктивності ХМ $Q_{0\text{пр}}$ й обидва, по суті, зводяться до її обчислення безпосередньо з поточних величин виробництва/споживання холоду $Q_0 \cdot \tau$ (перший підхід) або ж максимального поточного теплового навантаження $Q_{0\text{max}}$ (другий підхід).

Відповідно до першого, виходять з максимального поточного виробництва/споживання холоду $(Q_0 \cdot \tau)_{\text{max}}$ або зі зниженого на 20%, тобто при $0,8(Q_0 \cdot \tau)_{\text{max}}$, і відповідну холодопродуктивність приймають за проєктну. Значне відхилення проєктної від розрахованих за існуючими методами величин $Q_{0\text{пр}}$, до того ж отриманих шляхом апроксимації поточних значень $Q_0 \cdot \tau$ кумулятивною кривою (характеристикою) поточних величин $Q_0 \cdot \tau = f(Q_0)$ з похибкою 15...20%, свідчить про проблематичність визначення уточненого значення встановленої холодопродуктивності $Q_{0\text{пр}}$ (проєктного теплового навантаження).

Відповідно до іншого підходу за проєктну приймають максимальну поточну холодопродуктивність $Q_{0\text{max}}$, необхідну для покриття максимального упродовж року поточного теплового навантаження, що призводить до значних непродуктивних витрат холодопродуктивності без помітного зростання річного виробництва холоду (відповідно до його споживання СКП) $\sum(Q_0 \cdot \tau)$.

То ж за мету дослідження поставлено розробити вдосконалені системи ступеневого кондиціювання повітря (СКП) центрального та комбінованого типів, найбільш адаптовані до поточних кліматичних умов експлуатації, та методологію

їхнього раціонального проектування, передусім визначення раціональної встановленої (проектної) холодопродуктивності СКП, яка забезпечує максимальне річне виробництво холоду за мінімальних непродуктивних витрат через відхилення поточних витрат холодопродуктивності від проектної величини, та її розподілу між ступенями відповідно до змінних теплових навантажень.

В основу підходу до розробки вдосконалених СКП та їхнього раціонального проектування покладено гіпотези:

- визначення раціональної встановленої (проектної) холодопродуктивності ХМ СКП Q_0 , виходячи з близького до максимального річного виробництва холоду (відповідно до його витрат) $\sum(Q_0 \cdot \tau)$ та максимального темпу його прирощення $\sum(Q_0 \cdot \tau)/Q_0$ за відповідних індикативних показників, що зводить до мінімуму непродуктивні витрати встановленої холодопродуктивності;

- раціонального розподілу встановленої (проектної) холодопродуктивності ХМ СКП, виходячи з різного характеру зміни теплових навантажень, на ступені нестабільного та відносно стабільного теплових навантажень;

- перерозподілу холодопродуктивності ХМ СКП з використанням її поточного надлишку в ЦСКП для компенсації коливань теплових навантажень попереднього кондиціонування повітря як в ЦСКП, так і в МСКП, як результат – зменшення встановленої (проектної) холодопродуктивності СКП.

З огляду на значні коливання теплового навантаження відповідно до поточних кліматичних умов проблема розробки СКП ускладнюється відсутністю методології визначення проектних характеристик (передусім теплових навантажень, або холодопродуктивності q_0) в цілому СКП та їх ступенів.

За результатами проведеного аналізу обґрунтовано напрям, поставлено науково-прикладну проблему розробки вдосконалених систем ступеневого кондиціонування повітря (СКП) центрального та комбінованого типів і методології їхнього раціонального проектування, яка забезпечує узгодження встановленої холодопродуктивності, відповідно й холодопостачання, з поточними тепловими навантаженнями, сформульовано мету і завдання, викладено загальну методику дослідження.

Третій розділ присвячено методологічним засадам розробки систем двоступеневого кондиціонування повітря, передусім методології визначення їхніх проектних теплових навантажень (холодопродуктивності) за змінних теплових

Результати розрахунку питомого виробництва холоду $q_0 \cdot \tau$ відповідно до його витрат на кондиціонування зовнішнього повітря при поточних значеннях питомої холодопродуктивності q_0 для умов помірного клімату півдня України (м. Вознесенськ Миколаївської обл., 2017) наведено на рис. 2.

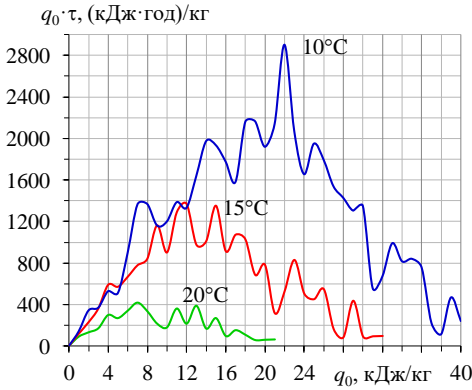


Рис. 2. Питоме виробництво холоду $q_0 \cdot \tau$ для кондиціювання зовнішнього повітря до $t_{п2} = 10, 15$ і 20°C при поточних значеннях питомої холодопродуктивності q_0

Новий підхід до визначення встановленої (проектної) холодопродуктивності (проектного теплового навантаження) СКП відповідно до конкретних кліматичних умов полягає у використанні як критерія річного виробництва холоду за нарощуванням упродовж року $\sum(Q_0 \cdot \tau)$ відповідно до проектної холодопродуктивності Q_0 , тобто $\sum(Q_0 \cdot \tau) = f(Q_0)$, замість поточного виробництва холоду $Q_0 \cdot \tau = f(Q_0)$, яке відзначається значними коливаннями.

Врахування коливань поточного виробництва холоду упродовж року $Q_0 \cdot \tau = f(Q_0)$ зміною темпу його нарощування (сумуванням) упродовж року спрощує визначення холодопродуктивності Q_0 , яка забезпечує максимальне прирощення (темп) річного виробництва холоду, як першої похідної $\sum(Q_0 \cdot \tau)/Q_0$ залежності $\sum(Q_0 \cdot \tau) = f(Q_0)$, тоді як визначення максимального значення поточного виробництва холоду (витрат холоду) за традиційної практики проектування СКП через значні коливання потребує апроксимації залежності $Q_0 \cdot \tau = f(Q_0)$ з відхиленням понад 10...15% і більше (рис. 2). Окрім того, вибір максимального значення поточного теплового навантаження на СКП, відповідно й максимального річного виробництва холоду, як проектного призводить до непродуктивних витрат встановленої холодопродуктивності через її завищення.

Значення питомого (при $G_{п} = 1$ кг/с) річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau) = \sum(Q_0 \cdot \tau) / G_{п}$ в залежності від питомої встановленої холодопродуктивності ХМ q_0 при температурах кондиційованого повітря $t_{п2} : t_{п2} = 10, 15$ і 20°C для помірних кліматичних умов півдня України (м. Миколаїв, 2015 р.) наведені на рис. 3.

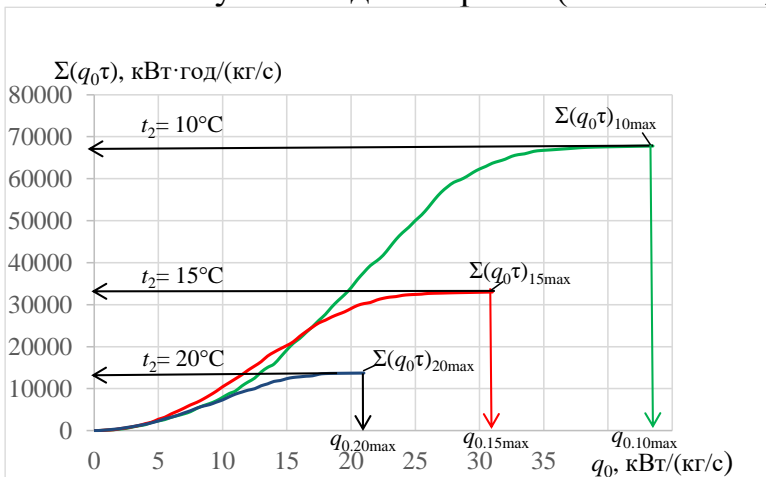


Рис. 3. Значення питомого (при $G_{п} = 1$ кг/с) річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ в залежності від питомої встановленої холодопродуктивності ХМ q_0 при температурах кондиційованого повітря $t_{п2} : \sum(q_0 \cdot \tau)_{10; 15; 20}$ – при $t_{п2} = 10; 15$ і 20°C

Як видно, при кондиціюванні зовнішнього повітря до температури $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в СКП з ХМ питомою холодопродуктивністю $q_0 = 34\dots36\text{ кВт/(кг/с)}$ питоме річне виробництво холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ складає приблизно $65\text{ МВт}\cdot\text{год/(кг/с)}$, причому при збереженні помітних темпів його нарощування. Через падіння темпу приросту питомого річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ при холодопродуктивності q_0 більше $34\dots36\text{ кВт/(кг/с)}$ помітного зростання $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ не відбувається. Питому холодопродуктивність ХМ $q_0 = 34\dots36\text{ кВт/(кг/с)}$ логічно приймати за раціональну і виходячи з неї вибирати холодильну потужність ХМ СКП для витрати повітря $G_{п} : Q_0 = G_{п} \cdot q_0$, кВт. Застосування ХМ більшої холодильної потужності $q_0 : q_0 > 34\dots36\text{ кВт/(кг/с)}$, не приводить до помітного збільшення $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, але спричиняє зростання їх вартості понад 20%.

З підвищенням температури охолодженого повітря $t_{п2} = 10; 15\text{ і }20\text{ }^{\circ}\text{C}$ характер залежності $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = f(Q_0)$ стає більш пологим, і складніше визначитися з раціональною величиною холодопродуктивності ХМ q_0 . То ж була розроблена методологія визначення уточненого значення раціональної питомої холодопродуктивності ХМ q_0 , яка складається з наступних етапів.

На першому етапі будують методом вибірки залежності питомого (при $G_{п} = 1\text{ кг/с}$) річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = f(q_0)$ при різних $t_{п2} : t_{п2} = 10, 15\text{ і }20\text{ }^{\circ}\text{C}$ для конкретних кліматичних умов (на прикладі м. Миколаїв, 2017 р., рис. 3).

Для визначення більш точного значення раціональної питомої холодопродуктивності ХМ СКП $q_{0,рац}$, яка забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, причому без перевищення холодопродуктивності q_0 за відсутності зростання річного виробництва холоду, спершу розраховують холодопродуктивності $q_{0,опт}$, за яких має місце максимальний темп зростання річної холодопродуктивності $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, тобто знаходять максимум функції $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0 = f(q_0)$ (рис. 4).

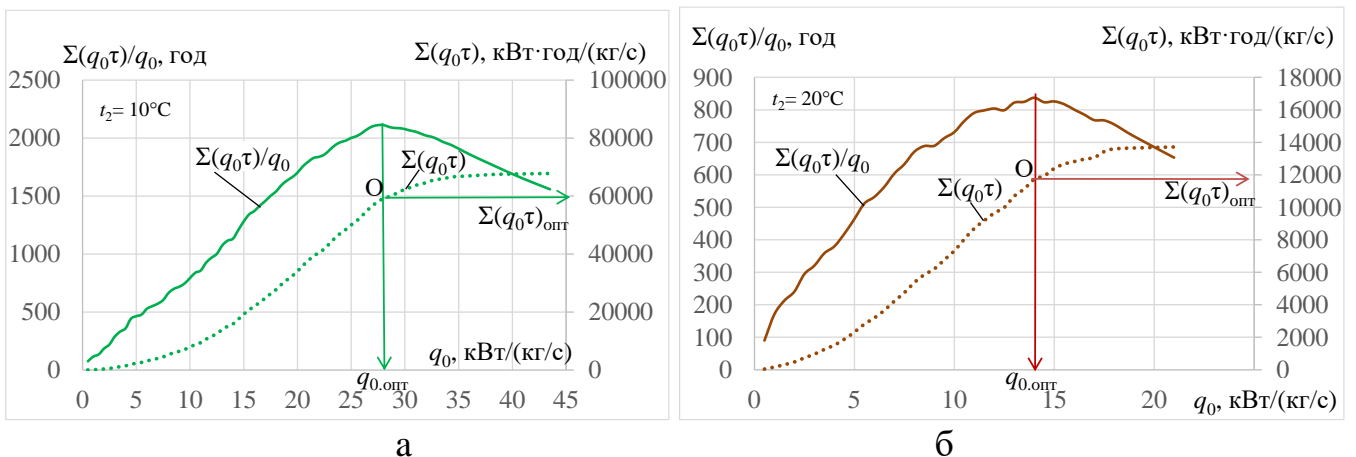


Рис. 4. Річне питоме виробництво холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ та його відносне прирощення $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ відповідно до встановленої питомої холодопродуктивності q_0 при кінцевих температурах кондиційованого повітря $t_{п2} = 10\text{ і }20\text{ }^{\circ}\text{C}$ для кліматичних умов м. Миколаїв, 2017 р.

Як видно, максимальний темп зростання річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ відповідно до максимумів графіків $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0 = f(q_0)$ має місце при

$q_{0,опт} \approx 27$ кДж/кг для $t_{п2} = 10^\circ\text{C}$ і $q_{0,опт} \approx 12$ кДж/кг для $t_{п2} = 20^\circ\text{C}$. Подальше підвищенням q_0 понад $q_{0,опт}$ призводить до зниження темпу прирощення річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$, тому приймаємо її за оптимальну $q_{0,опт}$. Оскільки зменшення холодопродуктивності $q_0 < q_{0,опт}$ теж супроводжується зниженням темпу нижче $[\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0]_{\max}$ і зменшенням $(q_0 \cdot \tau)$ нижче $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт}$, то $q_{0,опт}$ є водночас мінімальною припустимою холодопродуктивністю.

Значення раціональної холодопродуктивності $q_{0,рац}$ знаходять на графіку $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = f(q_0)$ на його відрізку понад $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт}$ в діапазоні річного виробництва між $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт}$ (відповідно до $q_{0,опт}$) і $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\max}$ (відповідно $q_{0,\max}$) на рис. 4.

Уточнене значення раціональної питомої холодопродуктивності ХМ СКП $q_{0,рац}$, що забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$, знаходять за максимальним темпом його прирощення $(\Sigma(q_0 \cdot \tau) - \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт})/q_0$ в діапазоні значень $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ понад $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт}$: на кінцевому відрізку графіку $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = f(q_0)$ при $\Sigma(q_0 \cdot \tau) > \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт}$ і $q_0 > q_{0,опт}$, тобто за другим (локальним) максимумом графіку $[(\Sigma(q_0 \cdot \tau) - \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт})/q_0]_{\max}$ на відміну від першого (глобального) максимуму всього графіку $\Sigma(q_0 \cdot \tau) = f(q_0)$ (рис. 5 і 6).

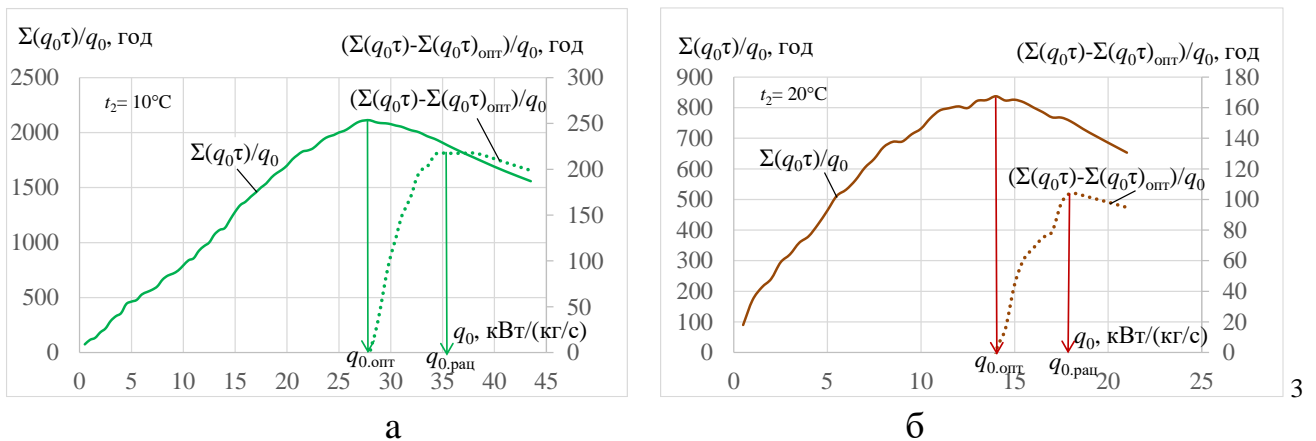


Рис. 5. Відносні прирощення річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ у всьому діапазоні $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ та відповідні величини $(\Sigma(q_0 \cdot \tau) - \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт})/q_0$ в його кінцевому діапазоні понад $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт}$ при $\Sigma(q_0 \cdot \tau) > \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт}$ і $q_0 > q_{0,опт}$ при $t_{п2} = 10$ і 20°C

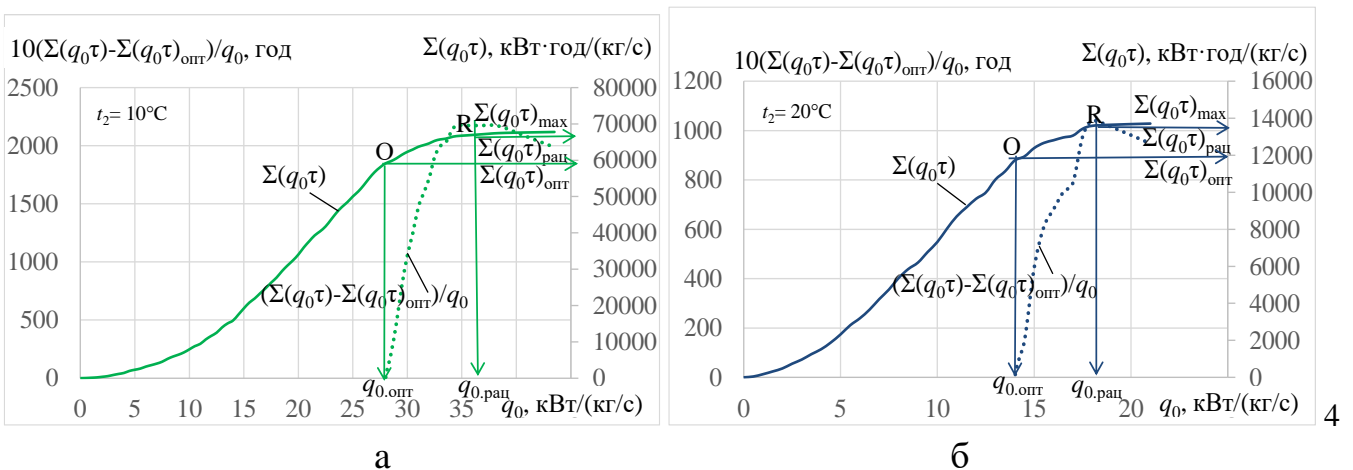


Рис. 6. Річне виробництво холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ та його відносне прирощення $(\Sigma(q_0 \cdot \tau) - \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{опт})/q_0$ відповідно до q_0 при $t_{п2} = 10$ і 20°C

Узагальнюючі результати розрахунку за 1–4 етапами річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ та його відносного прирощення $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ у всьому діапазоні $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ та діапазоні $(\Sigma(q_0 \cdot \tau) - \Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{опт}})/q_0$ понад $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{опт}}$ відповідно до встановленої холодопродуктивності q_0 при $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ для кліматичних умов м. Миколаїв, 2017 р., в абсолютних та віднесених до $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{max}}$ і $q_{0,\text{max}}$ величинах наведено на рис. 7.

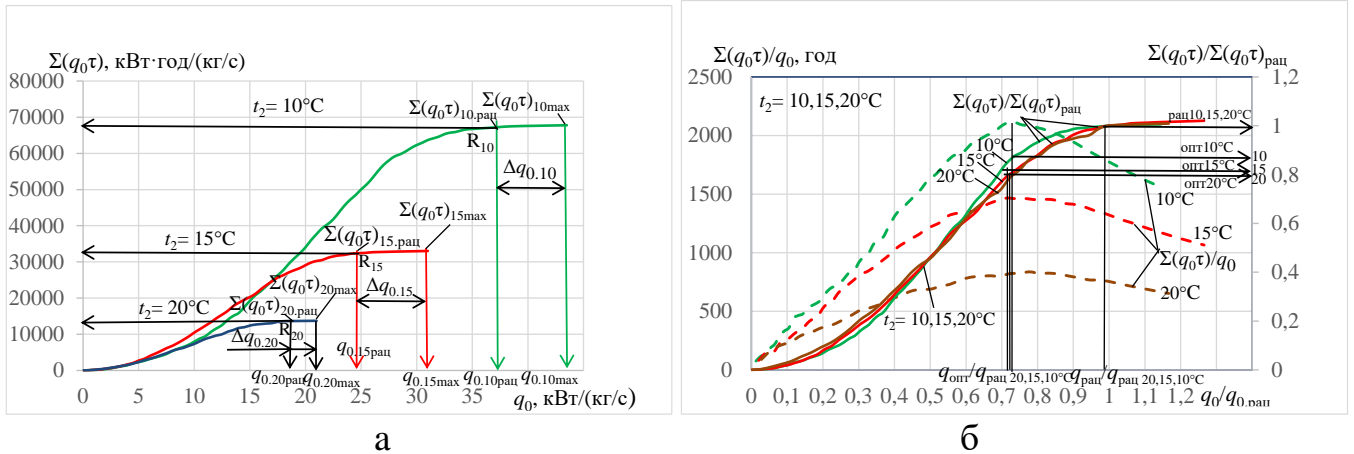


Рис. 7. Значення питомого річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ та його відносного прирощення $\Sigma(q_0 \cdot \tau)/q_0$ відповідно до питомої холодопродуктивності q_0 при $t_{п2} = 10, 15$ і 20°C в абсолютних (а) та віднесених до $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{max}}$ і $q_{0,\text{max}}$ (б) величинах

Отже, завдяки раціональному проектуванню можна зменшити проектну (встановлену) питому холодопродуктивність на 20%: $q_{0,\text{рац}} \approx 0,8q_{0,\text{max}}$ порівняно з її величиною $q_{0,\text{max}}$ за традиційного проектування, причому при скороченні річного виробництва холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ не більше ніж на 2...3%. За оптимальної проектної питомої холодопродуктивності, яка становить всього лише 50...60%: $q_{0,\text{опт}} \approx 0,5...0,6q_{0,\text{max}}$, річне виробництво холоду $\Sigma(q_0 \cdot \tau)$ знижується приблизно на 20%: $\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{опт}} \approx 0,8\Sigma(q_0 \cdot \tau)_{\text{max}}$, що вимагає реалізації додаткових резервів збільшення поточної холодопродуктивності шляхом її раціонального перерозподілу з використанням холоду, накопиченого при знижених теплових навантаженнях, та розроблення відповідних схемних рішень СКП.

За результатами досліджень розділу 3 розроблено метод визначення раціональної проектної холодопродуктивності ХМ СКП, яка забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду за зменшеної на 15...25% проектної холодопродуктивності порівняно з традиційним проектуванням – виходячи з максимального поточного навантаження, а також розрахунку оптимальної холодопродуктивності, якій відповідає максимальний темп нарощування річного виробництва холоду, тобто мінімальна допустима її величина.

Четвертий розділ присвячений подальшому розвитку методології раціонального проектування СКП у методах раціонального розподілу загальної проектної холодопродуктивності відповідно до поточних теплових навантажень СКП на діапазоні (ступені кондиціювання) з різним характером їх зміни: коливаннями теплового навантаження ступеня попереднього кондиціювання зовнішнього повітря до граничної (порогової) температури $t_{\text{пор}}$, що потребує

застосування компресора зі змінною частотою обертання електродвигуна – частотним регулюванням холодопродуктивності (ЧРХ) або використання надлишку холоду, накопиченого при знижених поточних навантаженнях, для покривання пікових навантажень, і відносно стабільним тепловим навантаженням другого ступеня подальшого кондиціювання повітря до заданої температури, наприклад $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, за роботи компресора практично у номінальному режимі.

З метою підтвердження гіпотези розподілу поточних змінних теплових навантажень з визначенням відносно стабільної складової розраховані різниці теплових навантажень $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ і $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ для найбільш теплого липня місяця 2015 року, Вознесенськ, Миколаївська обл. (рис. 8–10).

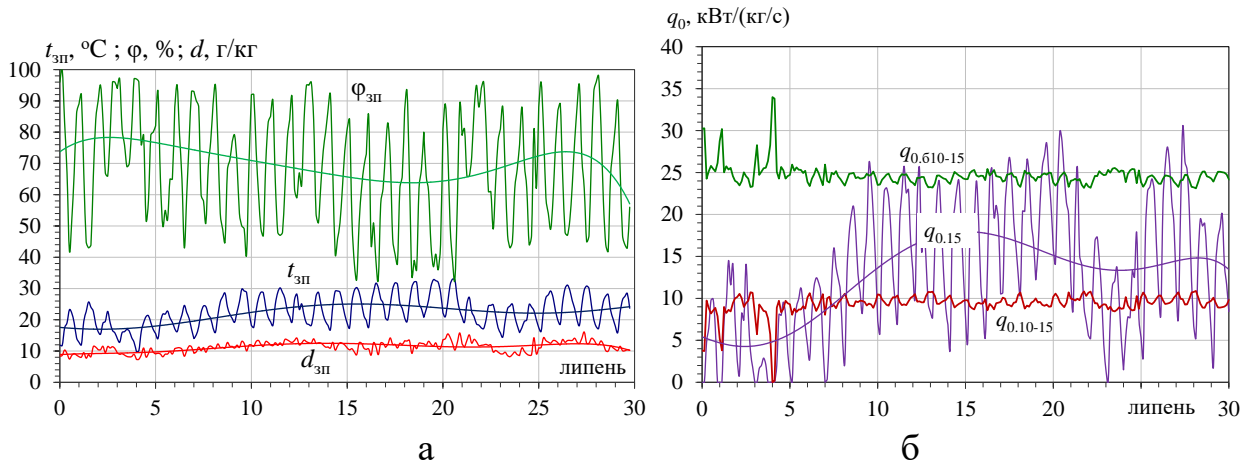


Рис. 8. Поточні значення температури $t_{зп}$ і відносної вологості $\varphi_{зп}$ зовнішнього повітря (а), питомих теплових навантажень $q_{0.15}$ при $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $q_{0.610-15}$ – попереднього (бустерного) кондиціювання повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2} \approx 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $q_{0.10-15}$ – подальшого кондиціювання від $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (б): $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$

Як видно, характер теплового навантаження на СКП різний: значні зміни теплового навантаження $q_{0.15}$ попереднього кондиціювання зовнішнього повітря від $t_{зп}$ до проміжної температури $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ і відносно стабільне навантаження $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ подальшого кондиціюванні повітря від $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, яке приймають за базове при проектуванні, а проміжну температуру $t_{п2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ – за порогову $t_{пор}$. Відповідно, теплове навантаження, що припадає на попереднє (бустерне) кондиціювання повітря від $t_{зп}$ до порогової $t_{пор} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ визначають за залишковим принципом як різницю між раціональним тепловим навантаженням $q_0 = 34\text{ кВт/(кг/с)}$ всього процесу кондиціювання повітря від $t_{зп}$ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ та його відносно стабільної частки $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ (рис. 7).

У той же час за попереднього кондиціювання повітря від $t_{зп}$ до більш високої температури $t_{п2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ теплове навантаження $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$ кондиціювання повітря від $t_{п2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_{п2} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ вельми нестабільне. Це викликане більш раннім (через високу $t_{п2}$) падінням до нуля теплового навантаження $q_{0.20}$ (рис. 9). Відповідно, вкрай нестабільна і наявна холодопродуктивність бустерного ступеня $q_{0.610-20} = 34 - q_{0.10-20}$ попереднього кондиціювання повітря до $t_{п2} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, обчислена за залишковим принципом.

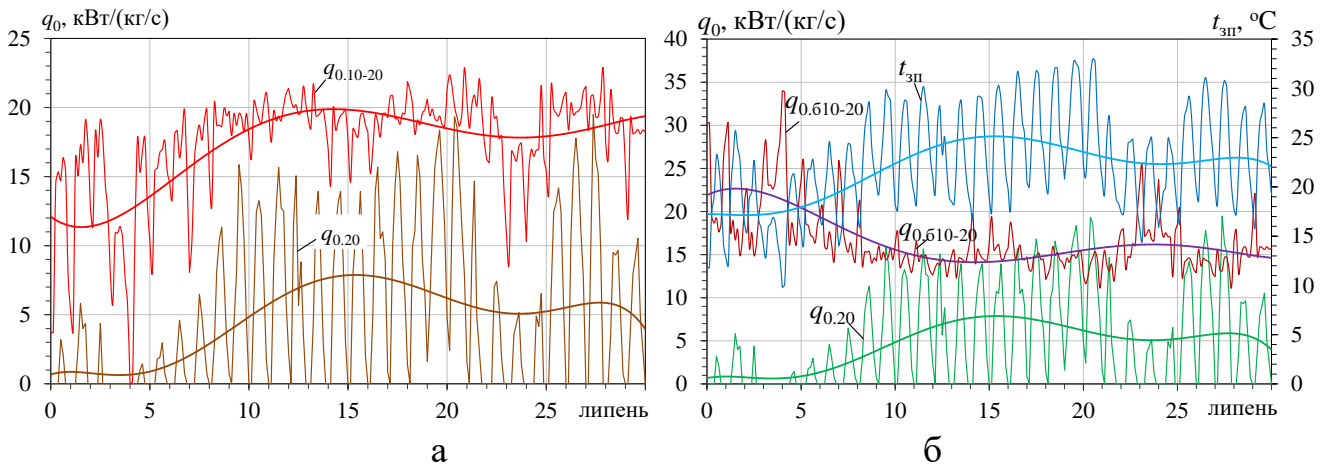


Рис. 9. Поточні значення питомого теплового навантаження $q_{0.20}$ при $t_{п2} \approx 20^\circ\text{C}$ і $q_{0.10-20}$ (а), попереднього бустерного кондиціонування зовнішнього повітря $q_{0.610-20} = 34 - q_{0.10-20}$ (б): $q_{0.10-20} = q_{0.10} - q_{0.20}$; $q_{0.610-20} = q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10-20}$

Отже стабілізація теплового навантаження відбувається в результаті попереднього кондиціонування зовнішнього повітря до більш низької проміжної температури $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ у порівнянні з $t_{п2} = 20^\circ\text{C}$.

За результатами досліджень розділу 4 розроблено метод раціонального розподілу проектної холодопродуктивності між діапазонами нестабільного і стабільного теплових навантажень, визначено відповідні температури повітря, таким чином створено методологічну базу для розробки систем ступеневого кондиціонування повітря з використанням надлишку поточної холодопродуктивності у бустерному повітроохолоднувачі попереднього охолодження зовнішнього повітря при підвищених теплових навантаженнях.

П'ятий розділ присвячено розробці методологічних основ проектування, передусім визначення проектних теплових навантажень на СКП та їхнього раціонального розподілу в підсистемах ЦСКП і МСКП, способів раціональної організації процесів холодопостачання та відповідних схемних рішень з їх реалізації, що забезпечують їхню імплементацію в СКП комбінованого типу з регулюванням холодопродуктивності, підвищення ефективності застосування компресорів з ЧРХ шляхом визначення раціональної ступені регулюванням холодопродуктивності, що забезпечує максимальне використання встановленої холодопродуктивності відповідно до поточних теплових навантажень.

В СКП комбінованого типу VRF тепловологісна обробка зовнішнього повітря здійснюється у центральному кондиціонері ЦСКП, а подальша його обробка сумісно з рециркуляційним повітрям приміщень – у місцевих кондиціонерах (фенкойлах). В свою чергу за характером зміни поточних теплових навантажень ЦСКП складається, по суті, з підсистем попереднього кондиціонування зовнішнього повітря за край нестабільних навантажень і його подальшого кондиціонування до встановленої температури на виході з ЦСКП (вході до МСКП) при відносно стабільних навантаженнях.

Варто зазначити, що коливання (падіння) теплового навантаження в діапазоні $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ свідчать про надлишок проектної холодопродуктивності

(недонавантаження, надалі "дефіцит" навантаження) порівняно з поточними витратами $q_{0.15}$ проявляються у вигляді надлишку проектної холодопродуктивності $q_{0.15\text{рац}}$ понад поточні витрати $q_{0.15}$ на бустерному ступені кондиціонування зовнішнього повітря до $t_{\text{пор}} = 15^\circ\text{C}$, обчисленого як $q_{0.610-15\text{рац}} = q_{0.10} - q_{0.10-15}$.

Результати розподілу раціональної проектної холодопродуктивності $q_{0.10\text{рац}}$, обчисленої за близьким до максимального річним виробництвом холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ (рис. 6), та оптимальної проектної холодопродуктивності $q_{0.10\text{опт}}$ за максимального темпу його прирощення $\sum(q_0 \cdot \tau)/q_0$ (рис. 5) подано на рис. 10.

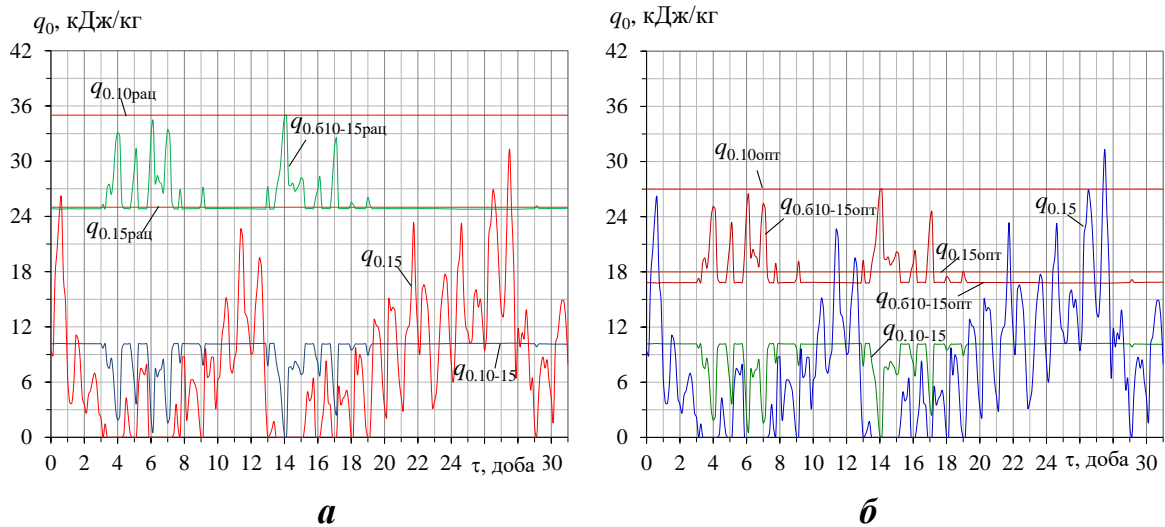


Рис. 10. Поточні значення холодопродуктивності $q_{0.15}$ при $t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$, наявної холодопродуктивності бустерного ступеня попереднього кондиціонування повітря до 15°C за раціональної $q_{0.610-15\text{рац}}$ (а) і оптимальної $q_{0.610-15\text{опт}}$ (б) холодопродуктивності $q_{0.10\text{рац}}$ і $q_{0.10\text{опт}}$ відповідно та холодопродуктивності $q_{0.10-15} = q_{0.10} - q_{0.15}$ подальшого кондиціонування повітря від $t_{\text{п2}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{п2}} = 10^\circ\text{C}$

Як видно, у разі оптимальної холодопродуктивності $q_{0.опт}$ наявна холодопродуктивність $q_{0.610-15\text{опт}}$ бустерного ступеня кондиціонування повітря до $t_{\text{пор}} = 15^\circ\text{C}$ знижується, наближаючись до відносно стабільного теплового навантаження $q_{0.10-15}$ більш глибокого кондиціонування повітря від $t_{\text{пор}} = 15^\circ\text{C}$ до $t_{\text{п2}} = 10^\circ\text{C}$, що свідчить про зменшення співвідношення діапазонів бустерного нестабільного і відносно стабільного навантаження подальшого кондиціонування повітря $q_{0.610-15}/q_{0.10-15}$, відповідно і степені регулювання холодопродуктивності РХ:

$$РХ_{\text{рац}} = q_{0.610-15\text{рац}}/q_{0.10\text{рац}} = (q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10-15})/q_{0.10\text{рац}} = 0,71; \quad РХ_{\text{опт}} = q_{0.610-15\text{опт}}/q_{0.10\text{опт}} = (q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-15})/q_{0.10\text{опт}} = 0,63.$$

При відношенні $q_{0.610-15}/q_{0.10-15} = 1,0$, тобто $q_{0.610-15} = q_{0.10-15}$, степінь регулювання холодопродуктивності становить $РХ = 0,5$, тобто 50 %.

Отже, у разі проектування СКП за оптимальної холодопродуктивності $q_{0.опт}$ необхідна степінь регулювання холодопродуктивності РХ зменшується порівняно з її величиною при проектуванні СКП за раціональної холодопродуктивності $q_{0.рац}$, та постає питання компенсації дефіциту проектної оптимальної холодопродуктивності $q_{0.опт}$, який при цьому утворюється, оскільки $q_{0.опт} < q_{0.рац}$.

Як видно з рис. 10, б, оптимальна холодопродуктивність $q_{0.15\text{опт}} = 18$ кДж/кг вже не покриває поточні теплові навантаження $q_{0.15}$ ($q_{0.15\text{опт}} < q_{0.15}$) такою мірою, як

раціональна $q_{0.15\text{рац}}$, тобто має місце поточний дефіцит встановленої холодопродуктивності. Проте навіть упродовж доби дефіцит чергується з надлишком встановленої холодопродуктивності, що свідчить про можливість його компенсації холодом, акумульованим у вигляді рідкого холодоагенту в наявних ресиверах (лінійному ресивері після конденсатора та відокремлювачі рідини після ПО-ВХ на всмоктуванні компресора).

Величини дефіциту встановленої холодопродуктивності проявляються в діапазоні навантажень від бустерного ступеня $q_{0.610-15\text{опт}} = 17$ кДж/кг до загального $q_{0.10\text{опт}} = 27$ кДж/кг по перевищенню поточним навантаженням $q_{0.15}$ наявної холодопродуктивності бустерного ступеня $q_{0.610-15\text{опт}} = 17$ кДж/кг (рис. 10, б).

По заповненню наявною холодопродуктивністю бустерного ступеня $q_{0.610-15\text{рац/опт}}$ діапазонів навантаження від $q_{0.610-15\text{рац}}$ до $q_{0.10\text{рац}}$ у разі раціональної холодопродуктивності (рис. 12, а) і від $q_{0.610-15\text{опт}}$ до $q_{0.10\text{опт}}$ у разі оптимальної (рис. 10, б) оцінюють надлишок проектної холодопродуктивності $q_{0.15\text{рац/опт}}$, а за поточним навантаженням $q_{0.15}$ – її дефіцит, виходячи з чого перерозподіляють холодопродуктивності між ступенями ЦСКП та розробляють відповідні схеми.

При цьому проектну оптимальну холодопродуктивність попереднього (бустерного) кондиціонування повітря в ЦСКП розраховують за співвідношеннями: $q_{0.610-15\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-15} = q_{0.15\text{рац}} - (q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10\text{опт}}) = 25 - (35 - 27) = 17$ кДж/кг.

Компенсувати дефіцит можна за рахунок акумульованого холоду – рідкого холодоагенту, накопиченого в лінійному ресивері та відокремлювачі рідини СКП типу VRF при знижених теплових навантаженнях (рис. 11).

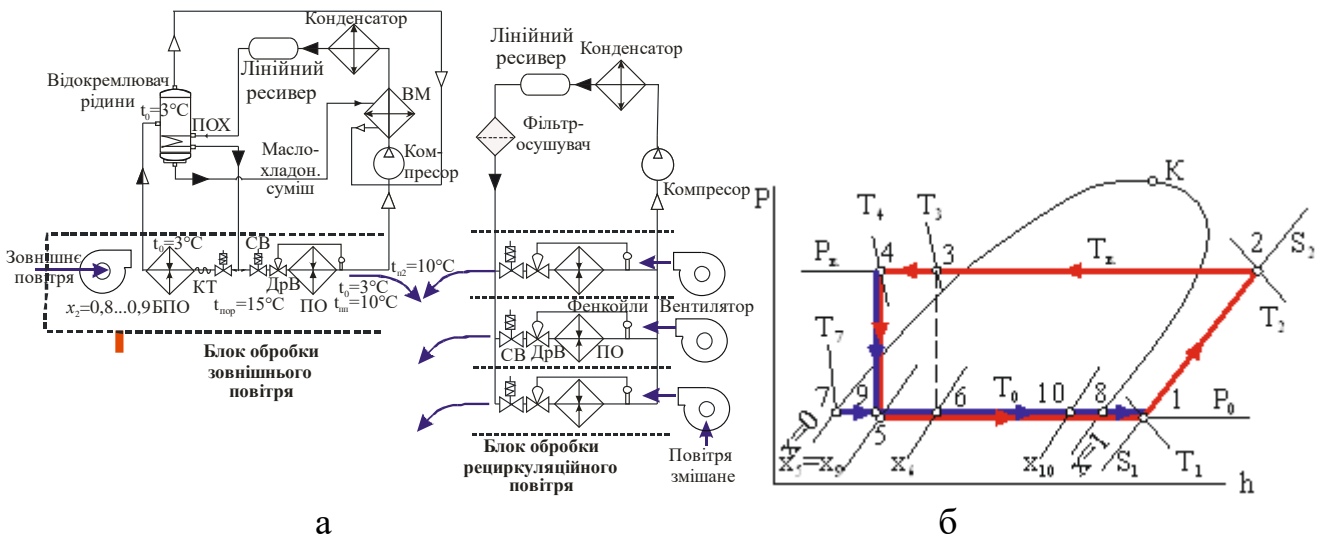


Рис. 11. Схема комбінованої ЦСКП і МСКП з використанням надлишку холодопродуктивності у БПО ЦСКП (а) та холодильний цикл (б): 1-2 – стиснення пари у компресорі; 2-3 – конденсація з переохолодженням в конденсаторі; 3-4 – переохолодження в ПОХ; процеси в БПО: 4-5 і 4-9 – дроселювання в КТ і ДрВ співпадають; 5-10 – випаровування в БПО; 10 – парорідинна суміш (ПРС) на виході з БПО; розділення суміші ПРС у відокремлювачі рідини (ВР) на фази: рідинну 10-7 (7 – насичена рідина) та парову 10-8 (8 – насичена пара), 7-1 – випаровування рідини з перегрівом на поверхні ПОХ; 5(9)-1 – випаровування рідини з перегрівом в ПО

Значний надлишок раціональної холодопродуктивності в діапазоні навантажень від $q_{0.610-15\text{рац}}$ до $q_{0.10\text{рац}}$ свідчить про доцільність його накопичення й використання для компенсації підвищених навантажень, завдяки чому – зменшення проектної холодопродуктивності бустерного ступеня $q_{0.610-15\text{рац}}$, наприклад до $q_{0.610-20\text{рац}}$, водночас з охолодженням повітря до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ (рис. 12).

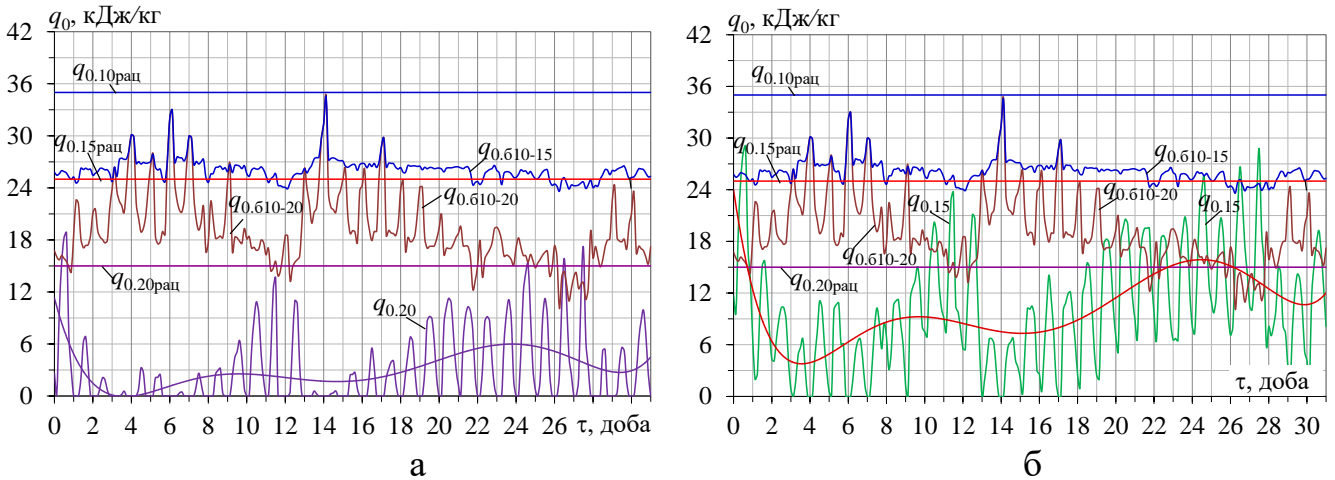


Рис. 12. Поточні значення раціональної питомої холодопродуктивності $q_{0.20\text{рац}}$, $q_{0.15\text{рац}}$ і $q_{0.10\text{рац}}$ при $t_{п2} = 20, 15$ і 10°C , наявної холодопродуктивності бустерного ступеня $q_{0.610-15}$ і $q_{0.610-20}$ попереднього кондиціювання зовнішнього повітря до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ (а) і $t_{п2} = 20^\circ\text{C}$ (б): $q_{0.610-15} = q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10-15}$; $q_{0.610-20} = q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10-20}$

Як видно, раціональна проектна холодопродуктивність бустерного ступеня $q_{0.610-20}$ значно перевищує її поточні витрати $q_{0.20}$ при $t_{п2} = 20^\circ\text{C}$ (рис. 12, а) і здебільшого навіть $q_{0.15}$ при $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ окрім короткочасних проміжків до 3 годин за 5 діб упродовж липня (рис. 12, б). До того ж ці проміжки часу чергуються зі значним падінням $q_{0.15}$ зі зміщенням у часі не більше 6...8 годин, що не потребує значних ємностей для накопичення надлишку холоду у вигляді рідкого хладону, в якості яких можуть застосовуватись вже наявні ресивери.

Про значний надлишок наявної раціональної проектної холодопродуктивності бустерного ступеня $q_{0.610-20}$ при $t_{п2} = 20^\circ\text{C}$, що лишається після компенсації її поточних витрат $q_{0.15}$ на кондиціювання повітря до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$, свідчать поточні значення їх різниці $q_{0.610-20} - q_{0.15}$ порівняно з дефіцитом $q_{0.15} - q_{0.610-20}$ та за накопиченням $\Sigma(q_{0.610-20} - q_{0.15})\tau = 6700$ кДж/(кг/год), або кВт·год/(кг/с), з урахуванням дефіциту упродовж короткочасних проміжків до 3 годин за 5...7 діб упродовж липня (рис. 13).

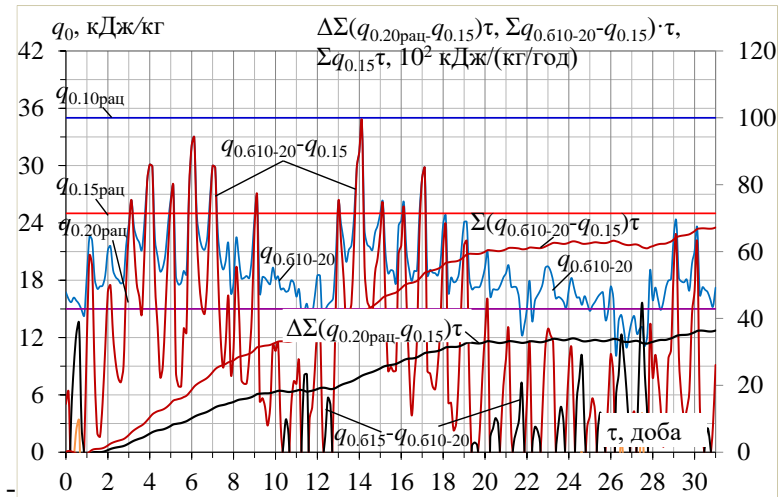


Рис. 13. Поточні значення холодопродуктивності бустерного ступеня $q_{0.610-20}$ при $t_{п2} = 20^\circ\text{C}$, її надлишку після компенсації поточних витрат $q_{0.610-20} - q_{0.15}$ на кондиціювання повітря до $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$, дефіциту $q_{0.15} - q_{0.610-20}$ холоду бустерного ступеня за накопиченням $\Sigma q_{0.610-15} \tau$ і $\Sigma q_{0.610-20} \tau$ при $t_{п2} = 15$ і 20°C та надлишку холоду $\Sigma(q_{0.610-20} - q_{0.15}) \tau$ при $t_{п2} = 15^\circ\text{C}$ і проектній $q_{0.610-20}$ при $t_{п2} = 20^\circ\text{C}$

Про те, що денний дефіцит перебивається нічним надлишком свідчать відносно стабільні значення надлишку за нарощуванням $\Delta\Sigma(q_{0.20\text{рац}}-q_{0.15})\tau = \Sigma(q_{0.20\text{рац}} \tau) - \Sigma(q_{0.15} \tau) \approx 3000 \text{кДж/(кг/год)}$ упродовж 20...30.07 і 2000кДж/(кг/год) упродовж 9...13.07 (рис. 13). За липень надлишок складає $\Delta\Sigma(q_{0.615-20})\tau = \Sigma(q_{0.610-15} \tau) - \Sigma(q_{0.610-20} \tau) = 5000 \text{кДж/(кг/год)}$, що становить приблизно третину його річної величини $\Sigma(q_{0.15-20} \tau) = \Sigma(q_{0.15} \tau) - \Sigma(q_{0.20} \tau) = 15000 \text{кДж/(кг/год)}$.

Отже раціональної холодопродуктивності $q_{0.20} \approx 20 \text{кДж/кг}$ достатньо не тільки для кондиціювання повітря у бустерному ступені до порогової $t_{пор} = 15^\circ\text{C}$, а ще й з утворенням надлишку холоду, який доцільно використовувати для компенсації коливань теплових навантажень МСКП (рис. 14).

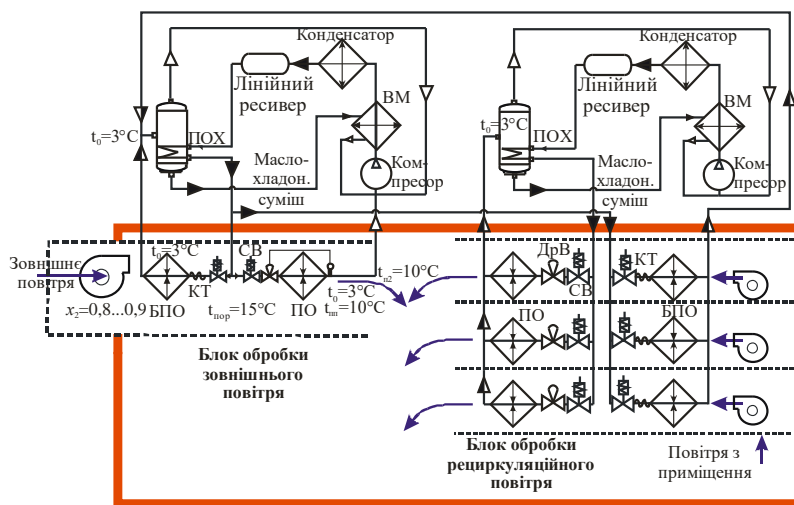


Рис. 14. Схема комбінованої ЦСКП і МСКП з регулюванням холодопродуктивності і використанням надлишку раціональної холодопродуктивності ЦСКП для компенсації коливань теплоприпливів у БПО ЦСКП і МСКП (у разі змінних теплоприпливів приміщень $Q_{\text{прим}} \tau \leq Q_{\text{опт}} \tau$)

Значний надлишок раціональної проєктної холодопродуктивності $q_{0.10\text{рац}}$ понад її витрати, який доцільно використовувати для охолодження повітря до $t_{\text{п}} = 15^{\circ}\text{C}$, завдяки чому зменшити проєктну холодопродуктивність бустерного ступеня $q_{0.610-15\text{рац}} \approx 25$ кДж/кг, наприклад до $q_{0.610-20\text{рац}} \approx 15$ кДж/кг, на величину $\Delta q_{0.15-20\text{рац}} = q_{0.15\text{рац}} - q_{0.20\text{рац}} = 10$ кДж/кг (рис. 12), або для компенсації коливань теплових навантажень МСК.

Отже проєктна холодопродуктивність $q_{0.10\text{рац}}$ може бути зменшена на величину $\Delta q_{0.15-20\text{рац}} = 10$ кДж/кг до $q_{0.10\text{рац}} = q_{0.10\text{рац}} - \Delta q_{0.15-20\text{рац}} = 35 - 10 = 25$ кДж/кг.

Якщо розглядати бустерний ступінь БПО у складі підсистеми попереднього кондиціювання повітря до $t_{\text{п}} = 20^{\circ}\text{C}$ (рис. 14), то він повинен забезпечити поточні перевищення проєктної холодопродуктивності $q_{0.20\text{рац}} = 15$ кДж/кг поточною $q_{0.15\text{рац}}$ в діапазоні від 0 до максимального відхилення $\Delta q_{0.15-20\text{рац}} = q_{0.15\text{рац}} - q_{0.20\text{рац}} \approx 10$ кДж/кг (рис. 5), тобто поточні відхилення від $q_{0.20\text{рац}} \approx 15$ кДж/кг становлять у більшості близько 30 % (рис.13).

Отже результатом досліджень розділу 5 став подальший розвиток методології проєктування у вигляді етапу співставлення наявної холодопродуктивності бустерного ступеня, розрахованої за раціональної та оптимальної холодопродуктивності двоступеневої СКП, з поточними навантаженнями з метою виявлення резерву подальшого скорочення встановленої холодопродуктивності. Показано, що наявної холодопродуктивності бустерного ступеня достатньо, щоб незначний поточний денний дефіцит перекрити нічним надлишком (рис. 13) і додатково зменшити раціональну проєктну холодопродуктивність бустерного ступеня практично вдвічі, тобто понад 20 % проєктної холодопродуктивності всієї двоступеневої СКП.

Це створює передумови компенсації незначного поточного денного дефіциту акумульованим холодом здебільшого упродовж доби з використанням вже наявних ємностей ХМ (лінійного ресиверу після конденсатора та відокремлювача рідини на всмоктуванні компресора) відповідно до схеми на рис. 14.

Наступним завданням є вибір способу живлення ПО-ВХ холодоагентом в діапазоні відхилення поточних теплових навантажень від проєктних величин, відповідно і витрати холодоагенту від проєктної величини, причому без зниження теплової ефективності ПО-ВХ, тобто густини теплового потоку в них.

По суті, діапазони відхилення визначаються величиною зменшення проєктних значень холодопродуктивності завдяки їх раціональному розподілу: у разі раціональної проєктної холодопродуктивності $q_{0.10\text{рац}}$ (рис. 5) зменшення проєктної холодопродуктивності бустерного ступеня становить $\Delta q_{0.15-20\text{рац}} = q_{0.15\text{рац}} - q_{0.20\text{рац}} \approx 10$ кДж/кг (рис. 13), тобто поточні відхилення від $q_{0.20\text{рац}} \approx 15$ кДж/кг становлять у більшості близько 30 % (рис.13). У разі оптимальної проєктної холодопродуктивності $q_{0.10\text{опт}} \approx 25$ кДж/кг (рис. 3) її дефіцит порівняно з $q_{0.10\text{рац}} \approx 35$ кДж/кг, який необхідно покрити для досягнення близького до максимального річного виробництва холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$, становить $\Delta q_{0.10\text{рац-опт}} = q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10\text{опт}} \approx 10$ кДж/кг і визначає максимальне відхилення як і у першому випадку (рис. 5).

Завданням досліджень **шостого розділу** є визначення припустимого діапазону відхилень витрати холодоагенту у ПО-ВХ відповідно до коливань поточних теплових навантажень відносно проектних (раціональних або оптимальних) без помітного (не більше 3...5 %) зниження густини теплового потоку у ПО, виходячи з якого – розроблення принципів холодопостачання та способів і систем з їх реалізації, підтвердження експериментальними даними достовірності теоретичних результатів та ефективності розроблених СКП.

Теплофізичне обґрунтування ефективності холодопостачання СКП за принципом самозаповнення ПО-ВХ з неповним випаровуванням холодоагенту, способів і схемних рішень з їх реалізації полягає у наступному.

Інтенсивність тепловіддачі до холодоагенту, який випаровується в змійовиках ПО-ВХ, падає на кінцевій стадії випаровування, що обумовлене висиханням внутрішньої поверхні стінки при переході двофазного потоку холодоагенту від кільцевого (дисперсно-кільцевого) потоку до дисперсного (рис. 16). У компактних ПО-ВХ з ребристими трубками різке зниження коефіцієнта тепловіддачі до холодоагенту α_a на кінцевій стадії його випаровування нижче за коефіцієнт тепловіддачі до повітря α_{air} , віднесений до внутрішньої поверхні труб, призводить до зниження загального коефіцієнта теплопередачі k і, відповідно, густини теплового потоку q в цілому.

Розрахунки проведено для ПО-ВХ з пластинчастим оребренням, зовнішнім і внутрішнім діаметрами трубки 12 і 10 мм, температурою повітря на вході $t_{п1} = 25$ °С і на виході $t_{air2} = 15$ °С, кипіння R134 на виході $t_{02} = 0$ °С (рис. 16).

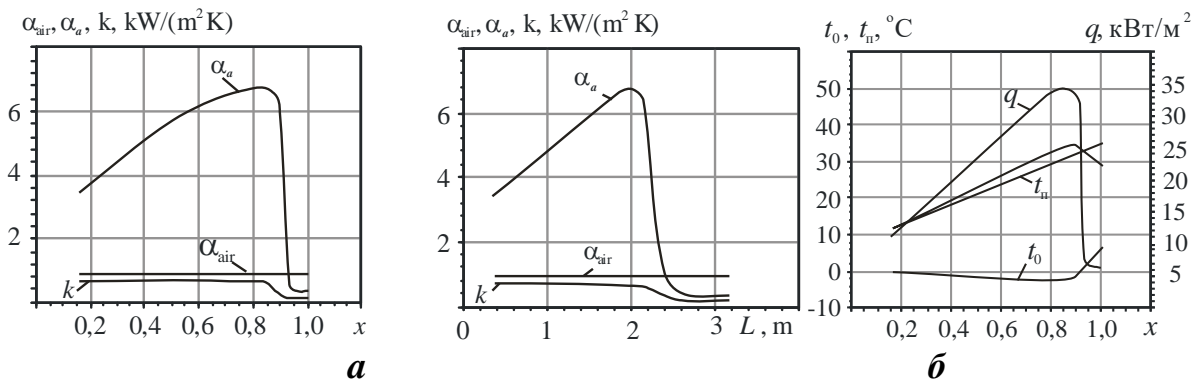


Рис. 16. Залежність коефіцієнтів тепловіддачі до хладону α_a і повітря $\alpha_{п}$, теплопередачі k від масового паровмісту x (а) і довжини змійовика L (б), густини теплового потоку q , температури повітря $t_{п1}$ і кипіння хладону t_0 (в)

Частка поверхні, що припадає на кінцеву стадію випаровування та перегріву пари з вкрай низькою інтенсивністю тепловіддачі, становить близько 30%. Падіння α_a з переходом до дисперсного потоку має місце для всіх холодоагентів.

Щоб забезпечити інтенсивний теплообмін на всій довжині L змійовиків ПО-ВХ, необхідно вилучити їх кінцеві ділянки з осушеною внутрішньою стінкою, тобто реалізувати неповне випаровування. Невипарену рідину відокремлюють від пари в сепараторі-відокремлювачі рідини (ВР) і випаровують на поверхні змійовика

регенеративного теплообмінника ПОХ у ВР, переохолоджуючи рідкий холодоагент високого тиску після

Математична модель визначення максимальних теплових потоків у ПО-ВХ і відповідних оптимальних витрат холодоагенту базується на фундаментальних законах термогідродинаміки фазових перетворень з урахуванням взаємного впливу падіння тиску (гідравлічного опору) та інтенсивності теплопередачі на густину теплового потоку q_{\max} , за якою оцінюють теплову ефективність ПО-ВХ:

$$q = k \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_{air}}} \cdot \frac{t_{air1} - t_{air2} + \Delta t_0}{\ln \frac{t_{air1} - t_{02}}{t_{air2} - (t_{02} + \Delta t_0)}},$$

де α_{π} – коефіцієнт тепловіддачі до повітря, віднесений до внутрішньої поверхні трубки; α_a – коефіцієнт тепловіддачі до холодоагенту; θ – логарифмічна різниця температур; k – коефіцієнт теплопередачі.

Падіння температури кипіння хладону Δt_0 , викликане перепадом тиску ΔP , отримують зі співвідношення Клаузіуса – Клапейрона

$$\frac{dP}{dt_0} = \frac{r}{T(\nu_v - \nu_l)} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_0}$$

Гradient тиску тертя для двофазного потоку $\Delta P/\Delta L$ й у диференційній формі dP/dL розраховують за методом Локкарта-Мартінеллі-Нельсона.

Існування максимального значення густини теплового потоку q_{\max} зумовлене наступним. Зі збільшенням масової швидкості холодоагенту ρw коефіцієнт тепловіддачі до холодоагенту α_a і коефіцієнт теплопередачі k збільшуються. Але при цьому збільшуються також падіння тиску кипіння холодоагенту (обумовлене втратами тиску через тертя) ΔP і відповідне падіння температури кипіння холодоагенту Δt_0 . У практиці проектування випарників значення температури кипіння холодоагенту t_{02} на виході з випарника (на вході в компресор) приймають незмінним, щоб інші параметри циклу залишалися також незмінними. За фіксованої t_{02} збільшення Δt_0 спричиняє підвищення температури кипіння холодоагенту t_{01} на вході до випарника і зменшення логарифмічної різниці температур θ . Протилежний вплив масової швидкості холодоагенту ρw на k та θ зумовлює існування максимуму функції $q = k\theta$ при певному значенні ρw . Це значення приймають за оптимальне $(\rho w)_{\text{opt}}$ (рис. 17).

Результати порівняння теплової ефективності традиційного повітроохолоджувача з повним випаровуванням і перегрітою парою на виході та вдосконаленого повітроохолоджувача з неповним випаровуванням показані на рис. 17. Для традиційного дросельного контуру випарника при $x_2 \geq x_{\text{cr}}$ має місце осушена поверхня внутрішньої стінки трубки з парою, перегрітою на 10 °С, а для випарника з переповненням холодоагентом $x_2 < x_{\text{cr}}$ – змочена стінка. У дисперсійній суміші пара перегрівається на 5 °С порівняно з $t_{02} = 0$ °С.

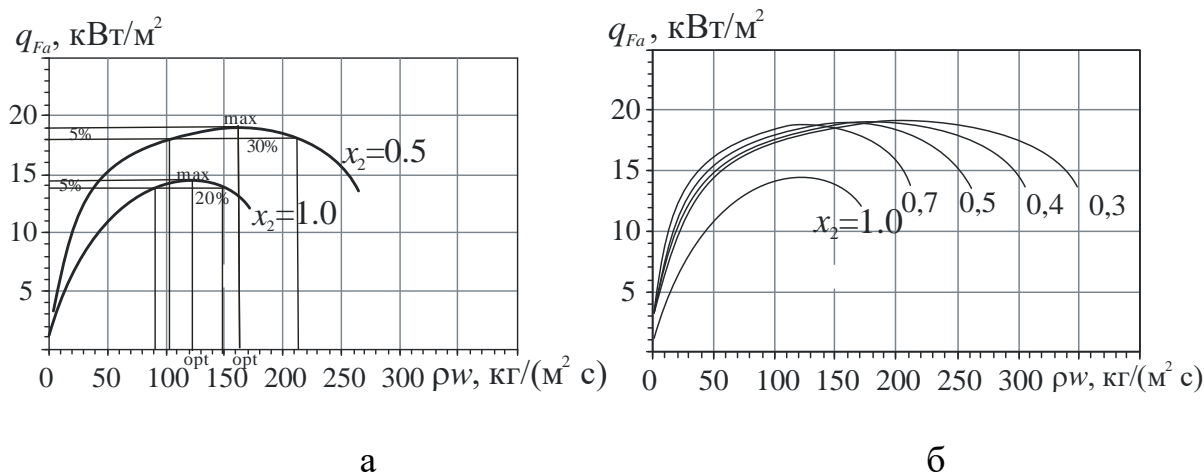


Рис. 17. Густина теплового потоку q_{Fa} (а і б) і питомі (при $G_{п} = 1$ кг/с) теплові навантаження q_0 (в) в залежності від масових швидкостей холодоагенту ρ_w при паровмісті хладону на виході $x_2 = 1,0$ (повне випаровування); $x_2 = 0,3 \dots 0,7$ (неповне випаровування); $w = 6$ м/с (швидкість повітря в живому перерізі)

Як видно, перепоповнення змійовиків ПО-ВХ хладоном з неповним його випаровуванням ($x_2 < 1,0$) забезпечує підвищення густини теплового потоку q_{Fa} понад 30 % та припускає більші відхилення масових швидкостей хладону ρ_w від оптимальних величин $\rho_{w, \text{opt}}$ на 30...50 % (при $x_2 = 0,5 \dots 0,3$ відповідно) порівняно з традиційними ПО-ВХ з повним випаровуванням (відхиленням ρ_w на 20% при $x_2 = 1,0$) без помітного зниження q_{Fa} (не більше 5 %) порівняно з $q_{Fa, \text{max}}$.

Аналіз розрахунків для ряду сучасних холодоагентів (R134a, R245fa, R1234ze(E), R1234yf, R227ea) показав, що при різниці температур переохолодженого холодоагента після РТО (ПОХ на рис. 11, 14) та кипіння $\Delta t_x = t_4 - t_0 = 5^\circ\text{C}$ паровміст на виході x_2 з трубок повітроохолоджувача БПО становить 0,55–0,75 при температурі конденсації $t_k = 40\text{--}45^\circ\text{C}$.

Слід відмітити, що при зниженні до $t_x = 30^\circ\text{C}$ паровміст x_2 дещо підвищується до значення 0,70–0,85. Більш високим значенням відповідає холодоагент R245fa, а найменшим (найбільш вигідний) – R227ea. Збільшення Δt_x до 10–15 $^\circ\text{C}$ (рис. 18) приводить до підвищення x_2 до 0,80–0,95 при $t_k = 40\text{--}45^\circ\text{C}$ та 0,95–1,00 при $t_x = 30^\circ\text{C}$.

Результати розрахунків при $\Delta t_x = 10$ і 15 $^\circ\text{C}$ показують, що значення x_2 відповідають експлуатації холодильної машини з конденсатором повітряним охолодженням та в умовах тропіків. Отримані ж значення x_2 дають змогу зробити висновок про можливість реалізації запропонованих рішень з інтенсифікації теплопередачі за неповного випаровування у повітроохолоджувачі-випарнику при $\Delta t_x = 5^\circ\text{C}$, що відповідає реальним умовам роботи холодильних машин систем кондиціонування з РТО.

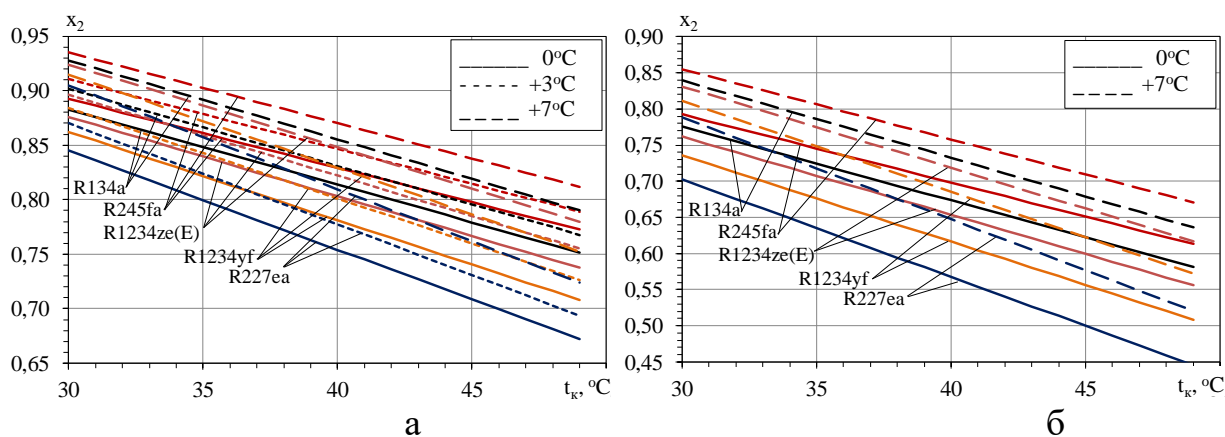


Рис. 18. Залежності паровмісту холодоагенту на виході з випарника x_2 від температури конденсації t_k для холодильної машини блоку зовнішньої обробки повітря для схеми на рис. 1,2 при різних температурах кипіння в випарнику: $t_0 = 0; +3; +7^\circ\text{C}$: а – $\Delta t_x = 10^\circ\text{C}$; б – $\Delta t_x = 5^\circ\text{C}$

Блок-схема розробленої математичної моделі системи комбінованої ЦСКП і МСКП з регулюванням холодопродуктивності і використанням надлишку холодопродуктивності ЦСКП у БПО для компенсації коливань навантажень і більш глибокого кондиціонування наведена на рис. 19. При цьому показники ефективності холодильної машини розраховують методом послідовних наближень.

Нижче наведені основні рівняння для розрахунку процесів холодопостачання двоступеневого кондиціонування повітря і визначення холодильного коефіцієнта та холодопродуктивності холодильної машини (ХМ) СКП (схема і цикл на рис. 11).

Холодопродуктивність I ступеня (БПО): $Q_0^I = G_0 \cdot g_1 \cdot (h_1 - h_5)$.

Холодопродуктивність II ступеня (ПО): $Q_0^{II} = G_0 \cdot g_2 \cdot (h_{10} - h_9)$,

де g_1, g_2 – частка холодоагенту в I і II контурах холодопостачання, відповідно в I і II ступенях (БПО і ПО) кондиціонування повітря ЦСКП; $g_1 + g_2 = 1$; $x_5 = x_9$; $h_5 = h_9$.

Паровміст хладону після дроселювання в КТ на вході БПО (т.5):

$$x_5 = \frac{h_5 - h_7}{h_8 - h_7}$$

Ентальпія в т.5 (після дроселювання в КТ на вході БПО):

$$h_5 = h_7 + x_5(h_8 - h_7)$$

Ентальпія в т.10 (вихід з випарника БПО I ступеня):

$$h_{10} = h_5 + \frac{g_1(h_1 - h_5)}{\frac{Q_0^I}{Q_0^{II}}(1 - g_1)}$$

Паровміст хладону на виході з випарника БПО I ступеня: $x_{10} = \frac{h_{10} - h_7}{h_8 - h_7}$.

Частка холодоагенту в I контурі:

$$g_1 = \frac{h_8 + h_3 - h_1 - h_5}{h_8 - h_7} = \frac{h_3 - h_5}{2h_1 - h_7 - h_8}$$

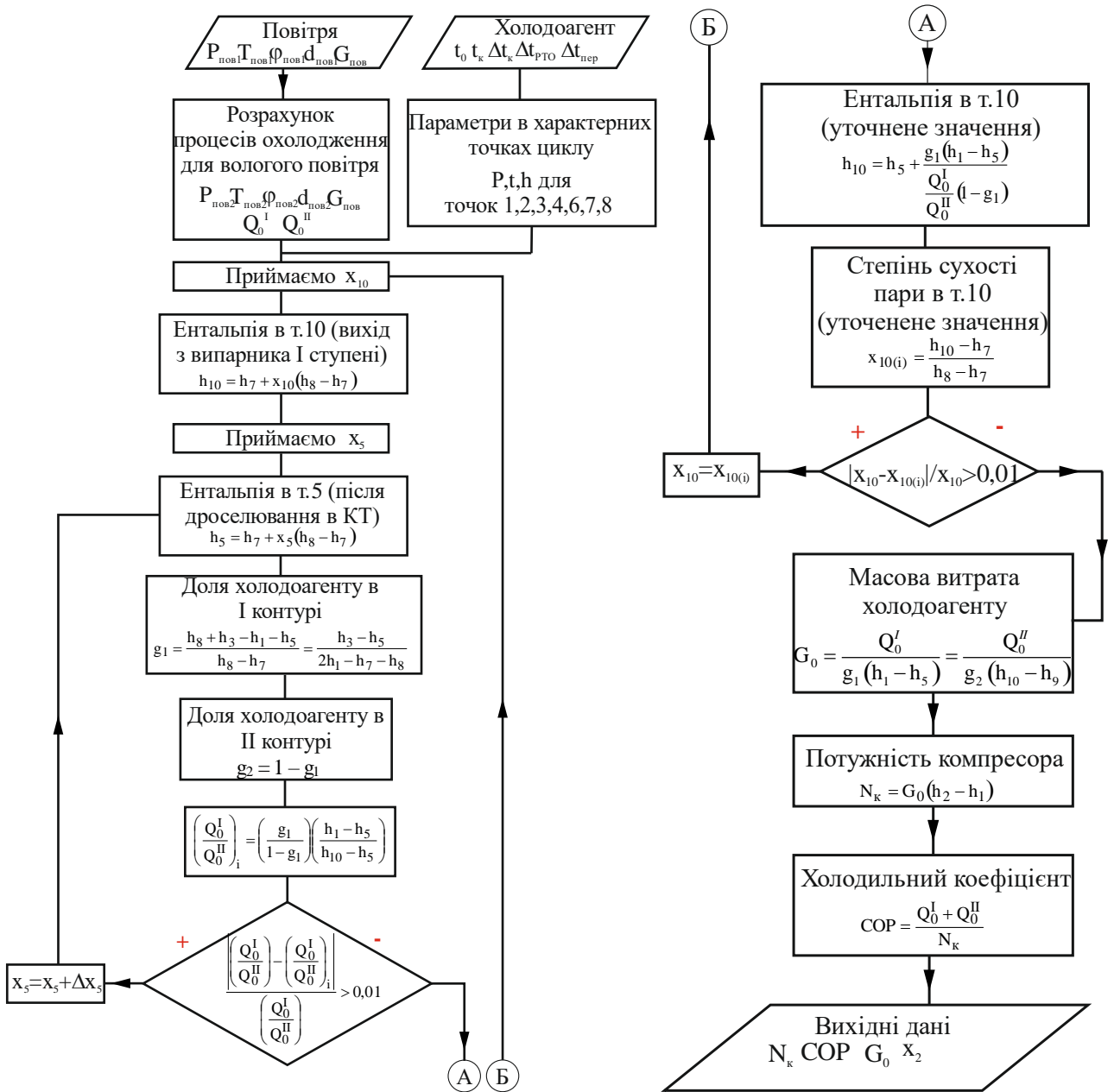


Рис. 19. Блок-схема розрахунку процесу холодопостачання двоступеневої ЦСКП (схема на рис.11,б).

Частка холодоагенту в II контурі: $g_2 = 1 - g_1$.

Масова витрата холодоагенту: $G_0 = \frac{Q_0^I}{g_1(h_1 - h_5)} = \frac{Q_0^{II}}{g_2(h_{10} - h_9)}$.

Потужність компресора:

$$N_k = G_0(h_2 - h_1).$$

Холодильний коефіцієнт:

$$COP = \frac{Q_0^I + Q_0^{II}}{N_k}.$$

При розрахунку циклу доцільно на першому етапі задаватися початковим значенням x_{10} і $x_{5(9)}$, а після визначення g_1 і g_2 обчислювати h_{10} і $h_{5(9)}$. За визначеним h_5 розраховують нове значення співвідношення $Q_0^I + Q_0^{II}$, якщо воно не сходиться з початковим, то приймають нове значення $x_{5(9)}$ і розрахунок повторюють. Потім за визначеним h_{10} розраховують нове значення x_{10} і порівнюють його з початковим, якщо вони не сходяться (наприклад різниця перевищує 1%), то приймають нове значення x_{10} і розрахунок повторюють. Значення приведених Q_0^I і Q_0^{II} розраховуються відносно витрати повітря 1 кг/с, що охолоджується.

Експериментальні дослідження проводили для ПО-ВХ з капілярною трубкою, що давало змогу моделювати його ефективність за різної різниці тиску конденсації та кипіння в широкому діапазоні зміни теплових навантажень. Дослідження проводили психрометрическим методом на експериментальному стенді базового підприємства ВАТ "Завод "Екватор", м. Миколаїв.

Схема експериментальної установки і холодильна машина з відокремлювачем рідини показані на рис. 20.

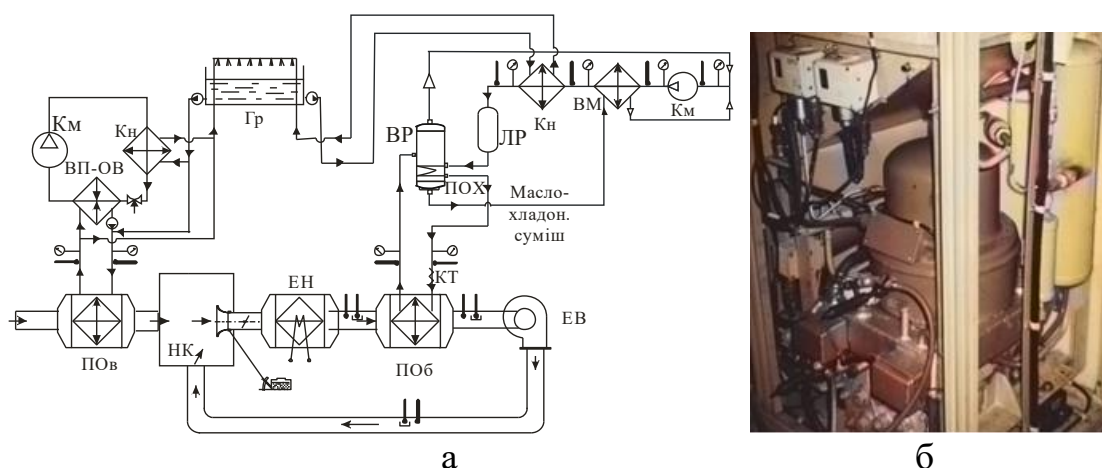


Рис. 20. Схема експериментальної установки: ПОБ – повітроохолоджувач-випарник базовий (бустерний БПО у схемах СКП); ПОВ – повітроохолоджувач водяний; ВП-ОВ – випарник-охолоджувач води; КМ – компресор; Кн – конденсатор; ВР – відокремлювач рідини; ПОХ – переохолоджувач хладону (регенеративний теплообмінник); КТ – капілярна трубка; ВМ – випарник мастила; ЕВ – електровентильатор; ЕН – електронагрівник; НК – навантажувальна камера; Гр – градирня; R134a, $Q_0 = 14$ кВт; $t_0 = 7$ °С, $t_k = 40$ °С

Теплове навантаження на ПО-ВХ регулювали зміною температури $t_{п1}$ повітря на вході, яку заміряли за сухим t_{c1} і мокрим t_{m1} термометрами: $t_{c1} = 20...40$ °С; $t_m = 10...30$ °С. Температуру конденсації регулювали в інтервалі $t_k = 20...40$ °С зміною температури води на вході конденсатора $t_{w1} = 10...35$ °С. Масові витрати повітря G_p і води G_w були незмінні.

Вимірювали температури повітря на вході і виході з ПО-ВХ, хладону в характерних точках циклу (рідкого хладону після конденсатора і ПОХ, пари після ПО-ВХ, на всмоктуванні та нагнітанні компресора, води на вході та виході з конденсатора; температури конденсації t_k та кипіння t_0 визначали за тиском

хладону; витрати води через конденсатор; споживання електричної потужності компресором – вимірювальним комплектом К-50.

Температуру хладону та води вимірювали лабораторними термометрами з ціною поділу $0,1^{\circ}\text{C}$, витрату охолоджувальної води конденсатора – ротаметром РМ-2,5. Ентальпію хладону визначали за температурою і тиском: рідкого – у переохолодженому, а пари – у перегрітому стані.

Змінюючи $\Delta P_{\text{КТ}}$ капілярної трубки, моделювали різні $\Delta P = P_{\text{ВР}} - P_{\text{ПО}}$.

За результатами експериментальних досліджень з залежності холодопродуктивності Q_0 від температури кипіння t_0 при незмінних температурах води на вході конденсатора t_w і конденсації t_k встановлено, що у разі холодопостачання ПО-ВХ самозаповненням холодопродуктивність $Q_{0,\text{ВР}}$ збільшується приблизно на 20 % порівняно з традиційним дроселюванням Q_0 (рис. 21,а при $t_w = 30^{\circ}\text{C}$, $t_k = 40^{\circ}\text{C}$).

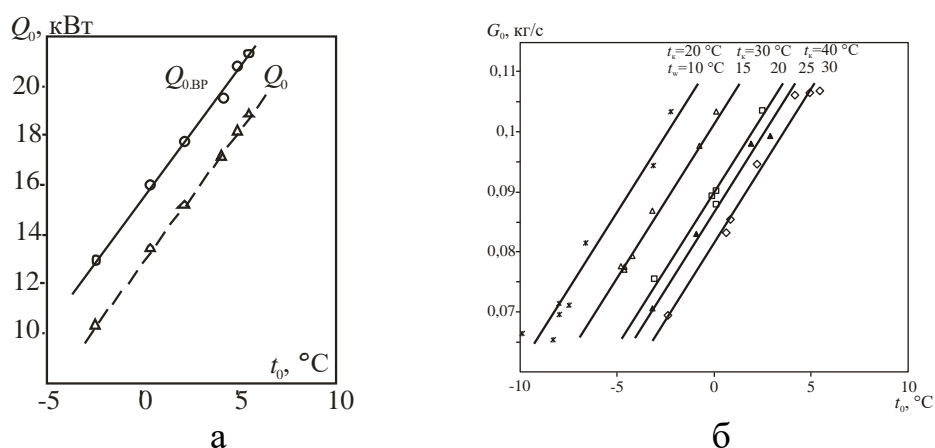


Рис. 21. Залежність холодопродуктивності Q_0 (а) і масової витрати хладону G_0 при різних температурах конденсації t_k і води на вході конденсатора t_w (б) від t_0 : $Q_{0,\text{ВР}}$ – самозаповнення; Q_0 – традиційне дроселюванням; $t_w = 30^{\circ}\text{C}$, $t_k = 40^{\circ}\text{C}$

Як видно, з підвищенням температури кипіння t_0 при незмінній температурі конденсації t_k монотонно зростають холодопродуктивність Q_0 (рис. 21,а) і масова витрата хладону (масова продуктивність компресора) (рис. 21, б).

Більші величини Q_0 при $t_k = \text{idem}$ і знижених t_w зумовлені більш глибоким переохолодженням рідкого хладону в конденсаторі, тобто зниженням його ентальпії на вході, відповідно і виході з ПОХ – вході в КТ, тобто зростанням питомої холодопродуктивності.

За рахунок високої інтенсивності теплопередачі на всій поверхні ПО-ВХ за неповного випаровування хладону та більш глибокого переохолодження рідкого хладону високого тиску у ПОХ на вході до КТ зі скороченням енергетичних втрат в циклі через дроселювання і, як наслідок, зростання холодопродуктивності Q_0 , холодопродуктивність $Q_{0,\text{ВР}}$ за неповного випаровування хладону збільшується понад 20% порівняно з повним $Q_{0,\text{др}}$.

З метою перевірки адекватності математичної моделі порівнювали теоретичні (розрахункові) величини густини теплового потоку $q_{\text{Fa,Т}}$ з експериментальними

$q_{Fa.e}$, а також відповідні величини питомої холодопродуктивності (на 1 кг/с витрати повітря) $q_{0.T}$ і $q_{0.e}$ (рис. 22).

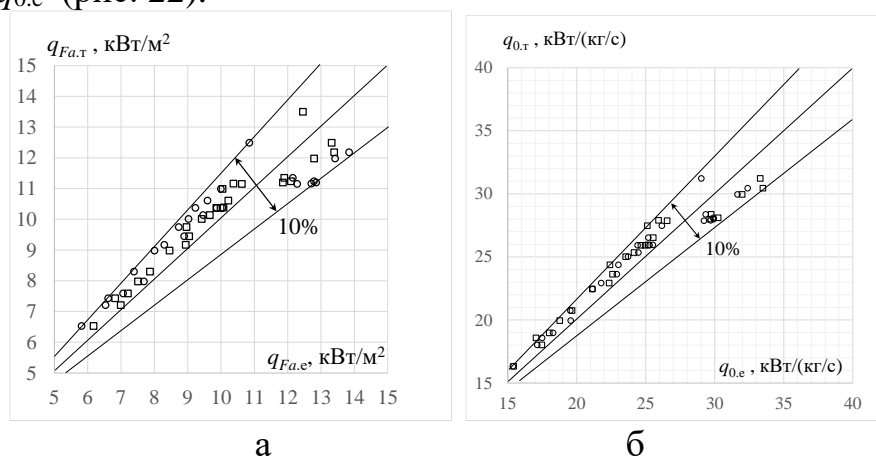


Рис. 22. Результати порівняння значень густини теплового потоку теоретичних $q_{Fa.T}$ і експериментальних $q_{Fa.e}$ (а) та питомої холодопродуктивності (на 1 кг/с витрати повітря) $q_{0.T}$ і $q_{0.e}$ (б)

Як видно, розрахункові (теоретичні) значення $q_{Fa.T}$ задовільно узгоджуються з експериментальними $q_{Fa.e}$: розбіжність знаходиться в межах довірчого інтервалу 10% при нормальному розподілі похибки (при довірчій ймовірності виміряних величин 0,67) і довірчого інтервалу 15% (при довірчій ймовірності 0,9).

Математичну модель ПО-ВХ, адекватність якої підтверджено експериментальними даними, використано при моделюванні роботи ПО-ВХ в реальних умовах експлуатації при різних теплових навантаженнях. За результатами моделювання встановлено припустимі діапазони відхилення витрати хладону від оптимальної величини відповідно до зміни теплового навантаження 30...50%, що не призводять до зменшення густини теплового потоку Δq_0 більше ніж 3...5% (рис. 17). Вони порівнювались з відхиленнями поточних навантажень від встановленої (проектної) раціональної холодопродуктивності (зменшеної для бустерного БПО практично вдвічі: $q_{0.610-20} \approx q_{0.15\text{рац}} - q_{0.20\text{рац}} = 10$ кДж/кг проти $q_{0.15\text{рац}} = 25$ кДж/кг, рис. 12, б і 13), та оптимальної холодопродуктивності, зменшеної порівняно з раціональною: $q_{0.10\text{опт}} = 20$ кДж/кг проти $q_{0.10\text{рац}} = 35$ кДж/кг (рис. 5, 23).

Як видно з рис. 12, б і 13, максимальні величини різниці встановленої (проектної) раціональної та оптимальної холодопродуктивностей $\Delta q_{0.10,15,20\text{г-о}} = q_{0.10,15,20\text{рац}} - q_{0.10,15,20\text{опт}}$ становлять 8...10 кДж/кг, тоді як поточні значення дефіциту холодопродуктивності бустерного ступеня ЦСКП, розрахованої за оптимальної величини як $q_{0.610-15\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - \Delta q_{0.10-15}$, порівняно з її поточними витратами $q_{0.610-15\text{опт}} / q_{0.15}$, тобто $q_{0.15} - q_{0.610-15\text{опт}} = q_{0.15} - (q_{0.10\text{опт}} - \Delta q_{0.10-15}) = q_{0.15} - q_{0.10\text{опт}} + q_{0.10} - q_{0.15} = q_{0.10} - q_{0.10\text{опт}} \approx 4...5$ кДж/кг (діапазон 18...23 кДж/кг на рис. 12, б і 13). Отже при пороговій температурі $t_{\text{пор}} = 15$ °С відхилення (перевищення) поточних навантажень $q_{0.15}$ від $q_{0.15\text{опт}} = 18$ кДж/кг становлять приблизно 30%.

У разі ж вибору за умовно порогову температури $t_{\text{пор}} = 20$ °С (за умови використання надлишку холодопродуктивності ступеня подальшого кондиціонування повітря в ЦСКП від $t_{\text{пор}} = 20$ °С до 10 °С для компенсації коливань теплових навантажень на МСКП) відхилення (перевищення) поточних навантажень $q_{0.15}$

від $q_{0.20\text{опт}} = 13$ кДж/кг лежать в діапазоні 13...22 кДж/кг ($q_{0.20\text{рац}} = 22$ кДж/кг) і становлять приблизно 40 %.

В цілому за рік ефект полягає в додатковому річному виробництві холоду $\sum(q_{0.15-20} \tau) = \sum(q_{0.15} \tau) - \sum(q_{0.20} \tau) = 20000 - 5000 = 15000$ кДж/(кг/год) за зменшеної проєктної холодопродуктивності $q_{0.20} \approx 15$ кДж/кг порівняно з проєктною раціональною холодопродуктивністю $q_{0.15} \approx 25$ кДж/кг. Він можливий за умови накопичення в ресиверах ХМ поточного надлишку проєктної раціональної холодопродуктивності $q_{0.20} \approx 15$ кДж/кг понад поточні теплові навантаження $q_{0.15}$ (рис 2 і 13) і використання при підвищених поточних теплових навантаженнях.

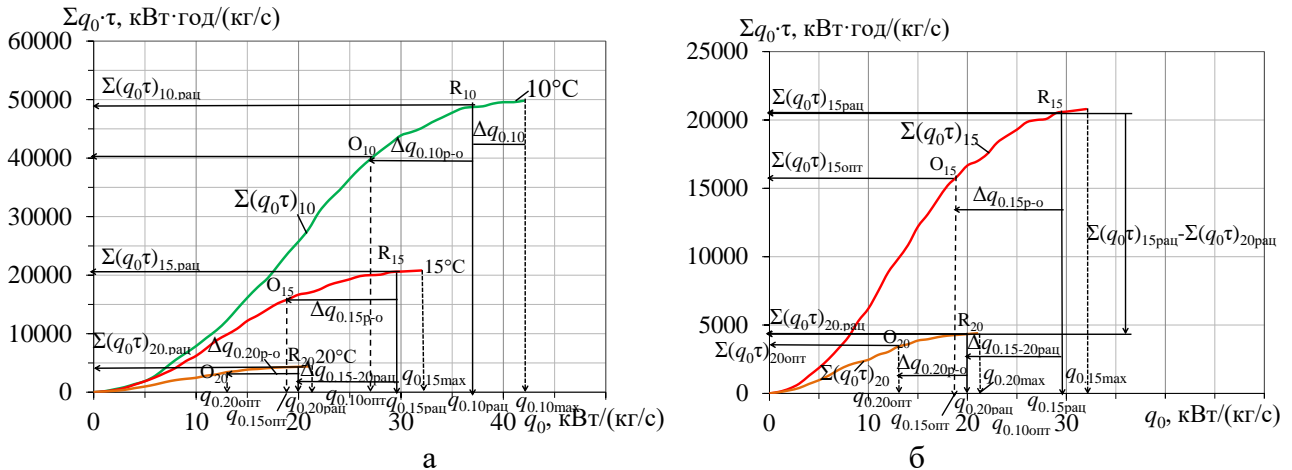


Рис. 23. Питоме (при $G_{\text{п}} = 1$ кг/с) річне виробництво холоду $\sum(q_0 \cdot \tau)$ в залежності від питомої встановленої холодопродуктивності ХМ q_0 при різних температурах охолодженого повітря $t_{п2}$: $\sum(q_0 \cdot \tau)_{10; 15; 20}$ – при $t_{п2} = 10; 15$ і 20 °С; точки $O_{10,15,20}$ – $q_{0.10,15,20\text{опт}}$; $R_{10,15,20}$ – $q_{0.10,15,20\text{рац}}$; $\Delta q_{0.10} = q_{0.10\text{max}} - q_{0.10\text{рац}}$; $q_{0.610-15\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-15} = 27 - 10 = 17$ кВт/(кг/с)

З рис. 23, а видно, що зменшення $q_{0.10\text{опт}}$ порівняно з $q_{0.10\text{рац}}$: $\Delta q_{0.10\text{р-о}} = q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10\text{опт}} = 10$ кВт/(кг/с), відповідно до чого відхилення становить 37 % – від $q_{0.10\text{опт}}$ в цілому та 53 % – від $q_{0.15\text{опт}}$ у разі окремого бустерного ступеня БПО $q_{0.610-15\text{опт}} = q_{0.10\text{опт}} - q_{0.10-15} = 17$ кВт/(кг/с) двоступеневої СКП.

З рис. 23, б видно, що зменшення $q_{0.20\text{рац}}$ порівняно з $q_{0.15\text{рац}}$: $\Delta q_{0.15-20\text{рац}} = q_{0.15\text{рац}} - q_{0.20\text{рац}} \approx 10$ кВт/(кг/с), відповідно до чого відхилення становить 35 % – від $q_{0.10\text{рац}} - \Delta q_{0.15-20\text{рац}}$; ~ 53 % – від $q_{0.20\text{рац}}$ у разі окремого бустерного ступеня БПО $q_{0.610-20\text{рац}} = q_{0.10\text{рац}} - q_{0.10-20\text{рац}} = 17$ кВт/(кг/с) двоступеневої СКП.

В той же час у разі СКП з неповним випаровуванням в БПО діапазон відхилення теплового навантаження (холодопродуктивності) – витрати хладону 30...40 % (ρ_w від $\rho_{w\text{опт}}$, рис. 17) при паровмісті на виході ПО $x_2 = 0,5$ і $0,4$ та зниженні густини теплового потоку q_{Fa} порівняно з $q_{Fa,\text{max}}$ не більше 5 %.

Оцінку скорочення річного споживання електроенергії за оптимальної та раціональної холодопродуктивності з використанням їх надлишку при знижених теплових навантаженнях для компенсації поточних витрат проведено за результатами розрахунку питомого річного споживання електроенергії компресором ХМ СКП $\sum(N_e \cdot \tau)$ відповідно до річного виробництва холоду (рис. 23) та його скорочення $\Delta \sum(N_e \cdot \tau)_{10,15,20\text{р-о}} = \sum(N_e \cdot \tau)_{10,15,20\text{рац}} - \sum(N_e \cdot \tau)_{10,15,20\text{опт}}$ і зменшення

питомої встановленої оптимальної холодопродуктивності порівняно з раціональною $\Delta q_{0.10,15,20p-o} = q_{0.10,15,20p-о} - q_{0.10,15,20opt}$, а також скорочення річного споживання електроенергії $\Delta \sum(N_e \cdot \tau)_{15-20p-о} = \sum(N_e \cdot \tau)_{15p-о} - \sum(N_e \cdot \tau)_{20p-о}$ та зменшення питомої встановленої холодопродуктивності $\Delta q_{0.20p-о}$ порівняно з $\Delta q_{0.15p-о} : \Delta q_{0.15-20p-о} = q_{0.15p-о} - q_{0.20p-о}$ (рис.24).

Питоме ($G_{п} = 1$ кг/с) річне споживання електроенергії компресором ХМ обчислювали як $\sum(N_e \cdot \tau)_{10,15,20} = \sum(q_0 \cdot \tau)_{10,15,20} / \varepsilon$, кВт·год/(кг/с), де $\varepsilon = q_0 / N_e \cdot$ - холодильний коефіцієнт (приймали $\varepsilon = 3$).

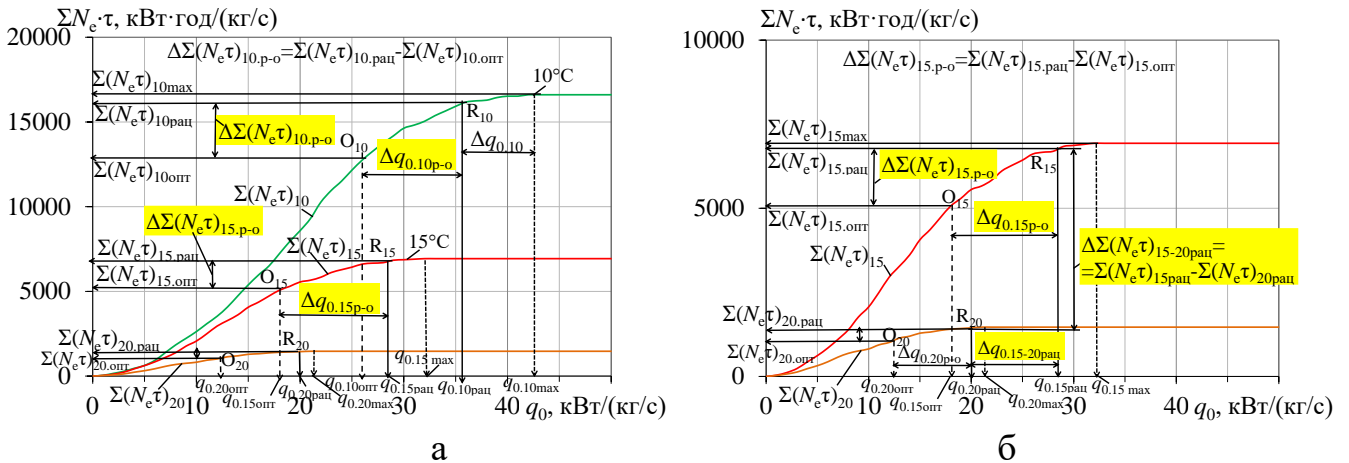


Рис. 24. Питомі річне споживання електроенергії $\sum(N_e \cdot \tau)$ та його скорочення $\Delta \sum(N_e \cdot \tau)_{10,15,20p-o}$, зменшення встановленої оптимальної холодопродуктивності порівняно з раціональною $\Delta q_{0.10.15.20p-o}$ (а), скорочення питомого річного споживання електроенергії $\Delta \sum(N_e \cdot \tau)_{15-20p-о}$ та зменшення питомої встановленої холодопродуктивності $\Delta q_{0.20p-о}$ порівняно з $\Delta q_{0.15p-о} : \Delta q_{0.15-20p-о} = q_{0.15p-о} - q_{0.20p-о} = 10$ кВт/(кг/с)

Як видно, за оптимального проектування: скорочення питомого річного споживання електроенергії (при $G_{п} = 1$ кг/с) $\Delta \sum(N_e \cdot \tau)_{10p-o} = \sum(N_e \cdot \tau)_{10p-о} - \sum(N_e \cdot \tau)_{10opt} = 3500$ кВт·год/(кг/с) при $t_{п2} = 10$ °С; $\Delta \sum(N_e \cdot \tau)_{15p-o} = 2000$ кВт·год/(кг/с) при $t_{п2} = 15$ °С; зменшення питомої оптимальної холодопродуктивності порівняно з раціональною: $\Delta q_{0.10p-o} = q_{0.10p-о} - q_{0.10opt} = 10$ кВт/(кг/с).

За раціонального проектування: скорочення питомого річного споживання електроенергії $\Delta \sum(N_e \cdot \tau)_{15-20p-о} = \sum(N_e \cdot \tau)_{15p-о} - \sum(N_e \cdot \tau)_{20p-о} \approx 5000$ кВт·год/(кг/с) та зменшення питомої холодопродуктивності $\Delta q_{0.20p-о}$ порівняно з $\Delta q_{0.15p-о} : \Delta q_{0.15-20p-о} = q_{0.15p-о} - q_{0.20p-о} = 10$ кВт/(кг/с).

За результатами досліджень розділу 6 розроблена й експериментально досліджена система холодопостачання повітроохолоджувачів СКП автозаповненням, яка забезпечує використання поточного надлишку холодопродуктивності у бустерному повітроохолоджувачі попереднього охолодження зовнішнього повітря при підвищених теплових навантаженнях, причому за оптимальної холодопродуктивності, зменшеної порівняно з раціональною на 25...30 %. При цьому в якості ємностей для накопичення й

використання надлишку холоду застосовують лінійні ресивери та відокремлювачі рідини вже наявні в таких системах.

Таким чином, за результатами теоретико-експериментальних досліджень обґрунтована теоретично і підтверджена експериментально концепція самозаповнення (автозаповнення) повітроохолоджувачів СКП холодоагентом, реалізація якої забезпечує їх високу теплову ефективність зі збільшенням густини теплового потоку на 20...30 % порівняно з традиційним випаровуванням з перегрівом пари.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

Вирішена науково-прикладна проблема розроблення вдосконалених систем ступеневого кондиціювання повітря (СКП) і методології їхнього раціонального проектування, що завдяки узгодженню встановленої холодопродуктивності з поточними тепловими навантаженнями шляхом її раціонального розподілу між ступенями забезпечують скорочення встановленої холодильної потужності та ефективну експлуатацію СКП як центрального, так і комбінованого типу.

1. Розроблено метод визначення раціональної проектної холодопродуктивності ХМ СКП, яка забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду за мінімальних непродуктивних витрат холодопродуктивності – без істотного його нарощування, та оптимальної її величини, якій відповідає максимальний темп нарощування річного виробництва холоду, а також метод раціонального розмежування (розподілу) проектної холодопродуктивності між діапазонами нестабільного і стабільного теплових навантажень за поточних кліматичних умов, визначено відповідні температури повітря.

2. Розроблено принципи та способи і схемні рішення двоступеневих СКП з розподілом холодопродуктивності між ступенями відповідно до поточного навантаження, що забезпечують близьке до максимального річне виробництво холоду за зменшеної на 15...25 % проектної холодопродуктивності порівняно з традиційним проектуванням, виходячи з максимального поточного навантаження.

3. Розроблено систему холодопостачання СКП з неповним випаровуванням холодоагенту й самозаповненням ним повітроохолоджувача, що допускає значне відхилення витрати холодоагенту від проектної величини (на 30...50 %) за зменшення густини теплового потоку не більше ніж на 3...5 %. Розроблена система холодопостачання з бустерним повітроохолоджувачем може бути як альтернативною до СКП комбінованого типу з регулюванням подачі холодоагенту до повітроохолоджувачів (фенкойлів) приміщень і застосуванням компресорів регульованої холодопродуктивності, так й у складі таких систем, забезпечуючи ефективну роботу компресорів завдяки розширенню діапазону стабільного теплового навантаження.

4. Експериментальні дослідження кондиціонера з розробленою системою холодопостачання з неповним випаровуванням холодоагенту у повітроохолоджувачі підтвердили збільшення густини теплового потоку понад 20 % порівняно з традиційним повним випаровуванням і перегрівом пари.

5. Запропонована концепція самозаповнення (автозаповнення) повітроохолоджувачів СКП холодоагентом, реалізація якої забезпечує їх високу теплову ефективність при відхиленні поточних теплових навантажень від проєктних на 30% і більше завдяки вилученню кінцевої стадії випаровування в режимі "сухої" стінки, як наслідок – збільшенню густини теплового потоку на 20...30 % порівняно з традиційним випаровуванням з перегрівом пари.

6. Розроблено напрям ступеневого кондиціювання повітря в центральних СКП і СКП комбінованого типу з використанням надлишку поточної холодопродуктивності у бустерному повітроохолоджувачі попереднього охолодження зовнішнього повітря при підвищених теплових навантаженнях і мінімальним відхиленням поточних теплових навантажень від проєктного.

7. Методи визначення проєктних теплових навантажень та їхнього раціонального розподілу між ступенями кондиціювання, схемно-конструктивні рішення використано при проєктуванні СКП і кондиціонерів у ПАТ "Завод "Екватор", тригенераційних систем автономного енергозабезпечення у проєктах ТОВ "Хладотехніка", ТОВ "Сандора", НДР № ДР 0103U001797, № 0105U001761, № 0106U000828, № 0109U002218, № ДР 0115U000300, за міжнародними контрактами USMTU/HEU 2002-62, № М/108-2019 у рамках програми спільних україно-китайських науково-дослідних проєктів. Їх реалізація проводиться при розробці судових СКП, зокрема двоступеневих повітроохолоджувачів у рамках діючої НДР № ДР 0121U112132 "Науково-технічні основи енергожиттєзабезпечення суден морського флоту та кораблів берегової охорони", 2021-2022 р.

Основні результати дисертації, опубліковані в наукових спеціалізованих виданнях:

1. **Trushliakov, E., Radchenko, M., Bohdal, T., Radchenko, R., Kantor, S.:** An innovative air conditioning system for changeable heat loads. In: Tonkonogyi V. et al. (eds.) Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes. InterPartner-2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, pp. 616–625 (2020). *Scopus*.

https://doi.org/10.1007/978-3-030-40724-7_63

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка схеми та аналіз ефективності використання системи кондиціювання.

2. **Trushliakov, E., Radchenko, A., Radchenko, M., Kantor, S., Zielikov, O.:** The Efficiency of Refrigeration Capacity Regulation in the Ambient Air Conditioning Systems. In: Ivanov V., et al. (eds.) Advances in Design, Simulation and Manufacturing III (DSMIE 2020). Lecture Notes in Mechanical Engineering, pp. 343-353. Springer, Cham (2020). *Scopus*.

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз ефективності холодопостачання системи кондиціювання.

3. **Trushliakov, E., Radchenko, A., Forduy, S., Zubarev, A., Hrych, A.** Increasing the Operation Efficiency of Air Conditioning System for Integrated Power Plant on the Base of Its Monitoring. In: Nechyporuk M., Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM 2019). Advances in Intelligent Systems and Computing (2020), vol 1113. Springer, Cham, pp.351-360. *Web of Science*.

Внесок здобувача: розрахунок та аналіз ефективності функціонування систем кондиціювання повітря.

4. **Trushliakov, E., Radchenko, M., Portnoi, B., Tkachenko, V., Hrych, A.:** Analysis of operation of ambient air conditioning systems with refrigeration machines of different types. In: Nechyporuk M.,

Pavlikov V., Kritskiy D. (eds) Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems, vol 188, pp. 545-555. Springer, Cham (2021). **Web of Science**.

Внесок здобувача: аналіз ефективності функціонування системи кондиціонування повітря з холодильними машинами різних типів, формулювання висновків.

5. **Trushliakov, E.**, Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. Statistical Approach to Improve the Efficiency of Air Conditioning System Performance in Changeable Climatic Conditions. 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, 2019, pp. 256–260. **Scopus**. <https://doi.org/10.1109/ICSAI.2018.8599434>

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розрахунок та аналіз ефективності застосування систем кондиціонування із врахуванням змінних кліматичних умов.

6. Radchenko, A., Radchenko, M., **Trushliakov, E.**, Kantor, S., Tkachenko, V. Statistical Method to Define Rational Heat Loads on Railway Air Conditioning System for Changeable Climatic Conditions. 5th International Conference on Systems and Informatics, ICSAI 2018, Jiangsu, Nanjing, China, 2019, pp. 1294–1298. **Scopus**. <https://doi.org/10.1109/ICSAI.2018.8599355>

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики визначення раціональних теплових навантажень із врахуванням змінних кліматичних умов.

7. Radchenko A., **Trushliakov E.**, Kosowski K., Mikielwicz D., Radchenko M. Innovative turbine intake air cooling systems and their rational designing. *Energies* 2020, 13(23), 6201. **Scopus**. doi:10.3390/en13236201

Внесок здобувача: аналіз схемних рішень та розробка методики проектування системи охолодження.

8. Radchenko, A., **Trushliakov, E.**, Tkachenko, V., Portnoi, B., Prjadko, O.: Improvement of the Refrigeration Capacity Utilizing for the Ambient Air Conditioning System. In: Tonkonogyi, V. et al. (eds.) *Advanced Manufacturing Processes II. InterPartner 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 714-723. Springer, Cham (2021). **Scopus**.

Внесок здобувача: постановка задач та розробка методології дослідження, аналіз схемних рішень, формулювання висновків.

9. Konovalov D., **Trushliakov E.**, Radchenko M., Kobalava H., Maksymov V. (2020) Research of the Aerothermopressor Cooling System of Charge Air of a Marine Internal Combustion Engine Under Variable Climatic Conditions of Operation. In: Tonkonogyi V. et al. (eds) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. – pp. 520–529. **Scopus**. https://doi.org/10.1007/978-3-030-40724-7_53

Внесок здобувача: аналіз сфо-технічних рішень із врахуванням змінних кліматичних умов.

10. Radchenko, N., **Trushliakov, E.**, Radchenko, A., Tsoy, A., Shchesiuk, O. Methods to determine a design cooling capacity of ambient air conditioning systems in climatic conditions of Ukraine and Kazakhstan. *AIP Conference Proceedings* 2285, 030074 (2020). **Scopus**.

<https://doi.org/10.1063/5.0026790>

Внесок здобувача: розробка методології дослідження, аналіз експериментальних даних, формулювання висновків.

11. Radchenko, M., **Trushliakov, E.**, Tkachenko, V., Rizun, O., Moskovko: Rational Refrigeration Loading of Ambient Air Conditioning System: Ivanov V., et al. (eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV (DSMIE 2021). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham (2021). **Scopus**.

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, формулювання висновків.

12. **Trushliakov, E.I.** Forecasting life support systems functional condition (2005) *SAE Technical Papers*. **Scopus**. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85072426252&doi=10.4271%2f2005-01-2921&partnerID=40&md5=bda559ff8c95324d5896c6c86be268ca> DOI: 10.4271/2005-01-2921

13. **Trushliakov, E. I.** Design considerations and peculiarities for hyperbaric manned submersibles life support systems (1999) *Oceans Conference Record (IEEE)*, 3, p. 1531. **Scopus**.

<https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0033337896&partnerID=40&md5=1a95d82425ac51f76c26b09cf8c0356e>

14. Kozyrko, O.A., Zacharov, Y.V., Trushlyakov, E.I., Chegrintsev, P.A. Problem of synthesis of the most effective system for supporting a heat balance in a diving chamber of the hyperbaric lifeboats (1997) Proceedings of the International Offshore and Polar Engineering Conference, 2, pp. 57-61. *Scopus*. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-0030685008&partnerID=40&md5=7d345da266023a5451b6ca216d92ee01>

Внесок здобувача: розробка методології дослідження, аналіз ефективності схемних рішень, формулювання висновків.

15. Radchenko M., **Trushliakov E.**, Radchenko A., Kantor S., Tkachenko V. Approach to enhance the energetic efficiency of air conditioning systems by cooling load distribution in ambient air procession Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer / Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer: Monography №360 of the faculty of mechanical engineering of Koszalin University of Technology–Koszalin, Pol.: Wydawnictwo Uniwersytety Koszalin, no.360., Vol. 2, 2019. – 529p. (1063 p., 51.76 p.s.). – P. 547–573. Закордонна монографія.

ISSN 0239-7129, ISBN 978-83-7365-513-3 www.wydawnictwo.tu.koszalin.pl

Внесок здобувача: розробка методології дослідження, розробка методики та аналіз енергоефективності, формулювання висновків.

16. Radchenko M., **Trushliakov E.**, Radchenko A.: Enhancing heat efficiency of air coolers of air conditioning systems by injector refrigerant circulation / Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer: Monography №360 of the faculty of mechanical engineering of Koszalin University of Technology: Koszalin, Pol.: Uniwersytety Koszalin, no. 360, Vol. 2, 619–639 (2019). Закордонна монографія.

ISSN 0239-7129, ISBN 978-83-7365-513-3 www.wydawnictwo.tu.koszalin.pl

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку та аналіз ефективності повітроохолоджувачів систем кондиціонування з використанням принципу їх самозаповнення холодоагентом.

17. **Трушляков Е.И.**, Радченко Н.И., Зубарев А.А., Ткаченко В.С. Подход к определению составляющих тепловой нагрузки систем кондиционирования приточного воздуха // Холодильна техніка та технологія. – 2018. – № 5 (54). – С.17–22.

Внесок здобувача: розробка методу визначення складових теплового навантаження системи кондиціонування, формулювання висновків.

18. **Трушляков Е.И.**, Радченко Н.И., Кантор С. А., Ткаченко В.С. Подход к анализу эффективности использования установленной холодопроизводительности холодильных машин систем кондиционирования приточного воздуха // Холодильна техніка та технологія. – 2018. – № 6 (54). – С. 12–17.

Внесок здобувача: розробка методології та аналіз ефективності використання холодильних машин системи кондиціонування, формулювання висновків.

19. **Трушляков Е. И.** Методологический подход к энергосберегающему хладоснабжению систем кондиционирования воздуха адаптацией к текущим климатическим условиям / Е.И. Трушляков //Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 4(148). – С. 58–62.

20. Радченко М. І. Метод визначення теплового навантаження системи кондиціонування повітря за максимальним темпом прирощення холодопродуктивності (на прикладі кондиціонування повітря енергетичного призначення) / М.І. Радченко, **Є.І. Трушляков**, С.А.Кантор, Б.С. Портной, А.А. Зубарев //Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 4(148). – С. 44–48.

Внесок здобувача: розробка методу визначення теплового навантаження системи кондиціонування, формулювання висновків.

21. Радченко А.М., **Трушляков Є.І.**, Кантор С.А., Портной Б.С. Визначення раціонального теплового навантаження градирень відведення теплоти у процесах кондиціонування повітря на вході енергоустановок //Авиационно-космическая техника и технология. – 2018. – № 5(149). – С. 19 – 22.

Внесок здобувача: розробка методики розрахунку, формулювання висновків.

22. **Трушляков Е. И.,** Радченко Н. И., Ткаченко В. С. Подход к анализу эффективности регулирования холодопроизводительности систем кондиционирования приточного воздуха // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2018. – № 6(150). – С. 29– 33.

Внесок здобувача: розробка методології дослідження, аналіз результатів порівняння ефективності регулювання холодопродуктивності системи кондиціонування.

23. **Трушляков, Є. І.** Метод визначення холодопродуктивності установок кондиціонування повітря комфортного й енергетичного призначення [Текст] / Є .І. Трушляков, А. М. Радченко, Я. Зонмін, А. А. Зубарєв, В. С. Ткаченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2019. – № 1 (153). – С. 53–58 <https://doi.org/10.32620/aktt.2019.1.06>

Внесок здобувача: розробка методу визначення холодопродуктивності установок комфортного кондиціонування повітря, формулювання висновків.

24. **Трушляков, Є. І.** Холодопродуктивність системи кондиціонування зовнішнього повітря за поточним тепловим навантаженням [Текст] / Є .І. Трушляков, А. М. Радченко, М. І. Радченко, Я. Зонмін, А. А. Зубарєв, В. С. Ткаченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2019. – № 2 (154). – С. 51–55 <https://doi.org/10.32620/aktt.2019.2.06>

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз ефективності визначення холодопродуктивності за поточним тепловим навантаженням.

25. **Трушляков Є. І.,** Радченко А. М., Радченко М. І., Кантор С. А., Ткаченко В. С. Підвищення ефективності кондиціонування зовнішнього повітря системи комбінованого типу. *Авиационно-космическая техника и технология*, 2019, № 4(156).- С.9-14

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз результатів теоретичних досліджень схемних рішень системи кондиціонування, рекомендації щодо раціональної організації процесів кондиціонування зовнішнього повітря, формулювання висновків.

26. **Трушляков, Є. І.** Аналіз екологічної ефективності систем кондиціонування повітря комбінованого типу [Текст] / Є .І. Трушляков, А. М. Радченко, С. Г. Фордуй, А. А. Зубарєв, С. А. Кантор, В. С. Ткаченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2019. – № 5 (157). – С. 24–29 <https://doi.org/10.32620/aktt.2019.5.03>

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розрахунок екологічної ефективності застосування систем кондиціонування комбінованого типу, формулювання висновків.

27. **Трушляков, Є. І.** Порівняння методологічних підходів до визначення встановленої холодопродуктивності холодильних машин в різних типах клімату [Текст] / Є .І. Трушляков, М. І. Радченко, А. М. Радченко, Я. Зонмін, С. А. Кантор, В. С. Ткаченко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2019. – № 6 (158) – С. 15–19.

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз методичних підходів до визначення встановленої холодопродуктивності холодильних машин, формулювання висновків.

28. **Трушляков, Є.І.** Методологічні підходи до визначення холодопродуктивності систем кондиціонування повітря за змінних кліматичних умов / Є.І. Трушляков, А.М. Радченко, М.І. Радченко, С.Г. Фордуй, С.А. Кантор, Б.С. Портной // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2019. – №7 (159). – С.71-75.

<http://nti.khai.edu/ojs/index.php/aktt/article/view/aktt.2019.7.09/901>

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методології дослідження, формулювання висновків.

29. **Трушляков, Є.І.** Підвищення ефективності систем кондиціонування повітря шляхом розподілу теплового навантаження за ступеневим принципом / Є.І. Трушляков, М.І. Радченко, А.М. Радченко, С.Г. Фордуй, С.А. Кантор, В.С. Ткаченко, Б.С. Портной // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2019. – №8 (160). – С.49-53.

<http://nti.khai.edu/ojs/index.php/aktt/article/view/aktt.2019.8.07/926>

Внесок здобувача: розробка схемо-технічних рішень, методики розрахунку, рекомендації щодо раціональної організації процесів кондиціонування зовнішнього повітря, аналіз ефективності систем кондиціонування повітря.

30. Дымо А. Б., Чегринцев Ф.А., **Трушляков Є.І.** Об использовании обобщенных переменных при оценке эффективности рекуперативных теплообменников в судовых системах кондиционирования // Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК, 2004. – № 3(396).

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка методики розрахунку та аналіз ефективності теплообмінників.

31. Зверев А.В., Чегринцев Ф.А., **Трушляков Є.І.** О повышении надежности и энергетической эффективности холодильных машин судовых провизионных камер // Зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв: НУК, 2004. – № 2 (395).

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, аналіз результатів теоретичних досліджень схемних рішень, формулювання висновків.

32. **Трушляков Є.І.** Особенности функционирования искусственных герметизированных экосистем для обеспечения жизнедеятельности человека // Наукові праці: Науково-методичний журнал. – Т.111. Вип.98. Техногенна безпека.- Миколаїв: вид-во ЧДУ ім. Петра Могили, 2009. – С. 118-126.

33. **Трушляков, Є. І.** Регулювання відцентрового компресора за допомогою каналного дифузора з поворотним диском / Є. І. Трушляков, А. О. Моря, Ф. О. Чегринцев // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2014. – № 3. – С. 77–80. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/recs_2014_3_14.

Внесок здобувача: постановка задач дослідження, розробка та аналіз конструктивно-технічного рішення.

34. Суднова енергетика та Світовий океан. Підручник / Горбов В.М., Ратушняк І.О., **Трушляков Є.І.**, Чередніченко О.К. – Миколаїв, НУК, 2006.

Внесок здобувача: розробка методології дослідження, розробка методик та аналіз розрахунків, формулювання висновків.

35. Патент України № 41138. Ступінь багатоступеневої нагнітальної машини / **Є. І. Трушляков**, А. О. Моря, Ф. О. Чегринцев, Т. О. Шевченко (Україна). – Заявл. 10.11.2008 ; опубл. 12.05.2009, Бюл. № 9.

Внесок здобувача: розробка та аналіз ефективності конструктивного рішення.

36. Патент України № 97735. Термоакустичний двигун / **Є. І. Трушляков**, В. В. Коробко, С. С. Рижков, О. В. Коробко, В. О. Бобошко, О. О. Московко (Україна). – Заявл. 16.09.2013 ; опубл. 10.04.2015, Бюл. № 7.

Внесок здобувача: розробка та аналіз схемо-конструктивного рішення.

37. Патент України № 99405. Термоакустичний двигун з системою автоматичної стабілізації температурного градієнта регенератора / **Є. І. Трушляков**, В. В. Коробко, С. С. Рижков, О. В. Коробко, Ю. П. Кондратенко (Україна). – Заявл. 14.10.2013 ; опубл. 10.06.2015, Бюл. № 11.

Внесок здобувача: розробка схемного рішення та методики розрахунку.

Наукові праці, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

1. **Трушляков Є.І.**, Радченко А.М., Стахель А.А., Зубарев А.А., Кантор С.А. Проектне теплове навантаження системи кондиціонування повітря і прирощення річного споживання холоду. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали ІХ міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2018. – с. 207-208.

2. **Трушляков Є.І.**, Радченко М.І., Зубарев А.А., Портной Б.С., Кантор С.А. Раціональне теплове навантаження системи кондиціонування повітря за темпом прирощення річної холодопродуктивності. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали Х міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2019. – с. 423-426.

3. **Трушляков Є.І.**, Радченко А.М., Ткаченко В.С., Зубарев А.А., Я. Зонмін, Фордуй С.Г. Визначення встановленої холодопродуктивності системи кондиціонування зовнішнього повітря за поточними тепловими навантаженнями. Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали Х міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК, 2019. – с. 447-452.

4. **Трушляков Е.И.**, Радченко А.Н., Зубарев А.А., Ткаченко В.С. Метод распределения тепловой нагрузки в системе кондиционирования приточного воздуха. *Иновациі в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали Х міжнародної науково-технічної конференції.* – Миколаїв: НУК, 2019. – с. 539-547.

5. **Трушляков Є.І.**, Радченко А.М., Грич А.В., Зубарев А.А., Ткаченко В.С., Я. Зонмін *Методологічний підхід до визначення холодопродуктивності систем кондиціонування повітря. Іновациі в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали Х міжнародної науково-технічної конференції.* – Миколаїв: НУК, 2019. – с. 592-597.

6. **Трушляков Є.І.**, Радченко А.М., Фордуй С.Г., Зубарев А.А., Кантор С.А., Ткаченко В.С. *Аналіз екологічної ефективності систем кондиціонування повітря комбінованого типу. Іновациі в суднобудуванні та океанотехніці: Матеріали ХІ міжнародної науково-технічної конференції.* – Миколаїв: НУК, 2020. – с. 442-445.

7. Чегринцев Ф.А., **Трушляков Є.І.**, Тоцкий С.В. *Оценка надежности систем кондиционирования ДГС гипербарических водолазных комплексов на стадии проектирования//Современные проблемы холодильной техники и технологии/ Сборник научных трудов 2-й МНТК: Одесса, Изд-во ОГАХ, 2002.- с.11-15*

8. **Трушляков Е. И.**, Зубарев А.А. *Особенности выбора критерия эффективности систем жизнеобеспечения подводных аппаратов// Современные проблемы холодильной техники и технологии / Сборник научных трудов 3-й МНТК: Одесса, Изд-во ОГАХ, 2003. – с. 28-30.*

9. **Трушляков Е. И.**, Зубарев А.А. *Выбор рациональных режимов и параметров работы теплообменников систем жизнеобеспечения подводных технических средств/ Современные проблемы холодильной техники и технологии / Сборник научных трудов 2-й МНТК: Одесса, Изд-во ОГАХ, 2002. – с. 66-67.*

10. **Трушляков Е. И.**, Зубарев А.А. *Особенности выбора критерия эффективности систем жизнеобеспечения подводных аппаратов// Современные проблемы холодильной техники и технологии / Сборник научных трудов 3-й МНТК: Одесса, Изд-во ОГАХ, 2003. – с. 28-30.*

11. **Трушляков Е. И.**, Зубарев А.А. *Выбор рациональных режимов и параметров работы теплообменников систем жизнеобеспечения подводных технических средств/ Современные проблемы холодильной техники и технологии / Сборник научных трудов 2-й МНТК: Одесса, Изд-во ОГАХ, 2002. – с. 66-67.*

12. **Трушляков Е. И.**, Зубарев А.А. *Проблемы санитарии и гигиены экипажей подводных обитаемых аппаратов/ Проблемы энергосбережения и экологии в судостроении: Материалы конференции - Николаев, УГМТУ, 2002. - С.57*

13. **Трушляков Є.** *The Peculiarities of Effectiveness Criteria Selection for Engineering Systems with High Level of Technological Hazard // Екологічна безпека об'єктів господарської діяльності: Тези доповідей до Міжнародної науково-практичної конференції.* – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. Петра Могили, 2004. – с.14.

14. **Trushliakov E.** *Forecasting Life Support Systems Functional Condition / Proc. The 35th International Conference on Environmental Systems // SAE International Paper 2005-01-2921.- Italy, Rome, 2005. – 6 pages.*

15. **Trushliakov E.** *The Peculiarities of Effectiveness Criteria for Manned Submersible's Atmosphere Conditioning and Regenerating Systems / Proc. The 8th REHVA World Congress for Building Technologies "Clima 2005". Paper 323s – Lausanne, Switzerland, 2005- 6 pages.*

16. **Трушляков Е.И.** *Взаимосвязь проблем качества микроклимата и энергоэффективности зданий//Сб. трудов МНТК «Муниципальная энергетика: проблемы, решения». Николаев: НУК, 2005. – 11 с.*

17. **Trushliakov E.** *Human Safety and Comfort in Living Compartments of Manned Submersibles//Современные проблемы холодильной техники и технологии: Сб. науч. Трудов 4-ой МНТК. Одесса: Изд-во ОГАХ, 2005. – с 36-38*

18. Кантор С.А., Назаренко С.А., **Трушляков Е.И.** *Современная концепция качества микроклимата судовых обитаемых помещений. // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали МНТК.* – Миколаїв, НУК, 2005. – с. 6-7.

19. Шевченко О.А., **Трушляков Е.И.** Исследование процессов воздухораспределения и теплообмена в судовых гермообъемах. // Судноэнергетика: стан та проблеми: Матеріали МНТК. – Миколаїв, НУК, 2005. – с. 104-105.
20. Цыцылин П.А., **Трушляков Е.И.** Прогностическая модель безотказной работы центробежных вентиляторов судовых систем микроклимата. // Судноэнергетика: стан та проблеми: Матеріали МНТК. – Миколаїв, НУК, 2005. – с. 106-107.
21. Y. Kostarchuk, Y. **Trushliakov.** Principles of Compiling Curricula (Course Complexes) in Popular Specializations in Ukraine and in the US/ In book: US-Ukrainian Educational Cooperation: Moving Toward Perfection. – К.: КМ Академі. 2004. – р. 18-30.
22. **Трушляков Е.И.**, Цыцылин П.А., Шевченко О.А. Применение программного комплекса SOLID WORKS для проектирования элементов систем кондиционирования и вентиляции. // Проблемы энергосбережения и экологии в судостроении: Тезисы докладов 4-й междунар. науч.-техн. конф. – Николаев: НУК. – 2005. – с. 31-32
23. **Trushliakov E.** Indoor Air Comfort for Human Life Support in Living Compartments of Manned Submersibles / SAE paper # 2006-01-2154 // Proc. 36th Int. Conference on Environmental Systems. – Norfolk, Virginia, USA, 2006. – 12p.
24. **Trushliakov E.** The Peculiarities of Air District and Heat Exchange in Living Compartments of Manned Submersibles / Proc. Cold Climate HVAC 2006, 5th International Conference – Moscow, May 21-24, 2006. – 9p.
25. **Трушляков Є.І.** Проблемы безопасности и комфорта человека в замкнутых экологических системах / Причорноморський екологічний бюлетень , №1 (19), 2006 // ІНВАЦ , Одесса, 2006. - с.94 -100.
26. **Трушляков Е.И.** Принципы классификации, структура и основные требования к системам жизнеобеспечения обитаемых подводных технических средств // Судходство №11 (125), 2006. – с.
27. Zakharov Y.V., Nuckols, M.L, **Trushliakov, E.I.** The improvement of divers' thermal protection systems for hyperbaric mixed gas atmosphere. Proc/ Safety at Sea Int'l Conf.- Italia, Rome, 1999.
28. **Trushliakov E**, Sun Baozhi. Indoor Environment Quality Criteria for Ship Manned Compartments and Cabins/ Abstracts for Int. conf. ISHVAC-2007// China, Beijing, 2007.
29. **Трушляков Е.И.** Особенности моделирования воздухораспределения и теплообмена в атмосфере обитаемых подводных аппаратов / Тез. докл. 5-ой Международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники»// Киев, ИТТФ, 2007, с. 71-72.
30. **Трушляков Е.И.**, Трушлякова А.Б. Взаимосвязь проблем качества микроклимата и энергоэффективности зданий / Стратегия качества в промышленности и образовании // Сб. трудов III Международной конференции. – Варна, Болгария, июнь 2007. – 4с.
30. **Трушляков Е.И.**, В. В. Торубара. Особенности оценки эффективности функционирования систем жизнеобеспечения обитаемых подводных технических средств на стадии проектирования // Тез. докл. 2-ой Международной НТК „Эффективность, надежность и безопасность энергетических установок (Энергоустановки – 2007)” - Украина, Севастополь, 2007.
31. **Trushliakov E.I.**, Sun Baozhi. Indoor Environment Quality Criteria for Ship Manned Compartments and Cabins /Сучасні проблеми холодильної техніки і технології//Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції, Одеса, 19-21 вересня 2007 р., - Одеса, Видавн. ОДАХ, 2007. – с.20
32. Цыцылин П.А., **Трушляков Е.И.** Прогнозирование надежности функционирования центробежных вентиляторов систем микроклимата /Сучасні проблеми холодильної техніки і технології//Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції, Одеса, 19-21 вересня 2007 р., - Одеса, Видавн. ОДАХ, 2007. – с 154-155
33. **Трушляков Е.И.**, Чегринцев Ф.А. Принципы классификации и структурирования систем жизнеобеспечения обитаемых подводных технических средств/ Безопасность мореплавания и ее обеспечение при проектировании и постройке судов (БМС-2007): Материалы международной НТК: - Николаев: НУК, 2007. – с.76-77

34. Цыцылин П.А, **Трушляков Е.И.**, Чегринцев Ф.А. Внедрение европейских стандартов условных обозначений и классификации оборудования кондиционирования для подготовки инженерных кадров / Суднова енергетика: стан та проблеми // Збірник наукових праць Міжнародної науково-технічної конференції, 18-19 жовтня 2007 р., Миколаїв, НУК. – Миколаїв, Видавн. НУК, с.175-176

36. Сербін С.І., **Трушляков Є.І.** Україна - екологічна безпека в 21 столітті// 10th Annual Fulbright Ukraine Conference/ - Kiev, October, 2007. - с.46-47

37. **Трушляков Е.И.**, Зубарев А.А. Особенности оценки качества судовых герметизированных экосистем для обеспечения жизнедеятельности человека. // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті: Матеріали міжнародної науково-практичної конференції. Том 3. – Херсон: Видавництво Херсонського державного морського інституту, 2009 – 67с. – с. 62-64

38. **Трушляков Е.И.** Особенности функционирования искусственных герметизированных экосистем для обеспечения жизнедеятельности человека // Ольвійський форум 2009: Стратегії України в геополітичному просторі. Крим, Ялта, 11-14 червня 2009 р. – Матеріали міжнародної науково-практичної конференції. Том 3. – с. 117-118

39. Коробко В.В., **Трушляков Е.И.** Особенности проектирования экологически чистых установок кондиционирования воздуха на базе термоакустического эффекта. II Всеукраїнський з'їзд екологів з міжнародною участю // 23-26 вересня 2009 р., м.Вінниця

40. **Trushliakov, E.** Environmentally friendly thermoacoustic air conditioning systems modelling / E. Trushliakov, V. Korobko // ISC Conf. Clima. – Turkey, 2010. – CD-proceedings.

АНОТАЦІЯ

Трушляков Є.І. Науково-технічні основи систем двоступеневого кондиціонування повітря центрального та комбінованого типів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – Холодильна, вакуумна та компресорна техніка. Системи кондиціонування. – Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, 2021.

Дисертація присвячена розробці науково-технічних основ систем двоступеневого кондиціонування повітря центрального та комбінованого типів. Вирішено науково-прикладну проблему розроблення вдосконалених систем ступеневого кондиціонування повітря (СКП) і методології їхнього раціонального проектування, що завдяки узгодженню встановленої холодопродуктивності з поточними тепловими навантаженнями шляхом її раціонального розподілу між ступенями забезпечують скорочення встановленої холодильної потужності та ефективну експлуатацію СКП як центрального, так і комбінованого типу.

Розроблено методи визначення раціональної проектної холодопродуктивності СКП, яка забезпечує близьке до максимального річне виробництво холоду за мінімальних непродуктивних витрат холодопродуктивності, та розмежування проектної холодопродуктивності між діапазонами нестабільного і стабільного теплових навантажень; принципи та способи і схемні рішення двоступеневих СКП з розподілом холодопродуктивності між ступенями відповідно до поточного навантаження, що забезпечують близьке до максимального річне виробництво холоду за зменшеної на 15...25 % проектної холодопродуктивності порівняно з традиційним проектуванням, виходячи з максимального поточного навантаження; концепцію холодопостачання СКП за принципом самозаповнення змійовиків повітроохолоджувача холодоагентом відповідно до поточних теплових навантажень,

що забезпечує інтенсивну теплопередачу, відповідно й густину теплового потоку, покладені в основу наряду підвищення ефективності СКП центрального та комбінованого типів.

Концепція і принцип холодопостачання СКП самозаповненням повітроохолоджувачів холодоагентом відповідно до поточного теплового навантаження поряд з методами визначення проєктної холодопродуктивності СКП та її раціонального розподілу на діапазони нестабільного та відносно стабільного теплового навантажень, доповнені способами та відповідними схемними рішеннями, як основи концепції підвищення ефективності СКП, у сукупності складають науково-технічні засади розробки вдосконалених двоступеневих СКП центрального та комбінованого типів.

Достовірність результатів забезпечена коректною постановкою науково-прикладної проблеми, обґрунтуванням задач дослідження, задовільним узгодженням теоретичних результатів з даними експериментальних досліджень, застосуванням сучасних вимірювальних систем і комплексів.

Розроблені методи визначення проєктних теплових навантажень, схемо-конструктивні рішення систем холодопостачання та їх обладнання використано при проєктуванні СКП та установок комплексного енергопостачання на ряді провідних підприємств і організацій з проєктування та виготовлення СКП та систем енерго-, тепло- та холодозабезпечення, при виконанні низки фундаментальних і прикладних бюджетних і госпрозрахункових НДР та проєктів за міжнародними контрактами.

Ключові слова: система кондиціонування повітря, холодопостачання, холодопродуктивність, річне виробництво холоду.

SUMMARY

Trushliakov E.I. Scientific and Engineering Basics of the Two-Stage Air Conditioning Systems of Central and Combined Types. – Manuscript.

The dissertation on competition of a scientific degree of the Doctor of Technical Sciences on a specialty 05.05.14 - Refrigerating, Vacuum and Compressor Technics. Air Conditioning Systems. - Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, 2021.

The dissertation is devoted to the development of scientific and technical bases of two - stage air conditioning systems of central and combined types. The scientific and applied problem of development of the advanced step air conditioning systems (ACS) and methodology of their rational designing is solved. This makes it possible to coordinate the installed refrigeration capacity with the current heat loads by rationally distributing it between stages, ensuring the reduction of the installed cooling capacity and efficient operation of the ACS of both central and combined type.

Methods for determining the rational design cooling capacity of the ACS, which provides close to the maximum annual cold production at minimum unproductive refrigeration costs, and the delimitation of the design refrigeration capacity between the ranges of unstable and stable heat loads. Principles and methods and circuit solutions of two-stage ACS with distribution of cooling productivity between stages according to the current load are developed, providing close to the maximum annual production of cold at

the reduced by 15... 25% design cooling productivity in comparison with traditional designing, proceeding from the maximum current loading. The concept of ACS cold supply is developed according to the principle of self-filling of air cooler coils with refrigerant in accordance with current heat loads, which provides intensive heat transfer and heat flux density.

The concept and principle of ACS cold supply by self-filling of air coolers with refrigerant according to the current heat load along with the methods of determining the design cooling capacity of the ACS and its rational distribution into ranges of unstable and relatively stable heat loads are supplemented by methods and appropriate circuit solutions. Together, they form the scientific and technical basis for the development of advanced two-stage ACS of central and combined types.

The reliability of the results is ensured by the correct formulation of the scientific-applied problem, substantiation of the research tasks, satisfactory coordination of the theoretical results with the data of experimental researches, application of modern measuring systems and complexes.

Developed methods for determining the design heat loads, circuit design solutions for refrigeration systems and their equipment used in the design of ACS and integrated power supply installations at a number of leading enterprises and organizations for the design and manufacture of ACS and energy, heat and cold supply of such systems. These results are also used in a number of fundamental and applied budgetary and self-supporting research work and projects under international contracts.

Keywords: air conditioning system, refrigerant supply, refrigeration capacity, annual refrigeration energy production.