

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

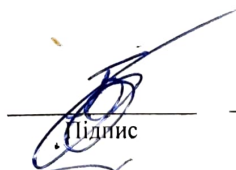
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

Удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових
холодильників

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»
Шифр, назва
Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
Шифр, назва
Освітня програма «Електропобутова техніка»

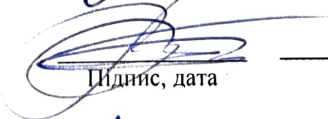
Шифр МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 2 курсу
група ЕТМ-22-1


Підпис

Д. М. Барановський
Ініціали, прізвище

Керівник


Підпис, дата

О. Г. Тимошук
Ініціали, прізвище

Нормоконтролер


Підпис, дата

С. І. Лукашин
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:


Підпис, дата

О. С. Поліщук
Ініціали, прізвище

Зав. кафедри МАЕБЕС
20 10 2023 р.

Хмельницький 2023

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

Освітній рівень магістр

Галузь знань 14 Електрична інженерія

Шифр і назва

Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

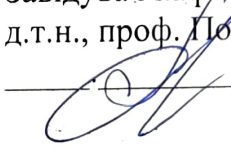
Шифр і назва

Освітня програма Електропобутова техніка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

д.т.н., проф. Поліщук О.С.

 .2023р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Барановський Дмитро Миколайович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників

керівник роботи Тимошук Олександр Григорович, к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 15 08 2023 р. № 30

2. Строк подання студентом роботи на кафедру _____

3. Вихідні дані до роботи технічні характеристики побутових холодильників

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики магістерської роботи. 2. Удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників 3. Фізико-математичне моделювання повітротеплообмінних процесів у компресорно-конденсаторному відділенні працюючого побутового холодильника. Перелік джерел посилання.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

1. Камери кліматичні (ДО, А1). 2. Кліматична камера (С7, А1). 3. Кліматична камера (С1, А1). 4. Точки виміру температури й швидкості руху повітря в компресорно-конденсаторному відділенні ПХП (С7, А1). 5. Дослідження особливостей зміни температури й швидкості руху повітря в компресорно-конденсаторному відділенні ПХП при циклічній роботі компресора (ДД1, А1). 6. Теплові зображення компресора і конденсатора ПХП "Норд-428" у різних режимах роботи (ДД2, А1). 7. Термограми зміни температури ПХП "Норд-428" при установці компресора на мінімальне охолодження (ДД3, А1). 8. Діаграми зміни КРЧ і добової витрати

електроенергії N (б) у період від первинного включення ПХП до виходу на квазістаціонарний режим роботи (ДД4, А1). 9. Фізико-математична модель повітротеплообмінних процесів у ККВ працюючого ПХП (РР, А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
1. Огляд та аналіз існуючих з технологічних та технічних рішень тематики магістерської роботи.	до 30.10.23р.	
2. Удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників	до 10.11.23р.	
3. Фізико-математичне моделювання повітротеплообмінних процесів у компресорно-конденсаторному відділенні працюючого побутового холодильника	до 20.11.23р.	
4. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	до 12.12.23р.	

Студент

Підпис

Д.М. Барановський
Ініціали, прізвище

Керівник роботи

Підпис

О.Г. Тимошук
Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до магістерської роботи студента
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка
та електромеханіка».

1. Прізвище, ім'я та по батькові Барановський Дмитро Миколайович

2. Тема магістерської роботи Удосконалення теплоенергетичних характеристик побу-
тових холодильників

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента _____

4. Об'єм магістерської роботи: креслень 9 арк., сторінок записки 85

5. В даний час у всіх країнах світу гостро стоїть проблема енергозбереження взагалі, при виробництві й експлуатації побутових холодильних приладів (ПХП) – зокрема. Один з можливих шляхів зниження енергоспоживання ними – зменшення температурного рівня компресора і конденсатора, а також теплопритоків у холодильну шафу з компресорно-конденсаторного відділення (ККВ). Дослідження природного повітротеплообміну біля поверхонь циклічно працюючого ПХП, впливу його на температурний рівень компресора і конденсатора, а також на теплопритоки усередину охолоджуваного простору і, отже, на теплоенергетичні характеристики дотепер не проводилися. Тому не відомі фактори, зміною яких можна керувати природною тягою в ККВ, кількістю теплоти, що виноситься в навколишнє середовище. Використання сучасних приладів і методик експериментальних досліджень, методів фізико-математичного моделювання дозволяє ставити та вирішувати завдання розробки способів і засобів удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників з урахуванням особливостей природних повітротеплообмінних процесів у їхньому компресорно-конденсаторному відділенні. В магістерській роботі здійснюється удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників, що є актуальним як для домашнього використання, так і для навчальних потреб. В розрахунково-пояснювальній записці наведено всі необхідні розробки, а також розділи, що відповідають встановленим вимогам. В першому розділі проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень з тематики магістерської роботи. В другому розділі здійснюється удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників. В третьому розділі проведено фізико-математичне моделювання повітротеплообмінних процесів у компресорно-конденсаторному відділенні працюючого побутового холодильника.

Підпис студента _____

"25" 12 2023 р.

РІШЕННЯ ЕК:

Протокол 153 від "29" 12 2023 р.

Оцінка проекту ЕК зодре 4,0/С

Рекомендації ЕК _____

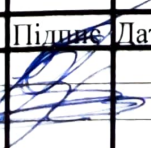


Особливі відмітки _____

Технічний секретар _____

"29" 12 2023 р.

ЗМІСТ

		с.
	Вступ.....	6
1	Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики магістерської роботи	8
1.1	Аналіз стану питання удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників	8
1.2	Обґрунтування методики наукових досліджень теплоенергетичних характеристик побутових холодильників	27
2.	Удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників	41
2.1	Дослідження особливостей зміни температури на поверхні джерел тепловиділення в побутовому холодильному приладі при циклічній роботі компресора	41
2.2	Дослідження особливостей зміни температури й швидкості руху повітря в компресорно-конденсаторному відділенні побутового холодильного приладу при циклічній роботі компресора	43
2.3	Дослідження особливостей руху повітря в компресорно-конденсаторному відділенні побутового холодильного приладу і біля його поверхонь в об'ємі дослідницької термокамери	48
2.4	Аналіз впливу мікрокліматичних умов навколишнього середовища на ефективність роботи побутового холодильника - на прикладі "Норд-233/6" ...	52
3	Фізико-математичне моделювання повітротеплообмінних процесів у компресорно-конденсаторному відділенні працюючого побутового холодильника	57

МРМА 23.00.00.000 ПЗ					
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата	
Виконав		Барановський			Удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників
Перевір.		Тимошук			
Н.контр.		Поліщук			Літера
Затвер.					Аркуш
					Аркушів
					4
					85
					ХНУ, гр.ЕТм-22-1

3.1	Експериментальні основи фізико-математичного моделювання повітротеплообміну в компресорно-конденсаторному відділенні працюючого побутового холодильного приладу	57
3.2	Аналітичні дослідження умов прояву теплової депресії й обумовлених нею параметрів повітряного середовища в компресорно-конденсаторному відділенні побутового холодильного приладу	69
	Загальні висновки	80
	Перелік джерел посилання	82

ВСТУП

Нині всі країни світу стикаються з проблемою енергозбереження загалом і під час виробництва та експлуатації побутових холодильників зокрема. Одним із можливих способів зниження енергоспоживання є зниження температури компресора і конденсатора та зменшення теплопритоку з компресорно-конденсаторного відділення (ККО) в холодильну шафу. Дослідження природного повітряно-теплого обміну біля поверхні ПКП, що працюють у режимі циркуляції, його впливу на рівень температури компресора і конденсатора, його впливу на приплив тепла в простір, що охолоджується, і, отже, на характеристики "тепло/потужність" не проводилися. Таким чином, не існує відомих чинників, які можна було б змінити для управління природною вентиляцією у вентиляційній установці та кількістю тепла, що відводиться в навколишнє середовище. Використовуючи сучасне обладнання, експериментальні методи дослідження та методи фізико-математичного моделювання, можна поставити й розв'язати задачу розроблення шляхів і засобів поліпшення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників з урахуванням особливостей процесів природного повітро- і теплообміну в компресорному й конденсаторному відділеннях побутових холодильників, які можна поставити й розв'язати. Розв'язання цього завдання актуальне для ПХП усіх класів енергоспоживання (класи енергоспоживання ПХП, що випускаються ЗАТ "Норд Груп", - А і В).

Мета дослідження - розробка інженерних основ, методів і засобів підвищення теплоенергетичних показників побутових холодильників з урахуванням особливостей процесів повітро- і теплообміну в компресорному і конденсаторному відділеннях.

Завдання дослідження.

1. експериментально встановити особливості процесу повітряно-теплообміну за природної вентиляції в компресорно-конденсаторному відділенні СПС у циркуляційному режимі та теплофізичну взаємодію між висхідним потоком повітря і зовнішнім повітряним середовищем

2. за допомогою засобів реєстрації перехідних теплофізичних процесів дослідити закономірність зміни температури на джерелі нагріву (за фіксованих значень температури зовнішнього повітря і за різних налаштувань термостата) та, у зв'язку з цим, процеси повітряно-теплообміну в компресорно-конденсаторному відділенні, огорожі шафи холодильника
2. дослідити температурне поле в конструктивних елементах шафи-холодильника

3. на основі експериментальних досліджень виявити чинники, що визначають теплоприплив у холодильну шафу ПХП і її теплові та енергетичні характеристики

4. вивчити закономірності природних процесів повітряно- і теплообміну в компресорному і конденсаторному відділеннях і розробити фізико-математичні моделі, що визначають температурний режим компресора і конденсатора, теплоприплив у холодильну шафу, а отже теплоенергетичні характеристики ПХП.

Результати розробки були представлені на студентській науковій конференції 2023 року кафедри "Механіка, обладнання, електромеханіка та енергетичні системи" та отримали високу оцінку. На їх основі було підготовлено реферат для академічного журналу "Технологічна творчість" № 7 за 2023 рік (Додаток Б).

							7
--	--	--	--	--	--	--	---

1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ТЕМАТИКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

1.1 Аналіз стану питання удосконалення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників

Сучасні побутові холодильні прилади (БХП) є складними виробами, що складаються зі складних холодильних агрегатів, систем автоматичної, теплоізолюваних конструкцій і холодильних камер для зберігання свіжих і заморожених продуктів. При цьому мають виконуватися такі вимоги [1]: підтримання оптимального температурного режиму, за якого можливе одночасне зберігання різних видів продуктів; оптимальне співвідношення контейнерів із позитивними та негативними значеннями температури; конструктивна відповідність вимогам умов експлуатації, зумовлених різними факторами, зокрема параметрами зовнішнього повітря.

Постійне вдосконалення конструкції ПХП, підвищення рівня автоматизації та поліпшення зовнішнього вигляду зумовили необхідність розроблення системи показників для оцінки та порівняння рівня їхньої технологічності.

Одним із найважливіших показників якості ППУ є споживання енергії під час роботи. Загальна кількість енергії, споживаної штучними холодильними установками в розвинених країнах, досить велика. Наприклад, в Італії близько 5 % від загального споживання енергії витрачається виключно на потреби зберігання продуктів харчування [2]. Якщо ж врахувати роботу систем кондиціонування і промислових холодильних установок, то кількість споживаної на ці цілі енергії може досягати 25 % від загального обсягу вироблення електроенергії [3]. Побутові холодильники та морозильники є найбільшими споживачами електроенергії

серед усіх побутових приладів [4]. Тому енергоспоживання має вирішальне значення для моделювання конкурентоспроможності ПХП. Термін служби ПХП може сягати 15-20 років, за цей час кожен ПХП споживає 9000-12000 кВт-год електроенергії. Навіть невелике зниження енергоспоживання кожного холодильника та морозильника може призвести до значної економії електроенергії. За даними американських експертів [5], енергоспоживання побутових холодильників і морозильних камер у США становить у середньому 1200 кВт-год на рік на один холодильник, що перевищує сумарну потужність 23 великих електростанцій. Тому об'єктивна оцінка фактичного енергоспоживання ПХП дуже важлива для кількісного визначення потреби в новому енергетичному обладнанні, а також для інформування покупців холодильників і морозильників про майбутні експлуатаційні витрати, їхнього порівняння та вибору найбільш економічної моделі. Необхідність забезпечити конкурентоспроможність холодильного обладнання та розширити ринок його збуту також призвела до розгляду питання про економію енергії в процесі експлуатації на державному рівні. Наприклад, Конгрес США і Міністерство енергетики розробили документ (National Appliance Energy Conservation Act - NAECA), що передбачає підвищення енергоефективності побутових приладів і прийняття нових стандартів для холодильного обладнання. Підвищення енергоефективності побутових холодильних приладів рекомендується проводити за чотирма основними напрямками: підвищення енергоефективності циклу холодильного агрегату, зниження теплопритоку до шафи холодильника, зниження електричних втрат у двигуні компресора і зниження втрат у циклі. Згідно з розрахунками, енергоспоживання працюючого холодильника об'ємом 570 літрів може бути знижено до 1 кВт/год на день. Оскільки запаси викопного палива обмежені та виснажуються, пошук нових рішень щодо

зниження енергоспоживання в індустрії ПХП є важливою екологічною та енергетичною проблемою.

Наразі необхідність цілеспрямованих зусиль зі зниження енергоспоживання в ПХП особливо актуальна у зв'язку з переходом на використання озоноруйнівних холодоагентів, які за термодинамічними властивостями поступаються фреонам і гідрохлорфторвуглецю, які застосовувалися раніше [6]. На підставі аналізу даних світової практики [7], методи підвищення енергоефективності ПХП включають:

- Зниження рівня теплопритоку в камеру УХЛ;
- Вибір раціонального співвідношення і компоновання УХЛ;
- Забезпечення оптимального і рівномірного температурного поля в камері;
- Поліпшення параметрів холодильної установки загалом і окремих вузлів.

У роботах [8-11] дано більш конкретні напрямки зниження енергоспоживання в побутових холодильниках: поліпшення ізоляції (використання нових матеріалів, збільшення товщини ізоляційних шарів, поліпшення ущільнення дверей), поліпшення конструкції холодильних компресорів, використання холодильних камер, поліпшення якості регулювання систем автоматичного програмного управління, поліпшення стабілізації температури холодильників та стабілізація температури в морозильних камерах, вдосконалені системи відтаювання випарників, використання холодильних камер і холодильних систем, використання холодильних систем для охолодження.

На загальну світову думку, конкретні рішення щодо поліпшення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників слід ухвалювати на основі аналізу загального еквівалента глобального потепління, або TEWI [12,13].

Згідно з наявними даними [12,13], фактором, що впливає на величину TEWI (до 3,7 %), є оптимальний вибір енергоефективності холодоагенту. Вибір оптимальної маси холодоагенту, що заправляється в агрегат, визначає ефективність роботи побутового холодильника. Кількість холодоагенту в агрегаті залежить від об'єму холодильника і температур кипіння та конденсації робочої рідини. Методика розрахунку оптимальної маси холодоагенту в побутових холодильниках описана в [4].

Ефективність холодильного циклу значною мірою залежить від ступеня незворотності термодинамічних процесів. Результати експериментальних досліджень показують можливість значної економії енергії за рахунок використання термодинамічних переваг багатоконпонентних робочих рідин. Впровадження відомого циклу Стірлінга в холодильники і теплові насоси видається можливим.

Як уже зазначалося, найважливішим фактором, що впливає на величину TEWI (до 10,18 %), є енергоефективність компресора. Для компресорів побутових холодильників проблема полягає у використанні альтернативних холодоагентів і збереженні рівня енергоспоживання при зниженні температури газу на виході. Значного прогресу досягнуто у вирішенні проблеми вибору електродвигуна з оптимальними характеристиками для компресора.

Значні втрати енергії в побутових холодильниках зумовлені їхньою циклічною роботою. Експерименти показали, що запобігання перекачування холодоагенту, коли компресор не працює, може знизити щоденне споживання енергії на 4 %. Наразі деякі компанії розробляють клапани, які запобігають перекачуванню холодоагенту при вимкненому компресорі.

Багато фахівців вважають, що заощадити енергію можна, вибравши оптимальний варіант системи циркуляції холодоагенту для побутових

холодильників. Так, використання двоконтурної системи (окремо морозильної та холодильної камери) дає змогу заощадити до 20 % енергії.

Економія енергії до 48 % може бути досягнута при використанні двоступеневої системи охолодження. Прототип двоступеневої системи, запатентований у США, складається з двох випарників, двох компресорів і одного конденсатора.

Згідно з експериментальними дослідженнями [10], значної економії енергії можна досягти за використання систем із керуючими електромагнітними клапанами, що підтримують постійний рівень температури в морозильній і холодильній камерах. Така система складається з компресора, конденсатора та двох випарників. Перспективними з погляду економії енергії є тандемні системи, що об'єднують послідовно компресор і два випарники, які встановлюють у морозильному та холодильному відділеннях побутових холодильників. Наявні дані показують, що ефективність цих систем можна підвищити завдяки встановленню термосифонів між випарниками і використанню малопотужних вентиляторів для циркуляції повітря в камері. Слід також зазначити, що надмірне накопичення снігу на випарниках призводить до зниження тепловіддачі та збільшення утилізації, що тягне за собою збільшення енерговитрат на зберігання продуктів. Найпрогресивнішим методом відтавання випарників є використання електронагрівачів із системами автоматичного вмикання (див. лист МРМА 23.00.00.000ДО).

Дослідження, проведені в США, показали, що споживання енергії можна знизити за рахунок: поліпшення ізоляції та ущільнення дверей - 20,30 %; підвищення механічного ККД герметичних компресорів - 12,16 %; зменшення нагріву компресора - 14 %; поліпшення теплопередачі через випарник та конденсатор - 8 %; оптимізації керування оптимізація - 4,16 %.

Відомо, що енергоспоживання ПХП оцінюється в номінальному і стандартному режимах роботи [1]: $T_{0KP}=250C$, $T_{ПЛ}=50C$; $T_{0KP}=430C$, $T_{ПЛ}=70C$.

У реальних умовах експлуатації побутових холодильників температура навколишнього повітря змінюється в широкому діапазоні. Тому для об'єктивного оцінювання якості теплоенергетичних властивостей різних моделей ПХВ та ефективності інженерних рішень щодо їхнього поліпшення дослідження побутових холодильників мають проводитися не у двох режимах, а в широкому діапазоні температур (температури навколишнього повітря 16, 25, 32 і $380^{\circ}C$, згідно з чинними стандартами [33]). Слід. На основі відомої динаміки зміни теплових та енергетичних властивостей ПХП при зміні температури навколишнього повітря можна розробити основу для прогнозування енергоспоживання ПХП.

Очевидно, що енергоспоживання ПКП у процесі експлуатації залежить від габаритних розмірів ПКП, його корисного об'єму і температури в охолоджуваному приміщенні.

За наявними даними [5], корисний об'єм, який використовується для зберігання продуктів, приблизно пропорційний місткості побутового холодильника, причому в найкращих зарубіжних моделях він становить 42,45... на 100 дм³ об'єму. 45 дм³. Згідно з дослідженням [14], витрата електроенергії N під час роботи ПХП збільшується зі збільшенням об'єму V . Водночас.

$$N=1,06 \exp[0,0029V]. \quad (1.1)$$

У роботі [5] зазначається, що температура t_{pl} у позитивному відділенні не є показником якості роботи холодильника без певних обмежувальних умов, оскільки вона визначається споживанням. У цьому

разі температура t_{pl} не повинна бути нижчою за 00°C. Температура холодильного відділення визначає тривалість зберігання заморожених продуктів без погіршення їхньої якості. Національна та міжнародна практика встановила три рівні цієї температури [6]: -6°C, -12°C і -18°C.

Під час порівняння енергоспоживання різних холодильників слід враховувати індикацію низькотемпературного відділення [1]. Відділення, позначені зірочкою, потребують більшої витрати енергії для підтримання низької температури. Холодильник із двома зірками споживає на 20,30 % більше енергії, ніж холодильник з однією зіркою, а холодильник із трьома зірками споживає ще на 20,25 % більше енергії.

Наявність продуктів у холодильнику значно знижує коливання температури повітря в шафі. Накопичуючи "холод" під час роботи холодильника і віддаючи його під час вимкнення, продукти діють як акумулятор, згладжуючи коливання температури в охолоджуваному об'ємі. Коливання температури на поверхні продуктів становлять приблизно одну десяту від середніх коливань температури в холодильнику. Тому наявність охолоджених продуктів у РСР забезпечує рівномірний розподіл температури всередині.

З цього погляду очевидно, що під час проведення експериментальних досліджень з оцінки теплоенергетичних характеристик побутових холодильників охолоджуваній об'єм має бути заповнений імітаторами продуктів.

Добре відомо, що існує різниця між експлуатаційним і паспортним індексом побутових холодильників через додаткове теплове навантаження, спричинене додаванням продуктів і відчиненням дверей.

Вплив обох цих чинників на енергоспоживання оцінюють у 5,15 % і 10,25 % відповідно, залежно від режиму роботи ПХС. У важких умовах

експлуатації споживання енергії в робочих режимах може збільшитися на 40 % порівняно з паспортними значеннями.

Дослідження умов експлуатації ПХП, проведене в США, показало, що двері відчиняють на 8,23-23 секунди, у середньому на 10,15-15 секунд, а за добу двері відчиняють до 80 разів. У міру зменшення місткості холодильника кількість відкривань дверей зменшується. Вважається, що на кожні 100 дм³ об'єму холодильника припадає до 35 відкриттів дверей.

Споживання енергії залежить не тільки від часу відчинення дверей, а й від кута відчинення дверей: результати випробувань 180-літрового холодильника за $t_{cr} = 24,60^{\circ}\text{C}$, $t_{pl} = 4,60^{\circ}\text{C}$ та кута відчинення дверей 1 хвилина [1] показують, що втрати енергії є сталими при температурі відчинення дверей вище за 300°C та майже пропорційними цьому значенню за менших відчинень. Було показано, що за малих температур відкривання втрати енергії майже пропорційні значенню.

Ананд вивчив вплив кута відкриття/закриття і часу відкриття/закриття одних дверей побутового холодильника на теплову енергію. Після відкриття дверцят температура всередині холодильника спочатку швидко підвищується, а потім плавно і поступово збільшується. За першу секунду заміщується близько 80 % об'єму повітря. Що довше відчинені дверцята, то більша перевитрата енергії $L_{рег}$. Водночас витрата енергії на одиницю часу відкриття дверцят зменшується. Для охолодження повітря в об'ємі холодильного відділення від t_{oc} до t_{pl} потрібна витрата енергії близько 0,3 кВт-год; якщо $L_{рег}$ перевищує цю витрату енергії, то під час відчинення дверцят виникає вільна конвекція повітря, що охолоджується випарником і стінками холодильного відділення.

Зі зниженням температури кипіння холодоагенту витрата енергії значно зростає: у 180-літровому холодильнику за температури $t_{окр}=24,7 \square 1,40^{\circ}\text{C}$ під час відкривання дверей на кут 90° упродовж однієї

хвилини, у міру зниження середньої температури кипіння з $-9,5^{\circ}\text{C}$ до -150°C , надлишкова витрата енергії зростає з 6 до 11 Вт-год. лінійно збільшуючись [1]. Збільшення добового споживання енергії через відкривання дверцят під час роботи холодильника в номінальному режимі становить 10,20%, розраховане за наведеними вище даними.

Слід зазначити, що в літературі немає відомостей про динаміку теплофізичних процесів під час відчинення та зачинення дверцят побутових холодильників, а також про залежність додаткової витрати електроенергії від температури навколишнього повітря та початкового періоду відновлення теплової енергії.

Енергоспоживання ПХП залежить від технічних характеристик, конструкції та компоновання агрегату. Показником енергоспоживання компресорів однакової або близької потужності є коефіцієнт часу роботи, який являє собою відношення часу робочої частини циклу до загального часу циклу. Для побутових холодильників коефіцієнт часу роботи компресора під час роботи в номінальному і стандартному режимі становить 0,25... і 0,35... відповідно. 0,35 і 0,5... 0.6. Згідно з наведеними в роботі даними, добове споживання електроенергії холодильником Інтер-501 лінійно знижується зі збільшенням холодопродуктивності встановленого компресора. Крім того, компресор ХКВ 7,4-3М-100-0, який було рекомендовано для використання в даному холодильнику в результаті відповідних випробувань, збільшив холодопродуктивність за рахунок підвищення ККД електродвигуна завдяки використанню електричного конденсатора.

Герметичні компресори в побутових холодильниках є термонавантаженими машинами, і їхня надійність, об'єм та енергетичні характеристики сильно залежать від рівня температури.

Як відомо, компресори в побутових холодильниках зазвичай

охолоджуються за рахунок конвективного теплообміну між корпусом і навколишнім повітрям, а також завдяки відведенню тепла від електродвигуна холодною парою холодоагенту, що всмоктується з випарника.

Компресори піддаються значним тепловим навантаженням не тільки під час запуску та аварійних ситуацій, а й під час роботи в умовах високих температур навколишнього середовища. Перегрів може призвести до утворення жирних кислот, які роз'їдають ізоляцію проводів і руйнують масло. Обмотки компресорних двигунів розраховані на температуру нижче 130°C, але за вищевказаних умов вони можуть перегріватися до 200... 250°C і можуть перегріватися до температури 250°C, що вкрай негативно позначається на роботі двигуна.

Температурний рівень закритого компресора можна розрахувати за допомогою рівняння теплового балансу:

$$\frac{G_0(i_{кв2} - i_{кв1})}{N_e} + \frac{Q_{oc}}{N_e} = 1, \quad (1.2)$$

де G_0 - масова продуктивність компресора;

i - ентальпія пари на вході та виході компресора;;

N_e - електроенергія, споживана електродвигуном;

Q_{oc} - кількість тепла, що виділяється в навколишнє середовище.

Встановлено, що зі зниженням температури кипіння холодоагенту кількість тепла, що виділяється з корпусу компресора в навколишнє середовище, збільшується і досягає 50% від енергії, що підводиться; величина Q_{oc}/N_e залежить не тільки від режиму роботи, а й від номінальної продуктивності компресора за холодоагентом. Це пов'язано з тим, що масова продуктивність збільшується швидше, ніж зростає споживана потужність, що призводить до збільшення першого члена в рівнянні (1.2). За більш

високих температур навколишнього середовища коефіцієнт часу роботи компресора збільшується, тому агрегат працює з більшим навантаженням.

Тепловий баланс холодильної установки із закритим компресором показує, що теплове навантаження QK конденсатора залежить від кількості тепла, що передається компресором у навколишнє середовище. Для дугтьових корпусів компресорів відношення QOS/NE становить 0,25... 0... 0,65 і збільшується на 6... 20... 20*С, що призводить до зниження температури на 6...20*С. Частка променистого теплообміну становить 30-40%.

Дослідження показують, що температура компресора значно знижується, коли швидкість повітря поблизу кожуха становить 3-4 м/с. Це пов'язано з вирівнюванням коефіцієнта теплопередачі від холодоагенту і повітря.

У міру підвищення температури навколишнього повітря співвідношення QOS/NE зменшується, оскільки різниця між температурою поверхні корпусу компресора і температурою навколишнього повітря зменшується. Це призводить до підвищення рівня температури компресора. Наприклад, якщо температура повітря підвищується на 1°С, температура холодоагенту, мастила та компонентів компресора підвищується на 0,3... 0.. 0,4°С.

За даними досліджень, у діапазоні температур зовнішнього повітря 0-50°С і швидкості вітру 0-10 м/с значення коефіцієнта QOS/NE визначається за формулою:

$$\frac{Q_{oc}}{N_{\sigma}} = 0,60 \left(\frac{Q_o}{Q_{OH}} \right)^{-0,6} \left(\frac{h}{d} \right)^{-2,5} + 0,23 \left(\frac{W_B}{W_{Bmax}} \right)^{0,7} - 0,03 \left(\frac{t_B}{t_{Bmax}} \right), \quad (1.3)$$

де Q_o і Q_{OH} - холодопродуктивність на даному й номінальному режимах;

h, d - відповідно, висота й діаметр кожуха компресора;

У зв'язку з цим слід зазначити, що в літературі відсутні дані про ступінь впливу бака для регенерації стічних вод, розміщеного на корпусі компресора, на теплові та енергетичні характеристики ПХП. Є підстави вважати, що баки надають ефект ізоляції корпусу компресора під час роботи.

У практиці проектування торговельного холодильного обладнання та холодильних систем пропонується кілька інженерних рішень для поліпшення процесу повітрообміну поблизу поверхонь корпусу компресора і конденсатора. Одним із можливих рішень є поліпшення теплообміну між цими поверхнями і навколишнім повітрям завдяки раціональному розташуванню компресора, конденсатора і випарника всередині виробу. У холодильних шафах агрегати можуть розташовуватися знизу або зверху. В агрегатах, встановлених знизу, повітря, нагріте поверхнями компресора, проходить через конденсатор. Розміщення агрегату у верхній частині забезпечує кращу циркуляцію повітря біля поверхні джерела тепла. Однак, як показує практика, це підвищує температуру повітря перед конденсатором на 2,30...30°C вище, що призводить до збільшення часу роботи компресора і середньодобового споживання електроенергії. Багато моделей комерційних холодильних установок оснащено примусовою вентиляцією моторного відсіку, об'єм якого в разі вбудованого агрегату становить 20,30... .30% від загального обсягу виробу. При цьому осьовий вентилятор, що працює, забезпечує швидкість 0,1... .0,2 м/с, повітря рухається зі швидкістю 1,2... .2 секунди і щомиті обмінюється як охолоджувальна рідина в об'ємі моторного відсіку. Подібні технічні рішення використовуються в деяких моделях побутових холодильників. Наприклад, добове енергоспоживання холодильника "Інтер-501" знизили з 3,58 кВт-год/добу до 3,22 кВт-год/добу завдяки виносу компресора з моторного відсіку і розміщенню його на верхній панелі шафи. У результаті встановлення компресора і конденсатора

на верхній панелі шафи (з осьовим вентилятором) добове споживання електроенергії холодильником знизилося з 3,58 кВт-год/добу до 3,33 кВт-год/добу порівняно з базовим варіантом з їхнім розміщенням та охолодженням (у цьому разі примусовий рух повітря в охолоджуваному об'ємі для забезпечення цього також використовувався вентилятор). Унаслідок вертикального розташування ребристо-трубчастого випарника на задній стінці холодильного простору та використання двох осьових вентиляторів для забезпечення примусового руху повітря в об'ємі зберігання добове споживання електроенергії холодильником Inter-501 знизилося з 3,15 кВт-год до 3,03 кВт-год. год/добу. Перспективним є використання малопотужних вентиляторів для нагнітання повітря в теплообмінник.

Таким чином, аналіз літературного матеріалу свідчить про те, що посилення процесу повітряно-теплообміну поблизу поверхонь компресора, конденсатора і випарника сприяє зниженню енергоспоживання холодильної системи.

Слід зазначити, що величина і характер зміни температури поверхонь теплоносія ПХП і повітря, що контактує з ними, в процесі роботи компресорного циклу невідомі, особливо за умов зміни температури зовнішнього повітря при зміні налаштувань термостата. Крім того, не встановлено, чи впливають теплові процеси, що виникають під час цього, на температуру зовнішньої поверхні задньої панелі, а отже, на приплив тепла в холодильну шафу, і якщо так, то наскільки істотно, та який характер теплообміну, що відбувається.

У літературі відсутні відомості про природні процеси повітря- і теплообміну біля зовнішньої поверхні побутових холодильників, про стан теплової депресії в компресорному і конденсаторному відділеннях, про умови, що забезпечують відведення тепла від джерела тепла в навколишній простір. Відомо, що в приміщеннях поблизу джерел тепла з обмеженим

об'ємом за певних умов виникають природні протяги, що визначають характер та інтенсивність процесів повітро- і теплообміну; наявність тепловідводів у компресорному й конденсаторному відділеннях ПХВ дає змогу припустити, що там може відбуватися теплопригнічення, вважаються ймовірними. Можна припустити, що процеси повітро- і теплообміну в компресорному і конденсаторному відділеннях матимуть специфіку, зумовлену періодичним нагріванням і охолодженням радіаторів, пов'язаним із періодичною роботою компресора. навколишнього від компресорного і конденсаторного відділень ПКП. Очевидно, що необхідно провести експериментальні та теоретичні дослідження для визначення чинників, що визначають інтенсивність відведення тепла природною вентиляцією в простір, а отже, температуру радіатора і приплив тепла від задньої панелі в холодильну шафу.

Важливим показником для оцінки необхідної холодопродуктивності агрегату і якості конструкції шафи є теплопровідність останньої $k \cdot F$, де k - теплопровідність, а F - загальна площа теплообміну.

Тепло може проникати в шафу двома шляхами: через корпус або через щілини, витоки і теплові мости. Теплопередача через корпус залежить переважно від товщини і теплопровідності ізоляції. Надходження тепла через тріщини, щілини і теплові мости може становити до 20 % від теплопровідності шафи. Згідно з розрахунками, теплоприплив від дверних ущільнювачів побутового холодильника Kodogі еквівалентний 15-20% теплоприпливу від корпусу шафи.

Відомо, що тепловтрати Q через корпус холодильника визначаються рівнянням Фур'є:

$$Q = KF\Delta t, \quad (1.4)$$

де

$$K = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (1.5)$$

α_1 і α_2 - коефіцієнти тепловіддачі, відповідно, зовні й усередині шафи холодильника при вільній конвекції повітря;

δ - середня товщина теплоізоляції;

λ - коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції;

Δt – різниця середніх значень температури на поверхнях шафи зовні й усередині.

Аналіз рівнянь (1.4) і (1.5) показує, що поряд з α і λ на величину теплоприпливу до побутових холодильників, а отже, і на енергію їхнього режиму роботи, великий вплив мають параметри навколишнього середовища, що визначають значення αt і λ . Видно, що на величини впливають параметри довкілля, що визначають значення t і λ .

Однак за однакових умов експлуатації ПХП незрозуміло, чи є відмінності в кількості теплоприпливу у внутрішній простір через задню і бічні панелі холодильника (або чи відбувається додатковий приплив тепла через задню панель під впливом джерела тепла), а також у розподілі температури на зовнішній поверхні цих корпусів та їхніх. Питання про те, чи є відмінності в конструктивних елементах, поки що не порушувалося.

Слід зазначити, що під час оцінки теплоприпливу через корпус холодильника РСР не враховуються ні процеси повітро- і теплообміну в компресорному і конденсаторному відділеннях, ні інфрачервоне теплове випромінювання від поверхонь корпусу компресора і конденсатора.

Очевидно, що для отримання достовірної інформації про теплоприплив у холодильну шафу необхідні дані про вплив циклічної роботи компресора на

температурне поле в корпусі. Ці дані можуть бути отримані на основі стендових випробувань ПХП з використанням засобів реєстрації швидкоплинних теплофізичних процесів.

У роботі проаналізовано велику кількість експериментальних даних, отриманих для 10 різних холодильників (понад 60 моделей, що випускалися в колишньому СРСР) об'ємом 120-300 дм³, товщиною 0,03-0,06 м і теплопровідністю 0,024-0,058 Вт/(м·К). У дослідженні значення κ t були (довільно) встановлені в діапазоні 20-270°С, а споживана потужність визначалася за температури 500°С в холодильному відділенні. Результати показують, що споживання електроенергії під час роботи РСР залежить від якості ізоляційної конструкції шафи. Якість ізоляційної конструкції в основному визначається властивостями і товщиною ізоляційного матеріалу. Що нижче значення теплопровідності (ТСІ) і товщій шар ізоляції, то меншим є тепловий потік у холодильну шафу та меншим є теплове навантаження на холодильний агрегат, що визначає розмір теплообмінного блоку та холодопродуктивність компресора.

У сучасних побутових холодильниках кількість теплоізоляції не перевищує 20 % від загального обсягу.

Наразі фахівці вивчають можливість використання форм із базальтової вати і високоефективної вакуумної ізоляції для зниження теплового потоку в холодильному відділенні. Теплопровідність сучасного пінополіуретану (ППУ) залежить від пористості $\kappa = 0,0125...0,025$ Вт/(м·К), тоді як за наявними даними для вакуумних ізоляційних покриттів ці значення становлять 0,0125 Вт/(м·К) (National) і 0,0081 Вт/(м·К) (Sharp).

Однак вибір типу і товщини ізоляції під час виробництва побутових холодильників визначається вимогою мінімізації витрат на їхнє виробництво і, як правило, не враховує витрати, пов'язані з подальшим споживанням енергії в процесі експлуатації. Згідно з наявними даними, основним

фактором зниження TEWI (до 30% від загальної величини) є зменшення припливу тепла в холодильну шафу завдяки використанню ефективної ізоляції. З 1960 року основним ізоляційним матеріалом, що використовується в холодильних шафах, є пінополіуретан. Використання найбільш ефективних вакуумних ізоляційних матеріалів стримується їхньою високою вартістю та недостатньою надійністю. Компанії Siemens і Bosch підвищили класи енергоефективності В і С для побутових холодильників за рахунок посилення ізоляції. Товщина ізоляційного шару в холодильниках цих компаній сягає 70-102 мм у холодильних камерах і 100-110 мм у морозильних; товщина ізоляції в побутових холодильниках ЗАТ "Група Норд" удвічі менша - 50-102 мм - і виконана з пінополіуретану ППУ 309М (ОСТ 55-455-90). Таким чином, аналіз літератури показує, що теплові та енергетичні характеристики побутових холодильників залежать від цілої низки чинників, і наразі немає чіткої оцінки важливості кожного з цих чинників. Тому необхідні подальші дослідження в цій галузі.

Аналіз літератури показує, що розв'язання проблеми підвищення енергоефективності побутових холодильників без зміни конструкції або технології виробництва побутових холодильників можливе тільки завдяки зниженню припливу тепла в охолоджуваній простір. Цього можна досягти шляхом посилення природної вентиляції в компресорному і конденсаторному відділеннях, забезпечення відведення тепла від джерела тепла в навколишній простір, зниження рівня температури герметичного компресора і зменшення температури нагріву зовнішньої поверхні корпусу холодильника, особливо задньої панелі.

Зрозуміло, характер та інтенсивність повітро- і теплообміну біля зовнішньої поверхні PCS можуть впливати на його теплоенергетичні характеристики, як завдяки прямому надходженню тепла до холодильної шафи через її корпус, так і завдяки спричиненим ним тепловим процесам

усередині холодильного агрегату з урахуванням налаштувань термостата. Це можливо. Що вища температура навколишнього повітря та/або налаштування термостата, то вищою є температура конденсації холодоагенту і поверхні тепловідведення і, зрештою, тим нижчим холодильний коефіцієнт.

$$\varepsilon = 1/(T_1/T_2 - 1), \quad (1.6)$$

де T_1 і T_2 – температура, відповідно, теплоприймача й тепловіддавача.

При цьому підтримка необхідної температури в холодильній шафі забезпечується за рахунок збільшення затрачуваної роботи l і, отже, добової витрати енергії $N_{доб}$.

1.2 Обґрунтування методики наукових досліджень теплоенергетичних характеристик побутових холодильників

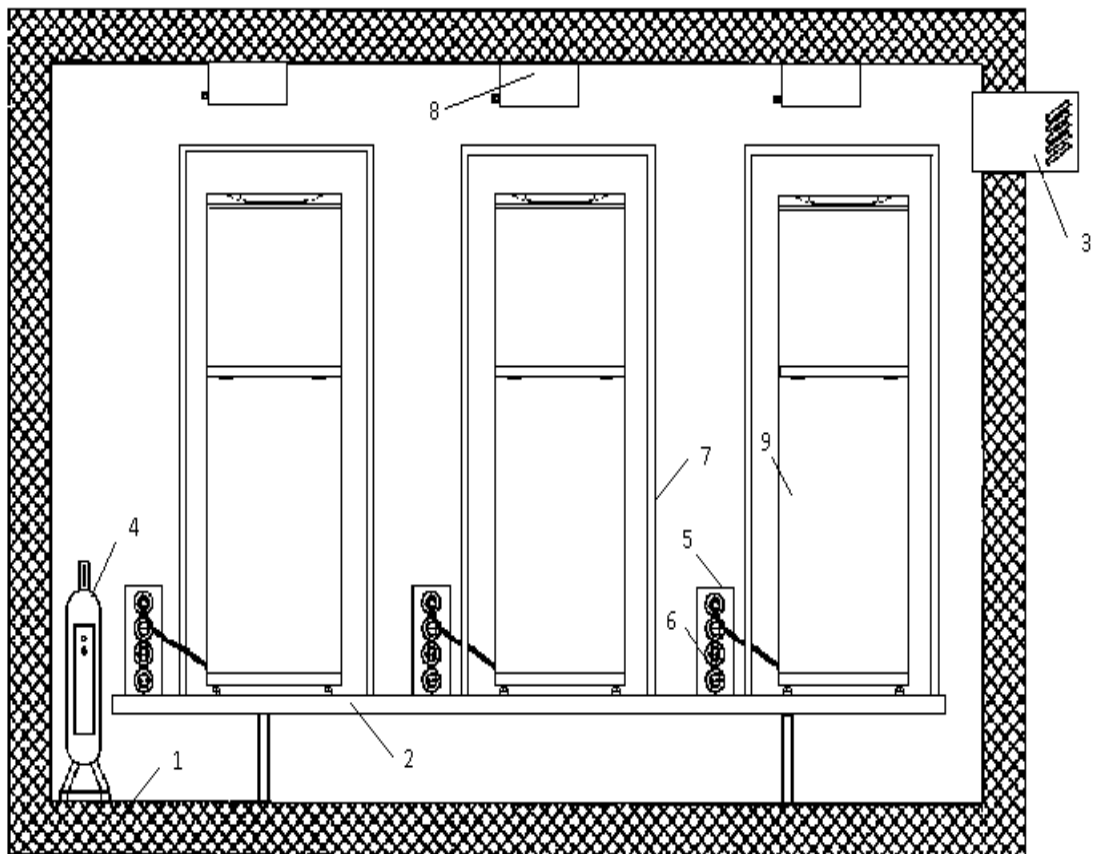
Для досягнення цілей і вирішення завдань, поставлених у магістерській дисертації, було проведено низку взаємозалежних експериментальних і теоретичних досліджень за розробленою нами методикою.

Теплові та енергетичні властивості будь-якої моделі ПКП залежать від установки термостата і теплоприпливу в охолоджуваній об'єм; для отримання достовірних даних про теплофізичні властивості ПКП і вплив на них різних чинників дослідження повинні проводитися при постійній температурі зовнішнього повітря в спеціальній кліматичній камері № 1.

Кліматичні камери призначені для проведення автоматизованих випробувань з визначення теплоенергетичних характеристик побутових холодильників.

Час зниження температури в камері з 25°C до 16°C

Під час випробування ПХП у кліматичній камері контролюють такі параметри: температуру в кількох точках холодильного агрегату, споживану потужність, добове споживання потужності, коефіцієнт часу роботи, кількість циклів. Температура в обраних точках ПХП і кліматичної камери вимірюється за допомогою хромованих мідних термопар.



1 - кліматична камера (термокамера); 2 - платформа; 3 - кондиціонер;
4 - нагрівач; 5 - сполучні проведення; 6 - розетки; 7 - щити, що екранують;
8 – термоелектричні перетворювачі; 9 - побутові холодильні прилади

Рисунок 1.1 - Схема кліматичної камери з розміщеними в ній устаткуванням і побутовими холодильними приладами:

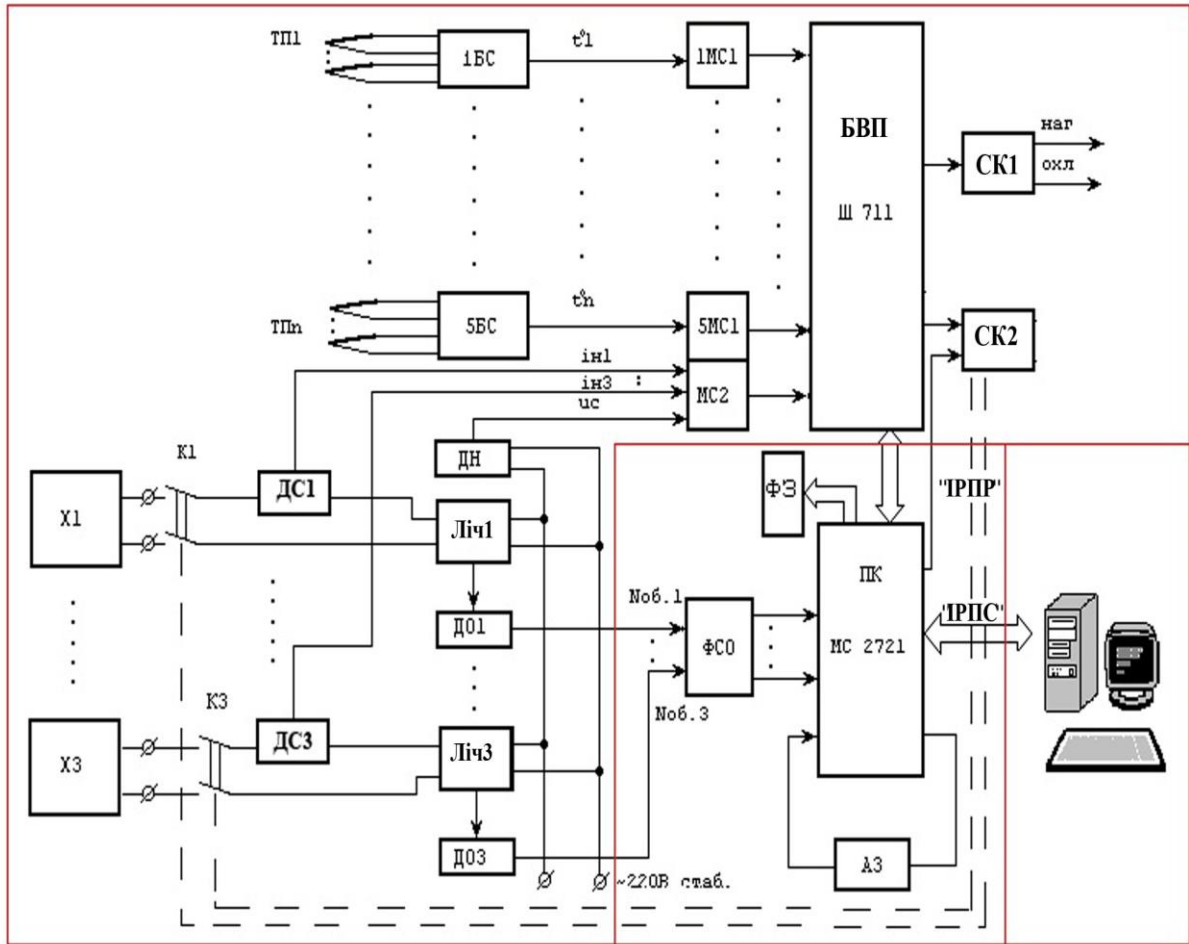


Рисунок 1.2 - Структурна схема системи випробувань холодильної техніки

Крім перетворення аналогового електричного сигналу від первинного перетворювача, PDU порівнює результат перетворення із заданим значенням і відхиленням сигналу; ця функція PDU фіксує момент увімкнення та вимкнення холодильника, що тестується, та використовує схему керування SC1 для керування роботою термокамери ТС, у якій проводиться тест. Використовується для.

Увімкнення тестових холодильників X1 - X3 керується від ДБЖ (режим термостата) або контролера (режим регульованого KPM) за допомогою ланцюга керування SC2 і комутаційних пристроїв DO1 - DO3.

Програмне забезпечення діалогової системи ІПК передбачає

- налаштування програмного забезпечення для конкретної конфігурації технічних засобів;
 - підготовчі роботи під час встановлення тестового холодильника: реєстрація, розміщення датчиків, підготовка робочих файлів, налаштування контролера;
 - управління режимом роботи ІПК для збору та обробки інформації;
 - введення, обробка, візуалізація та реєстрація результатів тестування на персональних комп'ютерах;
 - Відображення довідкової інформації про тест на кожному робочому місці;
 - Вибір будь-якого робочого місця в будь-якій аудиторії тестування.
- Під час роботи в інтерактивному режимі довідкова інформація завжди відображається на екрані персонального комп'ютера.

За допомогою ПЕОМ обробляються результати тесту РСР і розраховуються значення контрольних параметрів. Отримані дані заносяться в таблицю, а зміна температури в контрольній точці та час роботи і зупинки компресора відображаються в графічному вигляді.

Час роботи і зупинки компресора РСР визначається для кожного вмикання і вимикання, починаючи з першого вмикання. Коефіцієнт часу роботи (OTF) розраховується як відношення часу роботи до часу циклу:

$$\text{КРЧ} = T_p / (T_p + T_c), \quad (1.7)$$

де T_p і T_c – тривалість роботи й стоянки компресора.

Наведений цикл визначається як година, ділений на час циклу $T_{\text{ц}}$:

$$\Pi_{\text{ц}} = 3600 / T_{\text{ц}}, \quad (1.8)$$

де $T_{\text{Ц}} = T_{\text{Р}} + T_{\text{С}}$.

Перерахування витрати електроенергії з кількості обертів диска лічильника у кВт·год відбувається шляхом розподілу їх на 2100. Програмний лічильник розрахований на 10000 обертів диска, після чого рахунок починається з нуля.

Добова витрата електроенергії знаходять по формулі:

$$W_{\text{д}} = 3600 \cdot 24 \cdot (w_{\text{к}} - w_{\text{н}}) / (2100 \cdot T_{\text{w}}), \quad (1.9)$$

де $w_{\text{к}}$, $w_{\text{н}}$ - кількість обертів диска наприкінці й початку виміру;

T_{w} - час виміру.

Середня споживана потужність за цикл визначається шляхом розподілу витрати електроенергії протягом його на тривалість роботи ПХП:

$$P_{\text{СР}} = 3600 \cdot (w_{\text{т}} - w_{\text{р}}) / 2100 / T_{\text{Ц}}, \quad (1.10)$$

де $w_{\text{т}}$, $w_{\text{р}}$ - кількість обертів диска наприкінці й початку одного циклу;

$T_{\text{Ц}}$ – тривалість одного циклу, с.

Очевидно, що в будь-якій моделі БПХП під час роботи найбільший приплив тепла походить із компресорного та конденсаторного відділень, а повітря як теплоносій, що контактує із задньою панеллю, отримує додаткове нагрівання від поверхні джерела тепла. Коли температура повітря в компресорному і конденсаторному відділеннях перевищує температуру навколишнього повітря, виникає тепловий перепад, і в просторі біля зовнішньої поверхні задньої панелі БПХП відбувається природний повітряно-тепловий обмін. Інтенсивність і характер цього процесу залежать від припливу тепла в охолоджуваній об'єм. Щоб встановити особливості процесу повітряно-теплообміну в компресорно-конденсаторному відділенні, необхідно знати розподіл температури на поверхні джерела тепла. Новітній

тепловізійний комбінований прилад "Кріонік-4М", розроблений і виготовлений фахівцями Харківського інституту низьких температур, дає змогу реєструвати розподіл температури під час циклічної роботи компресора. Особливістю цього комбінованого приладу є поєднання тепловізора та ноутбука з процесором Pentium. Комп'ютер дає змогу опрацьовувати експериментальні дані на отриманих зображеннях, зберігати й порівнювати результати досліджень, обирати різні палітри теплових зображень і вимірювати температуру (від -20 до +4000°C, точність 2%) у будь-якій точці зображення.

Поверхня ПКП, яка нагрівається під час роботи, вважається джерелом інфрачервоного випромінювання, збільшуючи приплив тепла в шафу. Для вимірювання інтенсивності теплового випромінювання в компресорному і конденсаторному відділеннях побутового холодильника, що працює, використовувався радіометр енергетичного випромінювання РАТ-2П-Кварц-41. Прилад має довжину хвилі 1,15. 15 мкм і здатний вимірювати інтенсивність інфрачервоного випромінювання від 10 до 2000 Вт/м². Час вимірювання становить 15 секунд. Порівняно з серійно випущеними радіометрами, радіометр "РАТ-2 П-П-Кварц-41" має найвищу чутливість.

Аналіз умов випробувань побутових холодильників за методикою, прийнятою в даній роботі, показує, що під час вивчення процесу повітряно-теплового обміну відповідно до завдань даної роботи можна розглядати два обмежених обсяги: один - це задня панель компресорно-конденсаторного відділення ПХП і задній щит, а другий - внутрішній простір кліматичної камери.

Для вимірювання температури і швидкості повітря в компресорно-конденсаторному відділенні ПКП і поблизу їхніх зовнішніх поверхонь упродовж усього робочого циклу компресора доцільно використовувати автономний вимірювач швидкості і температури "АІСТ-3П". Особливостями

цього приладу є: одночасне вимірювання швидкості й температури в одній точці, вимірювання в неізотермічних потоках, гнучкі штанги для вимірювань у важкодоступних місцях, а також безпосереднє відображення на дисплеї результатів вимірювань температури й швидкості повітря у вимірах *C і м/с відповідно. Галузі застосування цього приладу: тепло- і аеродинаміка, тепло- і масообмін, вентиляція та опалення, аналіз мікроклімату в приміщеннях, управління технологічними процесами, екологічні дослідження і вимірювання. В основі конструкції цього приладу лежить унікальний принцип вимірювання швидкості та температури повітря. Вимірювання швидкості повітря засноване на залежності теплообміну між нагрівальним елементом (датчиком) і навколишнім середовищем від швидкості повітря. Для вимірювання температури використовується термометр опору, де опір ненагрітого датчика залежить від температури навколишнього середовища. Прилад вимірює параметри повітряного потоку в таких діапазонах: діапазон вимірюваних швидкостей потоку $V = 0,1,5...5$ м/с, діапазон вимірюваних температур $t=+10... +50^{\circ}\text{C}$.

У цьому дослідженні використовували два автономні вимірювачі швидкості та температури повітря АІСТ-3П. Під час циклічної роботи РСР поверхні корпусу компресора піддаються циклічному нагріванню та охолодженню. Крім того, з моменту ввімкнення РСР до його вимкнення ці поверхні нагріваються, а з моменту вимкнення до початку наступного циклу - охолоджуються. Є всі підстави вважати, що в результаті компресорний і конденсаторний відсіки зазнаватимуть зміни температури і швидкості вітру. Коли компресор працює, тут виникає потік нагрітого повітря, що рухається знизу вгору. Коли компресор зупиняється, температура і швидкість повітря в обмеженому об'ємі компресорного і конденсаторного відсіків неминуче знижуються.

З вищесказаного випливає, що параметри повітряного середовища в компресорному і конденсаторному відділеннях необхідно контролювати по всій їхній висоті протягом усього робочого циклу компресора. Під час вимірювання параметрів повітряного середовища прилад АІСТ-3П встановлюють зовні компресорно-конденсаторного відділення, а зонд із датчиком - у точці контролю. Для отримання достовірних даних про зміну температури і швидкості руху повітря по висоті компресорно-конденсаторного відділення необхідно використовувати два прилади АІСТ-3П для проведення вимірювань.

Таблиця 1.1 - Відомості про ПХП, прийнятих для досліджень

Модель холодильника	Реєстраційний номер	Обсяг, л	Марка компресора	Потужність електродвигуна, Вт	Холодоопродуктивність, Вт	Вид хладагенту
«Норд-428»	№122	146	ХКВ 5, 3-80-0	80	5,0	R12
«Норд-428»	№53	146	ХКВ 5, 3-80-0	80	5,0	R134a
«Норд-241»	№201	250	ХВК 7, 4-3М-100ДО-0	100	7,4	R12
«Норд-241»	№207	250	ХВК 7, 4-3М-100ДО-0	100	7,4	R134a
«Норд-517»	№34	146	ХКВ 5, 3-80-0	80	5,0	R12
«Норд-233/6»	№226	350	ХВК 7, 4-3М-120-0	120	7,4	R12

Для отримання найповніших даних про процес повітрообміну під час роботи РСР необхідно дослідити параметри повітряного середовища в прорізах компресорного і конденсаторного відділень, а також у самій кліматичній камері, над РСР і далеко від неї під час роботи РСР, Є підстави вважати, що в замкнутому об'ємі кліматичної камери відбувається рециркуляція повітря. Для того щоб наблизити дослідження до реальних

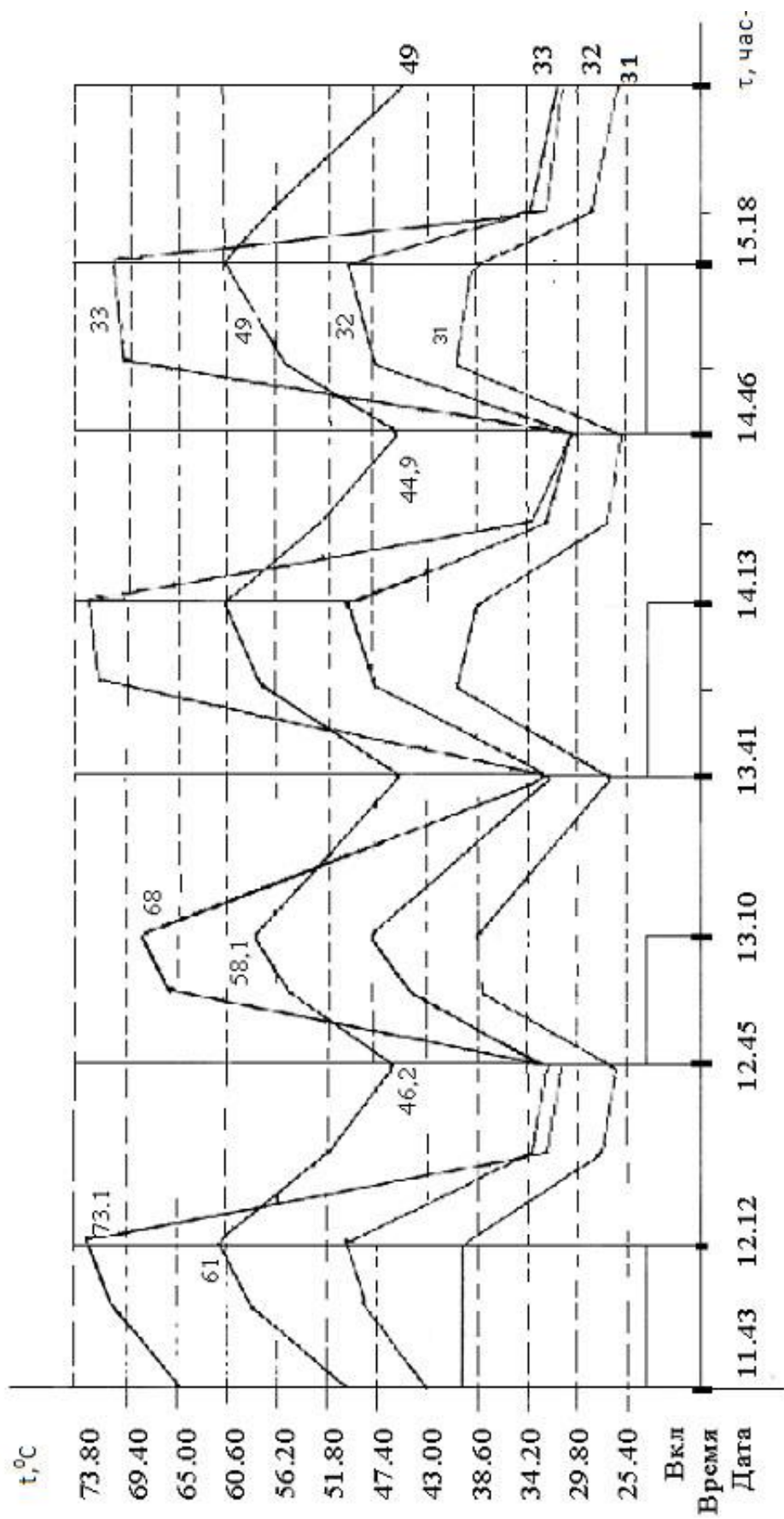


Рисунок 2.1 – Термограми зміни температури на поверхні джерел тепловиділення в ККВ циклічно працюючого холодильника «Норд-233/6» при значенні її в кліматичній камері 25°C

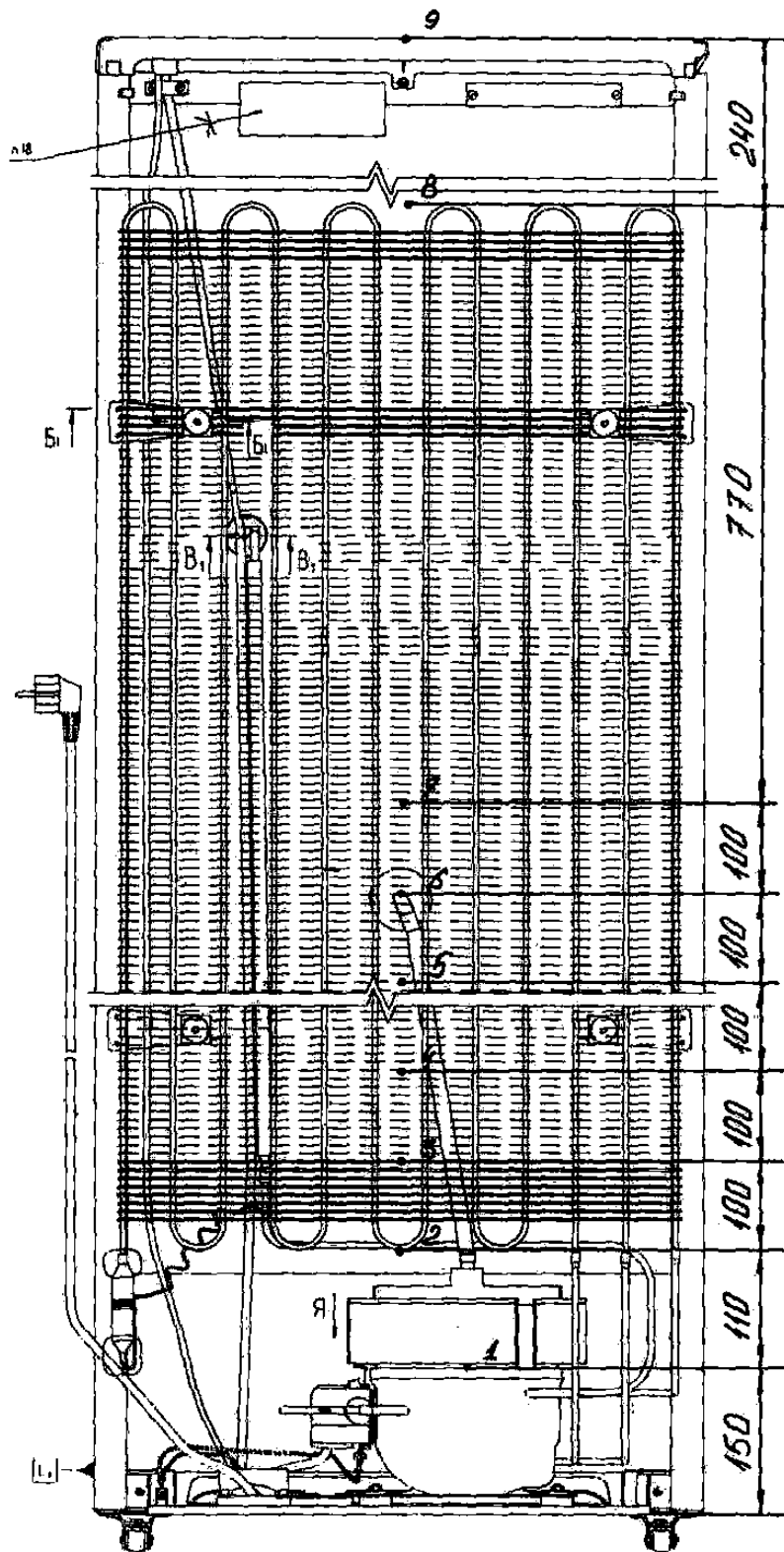


Рисунок 2.2 - Схема розташування точок виміру температури й швидкості руху повітря в компресорно- конденсаторному відділенні ПХП

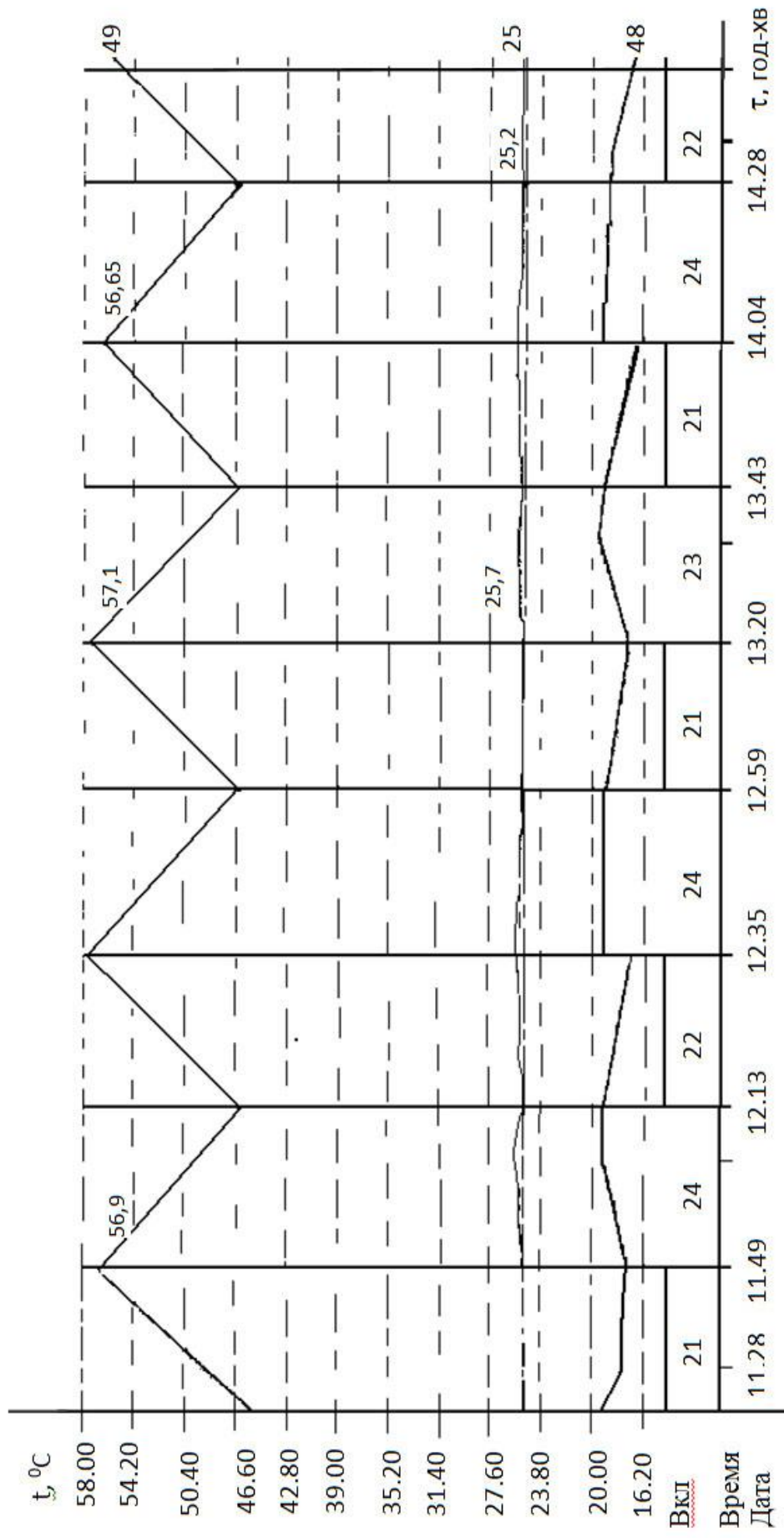


Рисунок 2.3 – Термограми зміни температури на поверхні кожуха компресора (49), температури усмоктування холодоагенту (48) і температури повітря в кліматичній камері (25)

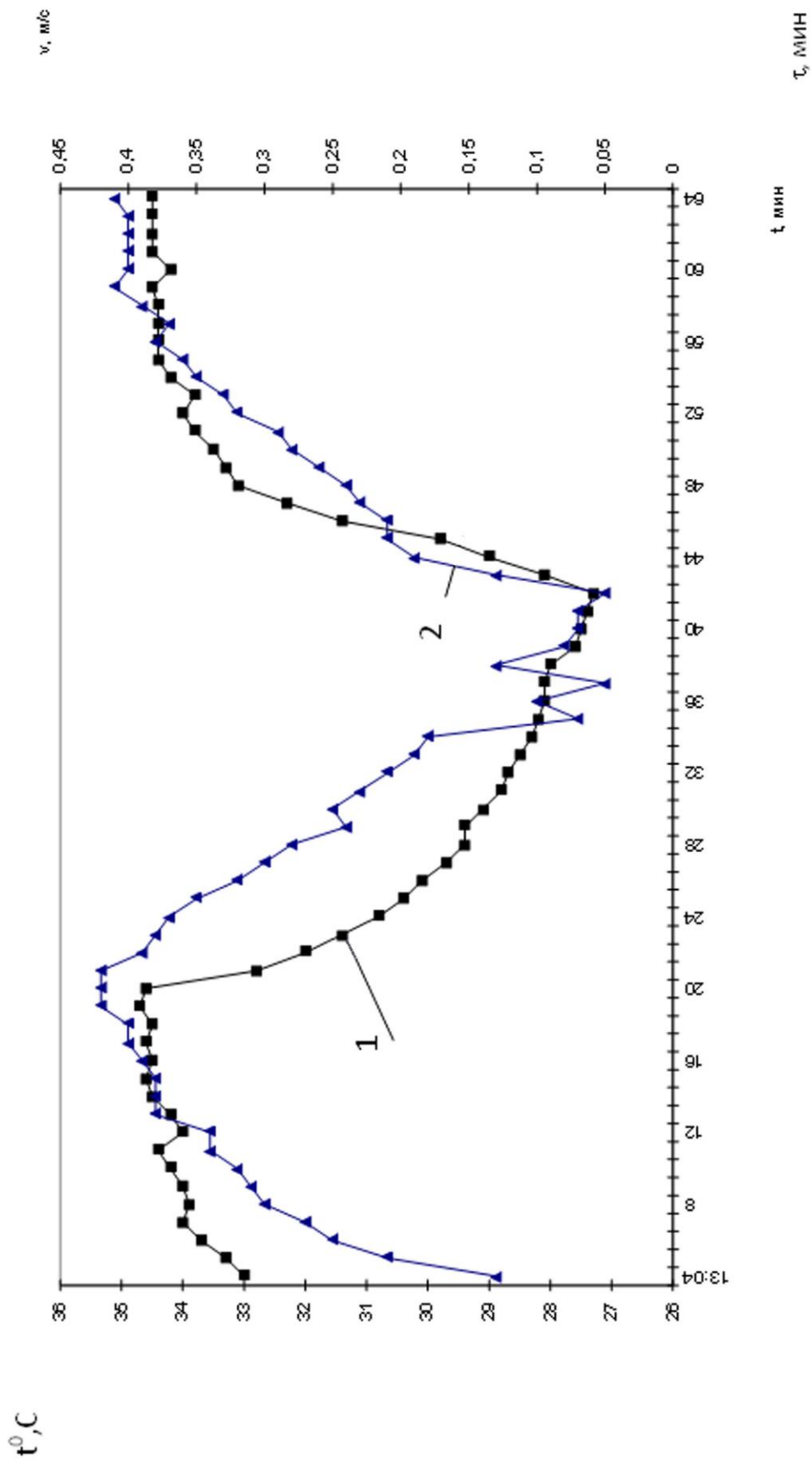


Рисунок 2.4 – Графіки зміни температури(1) й швидкості руху повітря(2) в точці 8 при роботі й стоянці компресора

Контрольною точкою була точка 8, в яку надходить тепле повітря від усіх джерел тепла у вигляді висхідного струменя. Вимірювання цих параметрів повітря проводилися під час роботи і стоянки компресора. Термограми зміни температури поверхні корпусу компресора (49), температури всмоктуваного холодоагенту (48) і температури повітря в кліматичній камері (25), отримані під час комплексного дослідження, представлено на рисунку 3.3. Досліджені показники ефективності РСР (за кілька циклів) наведено в Додатку А (роздруківка даних СРІ).

На малюнку 2.4 представлено криві зміни температури та швидкості повітря в точці 8 під час циклічної роботи компресора. Як видно з малюнка, під час зупиненого компресора температура і швидкість повітря знижуються практично за інерцією, а під час увімкнення аналогічно збільшуються. Зміна швидкості повітря слідує за зміною його температури. Таким чином, характер зміни швидкості повітря визначається характером зміни температури повітря.

Характер і час зміни температури та швидкості повітря в точці 8 повністю визначаються характером і часом зміни температури поверхні компресора, тобто вони слідує за його циклічною роботою. Максимальна швидкість вітру тут встановлена 0,40.0,46 м/с в інтервалі температур 34,5.38*С. Дослідження обладнання показують, що температура повітря над компресорним і конденсаторним відділеннями перед зупинкою компресора на 9,5,13,0*С вища за середню температуру повітря в кліматичній камері (див. лист МРМА 23.00.00.000ДД1).

2.3 Дослідження особливостей руху повітря в об'ємі кліматичної камери в і біля поверхні компресорно-конденсаторного відділення побутового холодильного обладнання

Згідно з даними дослідження, температура повітря в компресорно-конденсаторному відділенні Nord-233/6 під час роботи компресора рівномірно збільшується від низу до верху (виняток становить точка 2, де температура повітря перевищує значення точки 8 за практично нульової швидкості). Таким чином, вимірювання, проведені в точках 1, 3, 4, 5, 6, 7 і 8 по висоті компресорного і конденсаторного відділень приблизно в один і той самий час доби на двох установках АІСТ-3П, дали такі значення температури повітря: 28,0 °С, 31,7 °С, 34,0 °С, 34,6 °С, 35,1 °С, 36,0 °С і 36,4 °С*. Той факт, що конденсатор, розташований над компресором, має найвищі значення коефіцієнта теплопередачі та поверхні теплообміну, обґрунтовує встановлену закономірність зміни температури повітря в ППК, незважаючи на те, що джерело тепла з найвищою температурою поверхні розташоване під компресором під час роботи ППК. Експериментально підтверджено існування градієнта температури за висотою компресорно-конденсаторного відсіку, бо повітря нагрівається на шляху руху від низу до верху через нього. Як видно, повітрообмін у компресорному відсіку зумовлений різницею температур повітря між ним і кліматичною камерою. Напрямок руху повітря в компресорному і конденсаторному відділеннях та отвори для доступу до них визначали за допомогою гусячого пір'я, приклеєного до корпусу ПХП. Дослідження показало, що на рівні 1. 3 повітря надходить із приміщення до компресорно-конденсаторного відділення через отвори в торці компресорно-конденсаторного відділення, а на рівні 8 і під стоп-козирком (експериментальна конструкція: середня пластина була розташована не вертикально, а під кутом і перекривала живу

частину) і перекриває живий переріз) та витікає з компресорного і конденсаторного відділень у навколишній простір. Водночас у компресорному і конденсаторному відділеннях повітря рухається вгору за лінією, що з'єднує точки 1.8. На одній з ділянок висоти ПКП Nord-233/6, вище за рівень точки 3 - нижче рівня точки 8, було зафіксовано рух повітря в отворах на краю компресорного і конденсаторного відділень. Руху повітря не було зареєстровано. Рух повітря також не було зафіксовано в нижній частині досліджуваних ПКП. Наші дослідження показали, що в компресорно-конденсаторному відділенні ПКП над резервуарами, де збирається та випаровується тала вода, є простір (позначений точкою 2), у якому порушується процес природного повітрообміну; одночасні виміри температури повітря в точках 2 та 8 на двох установках АІСТ-3П показали, що зміни (пов'язані з періодичною роботою компресора) мають однаковий характер. Однак, всупереч встановленій закономірності підвищення температури повітря по висоті компресорного і конденсаторного відділень, температура в точці 2 перевищує максимальне значення, яке повинно бути характерним для точки 8, враховуючи температурний градієнт. На малюнку 3.5 показано величину і характер зміни температури повітря в цих точках. Ця локальна аномалія розподілу температури повітря в обмеженому об'ємі компресорно-конденсаторного відділення пояснюється наявністю в корпусі компресора бака для збору та випаровування випарованої води. У просторі над цим баком під час роботи компресора утворюється застійна зона повітря, швидкість якого, згідно з нашими дослідженнями обладнання, практично дорівнює нулю. Повітря тут нагрівається корпусом компресора і нижньою частиною конденсатора. У результаті баки для збору і випаровування випарованої води спотворюють природний процес повітрообміну в обмеженому просторі компресорного і конденсаторного

відсіків ПКП. Умови повітрообміну в просторі між точкою 8 і козирком зупинки не цілком задовільні.

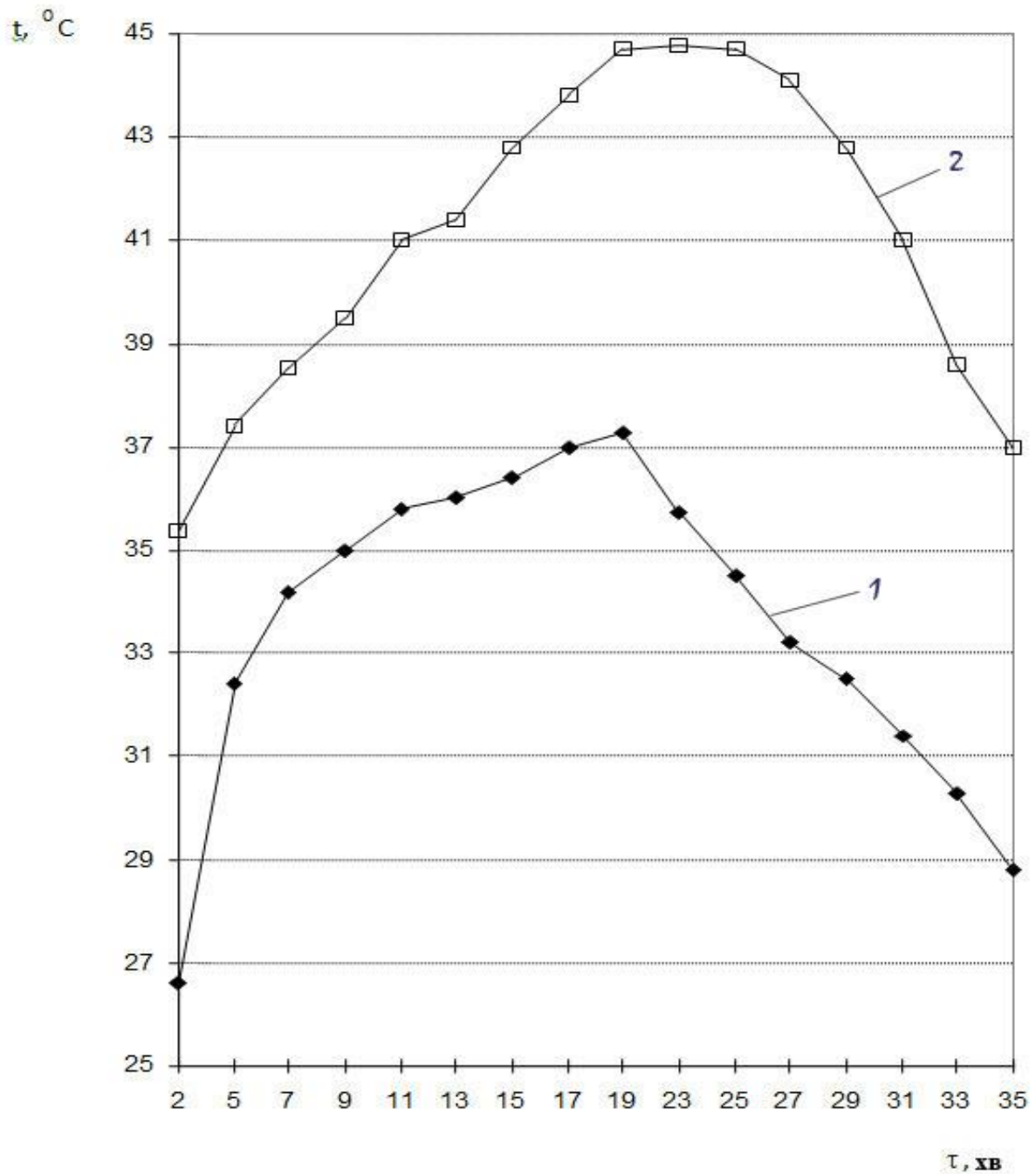


Рисунок 2.5 - Графіки зміни температури повітря в точках 8 і 2 (лінії, відповідно, 1 і 2) при роботі й стоянці компресора

Як видно з малюнка, за температури повітря в камері 240°C температура на поверхні компресора становить 46°C перед вимкненням. $47,40^{\circ}\text{C}$ перед запуском і $39,1$. $40,20^{\circ}\text{C}$. Коли температуру повітря в кліматичній камері було збільшено до $25,2^{\circ}\text{C}$ і далі до $26,20^{\circ}\text{C}$, температура поверхні компресора збільшилася до $52,1^{\circ}\text{C}$ і $56,10^{\circ}\text{C}$ перед зупинкою і $41,8^{\circ}\text{C}$ і $42,50^{\circ}\text{C}$ перед запуском. Коли температура повітря в кліматичній камері становить 240°C , компресор працює протягом 14 17 ... 17 хвилин і $25,2$ 26 ... 26 .. $20^{\circ}\text{C} - 20$ 22 хв, варто зазначити.

Під час роботи системи кондиціонування температура повітря в кліматичній камері знижується до 240°C , оскільки двері в неї відчиняються. Інструментальні дослідження підтвердили, що в процесі експлуатації відбуваються значні зміни в характері руху повітря в кліматичній камері і біля поверхні ПКП. Під час відчинення дверей ($16.11.17$, тимчасові інтервали $935-1036$ і $1144-1340$) було виявлено струмінь повітря від дверного отвору до досліджуваного холодильника "Норд - $233/6$ ". У відкритому дверному отворі (о 1207) було зареєстровано такі температури і швидкості повітря: $20,40^{\circ}\text{C}$, $1,0$ м/с ($0,1$ м від підлоги); $21,20^{\circ}\text{C}$, $1,6$ м/с (у середині прорізу); $22,30^{\circ}\text{C}$, $1,3$ м/с (над прорізом).

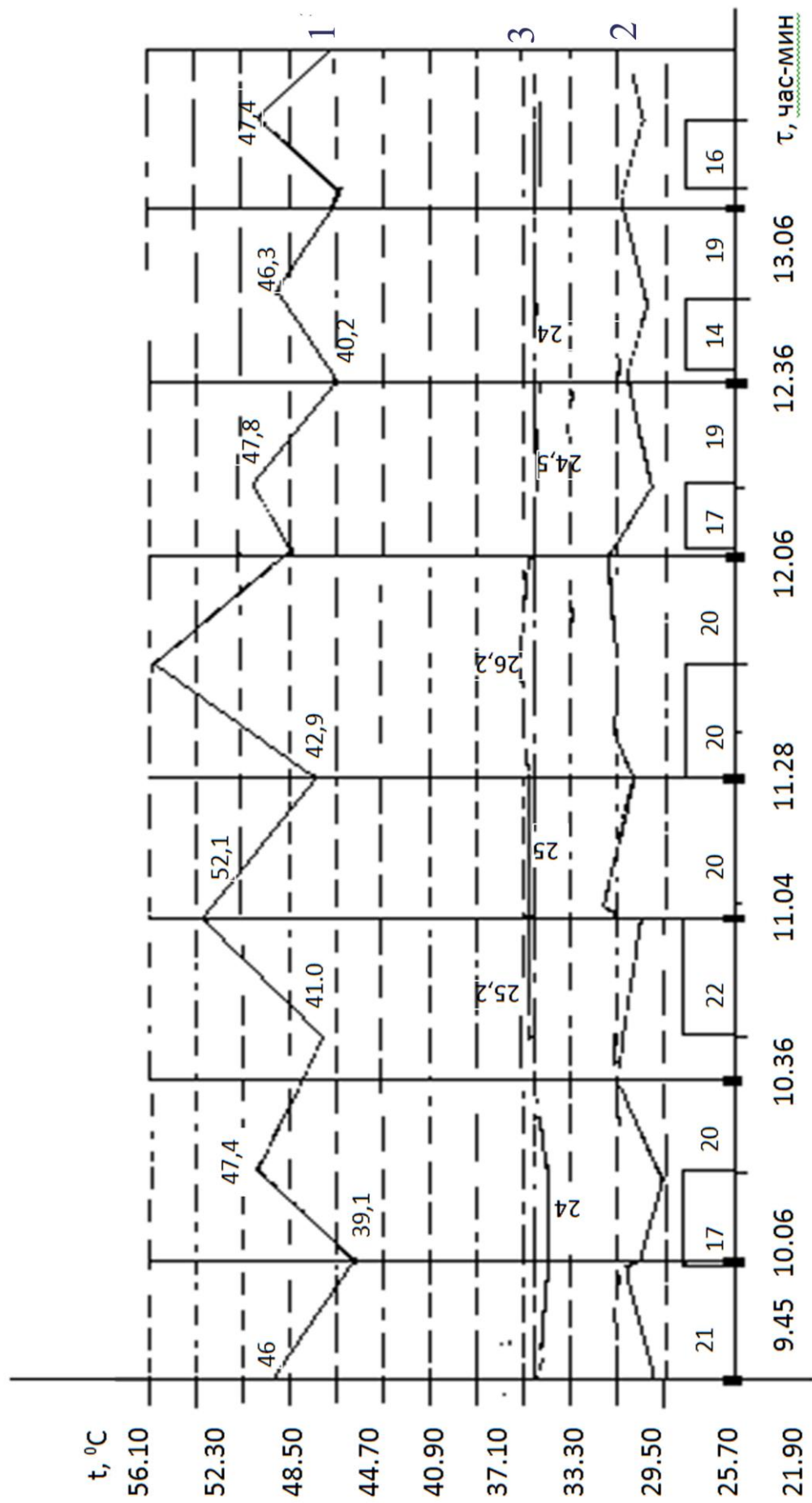


Рисунок 2.6 -- Термограми зміни температури на поверхні компресора (1), температури усмоктування холодоагенту (2) і температури повітря (3) у кліматичній камері при зміні умов її провітрювання

З дверного отвору повітряний потік спрямовується під кутом близько 450° у працюючий ПХП, омиває бічні стінки по всій висоті і надходить у компресорно-конденсаторне відділення через отвори внизу (під днищем холодильника) і на торцях Швидкість повітря під днищем ПХП досягає 0,52 м/с за температури 23,50 °С.

Приблизно з такою ж швидкістю (0,5 м/с) і температурою (23,10 °С) повітряний потік підходить до бічних стінок ПХП і досягає торцевих отворів компресорного і конденсаторного відділень на рівні точки 2. Швидкість повітря на цьому рівні в цих отворах становить 0,15 м/с. Єдиний повітряний потік після змішання декількох струменів піднімається з працюючої ПЦП до стелі кліматичної камери і віддаляється від неї. Температура 20.4.22... .22.30°C зовнішнього повітря, що надходить у кліматичну камеру, викликала короточасне зниження температури повітряного середовища. Неможливо змоделювати процес повітрообміну в кліматичній камері, в якій встановлено ПХП. Це пов'язано з тим, що ПХП являє собою ізольоване приміщення, в якому автоматично підтримуються параметри мікрокліматичних умов. Рух повітря в цьому приміщенні відбувається за рахунок рециркуляції. Однак через більший об'єм кліматичної камери порівняно з компресорним і конденсаторним відділеннями та, відповідно, інерційність установа заданих параметрів мікроклімату, відчинення дверей на певний час, коли ця інерційність з'являється, дає змогу створити умови повітрообміну, близькі до реальних (приміщення з різною температурою під'єднані), що можуть бути створені. У невеликому об'ємі компресорно-конденсаторного відділення процеси повітро- і теплообміну дуже чутливі до змін параметрів навколишнього середовища. У зв'язку з цим коректність експерименту не викликає сумнівів.

У контрольній точці 8 під час роботи компресора (від пуску до зупинки) проводили вимірювання температури повітря приладом АІСТ-3П

за відчинених дверей до кондиціонованого приміщення. Під час роботи компресора температура повітря в цій точці підвищилася з $24,1^{\circ}\text{C}$ до $28,70^{\circ}\text{C}$. Однак до моменту зупинки компресора спостерігався інтенсивний рух повітря поблизу ПКП і у відсіках компресора і конденсатора, і значення ($28,70^{\circ}\text{C}$) було набагато нижчим, ніж температура за нормального процесу рециркуляції ($37,30^{\circ}\text{C}$ - згідно з малюнком 3.5). Зниження температури повітря в контрольній точці 8 свідчить про поліпшення процесу теплообміну в компресорному і конденсаторному відділеннях РСР. Це, як уже зазначалося, позначилося на тепловій енергії досліджуваного ПКП. Термограма, представлена на малюнку 3.6, показує, що повітрообмін і, отже, поліпшений процес теплообміну призвели до зниження температури поверхні компресора з $56,1^{\circ}\text{C}$ до $46,3^{\circ}\text{C}$ на момент вимкнення. На ділянці термограми, що відповідає нормальному режиму випробувань РСР, коефіцієнт часу роботи компресора становив . На ділянці термограми, що відповідає випробуванню в умовах інтенсивнішого повітрообміну, цей коефіцієнт . зменшується до .

Отримані нами результати свідчать про можливість поліпшення теплових і енергетичних характеристик побутових холодильників за рахунок керування процесом повітрообміну між компресором і конденсатором.

Результати експериментальних досліджень, проведених у цьому розділі, є основою для розв'язання інших завдань, поставлених у магістерській дисертації.

Висновки до розділу 2.

1. температура зовнішньої поверхні джерела тепла, зокрема корпусу компресора, завжди вища за температуру навколишнього повітря, ще до початку роботи компресора, що призводить до подальшого нагрівання

повітря в компресорно-конденсаторному відділенні і, як наслідок, до виникнення природної тяги в компресорно-конденсаторному відділенні

2. зміни температури і швидкості повітря в компресорному відділенні під час роботи ЦКП синхронні і слідуєть за циклічністю роботи компресора.

3. Температура і швидкість повітря в компресорно-конденсаторному відсіку змінюються за висотою, створюючи застійну зону незвично гарячого повітря в просторі над баком для збору і випаровування випаровуваної води.

4. запірний козирок експериментальної конструкції ПКП "Норд-233/6" перешкоджає природному висхідному руху повітря з компресорно-конденсаторного відсіку в навколишній простір, змінюючи його напрямок на 90°, тобто створюючи значний місцевий опір.

5. експериментально встановлено взаємозв'язки і взаємовплив теплофізичних процесів у компресорно-конденсаторному відділенні ПКП і подальшому повітряному середовищі.

6. природна тяга, що виникає в компресорно-конденсаторному відділенні ПКП під час роботи, спричиняє струменевий рух повітря в напрямку створюваної втрати тиску в приміщенні, в якому він встановлений.

3 ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОВІТРОТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВ У КОМПРЕСОРНО- КОНДЕНСАТОРНОМУ ВІДДІЛЕННІ ПРАЦЮЮЧОГО ПОБУТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА

3.1 Експериментальні основи фізико-математичного моделювання повітротеплообміну в ККВ працюючого ПХП

Під час роботи РСР у компресорному і конденсаторному відділеннях нагріваються поверхні корпусу компресора і конденсатора, а отже, і атмосфера, що контактує з ними. Щоб зрозуміти природу теплових процесів, які при цьому відбуваються, насамперед необхідно розібратися в особливостях розподілу температури на джерелі тепла. Ми використовували тепловізор Cryonik-4M для вимірювання значень і характеру розподілу температури на поверхнях корпусу компресора і конденсатора під час запуску, роботи і зупинки ПЕОМ Nord-428 (реєстраційний номер 122). Зображення різних кольорових температурних полів джерела тепла і його поверхні отримували миттєво. Спеціальна програма давала змогу відзначати на комп'ютерній роздруківці значення температури довільно обраних точок на поверхнях компресора і корпусу конденсатора. На малюнках 4.1-4.3 представлено зображення джерел тепла в компресорному і конденсаторному відділеннях і температурні поля на їхніх поверхнях, що показують значення температури в деяких характерних точках у періоди пуску, роботи і зупинки УХЛ Nord-428 відповідно. Дослідження проводили за температури довкілля 250°C з термостатом у центральному положенні.

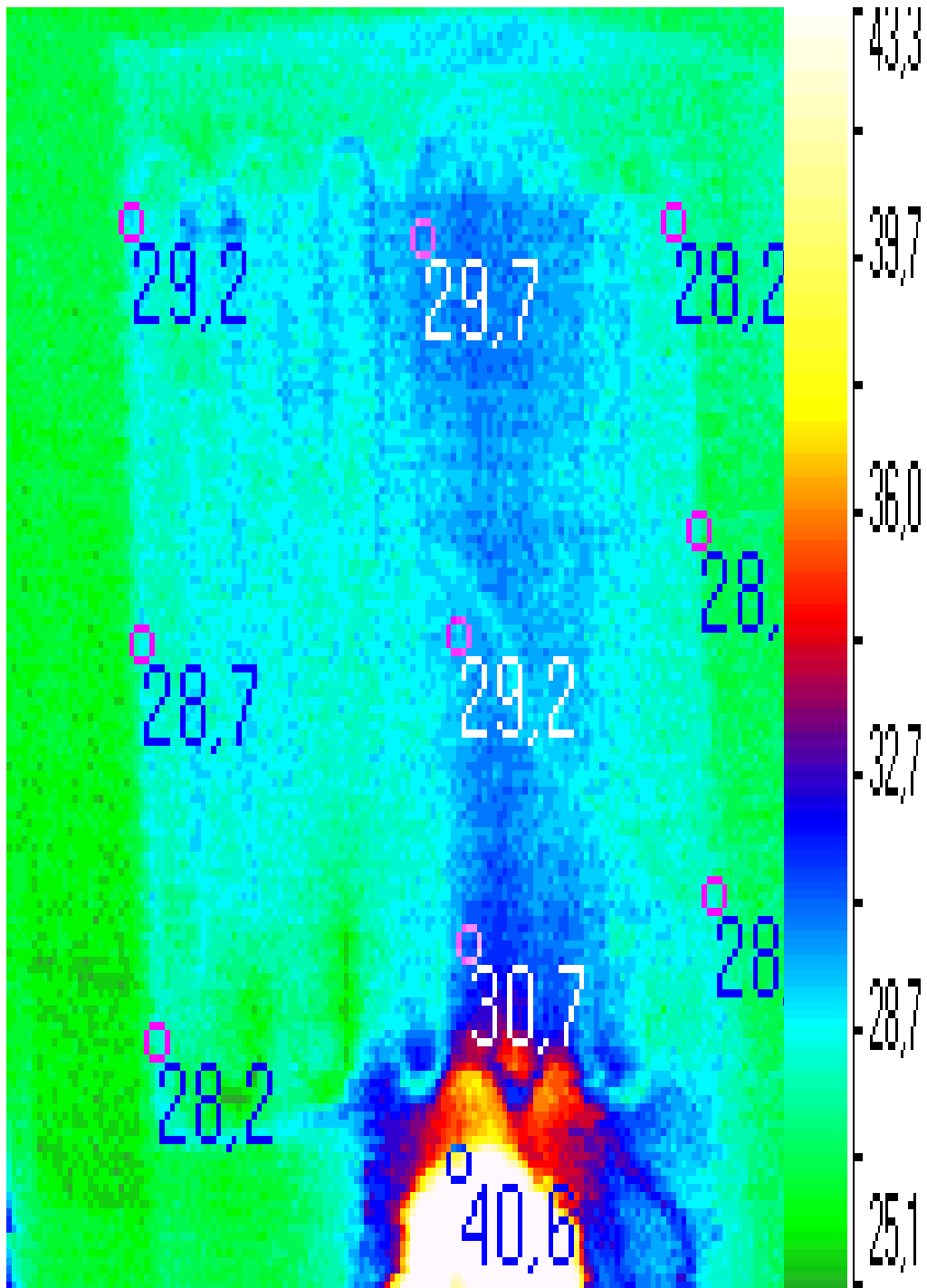


Рисунок 3.1 – Теплове зображення компресора й конденсатора й розподіл на їхній поверхні температури ($^{\circ}\text{C}$) в момент пуску в роботу ПХП «Норд-428»

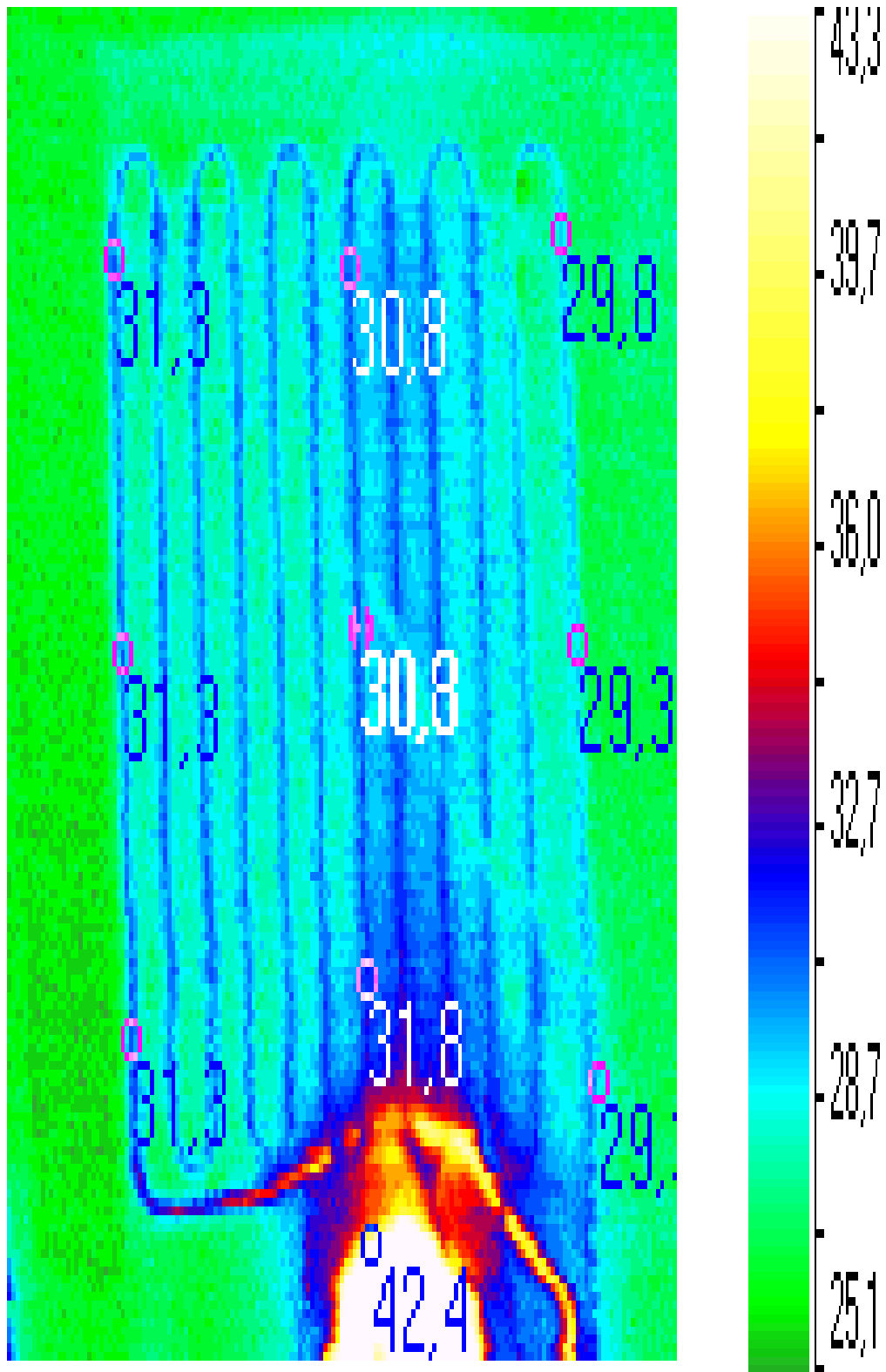


Рисунок 3.2 – Теплове зображення компресора й конденсатора й розподіл на їхній поверхні температури ($^{\circ}\text{C}$) через 90 с після включення в роботу ПХП «Норд-428»

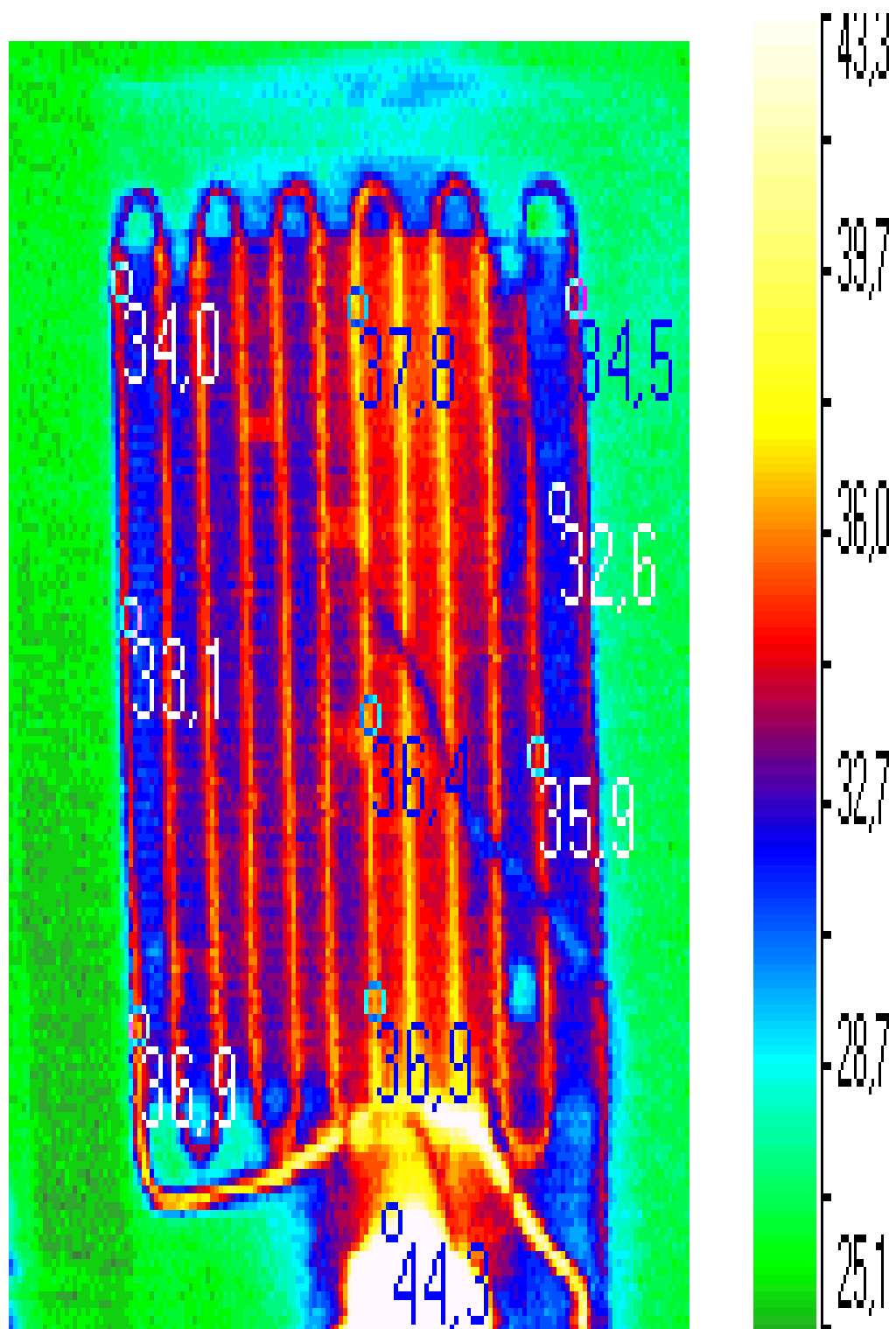
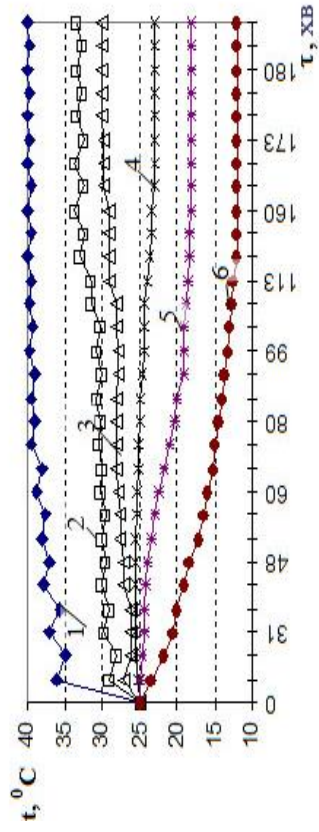


Рисунок 3.3 – Теплове зображення компресора й конденсатора й розподіл на їхній поверхні температури ($^{\circ}\text{C}$) в момент зупинки ПХП «Норд-428» (через 180с безперервної роботи)

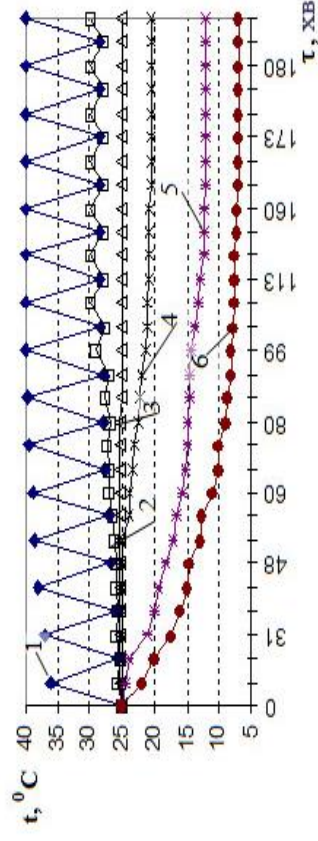
Як видно із зображення температурного поля на поверхні джерела тепла, значення температури в обраних точках вимірювання в один і той самий момент часу відрізняються залежно від часу роботи ЦКП. Протягом усього робочого циклу ПГУ поверхня корпусу компресора є найгарячішою. Відмінності в значеннях температури поверхні на нижньому, середньому і верхньому рівнях конденсатора були зафіксовані під час запуску і зупинки компресора. З усього вищесказаного можна зробити висновок, що теплові процеси в компресорному і конденсаторному відділеннях ПХП необхідно вивчати вздовж геометричної осі, а не тільки на нижньому, середньому і верхньому рівнях компресора. Згідно з нашими дослідженнями, температура поверхні джерел нагріву перевищує температуру навколишнього повітря в будь-який момент часу за циркуляційного режиму роботи ПКП. Якщо повітря, що контактує з ними, нагрівається до температури, вищої за температуру навколишнього повітря, то може виникнути тепловий перепад і теплообмін із природним повітрям у компресорному і конденсаторному відділеннях ПЦТ. Для визначення параметрів повітряного середовища в них, а отже, і температури повітряних радіаторів, що контактують із ними, теплоприпливу в холодильне відділення і, відповідно, чинників, що впливають на ефективність роботи холодильної установки, необхідні аналітичні дослідження (див. лист МРМА 23.00.00.000ДД2).

Судячи із зображень поверхонь джерел тепла і відповідних температурних полів, на зміну температури на цих поверхнях впливає циклічна робота компресора. Є підстави вважати, що зазначена закономірність зміни температури на поверхнях джерела тепла може позначатися не тільки на повітрі як холодоагенті в компресорно-конденсаторному відсіку, а й на характері зміни температури конструктивних елементів задньої панелі ПКП. Для математичного моделювання процесу повітряно-теплообміну в компресорно-конденсаторному відділенні необхідні експериментальні дані

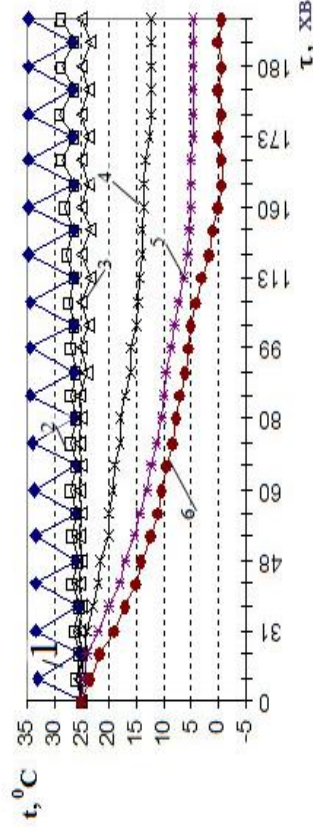
щодо специфіки зміни температури на поверхні джерела тепла і в задній панелі з моменту початкового введення ПКП в експлуатацію. У зв'язку з цим нами було проведено відповідне дослідження з використанням вимірювально-обчислювального комплексу (ОВК) і під'єднаних до нього термопар. З урахуванням зроблених раніше висновків термопари розташовувалися вздовж вертикальної геометричної осі компресорного і конденсаторного відділень, на поверхні компресора, у нижній, середній і верхній частинах конденсатора і на одному рівні - на зовнішній поверхні корпусу задньої панелі, його задній поверхні, ізоляційному шарі глибиною 0,025 м і 0,05 м, який охолоджує об'єм, закріплений на передній поверхні задньої стінки. Об'єктом дослідження був ПКП Nord-428. Дослідження проводили в термокамері за температури довкілля 250°C з термостатом, встановленим на мінімальне, середнє і максимальне охолодження. Результати дослідження представлені на малюнках 3.4-3.6 у вигляді термограм. Як видно з цих малюнків, термограми, отримані за допомогою термопар, розташованих на одному рівні та в одному положенні, демонструють схожі закономірності зміни в часі за різних налаштувань термостата. Ба більше, значення температури на кожному джерелі тепла відрізняються лише незначно. Як приклад розглянемо термограму на малюнку 3.5. Як видно з неї, компресор працював безперервно протягом 21 хвилини після початкового запуску, що призвело до швидкої зміни температури.



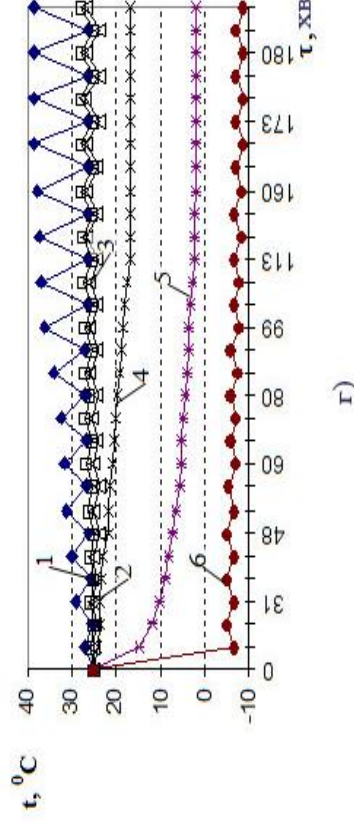
а)



б)



в)

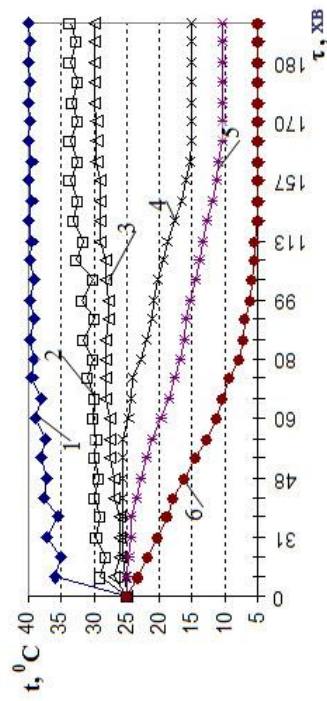


г)

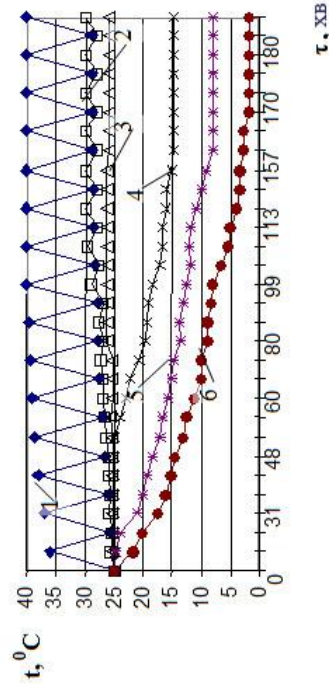
а) - на рівнях компресора; б) нижньої частини конденсатора; в) - середньої частини конденсатора ;

г) - верхньої частини конденсатора

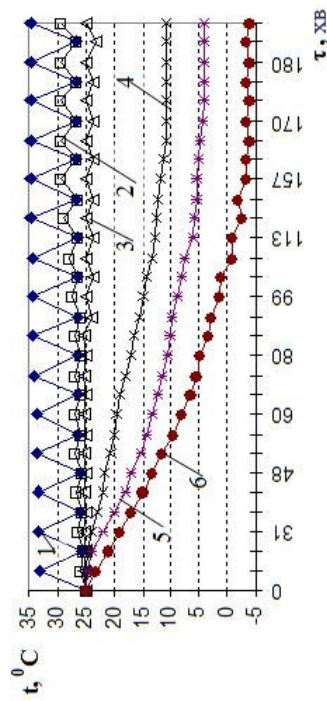
Рисунок 3.4 – Термограми зміни температури на поверхнях джерел тепловиділення (1), зовнішньої площини зовнішнього огороження задньої панеліб (2), зворотної його сторони (3), у шарі теплоізоляції на глибині 0,025 м (4) і 0,05 м (5) , на лицьовій поверхні задньої стінки охолоджуваного простору (6) при установці терморегулятора на мінімальне охолодження.



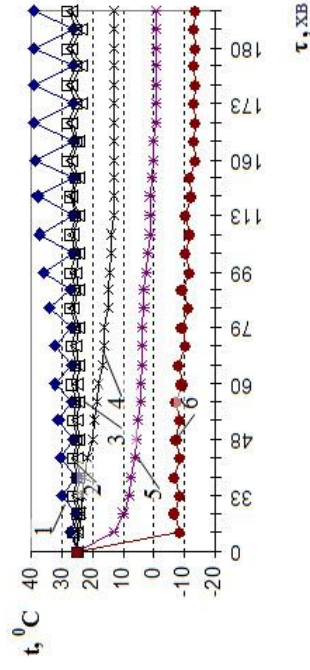
а)



б)



в)



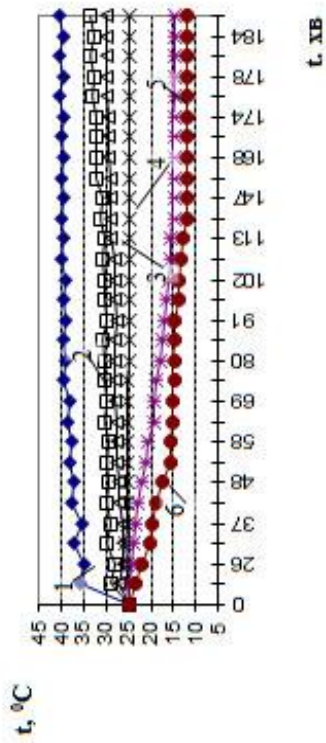
г)

а) - на рівнях компресора; б) нижньої частини конденсатора; в) - середньої частини конденсатора ;

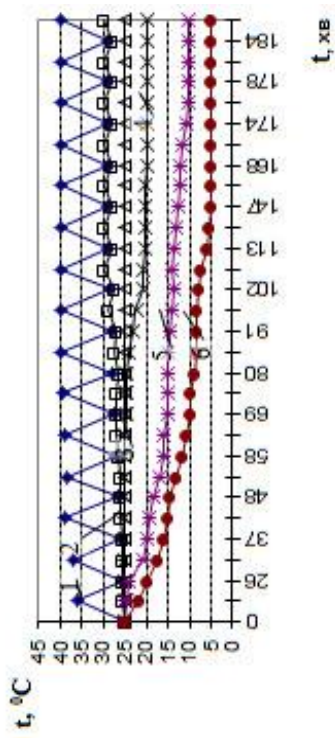
г) - верхньої частини конденсатора

Рисунок 3.5 – Термограми зміни температури на поверхнях джерел тепловиділень (1), зовнішньої площини зовнішнього огородження задньої панелі (2), зворотної його сторони (3), у шарі теплоізоляції на глибині 0,025 м (4) і 0,05 м (5), на лицьовій поверхні задньої стінки охолоджуваного простору(6 при установці

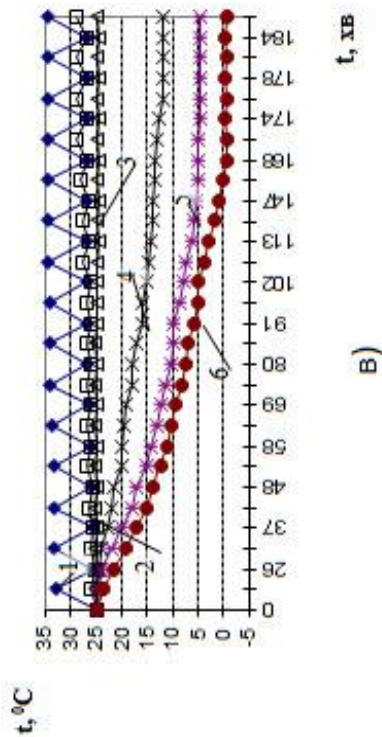
терморегулятора в середнім положенні



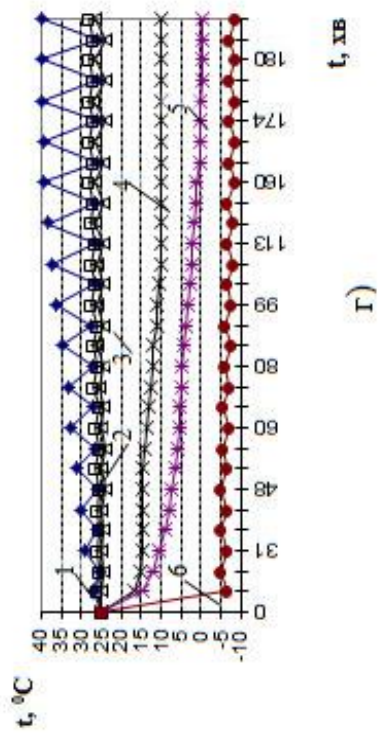
а)



б)



в)



г)

а) - на рівнях компресора; б) нижньої частини конденсатора; в) - середньої частини конденсатора ;

г) - верхньої частини конденсатора

Рисунок 3.6 – Термограми зміни температури на поверхнях джерел тепловиділення (1), зовнішньої площини зовнішнього огороження задньої панелі (2), зворотної його сторони (3), у шарі теплоізоляції на глибині 0,025 м (4) і 0,05 м (5), на лицьовій поверхні задньої стінки охолоджуваного простору (6) при

установці терморегулятора на максимальне охолодження

Підвищення температури на поверхнях усіх виявлених джерел тепла, а також на їхньому рівні, на зовнішній площині корпусу задньої панелі та її задній поверхні. Температура ізоляційного шару на глибині 0,025 м мало змінилася на рівні компресора і нижньої частини конденсатора, збільшилася на проміжному рівні і різко впала на рівні верхньої частини конденсатора. Температура теплоізоляційного шару на глибині 0,05 м і температура поверхні перед задньою стінкою холодильного об'єму зменшилася на всіх обраних рівнях, особливо на рівні верхньої частини конденсатора (всередині морозильної камери), де вона різко знизилася. Через 21 хв безперервної роботи компресора РСР почав циркулювати, і температура ще більше збільшилася біля всіх джерел тепла та зменшилася біля ізоляційного шару та на поверхні передньої частини задньої стінки холодильного об'єму. У цьому разі компресор вимикається через короткочасне локальне зниження температури конструктивних елементів морозильника, що охолоджують випарник, які контактують із термостатичною каністрою в умовах нестационарного теплообміну. При цьому енергія працюючого ПКП витрачається на нейтралізацію припливу тепла ззовні і від раніше нагрітих (але ще недостатньо охолоджених) конструктивних елементів холодильної шафи. Загалом, перехідний теплофізичний процес РСР тривав близько 170 хвилин за будь-якого значення термостата, поки температура ізоляції не стабілізувалася на кожному обраному рівні.

Після цього, як видно на рисунках 3.4-3.6, встановлюється квазістаціонарний режим роботи, за якого циклічна робота компресора характеризує відтворюваність максимальних і мінімальних значень температури на поверхні джерела тепла і в морозильній камері (на верхньому рівні конденсатора).

У цьому випадку споживання енергії під час роботи PCP визначається тільки зовнішнім припливом тепла (див. лист MRMA 23.00.00.000DD3).

Періодичні коливання і підвищення загальної температури на зовнішній і задній стороні зовнішнього корпусу задньої панелі, пов'язані з відповідними змінами температури на джерелі тепла, свідчать про те, що приплив тепла в холодильну шафу залежить від останніх теплових процесів, які відбуваються поблизу її поверхні. Водночас збільшення навантаження на компресор із зазначених вище причин призводить до підвищення температури тепловідведення, що супроводжується підвищенням температури повітря, яке контактує з тепловідведенням, а отже, і значень зовні та за зовнішнім корпусом задньої панелі.

На рисунку 3.7 показано зміну коефіцієнта корисної дії (α) і добового споживання електроенергії N (б) ПКП від початкового ввімкнення до квазістаціонарної роботи при температурі зовнішнього повітря 25°C і налаштуваннях термостата: мінімальному (1), середньому (2) і максимальному (3). Зниження з плином часу значень COP і добового споживання електроенергії, показане на цьому малюнку, пов'язане зі зменшенням теплоприпливу від раніше нагрітих конструктивних елементів холодильної шафи до охолоджуваного об'єму.

Відповідно до розташування малюнків 1, 2 і 3 на малюнку 3.7, добове споживання електроенергії залежить від COP, а значення цих показників тепла й енергії збільшуються в міру переходу термостата в положення глибшого охолодження.

1 - мінімальне значення, 2 - середнє значення, 3 - максимальне значення

Рисунок 3.7 - Графік зміни частотної характеристики (а) і добового енергоспоживання N (б) ПКП від першого увімкнення до квазістаціонарної роботи за температури довкілля 250°C і налаштування термостата:

Рисунки 1, 2 і 3, що ґрунтуються на експериментальних даних, апроксимуються рівняннями для ПСФ і добового енергоспоживання N з полином часу, відповідно:

$$krv1=5e-05 \cdot 3-0,002 \cdot 2-0,0097 \cdot +0.8306 (r2=0.98);$$

$$n1=6e-05 \cdot 3-4e-05 \cdot 2-0.1182 \cdot +2.6577 (r2=0.9879);$$

$$krv2=2e-05 \cdot 3-0,0004 \cdot 2-0,0307 \cdot +0,9228 (r2=0,9698);$$

$$n2=1e-05 \cdot 3+0.0034 \cdot 2-0.1838 \cdot +3,341 (r2=0,9611);$$

$$krv3=5e-05 \cdot 3-0,0023 \cdot 2+0,0053 \cdot +0,8741 (r2=0,9917);$$

$$n3=0,0001 \cdot 3-0,0046 \cdot 2-0,0507 \cdot +3,2356 (r2=0,9887).$$

Де R2 - значення приблизної ймовірності.

Таким чином, за результатами нашого дослідження можна зробити висновок, що під час роботи ППУ після першого увімкнення, коли температура всіх елементів конструкції та холодоагенту дорівнює температурі навколишнього повітря (див. лист МРМА 23.00.00.000ДД4), спостерігаються два режими роботи - перехідний і квазістаціонарний. Отримані термограми можуть бути використані для розроблення фізико-математичних моделей процесів повітро- і теплообміну в компресорно-конденсаторному секторі ПКП.

, (3.3)

де - висота стовпа нагрітого повітря (висота ПКП); ;

- прискорення вільного падіння (м/с²);

- газова постійна повітря (287 Дж/(кг. К));

- Температура навколишнього повітря;

- Температура повітря в огорожувальних конструкціях будівлі.

Як уже згадувалося, одним з основних чинників, що визначають природний рух повітря вгору в МАУ, є його температура (порівняно з температурою навколишнього повітря).

Рівняння, що характеризує температуру повітря в димоході ПКП під час роботи, можна виразити таким чином:

$$\frac{\Delta T}{\Delta \tau} = \left[\alpha S (T_n - T) - Q_{m_a} C_p (T - T_a) \right] / (c_p m), \quad (3.4)$$

де - коефіцієнт теплопередачі від нагрівальної поверхні кондиціонера до повітря;

- площа поверхні нагріву

- температура поверхні нагріву;

- масова витрата повітря на вході в блок підготовки повітря;

- Питома масова теплоємність повітря (діапазон температур 289....

.350 - 1005 Дж/(кг.К));

- Маса повітря в ЕСНЕ;

- Крок за часом;

- Зміна температури повітря в кондиціонері протягом часу, тобто за

один часовий крок.

Під час увімкнення РСР маса повітря в СКВ змінюється через зміну температури в умовах процесу теплообміну.

Якщо знехтувати зміною густини повітря по висоті димоходу, то в будь-який момент часу спостерігатиметься таке.

$$m = P_0 V / (R_g T), \quad (3.5)$$

де V - об'єм ККВ.

Для цього випадку рівняння балансу маси повітря з урахуванням вираження (3.4) має такий вигляд:

$$\frac{P_0 V}{R_g T} + Q_{m_a} \Delta \tau - Q_{m_0} \Delta \tau = \frac{P_0 V}{R_g (T + \Delta T)}, \quad (3.6)$$

де Q_{m_0} - масова витрата повітря на виході із ККВ.

Після перетворень рівняння (3.6) одержуємо

$$Q_{m_0} - Q_{m_a} = \frac{P_0 V}{R_g} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta \tau} \cdot \frac{1}{T^2 + \Delta T \cdot T}. \quad (3.7)$$

У цьому виразі добутком $\Delta T \cdot T$ можна зневажити: при малому тимчасовому кроці $\Delta \tau$ величина ΔT може бути як завгодно мала. У зв'язку із цим маємо

$$Q_{m_0} - Q_{m_a} = \frac{P_0 V}{R_g T^2} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta \tau}. \quad (3.8)$$

З урахуванням вираження $\Delta T / \Delta \tau$ з рівняння (3.4) одержуємо

$$Q_{m_0} = Q_{m_a} + [\alpha S (T_n - T) - Q_{m_a} C_p (T - T_a)] / (C_p T), \quad (3.9)$$

або після відповідних перетворень

$$Q_{m_0} = \alpha S (T_n - T) / (C_p T) + Q_{m_a} T_a / T. \quad (3.10)$$

Зробимо аналіз значимості кожного з доданків у рівнянні (3.10).

Якщо прийняти $\alpha < 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $S < 0,35 \text{ м}^2$, $(T_n - T) < 15 \text{ ДО}$, $T > 295 \text{ ДО}$, те

$\alpha S (T_n - T) / (C_p T) < 20 \cdot 0,35 \cdot 15 / (1005 \cdot 295) < 3,5 \cdot 10^{-4} \text{ кг}/\text{с}$. Приймаючи $Q_{m_a} =$

$= 0,0081 \dots 0,0135 \text{ кг}/\text{с}$, $T_a = 289 \text{ ДО}$, $T = 295 \text{ ДО}$, одержуємо

$Q_{m_a} T_a / T = (0,0081 \dots 0,0135) \cdot 289 / 296 = 0,0079 \dots 0,0132 \text{ кг}/\text{с}$.

Відносна помилка у визначенні Q_{m_0} без обліку першого доданка в рівнянні (3.10)

$$\delta = \frac{Q_{m_0} - Q_{m_a} \cdot T_a / T}{Q_{m_0}} < \frac{0,00035}{0,00035 + (0,0132 \dots 0,0079)} < 0,025 \dots 0,04.$$

Отже, при розрахунках можна зневажити величиною $\alpha S (T_n - T) / (C_p T)$ в порівнянні з $Q_{m_a} T_a / T$.

Таким чином, масова витрата повітря на виході із ККВ працюючого ПХП визначається вираженням

$$Q_{m_0} = Q_{m_a} T_a / T. \quad (3.11)$$

Разом з тим, як відомо,

$$Q_{m_a} = \left[(P_{a_0} - P_0) P_{a_0} / (g a_n R_g T_a) \right]^{1/2}, \quad (3.12)$$

$$Q_{m_0} = \left[(P_{0_1} - P_{a_1}) P_{0_1} / (g a_0 R_g T) \right]^{1/2}. \quad (3.13)$$

Після підстановки в рівняння (3.11) значень Q_{m_a} (3.12) і Q_{m_0} (3.13) і відповідних перетворень одержуємо

$$(P_{0_1} - P_{a_1}) P_{0_1} / (g a_0 R_g T) = (P_{a_0} - P_0) P_{a_0} (T_a / T)^2 / (g a_n R_g T_a), \quad (3.14)$$

або

$$P_{0_1}^2 - P_{a_1} P_{0_1} = (P_{a_0}^2 - P_0 P_{a_0}) a_0 T_a / (a_n T). \quad (3.15)$$

В отриманому рівнянні (3.15) приймемо

$$P_0 = k P_{0_1}. \quad (3.16)$$

Значення k визначається по формулі (3.3):

$$k = \exp[gh / (R_g T)]. \quad (3.17)$$

Тоді рівняння (3.15) приймає наступний вид:

$$P_{0_1}^2 - P_{a_1} \cdot P_{0_1} = (P_{a_0}^2 - k P_{0_1} P_{a_0}) a_0 T_a / (a_n T), \quad (3.18)$$

або

$$P_{0_1}^2 + \left[-P_{a_1} + kP_{a_0} a_0 T_a / (a_n T) \right] P_{0_1} = P_{a_0}^2 a_0 T_a / (a_n T). \quad (3.19)$$

У рівнянні (3.19) приймемо позначення

$$kP_{a_0} a_0 T_a / (a_n T) - P_{a_1} = B, \quad (3.20)$$

$$-P_{a_0}^2 a_0 T_a / (a_n T) = C. \quad (3.21)$$

Отже,

$$P_{0_1}^2 + BP_{0_1} + C = 0. \quad (3.22)$$

При рішенні рівняння (3.22) одержуємо вираження P_{0_1} :

$$P_{0_1} = -B/2 + \left[(B/2)^2 - C \right]^{1/2}. \quad (3.23)$$

Тому доцільно визначити тиск повітря в різних точках за висотою ПБК, перевірити виконання умови (3.1), що визначає можливість природної вентиляції за рахунок теплової депресії, і визначити масові витрати на вході в ПБК і виході з нього, що визначають інтенсивність процесу теплообміну.

Аналіз рівнянь (3.2), (3.3), (3.19), (3.12) і (3.13) показує, що процес повітряно-теплообміну в КВТ працюючого ППС можна регулювати, змінюючи параметри ρ , μ , і температуру зовнішнього повітря.

Як видно з аналізу рівнянь (3.2), (3.3) і (3.13), витрата повітря і швидкість повітряного потоку збільшуються зі зменшенням ρ . У разі збільшення температури зовнішнього повітря μ . Таким чином, підвищення, зниження і збільшення температури зовнішнього повітря має сприяти

посиленню процесу повітряно-теплообміну в СКВ ПЦС у процесі експлуатації.

Значення місцевих опорів на вході та виході в компресорно-конденсаторний відсік можна визначити за аналогічними рівняннями перепаду тиску на них (вони відрізняються тільки індексом у параметрах, що входять до них). Визначимо місцевий опір на вході в компресорно-конденсаторний відсік. У цьому випадку втрати тиску становлять

$$\Delta P_a = P_{a_0} - P_o = \xi_n \rho_a \frac{v_n^2}{2} = \xi_n \rho_a \cdot \frac{Q_{m_a}^2}{\rho_a^2 (ab)^2 \cdot 2}, \quad (3.24)$$

де a й b – ширина й глибина компресорно-конденсаторного відділення;
 ρ_a і v_n - щільність і швидкість руху повітря на вході в нього;
 ξ_n - коефіцієнт місцевого опору його.

Разом з тим,

$$\Delta P_a = \rho_a \cdot g \cdot a_n \frac{Q_{m_a}^2}{\rho_a^2} = a_n \cdot g \cdot \frac{Q_{m_a}^2}{\rho_a}. \quad (3.25)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (3.24) і (3.25), знаходимо

$$a_n = \frac{\xi_n}{g(ab)^2 \cdot 2}. \quad (3.26)$$

За аналогією визначте опір на виході з компресорного і конденсаторного відсіків:

, (3.27)

де - коефіцієнти місцевого опору на виході з компресора і конденсатора.

Коефіцієнт місцевого опору можна визначити, використовуючи відомі теоретичні положення.

Для різкого звуження і розширення потоку (на вході в КТС і на виході з нього) коефіцієнти місцевих опорів відповідно дорівнюють

$$\xi_n = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right], \quad (3.28)$$

$$\xi_o = \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2, \quad (3.29)$$

де d і D – відповідно, менший і більший діаметри каналів, з'єднання яких створює місцевий опір.

Якщо прийняти $D = \infty$ (простір, що прилягає до компресорно-конденсаторного відділення), те, відповідно до наведеного вище рівнянням, $\xi_n = 0,5$, $\xi_o = 1,0$.

У ПХП «Норд-428» перетин компресорно-конденсаторного відділення визначають параметри:

$$a_n = \frac{0,5}{9,81(0,55 \cdot 0,075)^2 \cdot 2} = 14,98 \text{ з}^2/\text{м}^5,$$

$$a_o = \frac{1}{9,81(0,55 \cdot 0,075)^2 \cdot 2} = 29,95 \text{ с}^2/\text{м}^5.$$

По відомій масовій витраті повітря на виході з компресорно-конденсаторного відділення можна обчислити швидкість його руху:

(3.30)

Підставивши в це рівняння висоту холодильної шафи, величину місцевого опору, температуру повітря під козирком зупинки і температуру навколишнього повітря, можна визначити масову витрату і швидкість повітря в компресорно-конденсаторному відділенні та кількість тепла, що відводиться від нього, для різних моделей РСР, які, як показано нижче, можуть бути визначені.

Висновки.

1. розроблена методика стендового дослідження побутових холодильників з використанням засобів реєстрації теплофізичних процесів, що швидко протікають, дозволяє візуалізувати температурне поле на будь-якій поверхні й одержувати корельовані в часі термограми, що характеризують динаміку зміни температурного поля в джерелі тепла та конструктивних елементах шафи холодильника, 2. також можна одержати дані щодо відповідних змін теплових та енергетичних властивостей ПКП.
2. експериментальні дослідження показують, що підвищення температури в джерелі тепла призводить до збільшення значень зовні та за задньою панеллю шафи і що коливання температури залежать від циклічності роботи компресора
3. аналітично виведені рівняння, які покладено в основу розроблених фізико-математичних моделей процесів повітро- і теплообміну в компресорному і конденсаторному відсіках і які характеризують тиск і масову витрату повітря у відсіках, відповідають відомим положенням; збільшення висоти ПКП, місцевого опору ПКП, місцевий опір ПКП і

температура зовнішнього повітря сприяють посиленню процесів повітро- і теплообміну за рахунок початку природної вентиляції.

4. отримані теоретичні положення можуть бути використані для визначення умов виникнення природної вентиляції і повітряних потоків у компресорному і конденсаторному відділеннях різних моделей ПКП

5. розроблені фізико-математичні моделі та програми розрахунків дають змогу будувати комп'ютерні термограми зміни температури поверхні заданого джерела тепла (придатного для експерименту) і повітря, що контактує з ним, у компресорному та конденсаторному відділеннях. У цьому випадку коефіцієнт теплопередачі може бути визначений шляхом накладення теоретичних і експериментальних термограм, отриманих в одному масштабі.

6. результати аналітичного дослідження можуть бути використані для кількісної оцінки тепла, що відводиться від компресорного і конденсаторного відділень висхідним потоком повітря і передається на задню панель холодильної шафи.

Загальні висновки.

1. розроблено й експериментально продемонстровано комплексну методику стендових досліджень взаємозалежних перехідних теплофізичних процесів у діючих побутових холодильниках різних моделей, що дозволяє отримувати необхідні для практики проектування дані про динаміку температурного поля і його зміни.

2. отримано раніше невідомі експериментальні дані для будь-якої моделі ПХП, які можуть бути покладені в основу аналізу результатів досліджень за розробленою методикою для швидкоплинних теплових процесів.

3. Було виявлено закономірності та розроблено фізико-математичну модель процесів повітряно-теплого обміну, зумовлених виникненням природної вентиляції в районі задньої панелі ПХС. Це дало змогу встановити фактори, що керують вентиляцією (температура навколишнього середовища, місцевий аеродинамічний опір, висота холодильної шафи).

4. шляхом накладення експериментальних і теоретичних термограм можна визначити коефіцієнт тепловіддачі від джерела тепла до повітря в компресорно-конденсаторному відсіку.

5. визначити і встановити теплофізичні умови для досить ефективної роботи природної вентиляції в АКД. У разі перевищення критичної температури зовнішнього повітря (260 °С у випадку ПКП Nord-428, за якої починається швидке погіршення теплоенергетичних властивостей) необхідно інтенсифікувати процес повітрообміну у вентиляційній установці, наприклад, шляхом витягання повітря з приміщення та (або) увімкнення вентиляторів компресора і конденсатора. Рекомендується вказувати це значення температури в технічних характеристиках різних моделей РСР.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Mattarolo L. Valutazione delle perdite di exerdia negli impianti frigoriferi// I.C.Freddo.-V.37.-№1.-P.3-9.
2. Household Refrigerators. Part 1/Perfomance requirements ISO Recommendation.-[Б.М.], 1968.-825p.
3. Niebergal W. Sopton. Kaltemashinen.-Berlin: Springer, 1959.-554p.
4. Dmitriyev V.I., Pisarenko V.E. Determination of optimum refrigerant charge for domestic refrigerator unit. // International J.Refrig.-1984.-№7.-P.178-180.
5. Dmitriyev V.I., Pisarenko V.E. Determination of optimum refrigerant charge for domestic refrigerator unit // International J.Refrig.-1984.-№7.-P.178-180.
6. Zhou Q., Pannock J., Redermacher R. Development and testing of a high effeciency refrigerator //ASHRAE Trans.-1994.-№100.-P.1351-1358.
7. Liu Z., Haider I. Simulation and results of hydrocarbon mixtures in a Modified- Lorenz-Meutzner cycle domestic refrigerator // HVAC&R Research.- 1995.-№2.- P.127-217.
8. Radermacher R., Kim K. Domestic Refrigerators: recent developments // International! Refrig.- 1996.-V.19.-№1.-P.61-69.
9. Lundquist P.G. Stirling cycle refrigerators and heat pump //Proc. Of the 1993 Non-Fluorocarbon Insulation, Refrig. And Air-Cond. Technol. Workshop. 1993. ORNL-6805.-Oak Ridge Nat. Lab. (USA).-1993.-P.185-192.
10. Berchowitz D.M., Kikka D.E., Mennink B.D. Test Results for Striling Cycle Cooled Domestic Refrigerators //Proc. International Conf "Applications for Natural Refrigerants".-Aarhus(Denmark).-1996.-P.133-141.
11. Deac J. Gr., Lazanu Gh. Striling Refrigeration for Non-CFC Applications // Proc. International Conf. "Applications for Natural Refrigerants".-Aarhus (Denmark).- 1996.-P.143-151.
12. Лесников В.В. Побутові компресійні холодильники (методична вказівка

