

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН І СИСТЕМ
ім. А.М. ПІДГОРНОГО

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МОЛЬСЬКИЙ СЕРГІЙ МИХАЙЛОВИЧ

УДК 621.565

ДИСЕРТАЦІЯ

**РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ
ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН З ВИКОРИСТАННЯМ
ВОДОВИПАРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

Спеціальність 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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



С.М. Мольський

Науковий керівник

Соловей Віктор Васильович,

доктор технічних наук, професор

Харків – 2025

АНОТАЦІЯ

Мольський С. М. Розроблення методів підвищення енергоефективності та екологічності холодильних машин з використанням водовипарних технологій. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2025.

Отримання максимальної холодинної потужності за мінімальних енергетичних витрат – це була і є основною вимогою до холодинної техніки.

Сучасні вимоги до холодинної техніки – зменшення негативного впливу на планетарну екологію. Вони передбачають:

- припинення використання систем з холодоагентами, що руйнують озоновий шар;
- поступове зниження використання холодоагентів із високим потенціалом глобального потепління (GWP);
- зменшення негативного впливу холодильних машин (ХМ) на навколишнє середовище при зниженні енергоспоживання шляхом підвищення енергоефективності.

Для власників холодильних систем можливі два шляхи вирішення зазначеної проблематики.

Перший шлях – повна заміна холодинної системи на нову, що буде використовувати один з природних холодоагентів: діоксид вуглецю, пропан або аміак. Такий крок вимагатиме: істотних фінансових витрат; зупинення виробництва на час заміни старої системи на нову; підвищених заходів безпеки при використанні систем з токсичними, легкозаймистими або вибухонебезпечними холодоагентами.

Другий шлях, що вписується в чинне законодавство, не такий трудомісткий, капіталомісткий, менш небезпечний і, головне, оперативний. Він

передбачає заміну екологічно неприйнятної холодоагенту на важкозаймистий холодоагент групи A2L. Такі холодоагенти нейтральні до озону, досить близькі до природних холодоагентів за потенціалом глобального потепління і не такі горючі як пропан, бо спалахують при значно вищій концентрації.

Головними проблемами при переводі холодильної системи на інший холодоагент – це можливі втрати енергоефективності та холодопродуктивності. Останній факт може бути критично важливим для споживачів, оскільки безпосередньо пов'язаний з порушенням встановленого технологічного процесу холодильної обробки.

При цьому, холодильні системи мають високий потенціал підвищення встановленої холодопродуктивності. При правильному підході при заміні холодоагентів, завдяки застосуванню різних технічних рішень, можна не тільки значно підвищити холодопродуктивність, а і знизити енергоспоживання системи. Це у свою чергу дозволить знизити негативний вплив на екологію та знизити експлуатаційні витрати.

Велику увагу в роботі приділено випарним системам, що використовують колосальний прихований потенціал випаровування води. У разі переохолодження рідкого холодоагенту холодильної системи за допомогою випаровування води – це своєрідне природне охолодження (фрикулінг), тобто отримання додаткового охолодження без використання енергоємного «машинного холоду». При грамотному впровадженні систем переохолодження рідкого холодоагенту можливе зниження річного споживання електроенергії на понад 20 %.

У роботі проведено аналіз сучасного стану холодильних технологій, зокрема способів підвищення їх енергоефективності. Показано, що найбільш перспективним напрямом є застосування переохолодження холодоагенту, а також екологізація за рахунок переходу на нові холодоагенти групи A2L з низьким потенціалом глобального потепління.

Запропоновано методологію переходу на альтернативні холодоагенти без значних конструктивних змін, що дозволяє ефективно адаптувати існуюче

обладнання. Розроблено математичні моделі холодильного циклу з урахуванням процесів переохолодження. Проведено моделювання та експериментальні дослідження, які підтвердили зниження енергоспоживання холодильної системи на 15–20 % при збереженні або збільшенні її холодопродуктивності.

У дисертації також розглянуто схеми впровадження адіабатичного охолодження повітря на вході до конденсатора, частотного регулювання компресора, зниження втрат тиску та раціоналізацію теплообмінників. Проведено техніко-економічну оцінку запропонованих рішень та визначено термін окупності впровадження інновацій.

Практичне значення роботи підтверджене апробацією результатів на діючих холодильних установках та наявністю актів впровадження. Отримані результати можуть бути використані в промисловому, торгівельному та сільськогосподарському холодильному обладнанні, а також для модернізації наявних систем.

Перший розділ дисертації присвячено аналізу сучасного стану та перспектив розвитку методів підвищення енергоефективності та екологічності холодильних машин. У ньому розглянуто підходи до заміни холодоагентів, критерії їх вибору, екологічні вимоги, зокрема згідно з Директивами ЄС, та методи покращення роботи холодильних систем при ретрофіті (заміні) холодоагенту шляхом збільшення теплообміну, зниження втрат тиску, частотного регулювання компресорів і застосування адіабатичного охолодження повітря перед конденсатором. Визначено основні проблеми підвищення холодопродуктивності при заміні холодоагенту та сформульовано задачі дослідження на основі критичного аналізу сучасних літературних джерел за темою дисертації.

У другому розділі дисертації розглянуто питання екологізації існуючих холодильних систем шляхом переведення на холодоагенти групи A2L. Розділ присвячено багатоваріантному підходу щодо заміни холодоагентів HCFC та HFC з потенціалом глобального потепління $GWP > 500$ на холодоагенти HFC,

HFO та HFC/HFO групи A2L з GWP < 500. Представлено покрокову методику адаптації холодильної машини до нового робочого тіла з урахуванням параметрів компресора, типу мастила, впливу температурного «глайду» на умови роботи теплообмінного обладнання, який виникає в результаті того, що холодоагенти, що є сумішшю кількох хімічних речовин, можуть мати розбіжність температур сполук при однаковому тиску в процесі фазових переходів.

У третьому розділі запропоновано впровадження попереднього адіабатичного охолодження повітря для підвищення ефективності теплообмінників, зокрема конденсатору. Окремо розглянуто метод додаткового переохолодження рідкого холодоагенту за допомогою водовипарних апаратів, що дає змогу забезпечити зростання продуктивності без суттєвих енерговитрат в порівнянні з «машинним холодом».

Запропоновано новий критерій оцінки ефекту від переохолодження, який дозволяє проводити експрес-аналіз циклів парокомпресійної холодильної машини при ретрофіті холодоагенту. Запропоновано новий метод визначення холодильного коефіцієнту циклу ХМ з переохолодженням холодоагенту при розрахунку термодинамічних параметрів тільки простого циклу без переохолодження для різних холодоагентів. Визначено кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження повітря на прикладі чотирьох міст України (Львів, Київ, Харків, Одеса). Наведено математичну модель з зосередженими параметрами для розрахунку термодинамічних параметрів циклу холодильної машини для визначення впливу попереднього водовипарного охолодження повітря на роботу ХМ. Визначено енергетичну доцільність використання попереднього одностадійного та двостадійного водовипарного охолодження повітря для підвищення холодопродуктивності холодильних машин для різних міст України.

У четвертому розділі описано систему дистанційного моніторингу роботи холодильних машин, завдяки якій збиралась інформація стосовно ефективності використання адіабатичних технологій. Наведено результати

експериментальних досліджень та математичного моделювання роботи холодильної системи з переохолодженням. Проаналізовано вплив переохолодження на холодильний коефіцієнт та потужність системи, обґрунтовано вибір обладнання, подано схеми включення адіабатичних та випарних охолоджувачів, а також оцінено ефективність їх роботи в умовах клімату України.

П'ятий розділ присвячено розробленню технічних рішень щодо створення високоефективних водовипарних систем переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатора холодильної машини. Запропоновано спосіб повернення у водовипарну установку конденсату, що утворюється на випарнику холодильної машини. Запропоновано схемні рішення таких систем, та розраховано економічний ефект, зокрема зниження енергоспоживання до 20 % та скорочення викидів CO₂.

Розроблені методи, практичні результати та рекомендації використовувались у ТОВ «Астра», що підтверджується відповідними довідками та актами впровадження.

Ключові слова: холодильна машина, холодоагент, енергоефективність, переохолодження, водовипарне охолодження, холодоагент групи A2L, адіабатичне охолодження, математичне моделювання, моніторинг, термодинамічний цикл.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Molskyi S., Molskyi O., Vorontsova A. Increasing the efficiency of a vapor compression refrigerating machine through adiabatic air cooling. *Archives of Thermodynamics*. 2025. Vol. 46, No 2. P. 123–132. <https://doi.org/10.24425/ather.2025.154195>.
2. Molskyi S. M., Molskyi O. S., Vorontsova A. L. Complex approach to the conversion of existing refrigeration systems to A2L group refrigerants. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2025. Vol. 28, No 1, P. 19–32. <https://doi.org/10.15407/pmach2025.01.019>.
3. Тарасова В. О., Мольський С. М., Костіков А. О., Кузнецов М. О. Експрес-методика оцінки ефективності переохолодження холодоагенту в циклі холодильної машини. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD-2025)* : тези доп. XXXIII Міжнар. наук.-практ. конф., м. Харків, 14–17 травня 2025 р. / НТУ «ХПІ». Харків, 2025. С. 48.
4. Мольський С. М. Випарний переохолоджувач холодоагенту: пат. 126060 Україна: МПК F25B 40/00, F25B 40/02. № u201809347; заявл. 14.09.2018; опубл. 10.08.2022, Бюл. № 32. 10 с.
5. Мольський С. М., Мольський О. С. Конвекційний теплообмінний вузол парокompресійної холодильної машини: пат. 158641 Україна: МПК (2025.01), F25B 5/04 (2006.01), F25B 7/00, F25B 6/04 (2006.01 МПК (2025.01), F25B 5/04 (2006.01), F25B 7/00, F25B 6/04 (2006.01). № u202401258; заявл. 11.03.2024.
6. Мольский С. М., Киптеляя Л. В. Утилизация тепла холодильных машин в пищевой промышленности и торговле : монография. Харьков: ХГУПТ, 2013. 148 с. ISBN 978-966-405-297-6.
7. Мольський С. М. Екологічні аспекти енергозбереження холодильних систем. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК* : тези доп. Міжнар. наук.-практ. конф., м. Харків, 9 листопада 2023 р. / ДБТУ. Харків, 2023. С. 211–212.

8. Мольський О. С., Мольський С. М., Потапов В. О. Напрямки розвитку системи холодопостачання холодильних об'єктів. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді* : тези доп. II Всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 2 квітня 2024 р. / ДБТУ. Харків, 2024. С. 191.

9. Мольський С. М. Реалізація основних задач холодопостачання на базі модульних децентралізованих систем. *Продовольчі системи України – повоєнне відновлення та забезпечення сталого розвитку* : тези доп. Міжнар. наук.-практ. форуму, м. Харків, 15–16 травня 2024 р. / ДБТУ. Харків, 2024. С. 102–104.

10. Мольський С. М., Мольський О. С. Застосування ежектору у конвенційній системі заморожування. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді* : тези доп. III Всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 3 квітня 2025 р. / ДБТУ. Харків, 2025. С. 186.

11. Мольський О. С., Мольський С. М., Потапов В. О. Конвекційна система заморожування з ежектором: пат. 158333 Україна: МПК F25B 9/08 (2006.01), F25D 17/06 (2006.01), F25D 17/08 (2006.01). № u202402413; заявл. 07.05.2024; опубл. 22.01.2025, Бюл. № 4.

ABSTRACT

Molskyi S. M. Development of methods to improve energy efficiency and environmental friendliness of refrigeration machines using water evaporation technologies. – Qualification scientific work presented as manuscript.

Dissertation for the scientific degree of candidate of technical sciences by specialty 05.14.06 – Technical thermophysics and industrial heat power engineering. – Anatolii Pidhornyi Institute of power machines and systems of the National academy of sciences of Ukraine, Kharkiv, 2025.

Maximizing cooling capacity with minimal energy consumption has always been a key requirement for refrigeration technology.

Modern demands also emphasize minimizing the negative environmental impact. These requirements include:

- phasing out refrigerants that deplete the ozone layer;
- gradually reducing the use of refrigerants with high Global Warming Potential (GWP);
- reducing the environmental impact of refrigeration systems by decreasing energy consumption through improved energy efficiency.

Refrigeration system owners face two main approaches to solving this issue:

The first approach is a complete system replacement with one using natural refrigerants such as carbon dioxide, propane, or ammonia. However, this entails substantial financial costs, production downtime, and stricter safety measures due to the use of toxic, flammable, or explosive refrigerants.

The second approach is less costly, less hazardous, and quicker to implement, complying with current regulations. It involves replacing ecologically harmful refrigerants with mildly flammable A2L refrigerants. These refrigerants are ozone-neutral, quite close to natural refrigerants in terms of global warming potential, and are not as flammable as propane, as they ignite at much higher concentrations.

The main challenges in retrofitting systems with new refrigerants are potential losses in energy efficiency and cooling capacity. The latter is especially critical, as it

may disrupt industrial cooling processes.

At the same time, existing refrigeration systems have substantial potential to increase performance. With proper refrigerant replacement strategies and technical solutions, cooling capacity can be increased and energy use reduced, thus lowering environmental impact and operational costs.

The study places significant focus on evaporative cooling systems, which leverage the high latent heat of water evaporation. Using water evaporation to subcool the liquid refrigerant provides additional cooling – known as free cooling – without consuming energy-intensive mechanical refrigeration. Proper implementation of liquid refrigerant subcooling systems can reduce annual electricity consumption by over 20%.

The dissertation presents an analysis of the current state of refrigeration technology and energy efficiency enhancement methods. It identifies refrigerant subcooling and the transition to low-GWP A2L refrigerants as the most promising directions.

A methodology is proposed for transitioning to alternative refrigerants with minimal equipment modifications, enabling efficient retrofitting. Mathematical models of the refrigeration cycle including subcooling processes were developed. Simulation and experimental studies confirmed a 15–20% reduction in energy consumption with maintained or improved cooling capacity.

The dissertation also explores the integration of air-side adiabatic cooling before the condenser, variable-speed compressor control, pressure loss reduction, and heat exchanger rationalization. A techno-economic assessment of the proposed solutions was conducted, including payback periods.

The practical relevance of the study is confirmed through the implementation of results on operating refrigeration units and documented by official adoption reports. The findings can be applied in industrial, commercial, and agricultural refrigeration systems, as well as for modernizing existing systems.

The first chapter analyzes the current trends and future prospects in improving the energy efficiency and environmental performance of refrigeration

machines. It reviews refrigerant replacement strategies, selection criteria, EU environmental directives, and methods for improving the performance of refrigeration systems during refrigerant retrofit by increasing heat transfer, reducing pressure losses, frequency control of compressors and using adiabatic air cooling before the condenser. Key challenges of refrigerant replacement are identified, and research objectives are formulated based on critical literature analysis.

The second chapter focuses on the greening of existing systems by switching to A2L refrigerants. A multivariate approach is presented for replacing HCFC and HFC refrigerants with a global warming potential $GWP > 500$ with HFC, HFO and HFC/HFO A2L refrigerants with $GWP < 500$. A step-by-step method of adapting a refrigeration machine to a new refrigerant is provided, taking into account the parameters of the compressor, the type of lubricant, and the influence of temperature "glide" on the operating conditions of heat exchange equipment, which arises as a result of the fact that refrigerants, which are mixtures of several chemical substances, may have different temperatures of compounds at the same pressure during phase transitions.

The third chapter proposes the introduction of adiabatic air pre-cooling to increase the efficiency of heat exchangers, in particular the condenser. A separate focus is given to the method of additional subcooling of the liquid refrigerant using evaporative cooling devices, which enables an increase in system performance without significant energy consumption compared to conventional mechanical cooling.

A novel criterion for evaluating subcooling effectiveness is proposed, enabling rapid analysis of retrofitted vapor-compression cycles. A new method is presented to estimate the refrigeration coefficient for cycles with subcooling based on the basic cycle parameters without subcooling. Climatic analysis for four Ukrainian cities (Lviv, Kyiv, Kharkiv, Odesa) is included. A mathematical model with lumped parameters is introduced for calculating the thermodynamic parameters of the refrigeration cycle to determine the effect of evaporative air pre-cooling on the refrigeration machine operation. The energy feasibility of using single- and two-stage

evaporative air pre-cooling to increase the cooling capacity of a refrigeration machine for various cities of Ukraine is evaluated.

The fourth chapter describes a remote monitoring system for refrigeration machines, used to collect data related to the efficiency of using adiabatic technologies. Results of experimental studies and modeling of systems with subcooling are presented. The influence of subcooling on the system coefficient of performance and capacity is analyzed, equipment choices justified, and layout diagrams for adiabatic and evaporative coolers are provided. The effectiveness of these coolers in the climate of Ukraine was also assessed.

The fifth chapter is devoted to the development of technical solutions for creating highly efficient evaporative systems for subcooling liquid refrigerant after the refrigeration machine condenser. A method for returning condensate formed on the evaporator of a refrigeration machine to the water evaporation cooler is proposed. Schematic solutions for such systems were proposed, and the economic effect was calculated, in particular, reducing energy consumption by up to 20% and reducing CO₂ emissions.

The developed methods, practical results, and recommendations were used at Astra LLC, which is confirmed by relevant certificates and implementation acts.

Keywords: refrigeration machine, refrigerant, energy efficiency, subcooling, evaporative cooling, A2L refrigerant, adiabatic cooling, mathematical modeling, monitoring, thermodynamic cycle.

LIST OF APPLICANT PUBLICATIONS

1. Molskyi S., Molskyi O., Vorontsova A. Increasing the efficiency of a vapor compression refrigerating machine through adiabatic air cooling. *Archives of Thermodynamics*. 2025. Vol. 46, No 2. P. 123–132. <https://doi.org/10.24425/ather.2025.154195>.
2. Molskyi S. M., Molskyi O. S., Vorontsova A. L. Complex approach to the conversion of existing refrigeration systems to A2L group refrigerants. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2025. Vol. 28, No 1, P. 19–32. <https://doi.org/10.15407/pmach2025.01.019>.
3. Тарасова В. О., Мольський С. М., Костіков А. О., Кузнецов М. О. Експрес-методика оцінки ефективності переохолодження холодоагенту в циклі холодильної машини. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD-2025)* : тези доп. XXXIII Міжнар. наук.-практ. конф., м. Харків, 14–17 травня 2025 р. / НТУ «ХПІ». Харків, 2025. С. 48.
4. Мольський С. М. Випарний переохолоджувач холодоагенту: пат. 126060 Україна: МПК F25B 40/00, F25B 40/02. № u201809347; заявл. 14.09.2018; опубл. 10.08.2022, Бюл. № 32. 10 с.
5. Мольський С. М., Мольський О. С. Конвекційний теплообмінний вузол парокompресійної холодильної машини: пат. 158641 Україна: МПК (2025.01), F25B 5/04 (2006.01), F25B 7/00, F25B 6/04 (2006.01) МПК (2025.01), F25B 5/04 (2006.01), F25B 7/00, F25B 6/04 (2006.01). № u202401258; заявл. 11.03.2024.
6. Мольский С. М., Киптеляя Л. В. Утилизация тепла холодильных машин в пищевой промышленности и торговле : монография. Харьков: ХГУПТ, 2013. 148 с. ISBN 978-966-405-297-6.
7. Мольський С. М. Екологічні аспекти енергозбереження холодильних систем. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК* : тези доп. Міжнар. наук.-практ. конф., м. Харків, 9 листопада 2023 р. / ДБТУ. Харків, 2023. С. 211–212.

8. Мольський О. С., Мольський С. М., Потапов В. О. Напрямки розвитку системи холодопостачання холодильних об'єктів. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді* : тези доп. II Всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 2 квітня 2024 р. / ДБТУ. Харків, 2024. С. 191.
9. Мольський С. М. Реалізація основних задач холодопостачання на базі модульних децентралізованих систем. *Продовольчі системи України – повоєнне відновлення та забезпечення сталого розвитку* : тези доп. Міжнар. наук.-практ. форуму, м. Харків, 15–16 травня 2024 р. / ДБТУ. Харків, 2024. С. 102–104.
10. Мольський С. М., Мольський О. С. Застосування ежектору у конвенційній системі заморожування. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді* : тези доп. III Всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 3 квітня 2025 р. / ДБТУ. Харків, 2025. С. 186.
11. Мольський О. С., Мольський С. М., Потапов В. О. Конвекційна система заморожування з ежектором: пат. 158333 Україна: МПК F25B 9/08 (2006.01), F25D 17/06 (2006.01), F25D 17/08 (2006.01). № u202402413; заявл. 07.05.2024; опубл. 22.01.2025, Бюл. № 4.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	19
ВСТУП.....	21
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....	30
1.1 Сучасні методи перевodu холодильних машин на нові покоління холодоагентів.....	30
1.2 Показники, які враховують при заміні холодоагентів.....	31
1.3 Способи підвищення холодопродуктивності холодильної машини.....	34
1.4 Висновки за розділом 1 та постановка задач дослідження.....	36
РОЗДІЛ 2. ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ ІСНУЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ШЛЯХОМ ПЕРЕВЕДЕННЯ НА ХОЛОДОАГЕНТИ ГРУПИ A2L.....	40
2.1 Розроблення багатоваріантного підходу щодо заміни холодоагентів HCFC та HFC на холодоагенти групи A2L.....	40
2.1.1 Визначення сумісності холодоагенту з моделлю компресора існуючої холодильної машини.....	40
2.1.2 Вибір мастила при переході на холодоагенти групи A2L.....	42
2.1.3 Змінення показників компресора при переході на холодоагенти групи A2L.....	43
2.2 Вплив температурного гістерезису на ефективність роботи холодильної машини при заміні холодоагенту.....	44
2.2.1 Особливості роботи конденсатору при заміні холодоагенту.....	44
2.2.2 Зміни у роботі випарника при заміні холодоагенту.....	46
2.3 Методи підвищення холодопродуктивності холодильної системи.....	48
2.3.1 Підвищення холодопродуктивності компресора.....	49
2.3.2 Мінімізація витрат в трубопроводах гарячої пари і всмоктування та в елементах автоматики.....	50

2.3.3 Зменшення середнього логарифмічного температурного напору на конденсаторі та випарнику.....	52
2.3.4 Зниження температури повітря на вході в конденсатор адіабатичним охолодженням води.....	53
2.4 Додаткове переохолодження рідкого холодоагенту.....	55
2.5 Раціоналізація процесів холодильної системи.....	58
2.6 Методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи...	60
2.7 Висновки за розділом 2.....	62
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВОДОВИПАРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ.....	
3.1 Метод оцінки ефективності переохолодження холодоагентів в циклі холодильної машини.....	64
3.1.1 Теоретичні основи оцінки ефективності переохолодження холодоагенту.....	69
3.1.2 Вибір критерію щодо аналізу циклів холодильних машин з переохолодженням холодоагенту та без нього.....	74
3.1.3 Аналіз циклів холодильних машин з переохолодженням та без нього для холодоагентів R32 та R152.....	81
3.2 Методи дослідження ефективності використання адіабатичних технологій охолодження повітря для зниження температури конденсації та переохолодження холодоагенту.....	87
3.3 Систематизація сучасних водовипарних технологій охолодження повітря та аналіз ризиків, які пов'язано з їх недоліками.....	90
3.3.1 Систематизація сучасних водовипарних технологій охолодження....	90
3.3.1.1 Особливості повітряних теплообмінників.....	92
3.3.1.2 Особливості випарних теплообмінників.....	92

	17
3.3.1.3 Особливості водяних теплообмінників.....	93
3.3.2 Проблеми водовипарних систем, що виникають при їх експлуатації...	93
3.3.2.1 Корозія матеріалів апаратів систем охолодження.....	94
3.3.2.2 Засмічення апаратів.....	95
3.3.2.3 Споживання води.....	95
3.3.2.4 Замерзання води.....	96
3.3.2.5 Розвиток хвороботворних мікроорганізмів.....	96
3.3.2.6 Додаткове споживання електричної енергії.....	97
3.3.2.7 Зниження ефективності водовипарного охолодження, що пов'язано зі зміненням погодних умов	97
3.4 Кліматичні особливості використання водовипарного охолодження повітря.....	98
3.4.1 Аналіз кліматичних умов різних міст України.....	98
3.4.2 Аналіз використання технології одно- та двостадійного охолодження повітря в різних містах України.....	99
3.4.3 Метод математичного моделювання для визначення робочих параметрів парокомпресійної холодильної машини.....	100
3.5 Висновки за розділом 3.....	106
РОЗДІЛ 4. ДИСТАНЦІЙНИЙ МОНІТОРИНГ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АДІАБАТИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ.....	108
4.1 Дистанційний моніторинг ефективності використання водовипарного охолодження повітря.....	108
4.1.1 Моніторинг ефективності використання охолодження повітря на вході в конденсатор.....	108
4.1.2 Дистанційний моніторинг ефективності використання водовипарного охолодження повітря на вході в переохолоджувач рідини...	116
4.2 Порівняння роботи запропонованих адіабатичних систем.....	121
4.3 Висновки за розділом 4.....	123

РОЗДІЛ 5. ПОБУДОВА ЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ ВОДОВИПАРНОГО ПЕРЕОХОЛОДЖЕННЯ РІДКОГО ХОЛОДОАГЕНТУ ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	125
5.1 Загальний розгляд систем переохолодження рідкого холодоагенту...	125
5.2 Удосконалення одностадійного та двостадійного водовипарних процесів для переохолодження холодоагенту у стані рідини.....	131
5.3 Спосіб використання конденсату випарників для адіабатичної технології.....	137
5.3.1 Загальні відомості про випадіння конденсату на випарниках-повітроохолоджувачах.....	137
5.3.2 Використання конденсату з випарників-повітроохолоджувачів холодильної камери як джерела води для водовипарного переохолоджувача рідини холодоагента.....	139
5.4 Висновки за розділом 5.....	142
ВИСНОВКИ.....	143
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	145
ДОДАТОК А. Акти впровадження результатів дисертації.....	155

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- c_p – питома ізобарна теплоємність, кДж/(кг·К);
 F – площа теплообмінної поверхні, м²;
 f – частота електромережі, Гц;
 G – масова витрата, кг/с;
 i – питома ентальпія, кДж/кг;
 k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(К·м²);
 Kl – критерій Клаузіуса;
 Kl^* – модифікований критерій Клаузіуса;
 m_{ref} – масова витрата холодоагенту, кг/с;
 N – потужність, кВт;
 n_h – кількість годин за рік у діапазоні температур;
 Q – холодопродуктивність, теплопродуктивність, кВт;
 r_0 – прихована теплота випаровування, кДж/кг;
 r_k – прихована теплота конденсації, кДж/кг;
 s – питома ентропія, кДж/(кг·К);
 T – температура, К;
 t – температура, °С;
 $t_{\text{кр}}$ – критична температура, °С;
 t_{in} – температура повітря перед поверхнею випаровування, °С;
 $t_{\text{wet bulb}}$ – температура вологого термометра, °С;
 Δt_{ln} – середній логарифмічний температурний напір, К;
 v – питомий об'єм, м³/кг;
 V_{comp} – об'ємна витрата компресора, м³/с;
 x – ступінь сухості;
 ε – холодильний коефіцієнт;
 $\bar{\eta}$ – теплотехнічний коефіцієнт;
 η_e – електромеханічний ККД компресора;
 η_{is} – ізоентропний ККД компресора;

λ_{comp} – коефіцієнт подачі компресора;

ξ – коефіцієнт вологовипадіння;

$\bar{p}$ – ступінь стиснення в компресорі;

φ – відносна вологість повітря, %.

Індекси верхні

пп – перегріта пара.

Індекси нижні

пов – повітря;

п_ох – переохолодження;

amb – навколишнє середовище;

comp – компресор;

cond – конденсація, конденсатор;

cool – холодоносії з боку випарника холодильної системи;

ev – випаровування, кипіння, випарник;

liquid – рідина;

ref – холодоагент;

sc – переохолодження, переохолоджувач;

sh – перегрів.

Скорочення

АО – адіабатичне охолодження;

ПО – переохолоджувач;

ПЧ – перетворювач частоти;

ТНУ – теплонасосна установка;

ТРВ – терморегулюючий вентиль;

ХМ – холодильна машина;

COP – coefficient of performance (коефіцієнт перетворення);

GWP – global warming potential (потенціал глобального потепління);

ODP – ozon depletion potential (потенціал руйнування озону);

RCI – relative capacity index (індекс відносної продуктивності).

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Головна задача, що вже третє сторіччя стоїть перед холодильним обладнанням, – досягнення максимальної потужності холодильної обробки за мінімальні витрати, актуальна і на зараз [1], [2]. Але останні три десятиріччя до неї додалися серйозні вимоги стосовно впливу на загальну планетарну екологію. Техногенний вплив людства на зміни клімату вимагають ретельно відноситись до шкідливих викидів в атмосферу Землі [3], [4]. Холодоагенти, які використовуються у холодильних машинах, можуть впливати на руйнацію озонового шару навколо планети та можуть підвищувати так званий парниковий ефект, який веде до негативних кліматичних змін у вигляді глобального потепління. Тому між багатьма державами були утворені програми повної відмови від використання речовин, що руйнують озоновий шар, та поступової заміни використання холодоагентів з високим потенціалом глобального потепління [5]. Крім цього важливими вимогами до холодильних машин є висока енергоефективність, низька кількість або відсутність шкідливих для навколишнього середовища продуктів розпаду холодоагенту, низькі виробничі зусилля, малі утворення відходів виробництва.

У Європейському союзі діє директива, яка встановлює рамки екологічного дизайну для пов'язаних з енергетичними апаратами продуктів. Ці продукти становлять значні обсяги продажів і торгівлі в ЄС та мають значний вплив на навколишнє середовище. Вони представляють значний потенціал для вдосконалення через проектування з точки зору їх впливу на навколишнє середовище, без надмірних витрат [6].

Енергоспоживання холодильної машини є не менш важливим фактором впливу на обсяги викидів CO₂. Бо споживання електричної енергії – це постійні викиди CO₂, які скидають в атмосферу теплові станції, що цю енергію виробляють. Середньосвітовий показник вуглеродомісткості електроенергії у 2018 році становив близько 479 г CO₂/(кВт·год) [7].

Слід також враховувати те, що холодильні машини, які заходяться в експлуатації, з часом втрачають холодильну потужність.

Найбільш вірогідні причини таких змін наступні:

- зміна режимів експлуатації, що збільшило теплове навантаження;
- підвищення максимальних температур через зміну кліматичних умов;
- ретрофіт (заміна) холодоагенту, пов'язаний з екологічними вимогами;
- старіння обладнання.

Таким чином, пошук способів підвищення холодопродуктивності, зменшення енергоспоживання та негативного впливу на навколишнє середовище холодильними машинами залишається й досі актуальною проблемою у світі.

На сьогоднішній час глобальна екологічна тенденція у холодильній техніці простежується у підвищенні енергоефективності систем та поверненні до застосування природних холодоагентів, до яких відноситься і R718 – вода.

Вода один з найпоширеніших елементів на планеті Земля. Вода для завдань охолодження ефективно використовувалась у древні часи та широко використовується зараз. Вода використовується як холодоагент в високотемпературній теплонасосній техніці з температурами близькими до 100 °C та вище, як рідкий холодоносіє в системах охолодження вище за 0 °C, як низькотемпературний холодоносіє у суміші з хімічними сполуками, що розширюють температурний діапазон використання нижче за 0 °C, як твердий холодоносіє в апаратах льодяного охолодження, як акумулятор холоду в системах з нерівномірним часовим та сезонним навантаженням, як теплоносіє в системах утилізації скидного тепла холодильних машин, як проміжне середовище, що відбирає тепло в водяних конденсаторах, як середовище, що при випаровуванні охолоджує повітря та теплу воду в адіабатичних апаратах та пристроях. Вода є непрямим продуктом роботи холодильних машин в процесі осушування повітря, що охолоджується.

Маючи природне походження, вода не займиста, не токсична, не впливає на руйнування озонового шару та має мінімальний вплив на розвиток

парникового ефекту. Вартість популярних на сьогоднішній день гідрофторвуглецевих холодоагентів в десятки разів перевищує вартість природних холодоагентів, а воду – в сотні.

Воді притаманні високі термодинамічні показники та низькі втрати тиску, що дає можливість створення високоефективних холодильних апаратів, систем та рішень.

Таким чином з огляду на постійне зростання цін на енергоресурси і поступову заборону в провідних країнах Європи екологічно неприйнятних традиційних холодоагентів, розробка енергоефективних та екологічно чистих систем для охолодження є одним з перспективних напрямків досліджень, що дозволить знизити енергоспоживання і негативний вплив на навколишнє середовище.

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

Основні дослідження теоретичного й прикладного характеру виконувалися відповідно до положень проекту Енергетичної стратегії України до 2035 року, директив та угод Європейського Союзу і України та інтеграції у сфері енергетики, Закону України «Про енергозбереження», Комплексної державної програми енергозбереження України, Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки», Національного плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року, Закону України «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні».

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розроблення науково- та експериментально обґрунтованих методів та технічних рішень підвищення енергоефективності та екологічної безпечності парокомпресійних холодильних систем при ретрофіті (заміні) холодоагенту за допомогою використання водовипарних технологій.

Досягнення поставленої мети пов'язане з розв'язанням наступних задач:

– проаналізувати сучасний стан та перспективи розвитку методів підвищення енергоефективності холодильних машин, визначити вплив заміни холодоагенту на роботу основних елементів системи, а також її конструктивних

особливостей, запропонувати засоби і методи підвищення холодопродуктивності холодильної системи при заміні холодоагенту;

- отримати аналітичні співвідношення для оцінки термодинамічної ефективності простих одноступінчастих холодильних циклів з переохолодженням та без нього для різних холодоагентів;

- дослідити термодинамічну ефективність застосування переохолодження рідкого холодоагенту в холодильному циклі з різними робочими речовинами і узагальнити результати у вигляді регресійних і графічних залежностей;

- обрати або розробити критерій оцінки ефективності переохолодження, який би був заснований на фундаментальних термодинамічних співвідношеннях та показував вплив на холодильний коефіцієнт холодильної машини процесу переохолодження для різних холодоагентів;

- провести аналіз сучасних водовипарних технологій охолодження повітря, систематизувати їх та визначити проблеми водовипарних систем, що виникають при їх експлуатації;

- визначити кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження як попереднього охолодження повітря перед конденсатором холодильної машини для різних міст України та провести порівняння використання технологій зниження температур конденсації одностадійним та двостадійним охолодженням;

- отримати та проаналізувати дані дистанційного моніторингу діючих адіабатичних систем стосовно їх ефективності й надати рекомендації щодо використання в холодильній галузі водовипарних технологій попереднього охолодження повітря;

- запропонувати схемні рішення водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту з використанням двостадійного охолодження повітря на вході в переохолоджувач для досягнення температур нижчих за температуру мокрого термометра.

У дисертаційній роботі запропоновано метод підвищення енергоефективності роботи парокомпресійної холодильної машини шляхом зниження температури конденсації холодоагенту та додаткового переохолодження рідкого холодоагенту із застосуванням водовипарних технологій. Такий підхід дозволяє знизити енергоспоживання холодильної системи, підвищити її холодопродуктивність та забезпечити екологічну безпечність за рахунок переходу на сучасні холодоагенти групи A2L, що мають низький потенціал глобального потепління та відсутність озоноруйнівного впливу.

Об'єкт дослідження – тепломасообмінні та термодинамічні процеси в контурі парокомпресійної холодильної машини з додатковим переохолодженням рідкого холодоагенту шляхом водовипарного охолодження повітря.

Предмет дослідження – парокомпресійна холодильна машина з вузлом або апаратом додаткового переохолодження холодоагенту.

Методи дослідження – методи сучасної прикладної термодинаміки, математичне моделювання теплотехнічних об'єктів, методи математичної статистики для обробки результатів моніторингу холодильної установки щодо пошуку раціональних умов її роботи.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Запропоновано новий критерій та метод оцінки ефекту від переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатору в парокомпресійному холодильному циклі, який дозволяє проводити експрес-аналіз доцільності переохолодження при ретрофіті холодоагенту.

2. Вперше запропоновано метод створення зручних та інформативних номограм для експрес-аналізу визначення ефекту від переохолодження на роботу парокомпресійних холодильних машин при ретрофіті на будь-які сучасні холодоагенти та створено номограми для визначення підвищення холодильного коефіцієнту при переохолодженні рідкого холодоагенту для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152.

3. Запропоновано новий спосіб водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту з поверненням в адіабатичну систему конденсату, який утворюється на випарнику парокомпресійної холодильної машини, що суттєво зменшує втрати води на відміну від існуючих систем адіабатичного охолодження.

4. Розроблено багатоваріантний підхід щодо ретрофіту холодоагентів HCFC та HFC з потенціалом глобального потепління $GWP > 500$ на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з $GWP < 500$, які на відміну від відомих підходів комплексно враховує змінення показників компресора при переході на холодоагенти групи A2L, вплив температурного «глайду» на ефективність роботи холодильної машини при заміні холодоагенту, зокрема на роботу теплообмінного обладнання, та пропонує технічні рішення щодо раціоналізації процесів холодильної машини з метою підвищення її ефективності.

5. Запропоновано новий спосіб водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту з використанням двостадійного охолодження повітря на вході в переохолоджувач для досягнення температур нижче температури мокрого термометра.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Надано рекомендації щодо використання попереднього водовипарного охолодження повітря на вході в конденсатор холодильної машини для підвищення її холодопродуктивності при зниженні енергоспоживання для різних кліматичних умов України, які відрізняються температурою та відносною вологістю навколишнього повітря з урахуванням періодів стояння цих параметрів у літній період.

2. Розроблено й апробовано технічне рішення з впровадження водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту в системах холодопостачання, що може бути застосоване для модернізації існуючих холодильних машин без потреби в капітальному переоснащенні холодильної машини, з підвищенням їхньої енергоефективності.

3. На основі даних моніторингу системи адіабатичного охолодження повітря перед конденсатором холодильної машини показано підвищення холодопродуктивності та зниження енергоспоживання холодильною машиною, що експлуатується, а також розраховано економічний ефект від впровадження такої системи.

4. Розроблено рекомендації з вибору холодоагентів нового покоління (групи A2L) для переведення існуючих систем на екологічно безпечні речовини з урахуванням їхньої сумісності з компресорами, мастилами та теплообмінниками.

5. Запропоновано алгоритм енергоекологічної модернізації холодильних установок, який включає: частотне регулювання компресорів, раціоналізацію теплообмінників, зменшення втрат тиску та інтеграцію адіабатичних або випарних систем охолодження.

6. Отримані результати впроваджено у виробничих умовах, що підтверджено актами впровадження. Показано зменшення питомого енергоспоживання холодильного обладнання на 15 – 20 % та зниження експлуатаційних витрат з окупністю інвестицій у межах 1,5 – 2 років.

Матеріали дисертації можуть бути використані при проектуванні, реконструкції та енергетичному аудиті холодильних установок у промисловості, торгівлі, сільському господарстві, а також у навчальному процесі закладів вищої освіти для підготовки фахівців у галузі холодильної техніки та енергозбереження.

Особистий внесок здобувача.

Всі наукові результати та положення, які захищаються у дисертації, здобувачем отримані особисто. У роботах, що виконані у співавторстві: провів аналіз енергетичної доцільності застосування водовипарного охолодження холодоагенту ХМ для різних кліматичних зон України, зокрема провів порівняння одностадійного та двостадійного охолодження, визначив кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження повітря на прикладі чотирьох міст України (Львів, Київ, Харків, Одеса), провів збір інформації

щодо роботи системи водовипарного охолодження повітря та проаналізував результати дистанційного моніторингу стосовно ефективності використання адіабатичних технологій [8]; розробив багатоваріантний підхід щодо ретрофіту холодоагентів HCFC та HFC з $GWP > 500$ на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з $GWP < 500$, запропонував технічні рішення щодо раціоналізації процесів холодильної машини з метою підвищення її ефективності [9]; запропонував новий критерій оцінки ефекту від переохолодження, який дозволяє проводити експрес-аналіз циклів ХМ при ретрофіті холодоагенту, створив номограми для визначення ефекту від переохолодження для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152 [10]; запропонував нові випарні переохолоджувачі холодоагенту [11] та конвекційний теплообмінний вузол парокомпресійної холодильної машини [12]; провів аналіз літературних джерел за темою монографії [13] та навів результати з особливостей експлуатації холодильних машин, в тому числі, на основі власного багаторічного досвіду; обґрунтував позитивний вплив енергозбереження холодильних систем на планетарну екологію [14]; сформулював сучасні напрямки розвитку систем холодопостачання [15]; запропонував концепцію холодопостачання на базі децентралізованих модульних систем у повоєнному відновленні та забезпеченні сталого розвитку України [16]; провів аналіз доцільності застосування ежекторного принципу у конвекційній системі заморожування [17]; провів патентний пошук та запропонував використання ежектору для інтенсифікації теплообміну між продуктом та повітрям [18].

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювалися на: Міжнародній науково-практичній конференції «Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК», Державний біотехнологічний університет, м. Харків (9 листопада 2023 р.); II Всеукраїнській науково-практичній конференції «Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді», Державний біотехнологічний університет, м. Харків (2 квітня 2024 р.);

Міжнародному науково-практичному форумі «Продовольчі системи України – повоєнне відновлення та забезпечення сталого розвитку», Державний біотехнологічний університет, м. Харків (15–16 травня 2024 р.); III Всеукраїнській науково-практичній конференції «Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді», Державний біотехнологічний університет, м. Харків (3 квітня 2025 р.); XXXIII Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD-2025)», Національний технічний університет «ХПІ», м. Харків (14–17 травня 2025 р.).

Публікації. Результати дисертаційної роботи відображено у 11 публікаціях: з них 1 – у закордонному науковому виданні, яке входить в міжнародну наукометричну базу Scopus; 1 – у науковому періодичному фаховому виданні України; 1 монографія; 3 – патенти України; 5 – у тезах доповідей конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота містить: анотацію, вступ, 5 розділів, висновки, список використаних джерел та додаток. Повний обсяг дисертаційної роботи – 160 сторінок, з них основного тексту 144 сторінки, 41 рисунок, 21 таблиця, список використаних джерел з 74 найменувань на 10 сторінках, додаток на 6 сторінках.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

1.1 Сучасні методи переводу холодильних машин на нові покоління холодоагентів

Питанням переходу до нового покоління холодоагентів, безпечних за екологічними показниками і які мають одночасно високу енергетичну ефективність, присвячені роботи багатьох авторів [5], [19] – [24]. В роботі [19] розглянуто проблему ретрофіту (заміни) заборонених холодоагентів альтернативними робочими речовинами, які не поступаються за своїми термодинамічними та експлуатаційними характеристиками холодоагентам, що замінюються. Запропоновано методику, що реалізовано у вигляді пакета прикладних програм для робочих тіл, таких як холодоагенти 134a та R410A.

Процедура ретрофіту холодоагенту актуальна для холодильного обладнання, що перебуває в експлуатації. Тому в роботі [24] розглядалися спліт-кондиціонери як найбільш широко розповсюджені системи у суспільстві, що активно експлуатуються. Запропоновано заміну холодоагентів групи HFC, наприклад R410a, який є зеотропним холодоагентом, на R32. За результатами експериментального дослідження та проведеного аналізу зроблено висновок, що в тій самій системі холодоагент R32 підходить як холодоагент для заміни холодоагенту R410a зі зниженням холодильного коефіцієнту приблизно на 4 %.

У дослідженні [5] оцінюється продуктивність побутового кондиціонера з використанням R32 як заміни R410A. Однією з найбільших проблем під час ретрофіту є визначення ідеальної маси холодоагенту, яке зрештою призведе до оптимальної продуктивності системи. Експерименти проводилися з використанням спліт-кондиціонера потужністю 2,5 кВт. Результати показали,

що заміна R410A на R32 знижує коефіцієнт перетворення (COP). Отже, автори [5] не рекомендують заміну R410A на R32 в кондиціонерах, які були розроблені для R410A.

В роботі [25] представлено експериментальне дослідження характеристик теплопередачі при випаровуванні зеотропної суміші R407C і квазі-зеотропної суміші R410A через гладку трубку малого діаметра. Дослідження показало кращий коефіцієнт теплопередачі для R410A, ніж для R407C.

В роботі [26] було проведено експериментальне дослідження для оцінки впливу охолоджувального навантаження на продуктивність побутового спліт-кондиціонера шляхом заміни холодоагенту R22 на вуглеводневий холодоагент (HCR22) під час модернізації. Результати показують, що відносно R22 COP зростає зі збільшенням навантаження на охолодження (0 Вт, 1000 Вт, 2000 Вт і 3000 Вт) на 16,10 %, 12,66 %, 16,56 % і 19,99 % відповідно. Експериментальні результати показують, що HCR22 має кращу продуктивність порівняно з R22, і вказують на те, що HCR22 можна використовувати для модернізації існуючого кондиціонера з R22.

Як видно з огляду літератури, роботи з цієї теми в основному присвячені експериментальним дослідженням, носять локальний характер стосовно спліт-систем малої потужності і не можуть бути розповсюдженні на інші системи. Крім того, в цих роботах не розглядаються холодоагенти групи A2L, окрім роботи [27]. Таким чином, актуальним питанням є розробка підходу до заміни заборонених екологічно неприйнятних холодоагентів на такі, що мають низький потенціал глобального потепління та відсутність озоноруйнівного впливу, в холодильних системах різної потужності, що знаходяться в експлуатації.

1.2 Показники, які враховують при заміні холодоагентів

При переведенні холодильної системи на новий холодоагент слід враховувати різні показники, такі як: потенціал руйнування озону (ODP);

потенціал глобального потепління (GWP); температурний гістерезис – «глайд»; сумісність з певним типом мастила; група з токсичності та безпеки, нижня межа займання. Кожен із зазначених показників є серйозною умовою для використання конкретного холодоагенту.

Наразі, застосування систем, в яких є холодоагент з відмінним від 0 показником ODP, – заборонено.

Показник GWP вказує міру впливу різних газів на глобальне потепління. За одиницю приймається вплив 1 т CO₂. Ефект від викиду в атмосферу Землі 1 т конкретного газу еквівалентний викиду 1 т CO₂, помножену на показник GWP цього газу. У міру поширення холодоагентів з низьким GWP все більше з'являється продуктів, які класифікуються як займисті. Всі доступні в даний час холодоагенти з GWP < 500, за винятком CO₂ (R744), є пальними, а деякі з них, наприклад аміак (R717), також токсичні. Існує план поетапного скорочення холодоагентів із високим GWP, при якому після 2030 р. слід розглядати холодоагенти з показником GWP менше 500 (рис. 1.1).

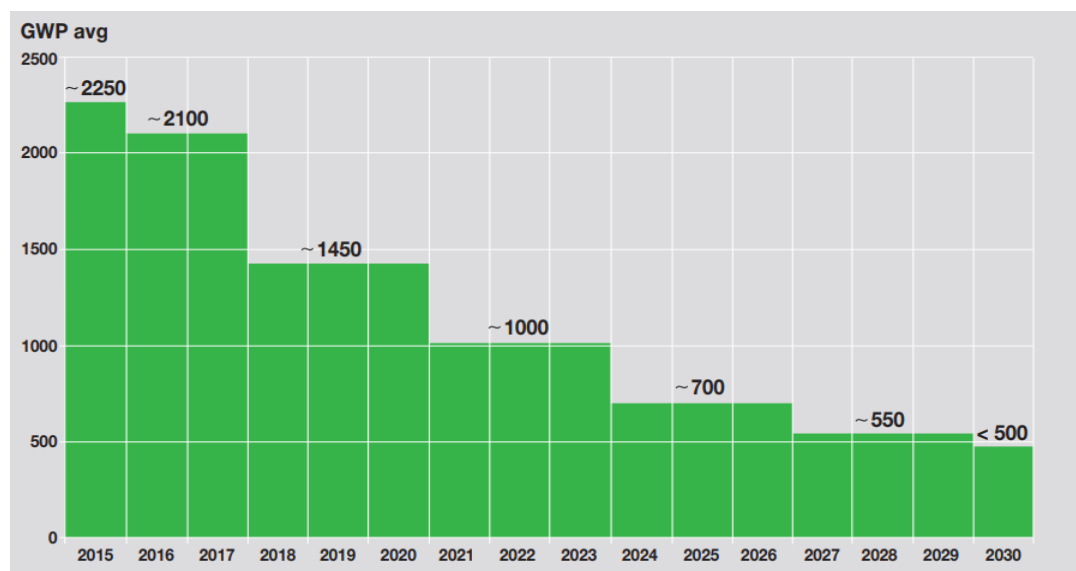


Рис. 1.1. Теоретичне середнє значення GWP за рахунок поетапного виведення з обігу холодоагентів з великим GWP з 2015 по 2030 роки [28]

Наявність температурного гістерезису («глайда») означає розбіжність при однаковому тиску температур компонентів холодоагентів сумішей. Це, у свою

чергу, впливає на роботу теплообмінного обладнання та створює певні складності при налагодженні та сервісі системи. Зміна типу мастила в холодильному контурі створює високі вимоги до очищення системи при заміні холодоагенту.

Категорія безпеки показує ступінь токсичності та займистості холодоагенту, що, можливо, вимагатиме особливої уваги до обсягів заправки холодоагенту, заміни певних елементів та додаткових пристроїв безпеки.

Класифікація холодоагентів з точки зору безпеки виконується за стандартом ASHRAE 34 на підставі показників їх токсичності та займистості, отриманих під час стандартизованих випробувань. Вона визначає дві категорії токсичності холодоагентів – А та В. До категорії А належать нетоксичні холодоагенти, категорії В – токсичні. Для класифікації займистості холодоагентів виділено чотири групи: 1, 2L, 2, 3. Чим більше число, тим легше займається холодоагент. До категорії A2L відносяться нетоксичні важкозаймисті холодоагенти. Приклади холодоагентів A2L: R-1234yf, R-454C, R-455A. Вони відрізняються нижчою займистістю і набагато меншою швидкістю горіння, ніж легкозаймисті холодоагенти A2 і дуже займисті A3 (R290). Врахування різних критеріїв дозволяє скласти остаточну класифікацію, представлену на схемі (рис. 1.2).

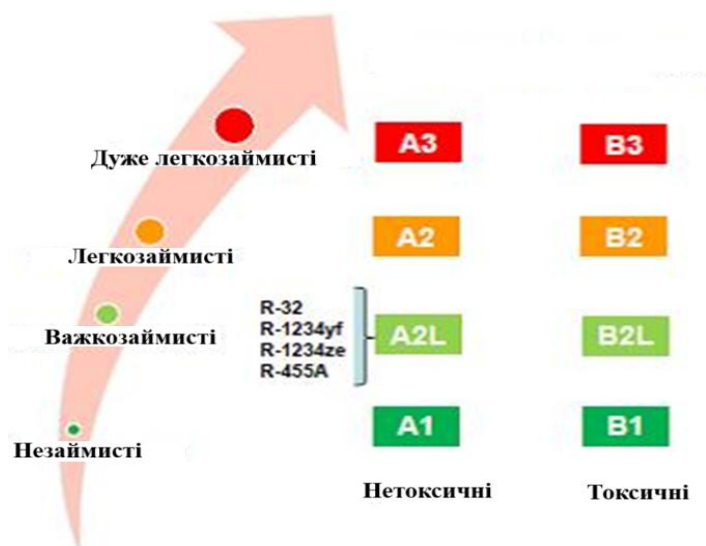


Рис. 1.2. Токсичність та займистість холодоагентів [29]

Таким чином, в дисертаційній роботі будуть розглядатися важкозаймисті холодоагенти як заміна холодоагентів, що руйнують озоновий шар та сприяють глобальному потеплінню.

1.3 Способи підвищення холодопродуктивності холодильної машини

Аналіз літературних джерел показав, що існують наступні способи підвищення холодопродуктивності холодильної машини. Такі, як [30, 31]:

- збільшення частоти обертів валу мотора компресора перетворювачем частоти;
- зниження різниці між температурами конденсації та випаровування;
- зменшення втрат тиску в трубопроводах та арматурі на лініях нагнітання та всмоктування холодоагента;
- оптимізація процесів холодильної системи (збільшенні коефіцієнту робочого часу холодильної машини та зменшення теплових навантажень на холодильну систему);
- додаткове переохолодження рідкого холодоагенту на вході у терморегулюючий вентиль (ТРВ).

Ці способи ретельно розглянуті в літературних джерелах [30, 31] і широко використовуються на практиці.

Але існує ще один, менш розповсюджений, спосіб покращення характеристик парокомпресійних холодильних машин – це зниження температури повітря на вході в конденсатор попереднім адіабатичним охолодженням.

Сучасні літературні джерела не в повній мірі висвітлюють проблему адіабатичного охолодження як системи попереднього охолодження повітря перед холодильними машинами. Відомі рекламні проспекти [32, 33], в яких наведено загальну інформацію щодо комплектів інтелектуальної адіабатичної системи попереднього охолодження. Пропоновані системи підходять для всіх типів водяних чилерів з повітряним охолодженням, повітряних конденсаторів

охолодження, теплообмінників, дахових установок, холодильних установок. В [32] показано, що ці системи знижують тиск газу в газовому контурі охолоджувача, таким чином мінімізуючи навантаження на компресор та зменшуючи споживання енергії. Але ця інформація носить суто рекламний характер без аналізу та рекомендацій щодо використання в різних кліматичних умовах.

Також представлена інформація [34] щодо адіабатичних рідинних охолоджувачів. Описано вплив конструкції прокладок на ефективність насичення та роботу агрегату. Але ці охолоджувачі працюють для охолодження повітря в приміщеннях до температури мокрого термометра як самостійні пристрої. В роботі [34] не пропонується використовувати їх як системи попереднього охолодження повітря.

В роботі [35] розглянуто роботу системи попереднього охолодження, яка забезпечує зниження споживання енергії чилерами. Систему було встановлено в кліматичних умовах Кувейту. Показано, що використання адіабатичної системи попереднього охолодження для існуючого кондиціонування повітря призводить до значного скорочення годин роботи компресорів, що, у свою чергу, значно зменшує пікову споживану потужність системи.

У роботах [36, 37] показано, що при використанні термодинамічного аналізу та термoeкономічної оптимізації для проектування режимних параметрів експлуатації кондиціонерів «повітря – повітря» необхідно враховувати вологість зовнішнього повітря. В роботі проведено удосконалення термoeкономічної моделі кондиціонера, що працює за транскритичним циклом з холодоагентом R744 (CO_2). Однак в роботі не пропонується зволожувати повітря для підвищення COP, а тільки визначаються впливи вологості на ефективність роботи установки.

В роботі [38] для забезпечення теплового комфорту всередині приміщень та енергозбереження в будівлях пропонується інтегрована стратегія контролю комфорту, яка об'єднує систему кондиціонування, зволожувача та вентиляції з урахуванням параметрів зовнішньої середовища. Показано ефективність

запропонованого інтегрованого контролю комфорту шляхом порівняння з показниками традиційних індивідуальних засобів керування. Але в роботі запропоноване зволоження повітря відбувається паралельно з кондиціонуванням і не розглядається як система попереднього охолодження повітря перед кондиціонером.

В роботі [39] запропоновано систему опалення приміщень із використанням транскритичної теплової насосної системи CO₂ з пристроєм переохолодження R134a, а температуру переохолодження досліджено теоретично та експериментально. Але хоча такий спосіб підвищує ефективність теплового насосу, але потребує встановлення додаткового компресора, а отже потребує додаткового споживання електроенергії. Крім того використання фреону збільшує негативний вплив на навколишнє середовище.

Таким чином, огляд літературних джерел [32] – [42] показав, що за даною тематикою інформації замало і вона має або рекламний характер, або попереднє адіабатичне охолодження розглянуто стосовно тільки тропічних кліматичних умов. Тому актуальним завданням даної роботи – це наочно продемонструвати високу ефективність та доступність технологій адіабатичного охолодження для покращення характеристик холодильної системи.

1.4 Висновки за розділом 1 та постановка задач дослідження

Аналіз літературних джерел за темою дослідження показав, що:

1. Проблематика холодильних систем стосується всього людства і пов'язана з: негативним впливом на зміну клімату через теплові викиди; падінням продуктивності та підвищенням енергоспоживання за екстремально високих температурах повітря; підвищенням навантаження на електричні мережі за підвищеного енергоспоживання; втратою холодопродуктивності внаслідок тривалої експлуатації; неефективним використанням скидного тепла конденсаторів холодильних машин; надлишковими викидами CO₂ тепловими електростанціями при експлуатації енергоємних холодильних систем.

2. Дослідження на тему переходу до нового покоління холодоагентів, які безпечні за екологічними показниками і мають одночасно високу енергетичну ефективність, в основному присвячені експериментальним дослідженням, носять локальний характер стосовно спліт-систем малої потужності і не можуть бути розповсюдженні на інші системи. Таким чином, актуальним питанням є розробка підходу до ретрофіту (заміни) заборонених екологічно неприйнятних холодоагентів на екологічно безпечні в холодильних системах різної потужності, що знаходяться в експлуатації.

3. При переведенні холодильної системи на альтернативний холодоагент слід враховувати такі показники, як: потенціал руйнування озону (ODP); потенціал глобального потепління (GWP); температурний гістерезис – «глайд»; сумісність з певним типом мастила; група з токсичності та безпеки, нижня межа займання. Кожен із зазначених показників є серйозною умовою для використання конкретного холодоагенту.

4. Одним з найефективніших способів покращення характеристик парокомпресійних холодильних машин є технологія додаткового переохолодження рідкого холодоагенту та зниження температури повітря на вході в конденсатор попереднім адіабатичним охолодженням. Дана технологія надзвичайно цікава як при створенні нових енергоефективних, так і при модернізації старих холодильних машин з метою не лише знизити енергоспоживання, а й підвищити холодопродуктивність зношених систем. Сучасні літературні джерела не в повній мірі висвітлюють проблему адіабатичного охолодження як системи попереднього охолодження повітря перед холодильними машинами.

Таким чином, вкрай актуальним є теоретичне обґрунтування підвищення енергоефективності та екологічної безпечності парокомпресійних холодильних машин при ретрофіті (заміні) холодоагенту за допомогою використання технологій випарного попереднього охолодження повітря та експериментальне підтвердження конкурентоспроможності адіабатичних технологій у

холодильній галузі через дистанційний моніторинг таких систем в умовах клімату України.

Для цього потрібно розв'язати наступні задачі:

- проаналізувати сучасний стан та перспективи розвитку методів підвищення енергоефективності холодильних машин, визначити вплив заміни холодоагенту на роботу основних елементів системи, а також її конструктивних особливостей, запропонувати засоби і методи підвищення холодопродуктивності холодильної системи при заміні холодоагенту;

- отримати аналітичні співвідношення для оцінки термодинамічної ефективності простих одноступінчастих холодильних циклів з переохолодженням та без нього для різних холодоагентів;

- дослідити термодинамічну ефективність застосування переохолодження рідкого холодоагенту в холодильному циклі з різними робочими речовинами і узагальнити результати у вигляді регресійних і графічних залежностей;

- обрати або розробити критерій оцінки ефективності переохолодження, який би був заснований на фундаментальних термодинамічних співвідношеннях та показував вплив на холодильний коефіцієнт холодильної машини процесу переохолодження для різних холодоагентів;

- провести аналіз сучасних водовипарних технологій охолодження повітря, систематизувати їх та визначити проблеми водовипарних систем, що виникають при їх експлуатації;

- визначити кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження як попереднього охолодження повітря перед конденсатором ХМ для різних міст України та провести порівняння використання технологій зниження температур конденсації одностадійним та двостадійним охолодженням;

- отримати та проаналізувати дані дистанційного моніторингу діючих адіабатичних систем стосовно їх ефективності й надати рекомендації щодо

використання в холодильній галузі водовипарних технологій попереднього охолодження повітря;

– запропонувати схемні рішення водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту з використанням двостадійного охолодження повітря на вході в переохолоджувач для досягнення температур нижчих за температуру мокрого термометра.

РОЗДІЛ 2

ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ ІСНУЮЧИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ШЛЯХОМ ПЕРЕВЕДЕННЯ НА ХОЛОДОАГЕНТИ ГРУПИ A2L

2.1 Розроблення багатоваріантного підходу щодо заміни холодоагентів HCFC та HFC на холодоагенти групи A2L

Особлива увага в роботі приділена потенціалу підвищення продуктивності та енергоефективності холодильних систем при заміні холодоагентів HCFC та HFC з потенціалом глобального потепління $GWP > 500$ на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з $GWP < 500$. Для цього розроблено багатоваріантний підхід щодо аналізу зазначеної проблеми, який полягає у покроковому моделюванні роботи існуючої холодильної машини при роботі на іншому холодоагенті. На відміну від аналогічних робіт [24] – [26], підхід враховує сумісність всіх чинників, які пов'язані із заміною холодоагенту.

2.1.1 Визначення сумісності холодоагенту з моделлю компресора існуючої холодильної машини

Для моделювання роботи системи використовується програма одного з провідних виробників компресорів Bitzer [43]. Як модель для дослідження взято шестициліндровий напівгерметичний компресор 6FE-44Y. Як базовий холодоагент, що підлягає заміні, розглядається R22, а як альтернативний холодоагент R454C (табл. 2.1). Саме цей холодоагент має низький $GWP < 500$, не є токсичним і відноситься до групи важкозаймистих (A2L). Саме з цим холодоагентом може працювати компресор 6FE-44Y і мати найкращі характеристики продуктивності у порівнянні з іншими холодоагентами групи A2L, відповідно даним заводу-виробника [44].

Таким чином, перш ніж робити заміну, слід переконатися у сумісності конкретного холодоагенту з цією моделлю компресора [45]. Особливу увагу слід

приділити заходам підвищення холодопродуктивності, покращенню енергоефективності та безпеці при роботі з холодоагентами групи A2L. Безпекові заходи стосуються усього електричного обладнання (ТЕНів повітроохолоджувачів, підключення моторів вентиляторів та компресору, електричні щити) та систем реагування на можливі витoki пожежонебезпечного холодоагенту.

Таблиця 2.1

Холодоагент R22 та альтернативні йому холодоагенти [43]

	R22	R407C	R422D	R438A	R290	R1270	R717	R744	R454C
Група	HCFC	HFC	HFC	HFC	HC	HC	NH ₃	CO ₂	HFO/ HFC
Компоненти		R32/ 125/ 134a	R125/ 134a/ 600a	R32/ 125/ 134a/ 600/ 601a					R32/ 1234yf
Максимальна температура застосування, °C	12	12	0	0	12	12	12	20	12
Мінімальна температура застосування, °C	-45	-25	-40	-40	-40	-40	-20	-20	-40
Максимальна температура застосування у 2-ступінчастих системах, °C	-20				-20	-20	-15	-10	-25
Мінімальна температура застосування у 2-ступінчастих системах, °C	-50				-55	-55	-50	-50	-65
Масило 1	MO	POE	POE	POE	PAO	PAO	MO	POE	POE
Масило 2	AB	PVE	PVE	PVE	PAG	PAG	PAO	PAG	PVE
Масило 3					POE	POE	MO/HC		
Нормальна температура випаровування, °C	-40,7	-43,8	-43,2	-42,3	-42,1	-47,6	-33,4	-78,3	-45,6
Нормальна точка роси, °C	-40,7	-36,7	-38,3	-35,7	-42,1	-47,6	-33,4	-78,3	-37,8
Температурний «глайд», K	0	7,1	4,9	6,6	0	0	0	0	7,8
Критична температура, °C	96	86	78	83	97	91	132	31	86
Критичний тиск, бар	49,9	46,15	37,95	41,79	42,5	45,6	113	73,8	43,2
Показник ODP	0,055	0	0	0	0	0	0	0	0
Показник GWP AR4	1810	1774	2729	2264	3	2	0	1	148
Показник GWP AR6	1960	1908			0,02			1	166
Клас безпеки	A1	A1	A1	A1	A3	A3	B2L	A1	A2L
Практична межа AEL (прийнятного рівня впливу), кг/м ³	0,3	0,31	0,26	0,079	0,008	0,008	0,00035	0,07	0,059

Далі крок за кроком розглянемо вплив на основні елементи та роботу холодильної машини загалом при переході на холодоагенти групи A2L.

2.1.2 Вибір мастила при переході на холодоагенти групи A2L

У табл. 2.1 були показані характеристики R22 та його альтернативні холодоагенти. При заміні слід звернути увагу на тип мастила – мінеральне (МО) або напівсинтетичне (АВ), які відрізняються від синтетичних мастил, що використовуються групою A2L. Сумісність мастильних матеріалів суворо регламентована (табл. 2.2).

Таблиця 2.2

Мастильні матеріали для компресорів [44]

	Traditional oils				New lubricants			
	Mineral oil (MO)	Alkyl-benzene (AB)	Mineral oil + alkyl-benzene	Poly-alpha-olefin (PAO)	Polyol ester (POE)	Polyvinyl-ether (PVE)	Poly-glycol (PAG)	Hydro cracked mineral oil
(H)CFC	Good suitability	Good suitability	Good suitability	Application with limitations	Especially critical with moisture Possible higher basic viscosity			
Service blends with R22	Application with limitations	Good suitability	Good suitability		Especially critical with moisture Possible higher basic viscosity			
HFC + blends		Application with limitations			Good suitability	Good suitability	Application with limitations	
HFC/HC blends	Application with limitations	Application with limitations	Application with limitations		Good suitability	Good suitability		
HFO+HFO/HFC blends					AD	AD		
Hydrocarbons	VG	VG	VG	VG	VG		Application with limitations	
NH ₃ · R723	Good suitability	Application with limitations	Application with limitations	Good suitability			Application with limitations	Good suitability
CO ₂				Application with limitations	AD		AD	

Good suitability	Application with limitations	Suitability dependant on system design	Not suitable	Especially critical with moisture	AD special formulation
				VG Possible higher basic viscosity	

Максимальний допустимий вміст мінерального мастила в синтетичному не повинен перевищувати 1 % [45]. Синтетичне мастило має хороші властивості, що очищають, тому наявність забруднень в системі буде швидше змиватися і мастило буде швидко темніти. Тому слід якісно проводити зварювальні роботи при додаванні до системи додаткових елементів, а також використовувати фільтри тонкого очищення на всмоктуванні компресора. Заміні підлягають фільтри-осушувачі та індикаторні оглядові очі з урахуванням нового холодоагенту та мастила. Після видалення із системи старого мастила

слід якісно промити систему спеціальними рідинами для видалення залишків мастила та інших забруднень. Шланги та вимірювальний інструмент, що підключається до системи, повинні бути чистими і не містити залишків мінерального мастила. Внаслідок високої гігроскопічності синтетичних мастил операцію вакуумування слід виконувати особливо ретельно.

2.1.3 Змінення показників компресора при переході на холодоагенти групи A2L

Різні холодоагенти забезпечуватимуть при ретрофіті різну холодопродуктивність, яку при однакових температурних режимах випаровування та конденсації забезпечуватиме компресор. Для компресора 6FE-44Y при заміні R22 на R454C холодопродуктивність установки знизиться орієнтовно на 16,7 % за зазначених у табл. 2.3 режимах.

Таблиця 2.3

Показники компресора 6FE-44Y з холодоагентами R22 та R454C
за однакових режимів роботи

Показники	Холодоагент	
	R22	R454C
Температура випаровування t_{ev} , °C	-5	-5
Температура конденсації t_{cond} , °C	45	45
Переохолодження рідини t_{sc} , K	1	1
Повний перегрів Σt_{sh} , K	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , K	6	6
Частота електромережі f , Гц	50	50
Холодопродуктивність Q_{ev} , кВт	93,8	78,1
Потужність компресора N , кВт	33,4	30,5
Теплопродуктивність Q_{cond} , кВт	128	110
Холодильний коефіцієнт ε	2,80	2,56

З табл. 2.3 видно, що холодильний коефіцієнт ϵ зменшується на 8,6 % за однакових режимів роботи. Але зміни, які також торкнуться теплообмінного обладнання, можуть збільшити цей відсоток. Головною причиною цього буде температурний «глайд» R454C.

2.2 Вплив температурного гістерезису на ефективність роботи холодильної машини при заміні холодоагенту

Деякі холодоагенти, що є сумішшю кількох хімічних речовин, можуть мати температурний гістерезис («глайд») – розбіжність (ковзання) температур сполук при однаковому тиску в процесі фазових переходів.

У табл. 2.1 були показані холодоагенти з «глайдом» 7,1 К (R407C), 4,9 К (R422D), 6,6 К (R438) і 7,81 К (R454C). Це максимально можливі розбіжності температур фазових переходів. Залежно від конкретних тисків значення «глайду» можуть бути трохи меншими. Тому заправка і дозаправка системи має проводитися тільки в рідкій фазі [45]. При роботі з такими холодоагентами не можна за показанням манометра визначити температуру холодоагенту у випарнику або конденсаторі. Довідкова література та розрахункові програми дають для конкретного тиску дві різні температури: температуру точки роси (кінцева температура пари при кипінні або початку конденсації) і температуру закипання (початкова температура випаровування або кінцева температура при конденсації).

Це впливає на продуктивність теплообмінного обладнання (випарників та конденсаторів), на налаштування TRV та на продуктивність усієї системи.

2.2.1 Особливості роботи конденсатору при заміні холодоагенту

Різниця в роботі конденсатора при урахуванні температурного «глайду» виглядає наступним чином (табл. 2.4).

Таблиця 2.4

Показники компресора 6FE-44Y при роботі на R22 (без «глайду») та R454C з урахуванням температурного «глайду» на конденсаторі та випарнику

Показники	Холодоагент	
	R22	R454C
Температура випаровування t_{ev} , °C	-5	-3
Температура конденсації t_{cond} , °C	45,0	47,1
Переохолодження рідини t_{sc} , K	1	1
Повний перегрів Σt_{sh} , K	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , K	6	6
Частота електромережі f , Гц	50	50
Холодопродуктивність Q_{ev} , кВт	93,8	82,0
Потужність компресора N , кВт	33,4	32,1
Теплопродуктивність Q_{cond} , кВт	128	115
Холодильний коефіцієнт ε	2,80	2,55

Для холодоагенту R22 без «глайду» конденсація проходить за однакової температури 45 °C. А зниження температури в конденсаторі нижче 45 °C говорить про переохолодження рідини. Але для холодоагенту R454C з «глайдом» при тиску 16,54 бар конденсація почнеться при температурі 47,1 °C, а закінчиться при 38,3 °C, і тільки після цієї температури, при подальшому її зниженні, почнеться переохолодження рідкого холодоагенту. Теплопродуктивність конденсатора для R454C при цьому знижується внаслідок зниження середньої логарифмічної температури. Модулювання у розрахунковій програмі виробника у відкритому доступі теплообмінного обладнання Guentner, що враховує реальні режими його роботи, показало, що при однаковому перепаді температур між навколишнім середовищем та початком конденсації можливо досягти лише 84 кВт теплопродуктивності для холодоагенту R454C. При цьому необхідна теплопродуктивність конденсатора для R454C підвищилась на 5 кВт відносно варіанту без урахування температурного

«глайду» (табл. 2.3). Тому, щоб забезпечити відвід теплоти від конденсатору 115 кВт, температура на початку конденсації має зрости з 45 °С до 47,1 °С (табл. 2.4).

2.2.2 Зміни у роботі випарника при заміні холодоагенту

Більш серйозні зміни відбуваються у випарнику. Якщо знехтувати втратами тиску в теплообмінному устаткуванні, трубопроводах та арматурі, то картина буде наступною. Для холодоагенту R454C при тиску у випарнику 3,821 бар температура на виході з розширювального клапана буде -10,3 °С, точка роси на лінії випаровування – -5 °С, температура на виході з випарника буде 1 °С при перегріві 6 К, температура на вході у клапан компресору на стороні всмоктування з урахуванням повного перегріву 8 К компресора – 3 °С.

Таким чином, якщо при холодоагенті R22 температура випаровування у випарнику була була незмінною -5 °С при постійному тиску 4,22 бар (абс.), поки не википіла вся рідка фракція, то у випадку з R454C при постійному тиску 3,821 бар, що відповідає точці роси на лінії випаровування -5 °С, температура у випарнику в процесі випаровування змінюється від -10,3 °С до -5 °С. Холодопродуктивність випарника на такому режимі зростає з 93,8 кВт на R22 до 118 кВт на R454C. Але, враховуючи, що холодопродуктивність компресора менша за вказану величину, слід очікувати збільшення температури на прикінці випаровування (точки роси на лінії випаровування) з -5 °С до -3 °С (табл. 2.4).

Таким чином, заміна холодоагенту впливає на характеристики теплообмінного обладнання, що в свою чергу змінює показники роботи холодильної машини в цілому (табл. 2.5).

Підвищуються температури випаровування та конденсації холодоагенту R454C на лінії точки роси від передбачуваних показників 1, взятих на аналогічному режимі роботи ХМ з R22, до встановлених показників з урахуванням уточнених перепадів температур на конденсаторі та випарнику 2 (табл. 2.5, рис. 2.1).

Таблиця 2.5

Показники холодильної системи на R454C

Точка (рис. 2.1)	Опис	Температура, °C		Тиск (абс.), бар	
		1	2	1	2
1	Всмоктування компресором	3	5	3,821	4,096
2	Нагнітання компресором	73,7	75,2	16,54	17,44
2s	Точка роси на лінії конденсації	45	47,1	16,54	17,44
3s	Закінчення конденсації на лінії конденсації	38,3	40,5	16,54	17,44
3a	Вихід з конденсатора	37,3	39,5	16,54	17,44
3	Вхід в ТРВ (з урахуванням додаткового переохолодження)	37,3	39,5	16,54	17,44
4	Вихід з ТРВ	-10,3	-8,2	3,821	4,096
4s	Мінімально можлива температура випаровування	-12,8	-10,8	3,821	4,096
1s	Точка роси на лінії випаровування	-5	-3	3,821	4,096
1a	Вихід випарника	1	3	3,821	4,096

Наведені у табл. 2.5 показники холодильної системи були розраховані за таких умов: переохолодження в конденсаторі 1 К; додаткове переохолодження 0 К; перегрів у випарнику 6 К; перегрів після випарника 2 К; втрата тиску на лінії всмоктування еквівалентно 0 К; втрата тиску на лінії нагнітання еквівалентно 0 К, а відповідні точки циклу холодоагенту показано на рис. 2.1.

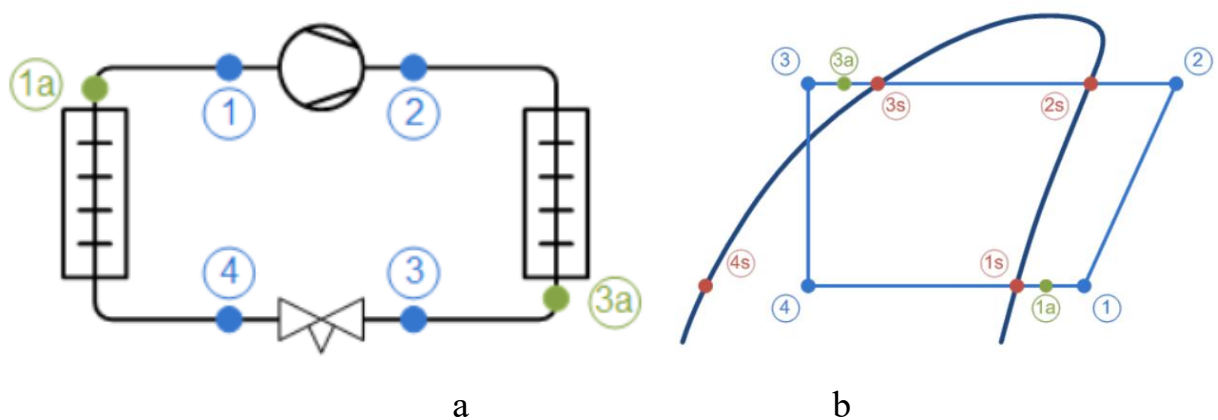


Рис. 2.1. Точки стану холодоагенту на принциповій схемі холодильної машини (а) та діаграмі холодильного циклу (б) [46]

2.3 Методи підвищення холодопродуктивності холодильної системи

Незважаючи на те, що підвищення холодопродуктивності випарника внаслідок збільшення середньої логарифмічної температури дає можливість системі працювати з більшою продуктивністю ніж на передбачуваних показниках, система з холодоагентом R454C все одно матиме на 13 % меншу від проектної холодопродуктивності.

Існує не менше семи напрямків підвищення холодопродуктивності холодильної системи (табл. 2.6).

Таблиця 2.6

Напрямки, що впливають на підвищення холодопродуктивності
холодильної системи

№	Засоби та методи
1	Підвищення холодопродуктивності компресору:
	- частотним регулюванням
	- додатковим компресором
2	Вибір холодоагенту, що може забезпечити необхідну холодопродуктивність
3	Мінімізація витрат тиску (ΔP) в трубопроводах гарячої пари та всмоктування:
	- зменшенням лінійних втрат
	- зменшенням місцевих втрат
4	Зменшення середнього логарифмічного температурного напору $\Delta t_{\ln}$ на конденсаторі та випарнику:
	- збільшенням площі теплообміну
	- підвищенням коефіцієнту тепловіддачі
5	Зниження температури повітря на вході в конденсатор адіабатичним охолодженням:
	- одноступеневе охолодження
	- двоступеневе охолодження
6	Додаткове переохолодження рідкого холодоагенту:
	- за допомогою теплообмінників
	- за допомогою холодильних машин
7	Оптимізація процесів:
	- збільшення коефіцієнту робочого часу холодильної машини
	- зменшення теплових навантажень на холодильну систему

2.3.1 Підвищення холодопродуктивності компресора

Одним з досить доступних методів підвищення холодопродуктивності компресора є використання частотного перетворювача (інвертора), який шляхом зміни обертів мотору може змінювати об'ємну продуктивність. Встановлення зовнішнього перетворювача частоти обертів можлива за трьох умов. Перша: при збільшенні обертів двигун не повинен споживати струм вищий за той, що зазначив виробник компресора. Друга: система змащування в компресорі повинна бути розрахована на використання інвертору. Особливо при зменшенні обертів, коли можливе погіршення якості змащування елементів тертя. Третя: зменшення обертів може погіршити якість охолодження обмоток двигуна парою, що всмоктується. Загалом виробники вказують в характеристиках обладнання можливість використання конкретного компресора з перетворювачем частоти, діапазон регулювання продуктивності, максимальний робочий струм. Розрахункові програми дають можливість оцінити ефект, який частотний перетворювач дає на конкретних умовах. Треба враховувати, що цей метод має низку переваг та недоліків. Серед переваг, крім підвищення холодопродуктивності – це можливість плавного регулювання потужності в залежності від теплового навантаження на компресор, значне зменшення пускових струмів. Недоліками цього методу є додаткове споживання електричної енергії самим частотним пристроєм (приблизно 5 % від споживання компресора) та зменшення загального холодильного коефіцієнту внаслідок відповідного збільшення середнього логарифмічного температурного напору Δt_{ln} на теплообмінниках. Потенціал підвищення холодопродуктивності компресора 6FE-44Y завдяки інвертору – до 40 %. Треба зазначити, що збільшення холодопродуктивності компресора не теж саме, що збільшення холодопродуктивності холодильної машини загалом, бо такі зміни мають вплив на роботу теплообмінного обладнання (зріст Δt_{ln} і збільшення втрат тиску в трубопроводах та інших елементах гідравлічного контуру). В табл. 2.7 можна побачити, що збільшення частоти обертів на 20 % з 50 Гц до 60 Гц дає ефект підвищення загальної холодопродуктивності холодильної машини на 13 % від попереднього рівня.

Показники компресора 6FE-44Y з урахуванням використання
перетворювача частоти (ПЧ)

Показники	Холодоагент + пристрій		
	R22	R454C	R454C + ПЧ
Температура випаровування t_{ev} , °C	-5	-3	-3,3
Температура конденсації t_{cond} , °C	45,0	47,1	48,6
Переохолодження рідини t_{sc} , K	1	1	1
Повний перегрів Σt_{sh} , K	8	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , K	6	6	6
Частота електромережі f , Гц	50	50	60
Холодопродуктивність Q_{ev} , кВт	93,8	82,0	93,9
Потужність компресора N , кВт	33,4	32,1	39,8
Теплопродуктивність Q_{cond} , кВт	128	115	135
Холодильний коефіцієнт ε	2,80	2,55	2,36

Якщо встановлення перетворювача частоти неможливе, то в систему можна інтегрувати додатковий компресор відповідної потужності.

Серед доступних до використання з конкретною моделлю компресора холодоагентів, нажаль, немає таких, щоб мали змогу підвищити холодопродуктивність до необхідного (початкового, до ретрофіту) рівня.

2.3.2 Мінімізація витрат в трубопроводах гарячої пари і всмоктування та в елементах автоматики

Системи, у яких достатньо великі відстані між теплообмінним обладнанням та компресором, зазвичай мають лінійні втрати тиску на трубопроводах. Крім цього додаткові втрати тиску можуть бути на будь яких елементах холодильної автоматики, що знаходяться на трубопроводах пари. При проектуванні припускають, що загальні втрати можуть бути до 2 K (еквівалентно). Зниження температури конденсації на 1 K збільшує

холодопродуктивність компресора на 1,69...2,8 % (табл. 2.8). Підвищення температури випаровування на 1 К збільшує холодопродуктивність компресора на 4,03...6,31 % (табл. 2.9).

Таблиця 2.8

Підвищення холодопродуктивності компресору 6FE-44Y (R454C) при
зниженні температури конденсації t_{cond}

Температура випаровування, t_{ev}	0	-10	-20	-30
Зниження t_{cond} на 1 К, %	1,69	1,91	2,08	2,8
Зниження t_{cond} на 5 К, %	8,2	8,73	9,83	11,86
Зниження t_{cond} на 10 К, %	15,2	16,1	18,1	21,2

Таблиця 2.9

Підвищення холодопродуктивності компресору 6FE-44Y (R454C) при
підвищенні температури випаровування t_{ev}

Температура випаровування, t_{ev}	0	-10	-20	-30
Підвищення t_{ev} на 1К, %	4,03	4,49	5,05	6,31
Підвищення t_{ev} на 5К, %	18,6	20,1	22,6	26,8

Тобто при наявності максимально припустимих втрат тиску система має потенціал до покращення. Насамперед це або використання трубопроводів з більшим діаметром, або встановлення додаткових паралельних трубопроводів. Але в кожному випадку треба порівнювати загальні витрати на такі методи з ефектом, що вони можуть забезпечити у порівнянні з іншими методами. Окрім цього треба брати до уваги той факт, що збільшення діаметрів трубопроводів має вплив на зменшення швидкості холодоагенту. Це, у свою чергу, може привести до погіршення циркуляції холодильного мастила у системі та його поганого повернення до картера компресора.

Що стосується окремих елементів автоматики, на яких можуть бути значні втрати тиску, то також можна розглянути два шляхи. Перший – заміна

цих елементів на нові з більшою пропускнуою можливістю. Другий – встановлення паралельно по потоку холодоагенту таких самих елементів.

Потенціал збільшення холодопродуктивності компресору завдяки зменшенню втрат тиску приблизно від 8 % до 18 % в залежності від режимів роботи системи. Також важливо розуміти, що потенціал зниження втрат тиску на лініях нагнітання та всмоктування – не теж саме, що потенціал підвищення холодопродуктивності холодильної машини загалом.

У прикладі, що розглядається, система не мала додаткових втрат тиску. Але якщо би температури точки роси зблизилися на 2 К на стороні конденсації і на 2 К на стороні всмоктування, то продуктивність компресору зросла би на приблизно 11 %.

2.3.3 Зменшення середнього логарифмічного температурного напору на конденсаторі та випарнику

Підвищення холодопродуктивності можливе завдяки зменшенню середнього логарифмічного температурного напору $\Delta t_{\ln}$ на головних теплообмінниках холодильної машини: зниженню температури конденсації та/або підвищенню температури випаровування. Це більш ефективний засіб, ніж попередній. По-перше, це можливо завдяки збільшенню площі теплообміну або шляхом заміни старого на новий, більш потужний, теплообмінник, або паралельного встановлення додаткового. По-друге, можливо підвищити коефіцієнт тепловіддачі або шляхом підвищення обертів двигуна вентилятору, або встановлення більш потужного вентилятору. Звісно, в обох випадках, якщо є така змога. Перший спосіб може привести до 50 % зменшення середнього логарифмічного температурного напору $\Delta t_{\ln}$. Звісно за умови, що це дозволяє система регулювання заповнення теплообмінника, наприклад, така, як TRV. Потенціал покращення другим способом складає приблизно до 20 %. Кінцева ефективність залежить від того, наскільки великий був $\Delta t_{\ln}$ з початку. Зазвичай, для випарника з DX-схемою підключення при $\Delta t_{\ln} = 10$ К ми можемо зробити покращення на 3...4 К. Для конденсатору з $\Delta t_{\ln} = 10$ К ми можемо зробити

покращення до 5 К. Більш ефективні варіанти також можуть бути, але вони будуть занадто складні та дорогі. Треба розуміти, потенціал покращення теплообміну – не теж саме, що потенціал підвищення холодопродуктивності холодильної машини загалом, бо, як у попередніх методах, безпосередньо не впливає на холодопродуктивність компресору.

2.3.4 Зниження температури повітря на вході в конденсатор адіабатичним охолодженням води

Даний метод дозволяє збільшити холодопродуктивність не тільки у машин, в яких виникла така потреба завдяки переводу на іншій холодоагент. А і тоді, коли в теплу пору року внаслідок суттєвого збільшення температури конденсації, як наслідок, зменшується холодопродуктивність всіх холодильних машин з конденсаторами повітряного охолодження. Більш ефективним, ніж попередній спосіб покращення такої ситуації, є використання ефекту зменшення температури повітря завдяки адіабатичному охолодженню при випаровуванні води. Чим більша температура повітря, чим менша її відносна вологість, тим більший потенціал водовипарного охолодження. Використання сучасних адіабатичних поверхонь дає змогу охолоджувати повітря дуже близько до так званої температури мокрого термометру. Наприклад, при температурі сухого термометру 35 °С та відносній вологості 25 %, температура вологого термометру буде 20,3 °С, а температура повітря, що пройде через камеру зволоження або адіабатичну поверхню, залежно від коефіцієнту сатурації, може бути 21...23 °С. Можливо використання двоступеневого адіабатичного охолодження, коли температура повітря буде між температурами точки роси (12 °С) та вологого термометру (20,3 °С). Двоступеневе випарне охолодження здійснюється наступним чином. Повітря навколишнього середовища на вході в теплообмінник прямого випарного охолодження попередньо охолоджується, коли проходить через теплообмінник «повітря – вода». Вода для цього теплообмінника попередньо охолоджується в процесі

проходження через окремий багат шаровий теплообмінник прямого випарного охолодження [11].

В розрахунках потрібно враховувати той факт, що встановлення на конденсатори додаткових адіабатичних поверхонь зменшують витрати повітря через теплообмінну поверхню. Тобто з одного боку ми зменшуємо температуру повітря, що надходить до конденсатору, але з іншого боку збільшуємо Δt_{in} .

У нашому випадку зниження температури конденсації в системі з R454C до 38,6 °C завдяки одноступеневому адіабатичному охолодженню дасть змогу повністю відповідати проектним умовам потужності (табл. 2.10). Звертаю увагу, що змінення умов роботи компресору впливає на збільшення середнього логарифмічного температурного напору Δt_{in} як на випарнику, так і на конденсаторі. Тому, зниження температури конденсації, які могли б мати вплив тільки на компресор у розмірі приблизно 17 %, загалом на системі дали покращення усього 13 % в наслідок росту Δt_{in} на випарнику.

Таблиця 2.10

Показники компресора 6FE-44Y з урахуванням використання адіабатичного охолодження (АО) повітря на вході в конденсатор

Показники	Холодоагент + пристрій		
	R22	R454C	R454C + АО
Температура випаровування t_{ev} , °C	-5	-3	-3,2
Температура конденсації t_{cond} , °C	45,0	47,1	38,6
Переохолодження рідини t_{sc} , K	1	1	1
Повний перегрів Σt_{sh} , K	8	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , K	6	6	6
Частота електромережі f , Гц	50	50	50
Холодопродуктивність Q_{ev} , кВт	93,8	82,0	93,9
Потужність компресора N , кВт	33,4	32,1	29,3
Теплопродуктивність Q_{cond} , кВт	128	115	124
Холодильний коефіцієнт ε	2,80	2,55	3,21

2.4 Додаткове переохолодження рідкого холодоагенту

Найбільш ефективним методом збільшення холодопродуктивності є додаткове переохолодження рідкого холодоагенту перед ТРВ (табл. 2.11). Збільшення переохолодження холодоагенту на 10 °С надає підвищення холодопродуктивності на 10,3...11,9 %. Тобто одна й та сама маса холодоагенту може отримати більше тепла за відповідних умов у випарнику, якщо має більш низьку температуру на вході в ТРВ.

Таблиця 2.11

Підвищення продуктивності компресору 6FE-44Y (R454C) при додатковому переохолодженні рідини

Температура випаровування, °С	0			-10			-20			-30		
Зміна переохолодження, °С	1	10	20	1	10	20	1	10	20	1	10	20
Зміна холодопродуктивності, %	1,06	10,3	18,4	1,12	10,7	19,1	1,3	11,1	19,8	1,42	11,9	20,9

Технічно переохолодження рідкого холодоагенту здійснюють внутрішні та зовнішні переохолоджувачі. Це можуть бути теплообмінні апарати або холодильні машини. Внутрішні апарати додатково навантажують конденсатор холодильної машини, що потребує покращення. Зовнішні апарати мають власну теплообмінну поверхню для віддавання тепла зовнішньому середовищу. Теплообмінні апарати витрачають в рази менше електричної енергії ніж холодильні машини. Але величина переохолодження в теплообмінних апаратах залежить від умов зовнішнього середовища, а холодильні машини можуть бути розраховані на будь яке переохолодження. Чим більше розмір переохолодження рідини на вході в ТРВ, тим більше тепла може забрати випарник у об'єкта охолодження. Зазвичай є деякі обмеження. Виробники ТРВ встановлюють рекомендоване значення вмісту пари при дроселюванні $x > 0,2$ (20 %) незалежно від холодоагенту, що використовується (рис. 2.2). Менший вміст пари в процесі дроселювання може привести до швидкого фрикційного

знос вентиля. В табл. 2.12 надані орієнтовні мінімальні температури переохолодження для R454C.

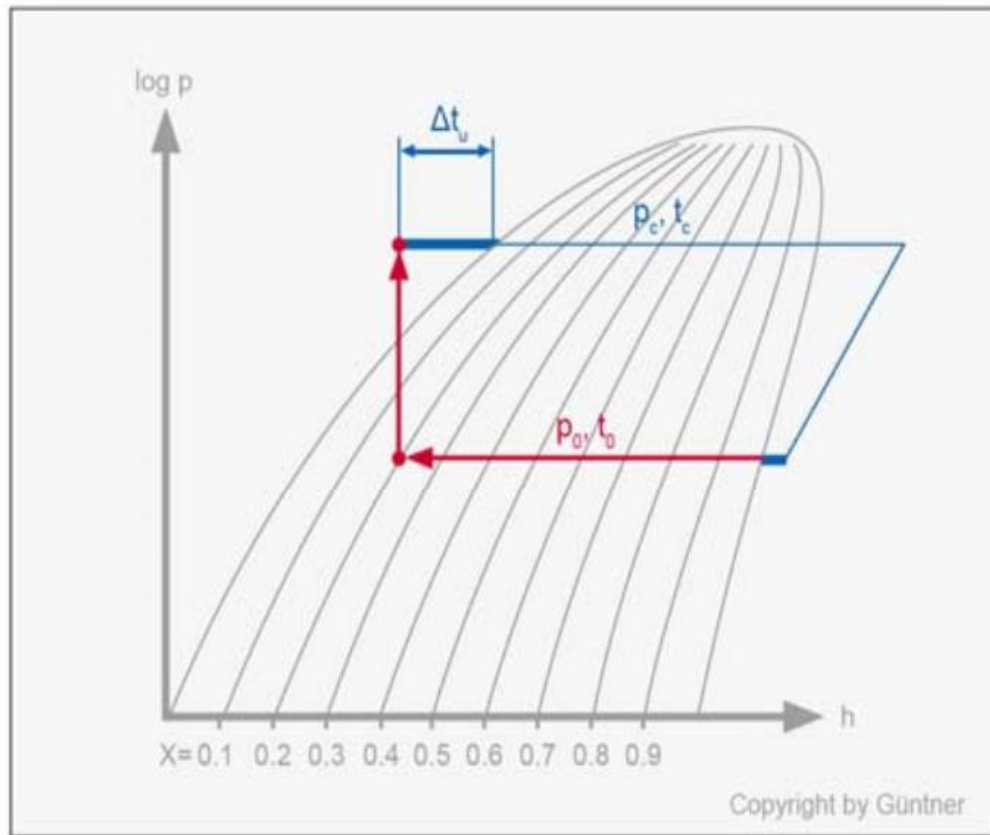


Рис. 2.2. Діаграма для визначення максимально можливого переохолодження для терморегулюючого вентиля (вміст пари в ТРВ – 20 %) [47]

Таблиця 2.12

Мінімальна температура переохолодження рідини для R454C

Температура "точки роси" на лінії випаровування	Тиск (абс), бар	Мінімальна температура переохолодження, °C
0	4,54	23,4
-5	3,82	19,7
-10	3,20	15,9
-15	2,65	12,0
-20	2,18	8,1
-25	1,78	4,6
-30	1,44	5,9
-35	1,15	5,2
-40	0,91	4,6

Як було зазначено вище, розмір переохолодження в теплообмінних апаратах-переохолоджувачах залежать від умов зовнішнього середовища. Температурний «глайд» R454C 7,8 К в системі, яка розглядається і має різницю 12,1 К між температурою повітря на вході в конденсатор і температурою точки роси на лінії конденсації, практично унеможливило використання додаткового повітряного переохолоджувача. В системі, яка розглядається, при температурі повітря на вході в конденсатор 35 °С, температура холодоагенту, що виходить з конденсатору складає 39,5 °С. Тобто перепад 4,5 К має потенціал покращення холодопродуктивності до 4 %, що в даному випадку не є суттєвим покращенням шляхом переохолодження рідини. Суттєве переохолодження, що може надати 13 % холодопродуктивності, які втратила система при переході з R22 на R454C, буде при температурі рідини на вході в ТРВ 26,4°С (табл. 2.13).

Таблиця 2.13

Показники компресору 6FE-44Y з використанням зовнішнього переохолоджувача (ПО)

Показники	Холодоагент + пристрій		
	R22	R454C	R454C + ПО
Температура випаровування t_{ev} , °С	-5	-3	-3,2
Температура конденсації t_{cond} , °С	45,0	47,1	47,0
Переохолодження рідини t_{sc} , К	1	1	14
Повний перегрів Σt_{sh} , К	8	8	8
Перегрів у випарнику t_{sh} , К	6	6	6
Частота електромережі f , Гц	50	50	50
Холодопродуктивність Q_{ev} , кВт	93,8	82,0	93,9
Потужність компресора N , кВт	33,4	32,1	32,0*
Теплопродуктивність Q_{cond} , кВт	128	115	114
Холодильний коефіцієнт ε	2,8	2,55	2,94

В табл. 2.13 символ «*» – без урахування електричного споживання зовнішнього переохолоджувача.

Забезпечити такий рівень переохолодження можуть повітряні теплообмінники-переохолоджувачі з багатошаровими адіабатичними панелями з одно або двоступеневим охолодженням. Ефективне випаровування води відбувається в зрошуваних теплообмінниках, що складаються з теплообмінних елементів, які містять шаруватий теплопровідний матеріал з гідрофільним і гігроскопічним покриттям [48].

В інших випадках такий рівень переохолодження можуть реалізувати переохолоджувачі на базі окремих холодильних машин, але з більшими енергетичними витратами.

2.5 Раціоналізація процесів холодильної системи

Будь яке технічне рішення, навіть саме найкраще, може мати потенціал для покращення. Це стосується як окремої холодильної машини, так всієї системи охолодження, в якій вона працює. І цей потенціал ефективного використання наявної холодильної потужності лежить у збільшенні коефіцієнту робочого часу холодильної машини та зменшенні теплових навантажень на холодильну систему. Такими методами можуть бути: прискорення процесу відтаювання повітроохолоджувачів, зменшення теплових втрат при відтаюванні, зменшення надлишкового обмерзання теплообмінних поверхонь, акумуляція холоду.

Зробити більше холоду холодильна машина може за рахунок збільшення коефіцієнту робочого часу завдяки оптимізації процесів, пов'язаних з відтаванням повітроохолоджувачів. На добу час відтаювання забирає від 10 % до 20 % робочого часу в камерах зберігання. Скорочення часу відтаювання додає холодильній машині більше часу, щоб виробляти холод. Такими заходами можуть бути: прискорення часу відтаювання при заміні повітряного відтаювання на електричне або гарячою парою, активація відтаювання не за часом, а за потребою, організація послідовного відтаювання на повітроохолоджувачах.

Заходи, що зможуть привести до зниження теплових втрат під час відтаювання, взагалі зменшать розрахункове навантаження на холодильне обладнання. Окрім прискорення циклу, це можна робити автоматичним закриттям вільних отворів повітроохолоджувачів під час відтаювання або додатковою теплоізоляцією корпусів.

Зменшити час відтаювання можна також за рахунок обмеження впливу надлишкового обмерзання. Встановлення штор та повітряних завіс, організація тамбурів, швидкісних автоматичних дверей та пристроїв щільного примикання автотранспорту до вантажних отворів, оптимізація логістики вантажів у камері – це головні заходи, що зменшують інфільтрацію повітря крізь відкриті отвори до камери.

Збільшення теплообмінної поверхні та покращення теплообміну зменшують Δt_{ln} на випарниках, що суттєво впливає на конденсацію вологи [9].

Відносна вологість повітря в свою чергу є функцією приплива тепла в камеру, що зумовлює тривалість роботи охолоджуючих пристроїв, а отже, і їх осушуючу дію. Дослідження показали «що максимуми усихання співпадають за часом з максимумами припливів тепла» [12].

Ефективними заходами скорочення теплового навантаження можуть стати: додаткова теплоізоляція, зменшення споживання електроенергії освітленням та електричними вентиляторами повітроохолоджувачів і т.п.

Акумуляція холоду є додатковим інструментом для підвищення потужності. Добові коливання температури зовнішнього повітря та нерівномірність експлуатаційних навантажень створюють умови, коли середнє навантаження на холодильне обладнання значно менше за розрахункове пікове. В моменти зменшення навантаження виникають можливості для акумулювання холоду.

В холодильних камерах зберігання та на великих виробництвах із 2–3-змінним режимом роботи графік теплових навантажень більш рівномірний (наприклад, як на рис. 2.3). При подібних коливаннях теплового навантаження використання систем з акумулюванням холоду стає недоцільним. Рекомендації,

розроблені та опубліковані ВНІХІ, радять акумулювати холод при тривалості пікових теплових навантажень не більше 4 годин на добу та при перевищенні ними середньодобового теплового навантаження більш ніж на 40 %» [13]. Це більш стосується традиційних рішень з використанням систем охолодження рідини. Але і для вказаних умов акумуляція можлива. Як акумулятор може бути і продукт, і важкі внутрішні будівельні конструкції.

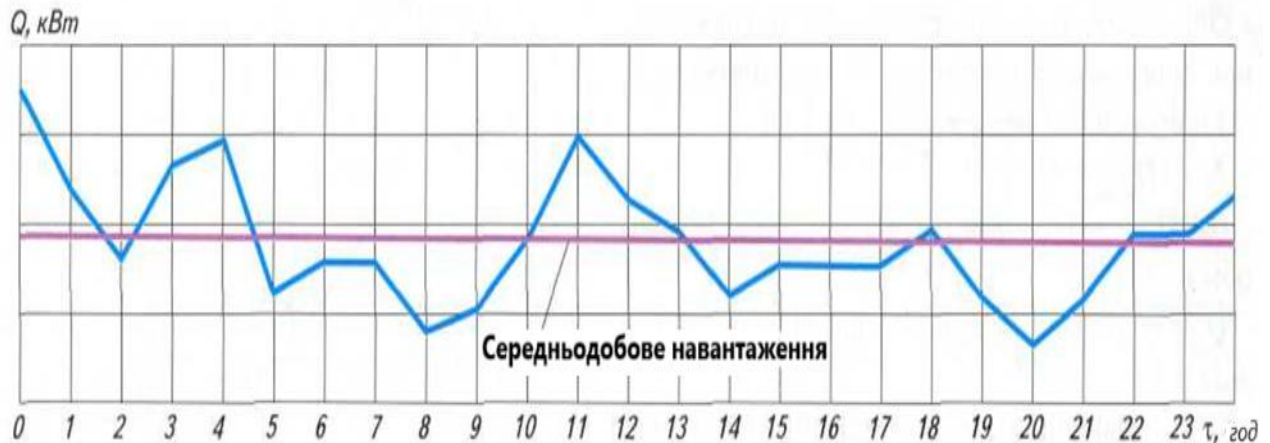


Рис. 2.3. Добовий графік теплового навантаження холодильної камери

Виробники холодильного обладнання також пропонують розміщувати в потоці холодного повітря спеціальні ємності з евтектичною середою, що ефективно акумулює холод під час роботи холодильної машини і віддає його, коли обладнання зупиняється по температурі чи для відтаювання.

2.6 Методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи

В прикладі, що розглядається, заміна R22 на R454C приведе к зміні основного показника холодильної машини – холодильного коефіцієнту ϵ при максимальних навантаженнях і температурах зовнішнього середовища:

- при однакових умовах випаровування та конденсації (табл. 2.3) ϵ зменшиться на 8,6 %;
- на режимі, що встановиться (табл. 2.4) ϵ зменшиться на 8,9 %;

- при застосуванні ПЧ або додаткового компресора (табл. 2.7) ε зменшиться на 15,7 %;
- при застосуванні адіабатичного охолодження повітря (табл. 2.10) ε збільшиться на 14,6 %
- при застосуванні адіабатичного переохолоджувача (табл. 2.13) ε збільшиться на 5 %.

Тобто з точки зору необхідності покращення холодильного коефіцієнту ε використання частотного регулювання або застосування додаткового компресору тільки погіршить ситуацію з енергетичною ефективністю за високими температурами повітря. Але можливість зменшувати надлишкову холодопродуктивність, підтримуючи стабільний тиск випаровування холодоагенту більшу частину року, забезпечить суттєве покращення річного показника ε .

Адіабатичні технології дадуть гарні показники ε за високими температурами зовнішнього середовища, але не в довготривалому терміні. За умовою, що більшу частину року в системі підтримується мінімальна температура конденсації завдяки низьким температурам повітря, то і ці два методи не дають особливої переваги.

Ефективне покращення холодильного коефіцієнту ε лежить у методах, які дають мінімальну різницю між температурами конденсації та випаровування у найбільшій кількості годин річного циклу. І принципова різниця в ефективності систем майже не лежить у площині вибору холодоагенту. Так, частково вибір робочого тіла безпосередньо впливає на ε . На практиці, між тим, ε залишається майже постійним для широкого набору холодоагентів з суттєво різними тисками та щільністю, якщо при цьому температури випаровування і конденсації однакові. Холодильний коефіцієнт ε залишається постійним в межах $\pm 10\%$ [49].

В табл. 2.14 продемонстровані значення ε для двох холодоагентів за однакових режимах.

Таблиця 2.14

Середнє значення ε для R22 та R454C в залежності від температур t_{ev} і t_{cond}

Температура конденсації (точка роси на лінії конденсації) t_{cond} , °C	Середнє значення ε при температурі випаровування (точка роси на лінії випаровування) $t_{ev} = -5$ °C	
	R22	R454C
50	2,48	2,23
45	2,80	2,56
40	3,19	2,94
35	3,64	3,36
30	4,20	3,86
25	4,89	4,45
20	5,79	5,17

Достатньо зменшити різницю між температурами випаровування та конденсації на 4...5 K, щоб підвищити ε R454C до рівня R22. І це можна зробити покращенням роботи конденсатора або випарника, або зменшенням втрат тиску на лініях нагнітання та всмоктування.

Зміна значення ε безпосередньо залежить від різниці температур випаровування та конденсації (рис. 2.4). Якщо взяти середній показник ε , то на різних температурах випаровування в нашому прикладі для R454C значення ε відрізняються не більше ніж на 6 %.

У кожному конкретному випадку може бути той чи інший спосіб підвищення холодопродуктивності та енергоефективності або комбінація декількох.

2.7 Висновки за розділом 2

1. Головна мета наданого матеріалу – на прикладі ретрофіту (заміни) у парокомпресійної холодильної машини холодоагентів R22 на холодоагент групи A2L (R454C) продемонструвати різноманітні методи цього переходу без погіршення умов технології охолодження. Цей перехід на новий холодоагент має стати не тільки екологічним та безпечним, а ще й потужним та енергетично ефективним.

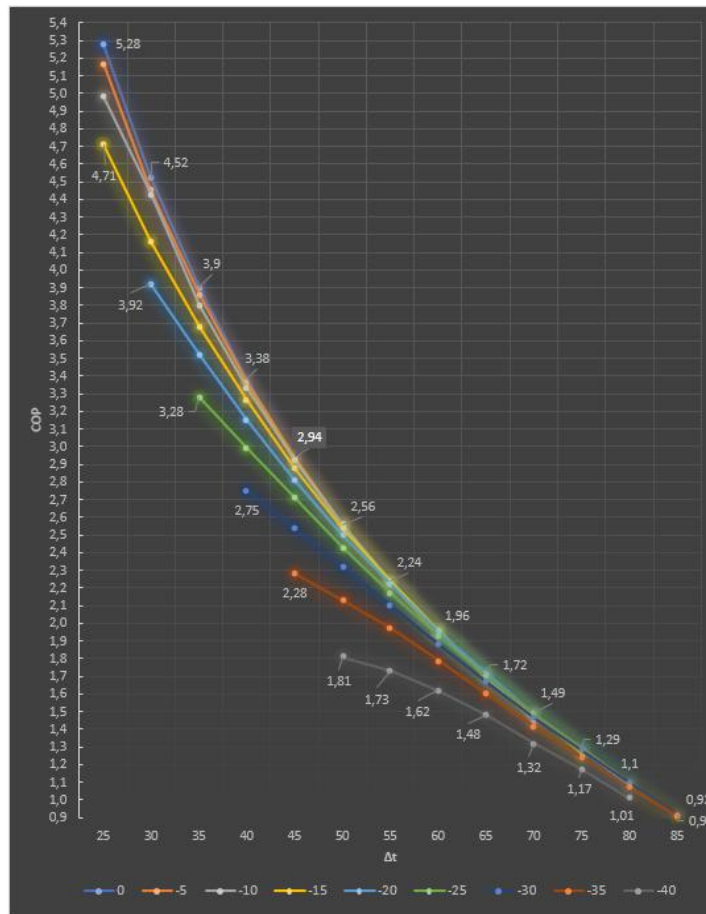


Рис. 2.4. Значення COP (ε) для R454C на різних температурах випаровування та різних перепадах між температурами точок роси на лініях конденсації та випаровування

2. Визначено основні змінення у роботі холодильної машини при заміні холодоагентів HCFC та HFC з потенціалом глобального потепління $GWP > 500$ на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з $GWP < 500$. А саме, змінення показників компресора, заміна мастила, врахування впливу температурного «глайду», змінення у роботі конденсатора та випарника.

3. Для підвищення холодопродуктивності холодильної машини запропоновано засоби і методи, що представлено в табл. 2.6.

4. Запропоновано методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи та визначено найбільш ефективний метод: зменшення різниці між температурами конденсації та випаровування у найбільшій кількості годин річного циклу [9], [11] – [13].

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ПРИ ВИКОРИСТАННІ ВОДОВИПАРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ

Метою дослідження є теоретичне обґрунтування підвищення енергоефективності парокомпресійних холодильних машин при використанні водовипарних технологій попереднього охолодження повітря.

3.1 Метод оцінки ефективності переохолодження холодоагентів в циклі холодильної машини

Підвищення енергетичної ефективності холодильних машин та зниження їх негативного впливу на навколишнє середовище є пріоритетними завданнями в умовах глобального потепління та кліматичних змін. Одним із перспективних напрямків у галузі термодинамічного вдосконалення холодильних установок є використання переохолодження холодоагенту після конденсатора. Це технічне рішення дозволяє збільшити холодильний коефіцієнт ε системи за рахунок зниження ентальпії холодоагента на вході в дросель, тим самим підвищуючи корисну холодопродуктивність без збільшення енерговитрат на компресію пари. З іншого боку, екологічна безпека холодильних агентів набуває все більшої значущості на тлі глобальної відмови від хлорвмісних речовин (наприклад, R22), що руйнують озоновий шар. Міжнародні угоди, такі як Монреальський протокол та Кігалійська поправка, обмежують та поетапно забороняють використання озоноруйнівних та високопотенційних парникових холодоагентів (гідрохлофторвуглеці) [50]. У зв'язку з цим зростає інтерес до альтернативних речовин – гідрофторолефінів (HFO), вуглеводнів (HC), а також нових сумішей фреонів, що мають низький показник потенціалу глобального

потепління (GWP) і нульовий потенціал руйнування озону (ODP). Поєднання обох підходів – термодинамічної оптимізації циклу шляхом переохолодження та екологічно обґрунтованого вибору холодоагенту – дозволяє реалізувати стійкі та ефективні холодильні системи, що відповідають сучасним вимогам енергозбереження та екологічної безпеки. Крім того, дослідження цих процесів актуальне з позиції подальшої розробки нормативів, а також переходу до стійких технологій у побутовому, промисловому та транспортному секторах охолодження та кондиціонування повітря. Таким чином, комплексна оцінка впливу ступеня переохолодження і типу холодоагенту на ефективність та екологічність парокомпресійних холодильних машин є важливим науковим та прикладним завданням, що потребує міждисциплінарного підходу та експериментальної верифікації.

Наразі існує конкуренція між фірмами-виробниками холодильної техніки, яка вимагає закритості інформації щодо конструктивних і експлуатаційних характеристик установок, що є серйозним стримуючим фактором в оцінці якості техніки, що випускається. Особливо це має місце при застосуванні нових екологічнобезпечних робочих речовин. Предметом «ноу-хау» фірм-виробників, в тому числі, є також методики оцінки ефективності холодильних машин і теплових насосів при заміні фреонів, що руйнують озоновий шар, на нові холодоагенти. Зазвичай, фірми вказують в каталогах характеристики холодильних машин, які можуть бути отримані за умов експлуатації при певних умовах навколишнього середовища. Тому, при погіршенні цих умов споживачу не завжди вдається визначити на скільки впала ефективність ХМ. Зрозуміло, що ці умови вимагають створення нових універсальних способів оцінки якості та ефективності ХМ.

Крім того, у зв'язку із ретрофітом (заміною) холодоагентів в існуючих ХМ і застосування технології переохолодження рідкого холодоагенту для підвищення холодопродуктивності і холодильного коефіцієнту ϵ , актуальним є створення простого методу аналізу термодинамічної ефективності циклу ХМ в залежності від визначальних теплофізичних властивостей робочих речовин.

Крім термодинамічної оцінки ефективності циклів ХМ при роботі з тою чи іншою речовиною, цей метод аналізу необхідний також для того, щоб недоліки реальної холодильної машини необґрунтовано не були віднесені на рахунок принципових особливостей конструктивного виконання окремих деталей і вузлів.

Для створення методу аналізу термодинамічної оцінки ефективності циклів ХМ слід розробити або обрати критерій оцінки ефективності переохолодження, який би був заснований на фундаментальних термодинамічних співвідношеннях та показував вплив на холодильний коефіцієнт ХМ процесу переохолодження холодоагенту. Для цього необхідно провести огляд літературних джерел щодо сучасних методів аналізу термодинамічного циклу ХМ та обрати найбільш зручний та інформативний метод.

Цикл Ренкіна-Клаузіуса, спочатку розроблений для виробництва електроенергії, знаходить значне застосування в холодильних системах, коли змінюється на цикл стиснення пари. Цикл складається з процесів ізоентропійного стиснення, ізобарного відведення тепла, ізоентальпійного розширення та ізобарного поглинання тепла. Численні дослідження щодо модифікації основного циклу були спрямовані на підвищення термодинамічної ефективності за допомогою таких методів, як регенерація, перегрівання та переохолодження холодоагенту [50] – [52]. В роботах [53] – [57] показано, що включення регенеративних теплообмінників може покращити холодильний коефіцієнт, хоча ефективність суттєво залежить від термодинамічних умов і вибору холодоагенту. В роботі [57] було застосовано критерій Клаузіуса до регенеративних циклів охолодження, щоб зрозуміти термодинамічне обґрунтування регенерації.

В роботі [58] було показано, що зниження ентропії в регенеративному теплообміннику сприяє загальному покращенню продуктивності системи, особливо в умовах низьких температур. Тут був застосований ентропійний

аналіз, який допомагає визначити оптимальні умови роботи та структурні конфігурації регенеративних пристроїв.

Багато дослідних робіт [59] – [65] були присвячені визначенню впливу переохолодження на холодильний коефіцієнт для різних холодоагентів.

В роботах [59] – [62], [65] показано, що результат переохолодження холодоагенту не завжди збільшує холодильний коефіцієнт, і що це також залежить від типу використовуваного холодоагенту (рис. 3.1).

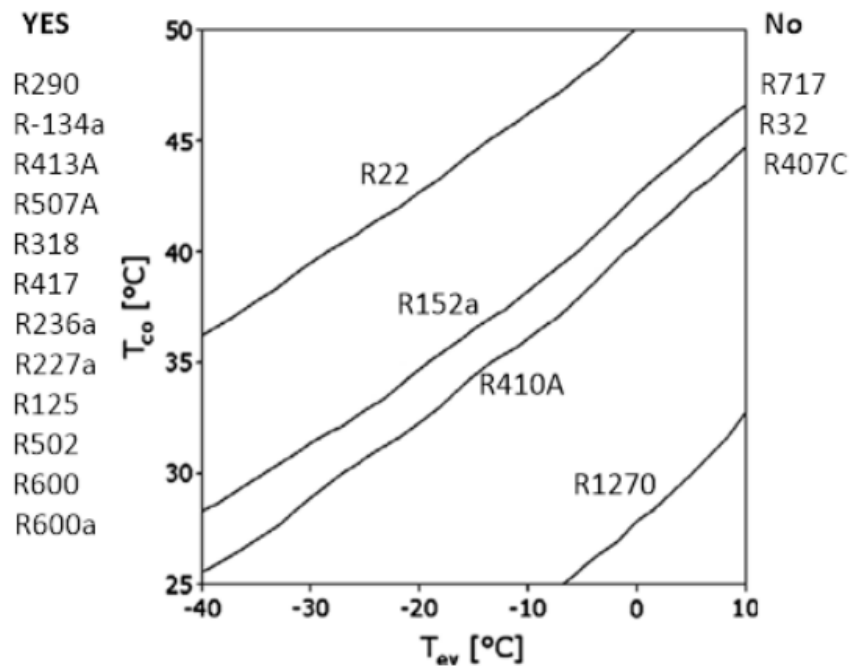


Рис. 3.1. Проста карта порівняння холодильного коефіцієнту з і без переохолодження для різних умов експлуатації при максимальній ефективності [61]

В роботі [63] чисельно дослідили продуктивність 38-ми різних холодоагентів, які використовують рідинний теплообмінник-переохолоджувач в парокомпресійній ХМ. Автори повідомили, що теплообмінник-переохолоджувач не покращив холодильний коефіцієнт порівняно з основним циклом (без переохолодження), коли застосовувалися холодоагенти з низькою молярною теплоємністю пари. А коли застосовувалися холодоагенти із дуже низькою теплоємністю, холодильний коефіцієнт системи знизився.

Автори роботи [64] запропонували формулу індексу відносної продуктивності (RCI) для розрахунку покращення холодильного коефіцієнту за допомогою застосування переохолодження. Формула задана рівнянням:

$$RCI = \frac{CC_{LSHX} - CC_{simple VCRC}}{CC_{simple VCRC}} \cdot 100\%$$

де CC_{LSHX} – холодопродуктивність ХМ з переохолодженням;

$CC_{simple VCRC}$ – холодопродуктивність простого парокомпресійного циклу ХМ (без переохолодження).

В роботі [66] експериментально досліджено ефект від переохолодження при використанні в парокомпресійних ХМ R22, R134a та R407C як холодоагентів. Окрім вивчення впливу переохолодження на продуктивність, вони також досліджували вплив масової витрати. Експериментальні результати показали, що зниження масової витрати відбувалось для холодоагентів R22 і R134a при застосуванні переохолодження. Однак, хоча масова швидкість потоку зменшилася, холодильний коефіцієнт не зменшився, оскільки приріст холодопродуктивності за допомогою переохолодження був трохи вищим, ніж масова витрата. Інші результати продемонстрував R407C, при застосуванні якого зросла масова витрата та холодопродуктивність. У результаті, покращення холодильного коефіцієнту при застосуванні R407C було найвищим для ступеня стиснення нижче 5.

Автори роботи [67] провели чисельне та експериментальне дослідження для вивчення ефекту переохолодження у автомобільному кондиціонері. У чисельному дослідженні вони використовували чотири холодоагенти, а саме R134a, R410a, R1234yf і R717 в кондиціонері з зовнішньою та внутрішньою температурами 35 °C і 27 °C відповідно. Чисельні результати показали, що оскільки R1234yf мав нижчу приховану теплоту випаровування, використання цього холодоагенту дало найвище покращення COP порівняно з R410A, R134a та R717. Також, у своєму експерименті, автори отримали, що для заданих робочих умов COP системи завдяки переохолодженню збільшився на 18 % при використанні R1234yf і лише на 9 % при використанні R134a.

Переохолодження може бути реалізоване шляхом використання внутрішніх теплообмінників, зовнішніх охолоджувачів або зворотного теплового використання від інших частин системи. Наприклад, в роботі [68] автор показав, що зі збільшенням переохолодження коефіцієнт стиснення компресора зменшується, тоді як масова витрата холодоагенту та COP збільшуються. Також авторами зроблено загальну оцінку, що холодоагенти R152a та R134a мають найбільш схожі характеристики з R12, причому R152a має дещо кращі характеристики ніж R32 та R143a у порівнянні з R12.

В роботі [69] стверджується, що для підвищення ефективності установки при ретрофіті холодоагенту набагато більш доцільним є пристосувати цикл до властивостей робочої речовини, ніж забезпечити виконання вимоги повної відповідності вихідним процесам якогось стандартного циклу.

Таким чином, існує багато робіт щодо дослідження процесу переохолодження холодоагенту в циклі парокомпресійної ХМ, однак ці результати потребують структурування та формалізації для наочного та інформативного представлення ефекту від цього процесу.

3.1.1 Теоретичні основи оцінки ефективності переохолодження холодоагенту

Метою дослідження є вирішення такої з важливих науково-технічних проблем в холодильній промисловості, як оцінка якості наявних установок щодо визначення ефективності процесу переохолодження холодоагенту.

Для виконання поставленої мети необхідно виконати наступні задачі:

- отримати аналітичні співвідношення для оцінки термодинамічної ефективності простих одноступінчастих холодильних циклів з переохолодженням та без нього для різних холодоагентів;
- дослідити термодинамічну ефективність застосування переохолодження в холодильному циклі з різними робочими речовинами і узагальнення результатів у вигляді регресійних і графічних залежностей;

– розробити або обрати критерій оцінки ефективності переохолодження, який би був заснований на фундаментальних термодинамічних співвідношеннях та показував вплив на коефіцієнт перетворення енергії ХМ процесу переохолодження для різних холодоагентів.

У класичному циклі Ренкіна-Клаузіуса, який моделює ідеальний цикл парокompресійної ХМ, переохолодження не передбачено. Проте на практиці його введення дозволяє суттєво змінити термодинамічні характеристики циклу.

Переохолодження – це процес охолодження насиченої рідини (холодоагенту) після конденсатора до температури нижчої за температуру конденсації.

Розглянемо методику визначення холодильного коефіцієнта в залежності від визначальних термодинамічних властивостей холодоагентів. Для цього спочатку зробимо графо-аналітичні побудови на $T-s$ діаграмі одноступінчастого циклу ХМ з переохолодженням холодоагенту та без нього (рис. 3.2).

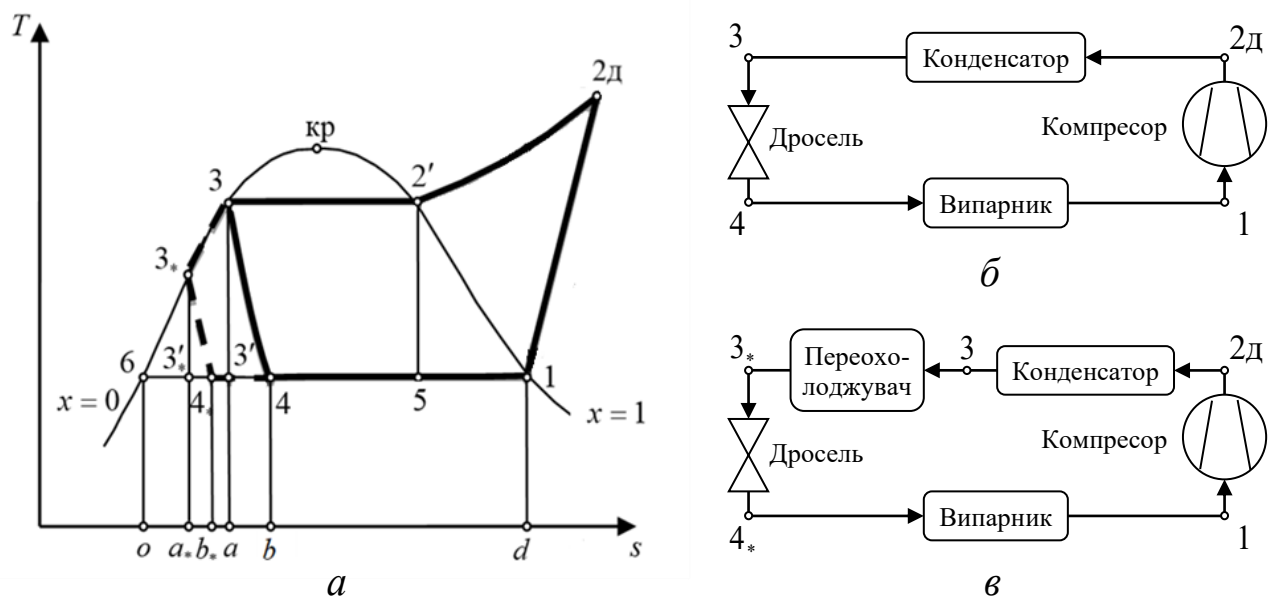


Рис. 3.2. Побудова процесів дійсного циклу ХМ на T,s -діаграмі з переохолодженням холодоагенту та без нього (а); принципова схема ХМ без переохолодження холодоагенту (б); принципова схема ХМ з переохолодженням холодоагенту (в)

Для зіставлення одноступінчастого циклу без переохолодження та з ним на рис. 3.2 як би накладено один на інший. Таким чином, можна показати відмінності циклів, які показано пунктиром.

Слід зазначити, що перегрів холодоагенту в цьому дослідженні не враховувався, тому що зіставлення проводиться за величиною переохолодження після конденсатору.

Загальний холодильний коефіцієнт одноступінчастого циклу визначається як

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{i_{2d} - i_1}, \quad (3.1)$$

де $(i_1 - i_4)$ – теплота, що відбирається у випарнику;

$(i_{2d} - i_1)$ – робота, що витрачається на компресію пари;

i_1 – ентальпія холодоагента після випарника;

i_{2d} – ентальпія холодоагента на виході з компресора;

i_4 – ентальпія після дроселя на вході у випарник.

При наявності переохолодження холодильний коефіцієнт можна записати як

$$\varepsilon_{\text{п_ох}} = \frac{i_1 - i_{4*}}{i_{2d} - i_1}, \quad (3.2)$$

де i_{4*} – ентальпія холодоагента на вході до випарника після переохолодження.

Робота, що витрачається в ідеальному циклі Карно, еквівалентна площі фігури $2' - 3 - 3' - 5$ в T,s діаграмі (рис. 3.2). Холодопродуктивність дійсного циклу ХМ з дросельним вентилем еквівалентна площі фігури $1 - 4 - b - d$ під процесом $4 - 1$. Робота, що витрачається в дійсному циклі ХМ та дорівнює роботі компресора $(i_{2d} - i_1)$, зображується площею фігури $1 - 2d - 2' - 3 - 4$. Холодоагент в т. 3 має запас потенційної енергії, що еквівалентна площі фігури $3 - 6 - 3'$. В процесі дроселювання ця енергія переходить в енергію рухомого струменя холодоагенту. За дроселем кінетична енергія перетворюється при

гальмуванні потоку холодоагенту в теплоту тертя і підводиться до самого холодоагенту. Ця теплота еквівалентна площі фігури $4-3'-a-b$.

Різницю ентальпій в точках 4 і 6 можна представити у вигляді наступного виразу $(1-x_4)r_0$. Далі по тексту t буде позначати температуру у °C, а T – у K.

Для знаходження ступінь сухості холодоагенту в т. 4 x_4 визначається з залежності

$$s_4 - s_6 = \frac{x_4 r_0}{T_1}, \quad (3.3)$$

де r_0 – прихована теплота випаровування при температурі випаровування $T_1 = T_4$.

За аналогією можна записати:

$$s_{4*} - s_6 = \frac{x_{4*} r_0}{T_1}. \quad (3.4)$$

Також можна записати наступні залежності для визначення ентропії в точках 3 і 2' простого циклу як

$$s_3 = s_{2'} - \frac{r_k}{T_3}, \quad (3.5)$$

де r_k – прихована теплота конденсації;

$$s_{2'} = s_{2д} - \int_{T_{2'}}^{T_{2д}} \frac{\bar{c}_p^{\text{пп}}}{T} dT. \quad (3.6)$$

При цьому середня питома теплоємність пари у виразі (3.6) визначається як

$$\bar{c}_p^{\text{пп}} = \frac{i_{2д} - i_{2'}}{T_{2д} - T_3}. \quad (3.7)$$

Різницю ентропій $(s_4 - s_3)$ можна знайти з припущення відповідно до закону збереження енергії про еквівалентність площ фігур $4-3'-a-b$ та $3-6-3'$ на рис. 3.2:

$$\begin{aligned} \text{пл.}(4 - 3' - a - b) &= \text{пл.}(3 - 6 - 3') = \\ &= \int_{T_1}^{T_3} \frac{\bar{c}_p' T}{T} dT - T_1(s_3 - s_6) = \int_{T_1}^{T_3} \frac{\bar{c}_p' T}{T} dT - T_1 \left(\frac{r_0}{T_1} - \frac{r_k}{T_3} \right), \end{aligned}$$

де $\bar{c}_p'$ – середня теплоємність рідкого холодоагенту в інтервалі температур $(t_3 - t_1)$.

Так як

$$T_1(s_4 - s_3) = \text{пл.}(4 - 3' - a - b),$$

можна записати

$$(s_4 - s_3) = \frac{1}{T_1} \left[\int_{T_1}^{T_3} \frac{\bar{c}_p' T}{T} dT - T_1 \left(\frac{r_0}{T_1} - \frac{r_k}{T_3} \right) \right]. \quad (3.8)$$

З рівняння (3.3) та відповідно того, що $\text{пл.}(4 - 3' - a - b) = \text{пл.}(3 - 6 - 3')$, отримаємо

$$x_4 = \frac{T_1}{r_0} (s_4 - s_6) = \frac{\bar{c}_p'}{r_0} (t_3 - t_1). \quad (3.9)$$

Різниця ентропій $(s_{4*} - s_{3*})$ знаходиться за умови, що $\text{пл.}(4* - 3'* - a* - b*) = \text{пл.}(3* - 6 - 3'*)$. Тому за аналогією отримаємо

$$x_{4*} = \frac{\bar{c}_{p*}'}{r_0} (t_{3*} - t_1), \quad (3.10)$$

де $\bar{c}_{p*}'$ – середня теплоємність рідкого холодоагенту в інтервалі температур $(t_{3*} - t_1)$.

Таким чином

$$i_1 - i_{4*} = (1 - x_{4*})r_0 = r_0 - \bar{c}_{p*}'(t_{3*} - t_1). \quad (3.11)$$

Вирази (3.1) – (3.11) дозволяють обчислити основні термодинамічні параметри для різних холодоагентів з метою визначення холодильного коефіцієнту циклів ХМ з переохолодженням холодоагенту та без нього.

3.1.2 Вибір критерію щодо аналізу циклів холодильних машин з переохолодженням холодоагенту та без нього

Перспективність застосування нової робочої речовини з точки зору підвищення енергетичних характеристик ХМ визначається досяжним рівнем холодильного коефіцієнта в заданих температурних межах циклу.

В роботі [70] було наведено напівемпіричне рівняння для дійсного коефіцієнта перетворення (COP) теплонасосної установки (ТНУ), яке отримано в результаті узагальнення експериментальних даних і має наступний вигляд:

$$COP = 2,48 \left[\frac{r_k}{\bar{c}_p'(t_3 - t_1)} \right]^{0,42}, \quad (3.12)$$

де величина в дужках – це критерій Kl , який визначається наступним чином:

$$Kl = r_k / (\bar{c}_p'(t_3 - t_1)). \quad (3.13)$$

Ця формула наочно ілюструє вплив властивостей робочої речовини на основний показник роботи ТНУ в досить явному вигляді [70]. З формули випливає, що за інших рівних умов переважними є речовини з високою теплою пароутворення та низькою теплоємністю.

Було проведено розрахунки термодинамічних параметрів циклів ХМ з переохолодженням та без нього для різних холодоагентів та отримано залежність холодильного коефіцієнту від переохолодження $\Delta t_{п-ох}$, яка варіювалась в діапазоні від 0 °С (відповідає циклу без переохолодження) до $(t_3 - t_1)$, що відповідає теоретичному максимально-граничному переохолодженню до параметрів холодоагенту в т. 6 $\Delta t_{п-ох\max}$. Температура конденсації $t_3 = 40$ °С та температура випаровування $t_{ev} = t_1 = -18$ °С задавались фіксованими у всіх розрахунках.

На рис. 3.3 показано залежність холодильного коефіцієнта для різних холодоагентів від переохолодження холодоагента.

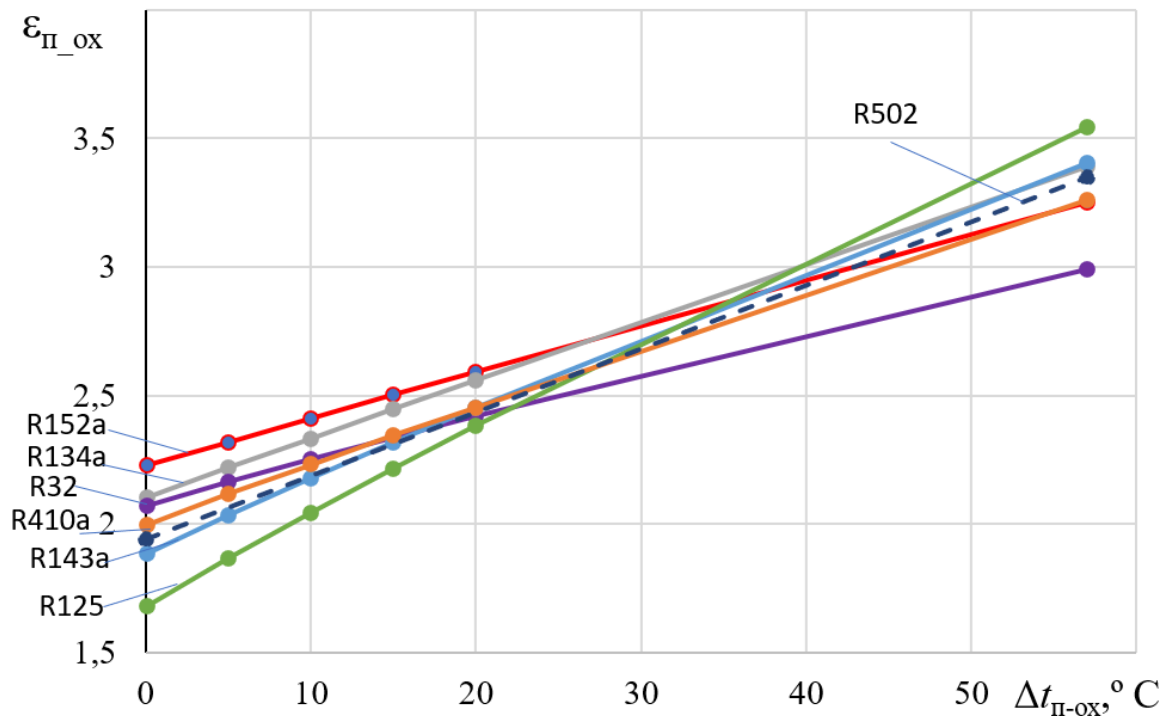


Рис. 3.3. Залежність холодильного коефіцієнта для різних холодоагентів від переохолодження холодоагента

З рис. 3.3 видно, що найбільший ефект від переохолодження досягається в циклі ХМ при R125, що, зокрема, пов'язано з нахилом ліній насичення, тоді як у R152a та R32 найменший потенціал підвищення холодильного коефіцієнту. Так як R410a є сумішшю R125 та R32, то при переохолодженні холодоагенту потенціал підвищення холодильного коефіцієнту у нього більше ніж у R32, але менше ніж у R125. Окремо штрих пунктирною лінією виділена залежність для холодоагенту R502, що підлягає заміні.

Зниження втрат в процесі дроселювання залежить від співвідношення між критичною температурою $T_{кр}$, К, та температурами випаровування $T_0 = (t_1 + 273,15)$, К, і конденсації $t_3 = 40$ °C. Для мінімізації цих втрат співвідношення $T_{кр} / T_0 = 1,5$.

На рис. 3.4 показано, як залежить величина холодильного коефіцієнту ϵ від співвідношення критичної температури різних холодоагентів та температури випаровування ($t_0 = t_1 = -18$ °C). Найбільший ϵ спостерігається при більшому значенні $T_{кр} / T_0$, при цьому температури підставляються у К.

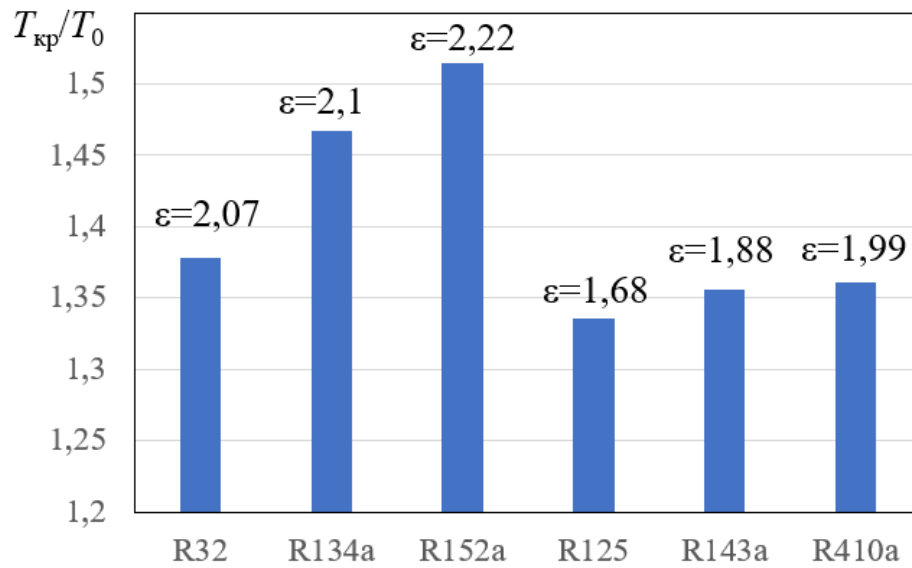


Рис. 3.4. Аналіз холодильного коефіцієнту циклу ХМ за $T_{кр} / T_0$ для різних холодоагентів при $t_0 = -18^\circ\text{C}$

Для порівняння холодильний коефіцієнт також було розраховано за формулою (3.12) з урахуванням того, що $\varepsilon^* = (COP - 1)$.

На рис. 3.5 показано ε^* та ε для циклу ХМ без переохолодження. Видно, що для холодоагентів R125, R143a, R410a значення ε^* та ε практично співпадають. Але для R32, R134a та R152a ці значення суттєво відрізняються.

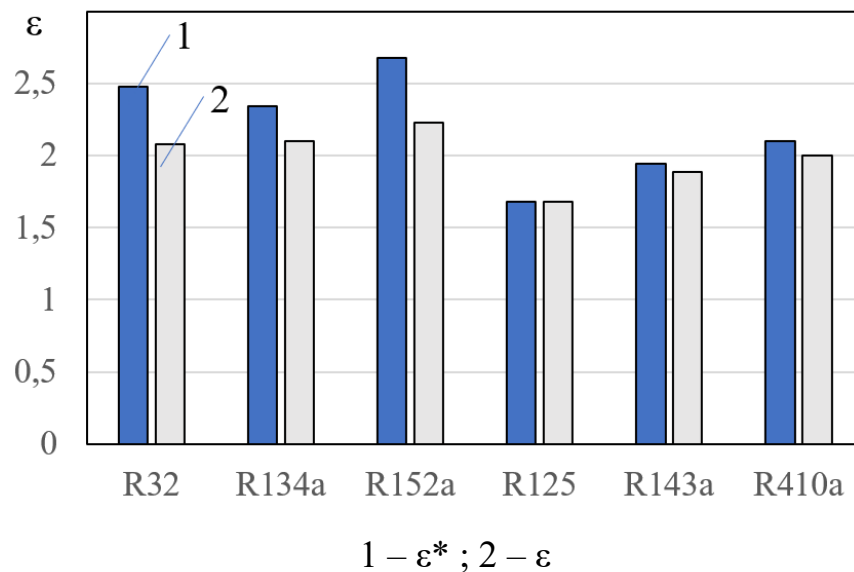


Рис. 3.5. Холодильний коефіцієнт циклу ХМ для різних холодоагентів, отриманий: 1 – за формулою (3.12); 2 – шляхом термодинамічного розрахунку циклу ХМ

Для кожного холодоагенту розраховано критерій Kl .

Проведено аналіз за критерієм Kl залежності співвідношення холодильних коефіцієнтів циклів з переохолодженням та без нього від $\Delta t_{п-ох}$ та Kl (рис. 3.6 і 3.7).

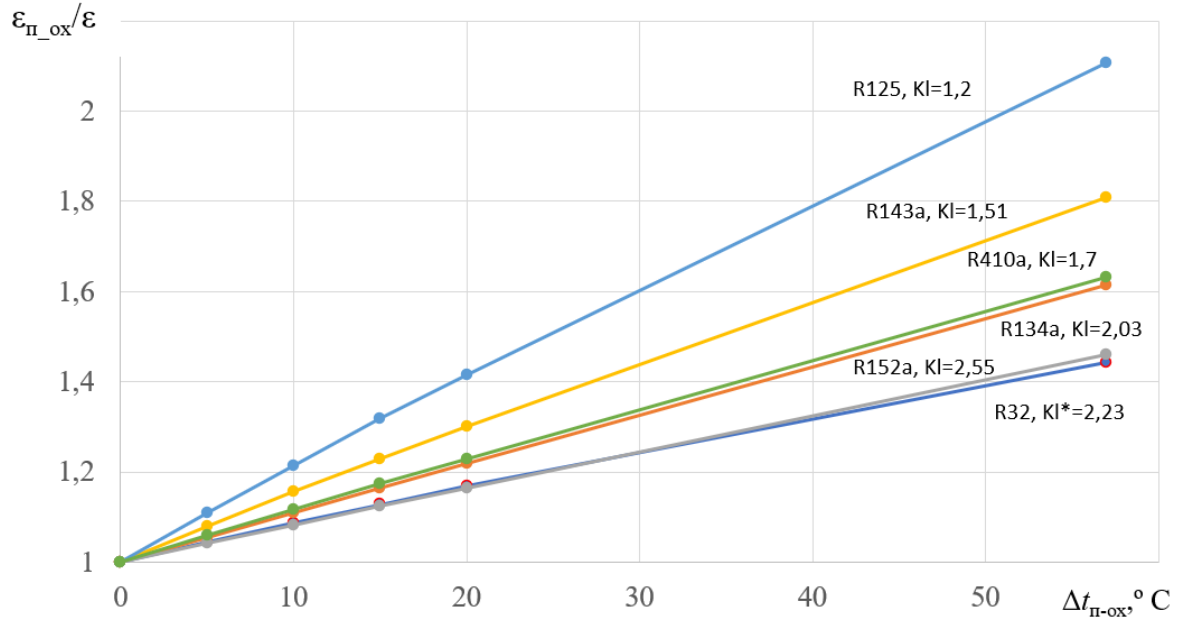


Рис. 3.6. Залежність співвідношення $\varepsilon_{п-ох} / \varepsilon$ від $\Delta t_{п-ох}$

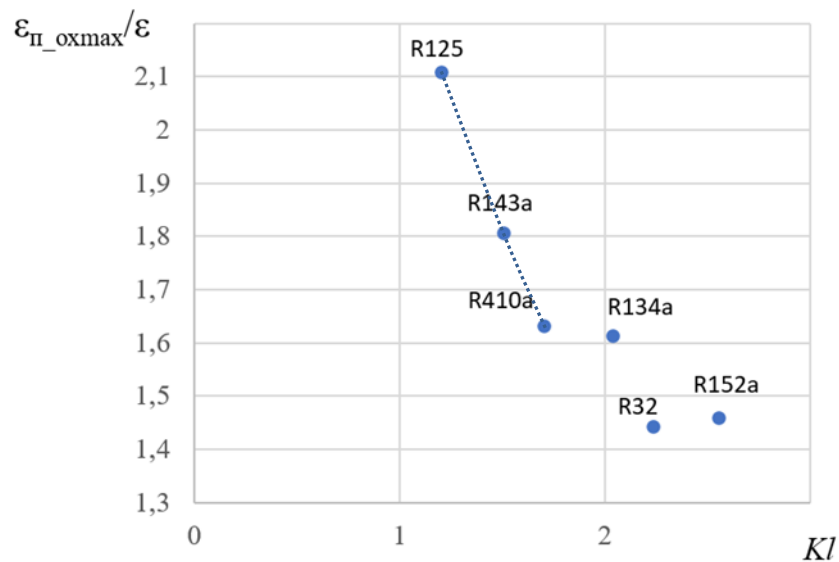


Рис. 3.7. Залежність співвідношення $\varepsilon_{п-охmax} / \varepsilon$ від Kl

Як видно з рис. 3.6 та 3.7, зі збільшенням критерію Kl співвідношення $\varepsilon_{п-ох}/\varepsilon$, тобто ефект від переохолодження, знижується. Крім того видно, що холодоагенти R125, R143a, R410a краще підлягають аналізу за критерієм Kl , тому що зміна

$\varepsilon_{\Pi_oxmax} / \varepsilon$ від Kl для них може бути описана регресійною залежністю, на відміну від інших. Неможливість описання однією залежністю для всіх холодоагентів пояснюється тим, що критерій Kl застосовувався для аналізу теплових насосів, де визначальним фактором є прихована теплота конденсації.

Для подальшого аналізу з урахуванням формул (3.1) – (3.13) слід сформулювати новий критерій, який би був більш зручний для аналізу і підходив для більшої кількості холодоагентів.

Для цього холодопродуктивність на одиницю маси холодоагенту виразимо як

$$i_1 - i_4 = (1 - x_4)r_0 = r_0 - \bar{c}'_p(T_3 - T_1). \quad (3.14)$$

З іншого боку, потужність на стиснення пари можна визначити як теплопродуктивність мінус холодопродуктивність на одиницю маси:

$$(i_{2d} - i_1) = (i_{2d} - i_3) - (i_1 - i_4) = (i_{2d} - i_2) + r_k - r_0 + \bar{c}'_p(T_3 - T_1). \quad (3.15)$$

З урахуванням (3.1), (3.14), (3.15) залежність для визначення холодильного коефіцієнту циклу ХМ має вигляд

$$\varepsilon = \frac{r_0 \cdot (1-x)}{(i_{2d} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1-x)} \quad (3.16)$$

Для зручності запишемо вираз (3.16) як

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{(i_{2d} - i_2) + r_k}{r_0 \cdot (1-x)} - 1.$$

Якщо зробити припущення, що при теоретично допустимому максимально-граничному переохолодженні до параметрів холодоагенту в т. 6 (див. рис. 3.2), можна записати залежність для максимального холодильного коефіцієнту ε_{Π_oxmax} :

$$\frac{1}{\varepsilon_{\Pi_oxmax}} = \frac{(i_{2d} - i_2) + r_k + \bar{c}'_p(T_3 - T_1) - r_0}{r_0} = \frac{(i_{2d} - i_2) + r_k}{r_0} + \frac{\bar{c}'_p(T_3 - T_1)}{r_0} - 1 = \frac{(i_{2d} - i_2) + r_k}{r_0} + \frac{1}{Kl^*} - 1, \quad (3.17)$$

де критерій Kl^* за аналогією з (3.13) визначається як

$$Kl^* = \frac{r_0}{\bar{c}_p'(t_3 - t_1)}.$$

На рис. 3.8 показано залежність співвідношення холодильних коефіцієнтів циклів з переохолодженням та без нього від критерію Kl^* . Видно, що аналіз за новим критерієм Kl^* показує, що при більших його значеннях ефект від переохолодження також знижується, як і у випадку оцінки за Kl .

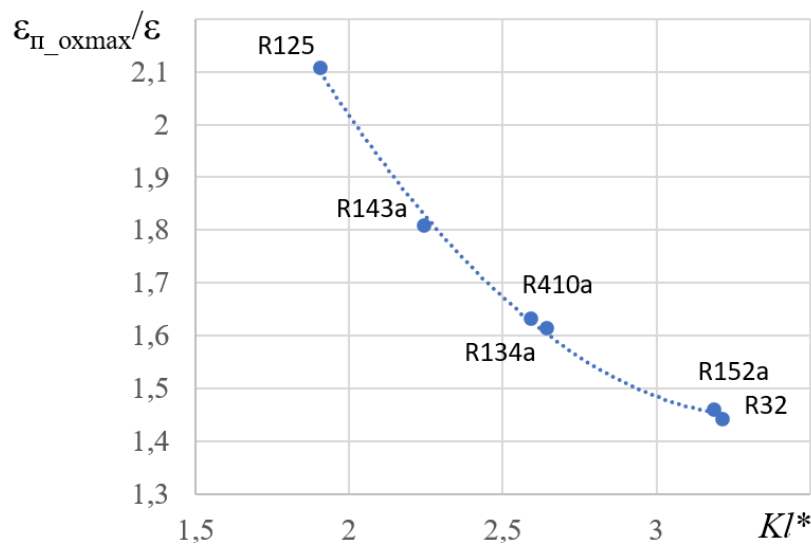


Рис. 3.8. Залежність співвідношення $\varepsilon_{п_охmax}/\varepsilon$ від Kl^*

З рис. 3.8 можна зробити висновок, що на відміну від теплових насосів, для ХМ більш коректно використовувати критерій Kl^* , в якому у чисельнику стоїть r_0 замість r_k .

Для подальшого аналізу було виведено формулу для визначення $\frac{\varepsilon_{п_охmax}}{\varepsilon}$ шляхом підстановки формул (3.16) і (3.17):

$$\begin{aligned} \frac{\varepsilon_{п_охmax}}{\varepsilon} &= \frac{[(i_{2д} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1 - x)] r_0}{[(i_{2д} - i_2) + r_k + \bar{c}_p'(T_3 - T_1) - r_0] r_0 \cdot (1 - x)} = \\ &= \frac{[(i_{2д} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1 - x)]}{[(i_{2д} - i_2) + r_k + r_0 x - r_0] \cdot (1 - x)} = \frac{[(i_{2д} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1 - x)]}{[(i_{2д} - i_2) + r_k - r_0 \cdot (1 - x)] \cdot (1 - x)} = \frac{1}{1 - x}. \end{aligned} \quad (3.18)$$

В формулі (3.18) x – ступінь сухості x_4 у точці циклу 4 після дроселювання (рис. 3.2), він замінений тільки для простоти запису. Видно, що $\frac{\varepsilon_{\text{п-охmax}}}{\varepsilon}$ залежить тільки від x .

Побудовані графіки залежності $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ від $\Delta t_{\text{п-ох}}$ (рис. 3.3) дали можливість визначити, що ця залежність має лінійний характер, тому для визначення холодильного коефіцієнту при варіюванні $\Delta t_{\text{п-ох}}$ достатньо розрахувати ε для циклу без переохолодження холодоагенту та $\varepsilon_{\text{п-охmax}}$ при теоретичному максимальному переохолодженні.

Більш детально залежність $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ від $\Delta t_{\text{п-ох}}$ представлена на рис. 3.9.

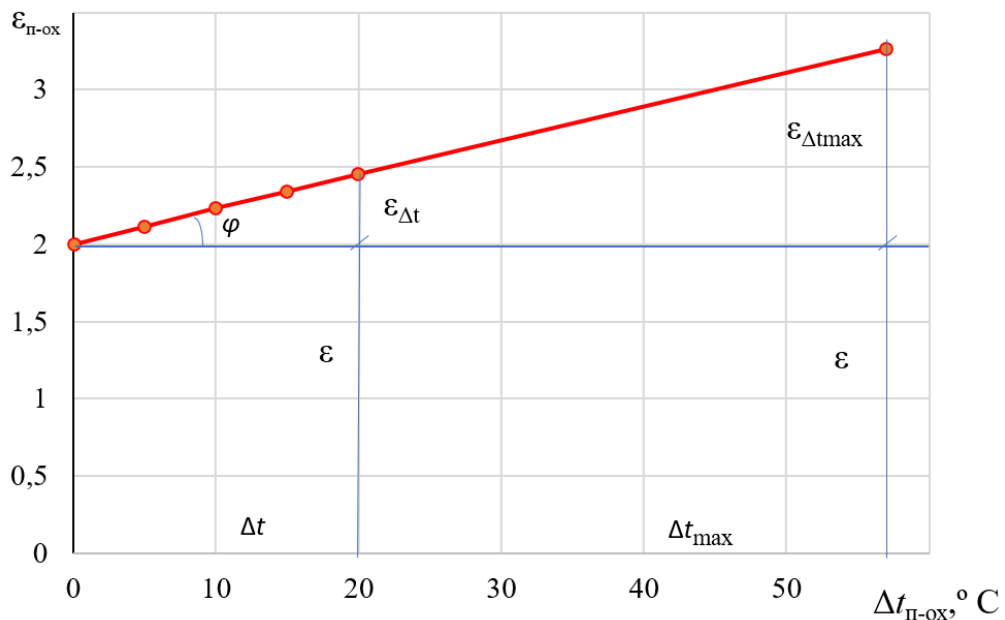


Рис. 3.9. Залежність $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ від $\Delta t_{\text{п-ох}}$

Як видно з рис. 3.9, можна записати наступні вирази:

$$\varepsilon_{\text{п-ох}} = \varepsilon_{\Delta t} + \varepsilon;$$

$$\varepsilon_{\text{п-охmax}} = \varepsilon_{\Delta t_{\text{max}}} + \varepsilon;$$

$$\frac{\varepsilon_{\Delta t_{\text{max}}}}{\Delta t_{\text{max}}} = \frac{\varepsilon_{\Delta t}}{\Delta t}, \text{ або } \operatorname{tg} \varphi = \frac{\varepsilon_{\Delta t_{\text{max}}}}{\Delta t_{\text{max}}}.$$

Величина підвищення холодильного коефіцієнту при максимальному переохолодженні записується наступним чином

$$\varepsilon_{\Delta t_{\max}} = \varepsilon \left(\frac{1}{1-x} \right) - \varepsilon = \varepsilon \left(\frac{1}{1-x} - 1 \right). \quad (3.19)$$

Тоді тангенс кута нахилу можна визначити як

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\varepsilon}{\Delta t_{\max}} \left(\frac{1}{1-x} - 1 \right) = \frac{\varepsilon}{t_3 - t_4} \left(\frac{1}{1-x} - 1 \right) = \frac{\varepsilon}{t_3 - t_4} \left(\frac{x}{1-x} \right). \quad (3.20)$$

Холодильний коефіцієнт при переохолодженні холодоагенту на температуру Δt визначається як

$$\varepsilon_{\text{п.ох}} = \Delta t \cdot \operatorname{tg} \varphi + \varepsilon. \quad (3.21)$$

3.1.3 Аналіз циклів холодильних машин з переохолодженням та без нього для холодоагентів R32 та R152

Для аналізу було розраховано термодинамічні параметри циклу без переохолодження та при максимальному переохолодженні при варіюванні температури випаровування t_0 : -22°C ; -10°C ; -5°C ; -3°C ; 0°C ; 5°C . Температура конденсації задавалась незмінною – 40°C .

Проаналізовано залежність холодильного коефіцієнту ε від $T_{\text{кр}} / T_0$ (рис. 3.10). Найбільше значення ε спостерігається при більшому значенні $T_{\text{кр}} / T_0$.

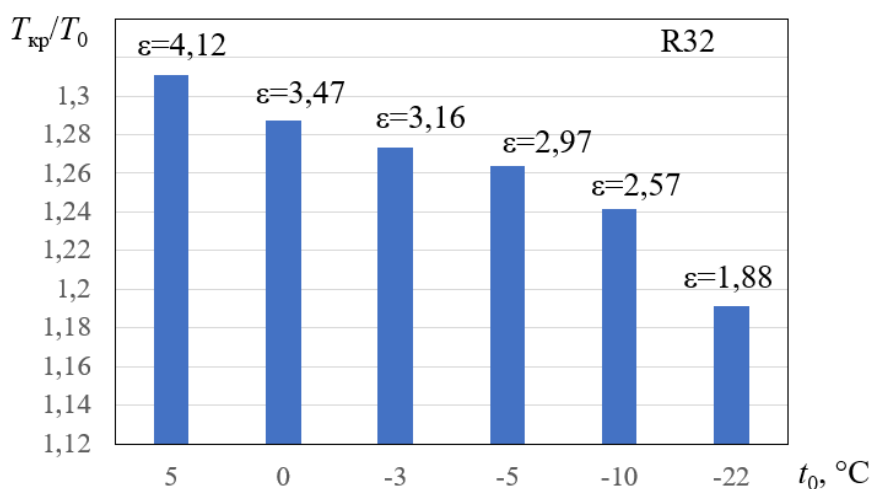


Рис. 3.10. Холодильний коефіцієнт циклу ХМ без переохолодження при $T_{\text{кр}} / T_0$ для різних t_0 (холодоагент R32)

Побудовано графік критерія $1/(1-x)$ для різних t_0 (рис. 3.11). З рисунка видно, що з підвищенням температури випаровування ефект від переохолодження знижується.

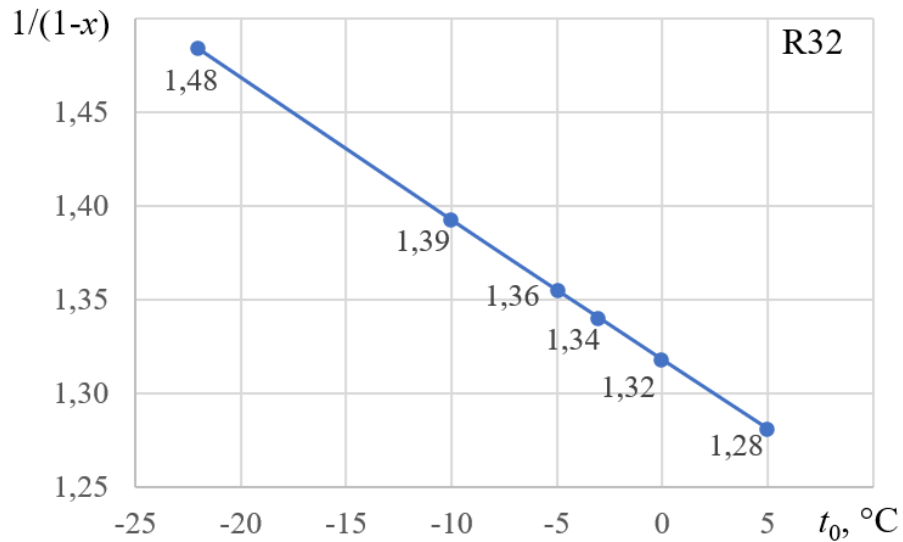


Рис. 3.11. Залежність критерія $1/(1-x)$ від температури випаровування при температурі конденсації $40\text{ }^\circ\text{C}$

Залежність $\frac{\varepsilon_{\text{п_охmax}}}{\varepsilon}$ від критерію Kl^* при різних температурах випаровування представлено на рис. 3.12.

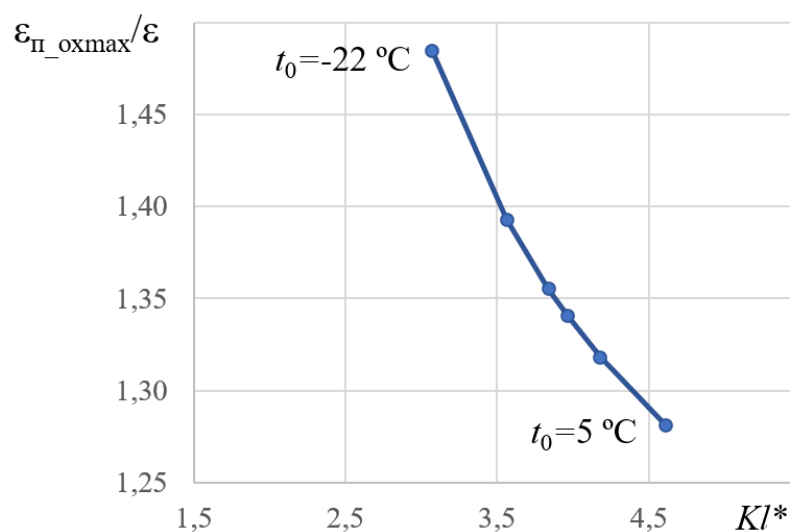


Рис. 3.12. Залежність $\frac{\varepsilon_{\text{п_охmax}}}{\varepsilon}$ від критерію Kl^* при різних температурах випаровування при температурі конденсації $40\text{ }^\circ\text{C}$

Видно, що при збільшенні Kl^* відбувається зменшення ефекту від переохолодження. Як і в попередньому випадку (рис. 3.11), це пояснюється тим, що при вищій температурі t_0 зменшується величина $\Delta t_{\Pi-ox\max}$.

Це наочно видно з рис. 3.13 та 3.14, на яких показано змінення $\varepsilon_{\Pi-ox}$ від $\Delta t_{\Pi-ox}$ для холодоагентів R32 та R152.

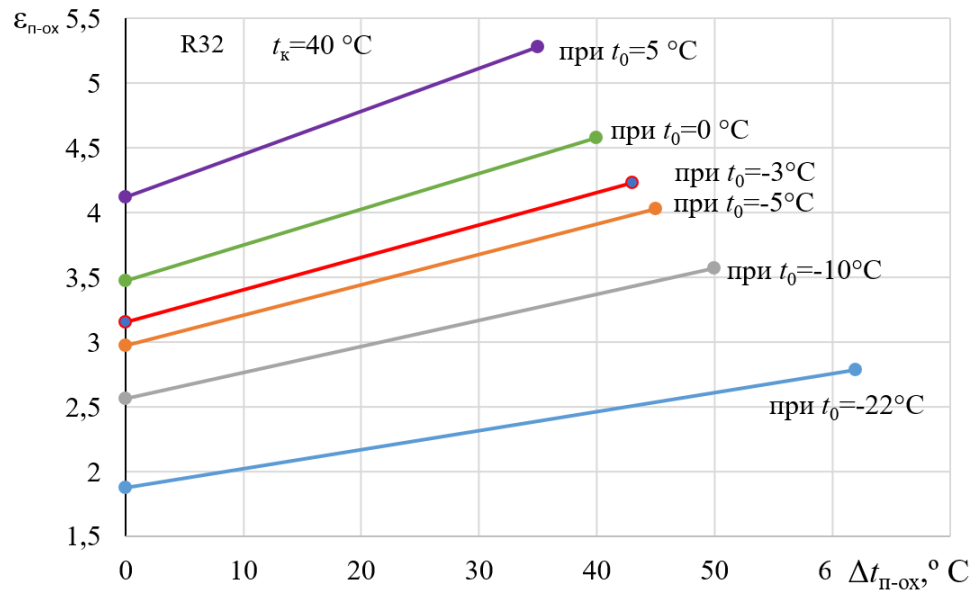


Рис. 3.13. Залежність холодильного коефіцієнту $\varepsilon_{\Pi-ox}$ від температури переохолодження при різних температурах випаровування при температурі конденсації 40°C (R32)

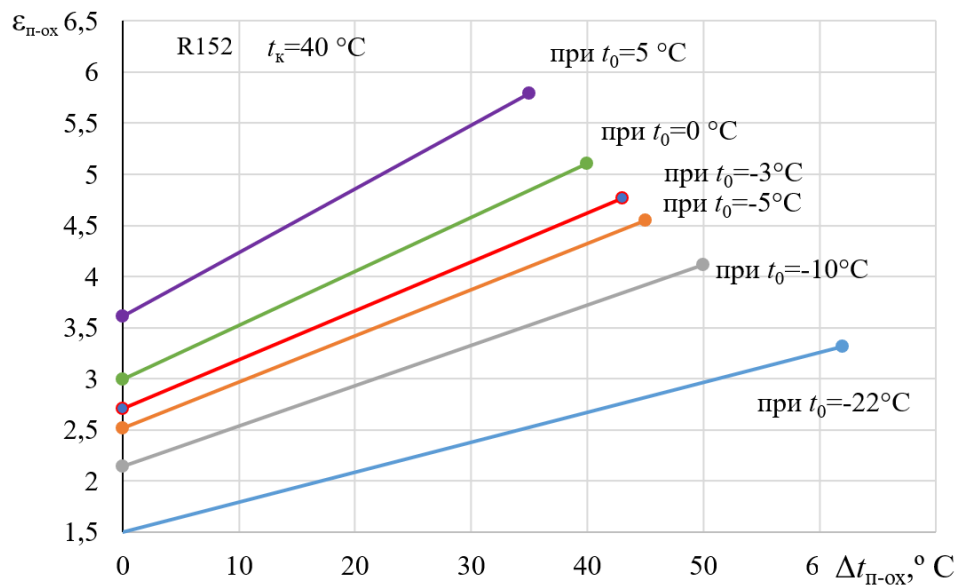


Рис. 3.14. Залежність холодильного коефіцієнту $\varepsilon_{\Pi-ox}$ від температури переохолодження при різних температурах випаровування при температурі конденсації 40°C (R152)

На рис. 3.15 показано застосування методу (3.19) – (3.21) визначення холодильного коефіцієнту $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ на прикладі R32 при температурі випаровування -5°C .

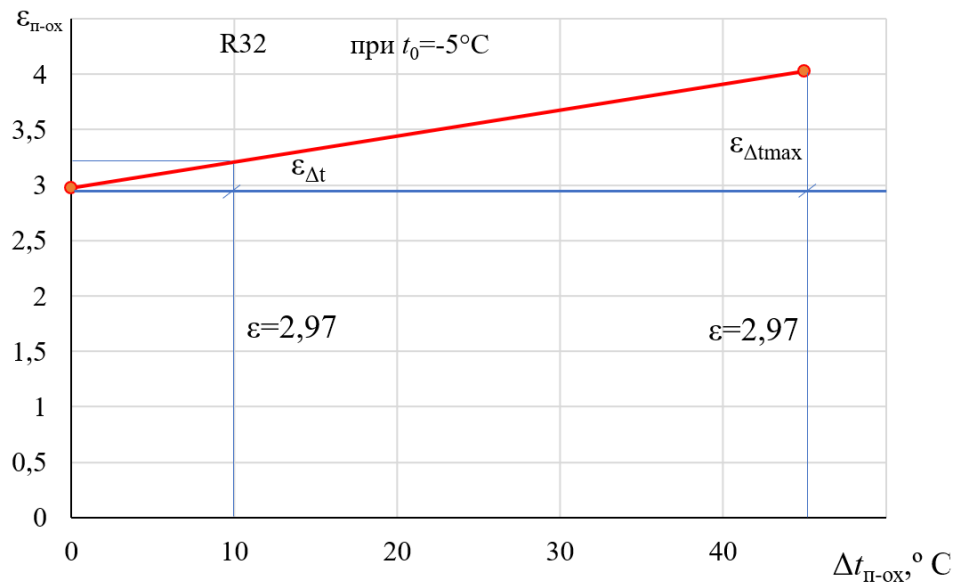


Рис. 3.15. Залежність $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ від $\Delta t_{\text{п-ох}}$ для R32 при $t_0 = -5^\circ\text{C}$

Термодинамічний розрахунок циклу без переохолодження показав, що $\varepsilon = 2,97$, а з максимально припустимим переохолодженням $\varepsilon_{\text{п-охmax}} = 4$ критерій $\frac{1}{1-x} = 1,36$.

Дали за методом (3.19) – (3.21) проведено розрахунок $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ при $\Delta t_{\text{п-ох}} = 10^\circ\text{C}$:

$$\varepsilon_{\text{п-ох}} = \frac{\left(\frac{1}{1-x} - 1\right) \cdot \varepsilon_{\Delta t}}{\Delta t_{\text{max}}} + \varepsilon = \frac{(1,36 - 1) \cdot 2,97 \cdot 10}{45} + 2,97 = 3,208$$

або

$$\text{tg}\varphi = \frac{\varepsilon}{(t_3 - t_4)} \left(\frac{x}{1-x}\right) = \frac{2,97}{(40 - (-5))} 0,36 = 0,0238,$$

$$\varepsilon_{\text{п-ох}} = \Delta t \cdot \text{tg}\varphi + \varepsilon = 10 \cdot 0,0238 + 2,97 = 3,208.$$

Значення $\varepsilon_{\text{п-ох}} = 3,208$ для R32 підтверджується розрахунком циклу при переохолодженні 10°C .

Такий самий розрахунок проведено для R152. На рис. 3.16 показано застосування методу (3.19) – (3.21) визначення холодильного коефіцієнту $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ на прикладі R152 при температурі випаровування -5°C .

Термодинамічний розрахунок циклу (R152) без переохолодження показав, що $\varepsilon = 2,52$, а з максимально припустимим переохолодженням $\varepsilon_{\text{п-охmax}} = 4,52$ критерій $\frac{1}{1-x} = 1,81$.

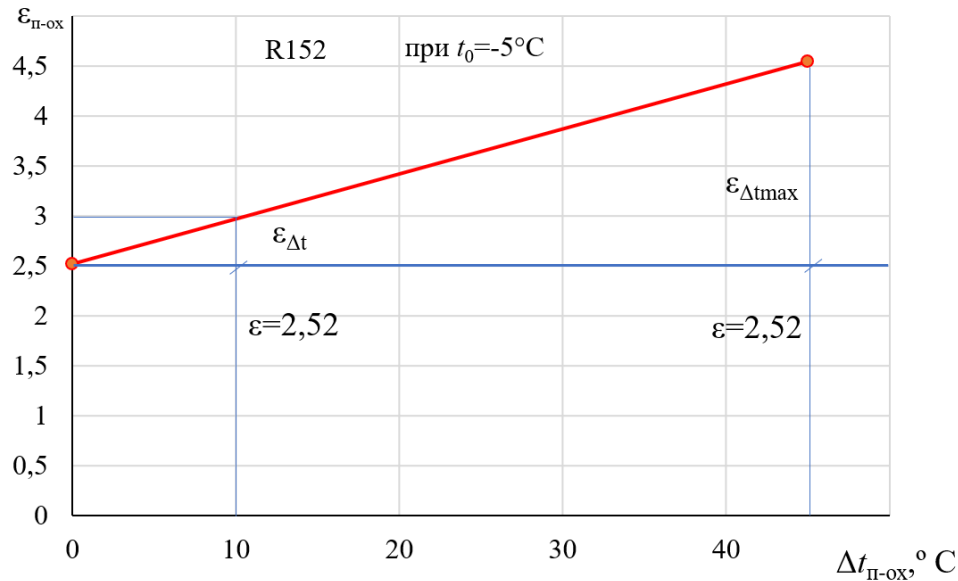


Рис. 3.16. Залежність $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ від $\Delta t_{\text{п-ох}}$ для R152 при $t_0 = -5^\circ\text{C}$

Дали за методом (3.19) – (3.21) проведено розрахунок $\varepsilon_{\text{п-ох}}$ при $\Delta t_{\text{п-ох}} = 10^\circ\text{C}$:

$$\varepsilon_{\text{п-ох}} = \frac{\left(\frac{1}{1-x} - 1\right) \cdot \varepsilon_{\Delta t}}{\Delta t_{\text{max}}} + \varepsilon = \frac{(1,81 - 1) \cdot 2,52 \cdot 10}{45} + 2,52 = 2,97$$

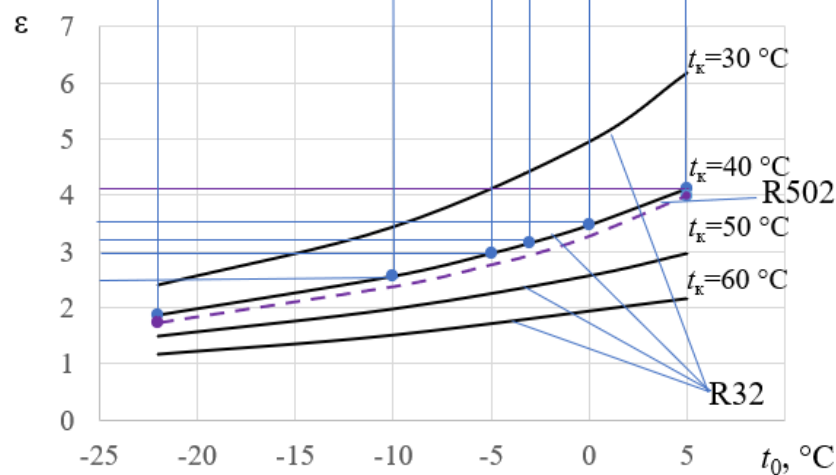
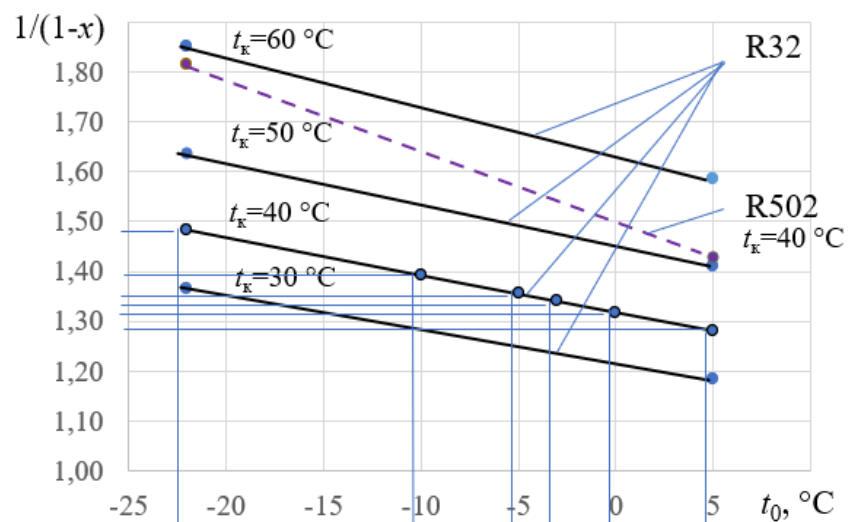
або

$$\text{tg}\varphi = \frac{\varepsilon}{(t_3 - t_4)} \left(\frac{x}{1-x}\right) = \frac{2,52}{(40 - (-5))} 0,81 = 0,0454,$$

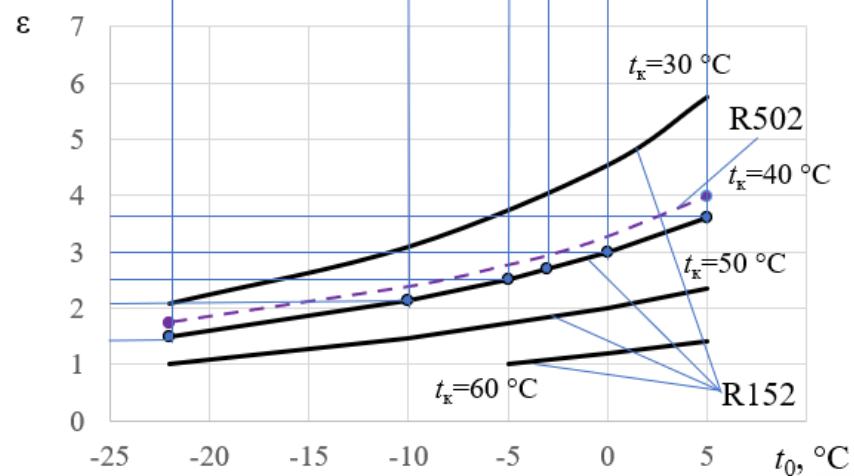
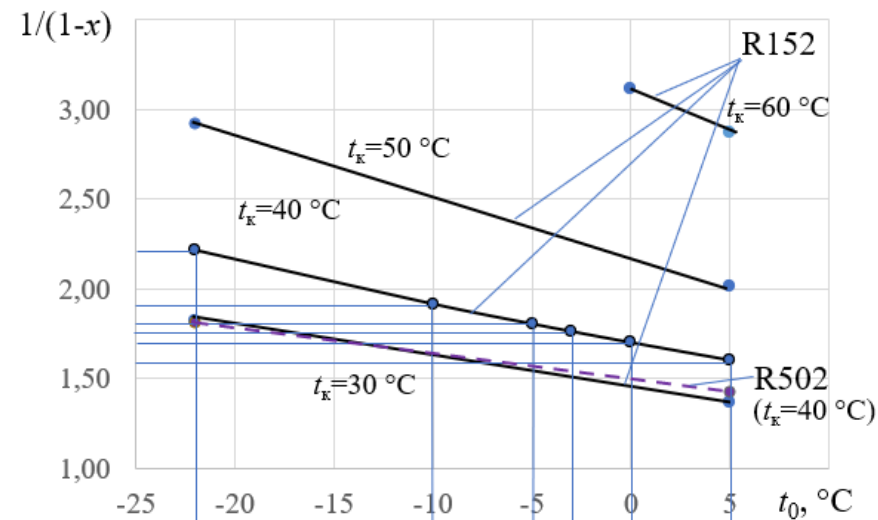
$$\varepsilon_{\text{п-ох}} = \Delta t \cdot \text{tg}\varphi + \varepsilon = 10 \cdot 0,0454 + 2,52 = 2,97.$$

Значення $\varepsilon_{\text{п-ох}} = 2,97$ для R152 підтверджується розрахунком термодинамічних параметрів циклу при переохолодженні 10°C .

Обґрунтування цього методу дозволило створити номограми для визначення ефекту від переохолодження для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152 (рис. 3.17).



a



б

Рис. 3.17. Номограми для визначення ε та критерію $\frac{1}{1-x}$, який показує ефект від переохолодження холодоагенту:

a – R32; б – R152

На рис. 3.17 для порівняння також показано штрих-пунктирною лінією залежності ε та критерію $\frac{1}{1-x}$ від температури випаровування при температурі конденсації 40 °C для R502, який підлягає заміні. Це зроблено для того, щоб при ретрофіті холодоагенту краще було б орієнтуватися, як вплине переохолодження на ефективність роботи ХМ.

Таким чином, створено номограми для визначення ефекту від переохолодження для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152 за критерієм, який є функцією ступеня сухості холодоагенту після дроселювання x в процесі без переохолодження.

3.2 Методи дослідження ефективності використання адіабатичних технологій охолодження повітря для зниження температури конденсації та переохолодження холодоагенту

У кліматичних зонах з високими температурами та низькою вологістю водовипарні системи можуть стати реальною альтернативою машинному охолодженню.

Водовипарні системи мають низку переваг перед машинними системами охолодження. Це – простота виробництва, відсутність енергоємного компресора, використання природного неагресивного холодоагенту та інше.

При розрахунку процесів адіабатичного охолодження слід враховувати психометричну відмінність температур мокрого та сухого термометрів. Ця відмінність дозволяє в процесі випарного охолодження повітря використовувати поновлюваний енергоресурс – воду.

Охолодження повітря може відбуватися різними способами.

Перший спосіб – пряме випарне одностадійне охолодження. Відбір теплоти відбувається при випаровуванні води у потоці повітря. Такий спосіб охолодження ще називається адіабатичним охолодженням. Мінімальна теоретична температура повітря при цьому – температура мокрого термометра.

У процесі 1–2 температура повітря при адіабатичному охолодженні знижується, а вміст вологи зростає, ентальпія при цьому залишається незмінною (рис. 3.18).

Другий спосіб – непряме випарне одностадійне охолодження, коли повітря охолоджується через стінку теплообмінника потоком холодоносія, що охолоджується за рахунок випаровування води. Найбільш доступні в цьому випадку холодоносії – це охолоджена за рахунок часткового випаровування вода та охолоджене під час випаровування води повітря. Мінімальна теоретична температура повітря при цьому – температура мокрого термометра повітря контуру холодоносія. У процесі зниження температури 1–3 при непрямому випарному охолодженні ентальпія знижується, вміст вологи залишається незмінним (рис. 3.18).

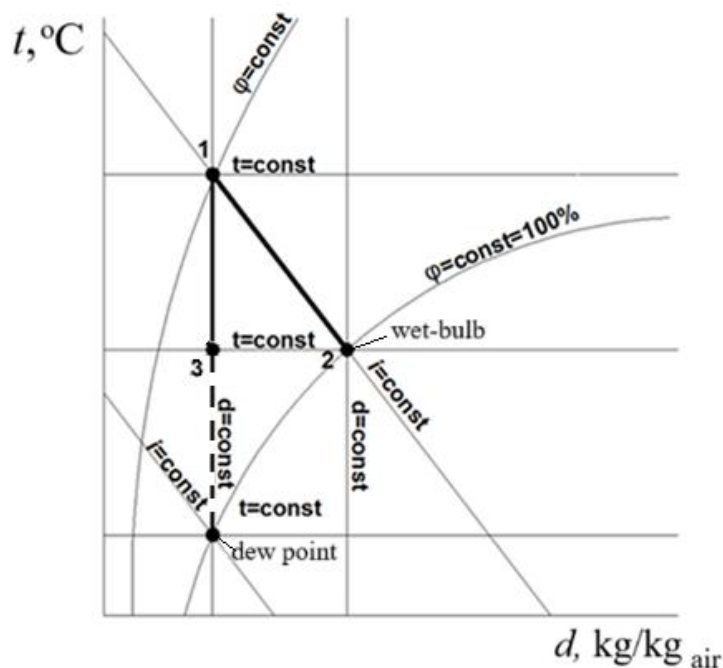


Рис. 3.18. Психометрична діаграма повітря: 1–2 – адіабатне охолодження повітря; 1–3 – охолодження непряме у випарному теплообміннику

Третім способом є випарне двостадійне охолодження (рис. 3.19) – це комбінація адіабатичного охолодження та непрямого охолодження. Як перша стадія використовується непряме, а як друга – адіабатичне випарне охолодження. Цей спосіб дозволяє отримувати температури нижче за мокрий

термометр і близьку до температури точки роси. У процесі зниження температури при двостадійному охолодженні ентальпія знижується, вміст вологи зростає. Такі системи часто пропонують як альтернативу «штучному холоду в системах кондиціонування повітря».

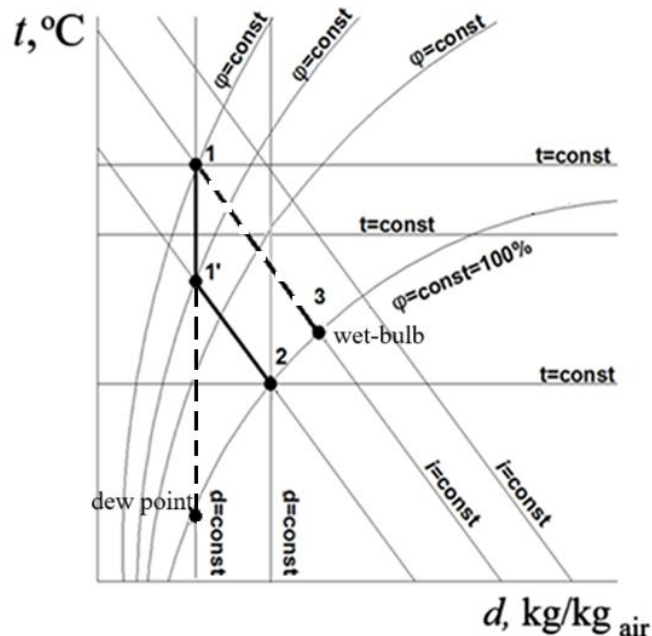


Рис. 3.19. Психрометрична діаграма повітря: 1–1' – непряме охолодження (перша стадія); 1'–2 – адіабатичне охолодження (друга стадія); 1–3 – адіабатичне одностадійне охолодження

Розрахунки параметрів вологого повітря визначаються за відомими залежностями [34], [71]. Показники охолодженого повітря на виході з теплообмінника (процес 1–1') (рис. 3.19) розраховуються за відомими термодинамічними співвідношеннями та критеріальними рівняннями теплопередачі, відносної вологості та швидкості руху повітря. В результаті розрахунку отримають температуру, відносну вологість, витрату води на випаровування, холодопродуктивність, додаткову та кінцеву вологоємність повітря.

У роботі запропоновано не лише теоретичні докази впливу на енергоефективність ХМ адіабатичного попереднього охолодження повітря перед конденсатором, але й тривалі спостереження за роботою операційних

систем. Зокрема, було використано дистанційний моніторинг ефективності використання адіабатичних технологій у промисловому холодильному агрегаті у порівнянні з аналогічною машиною, в якій зволоження було відсутнє.

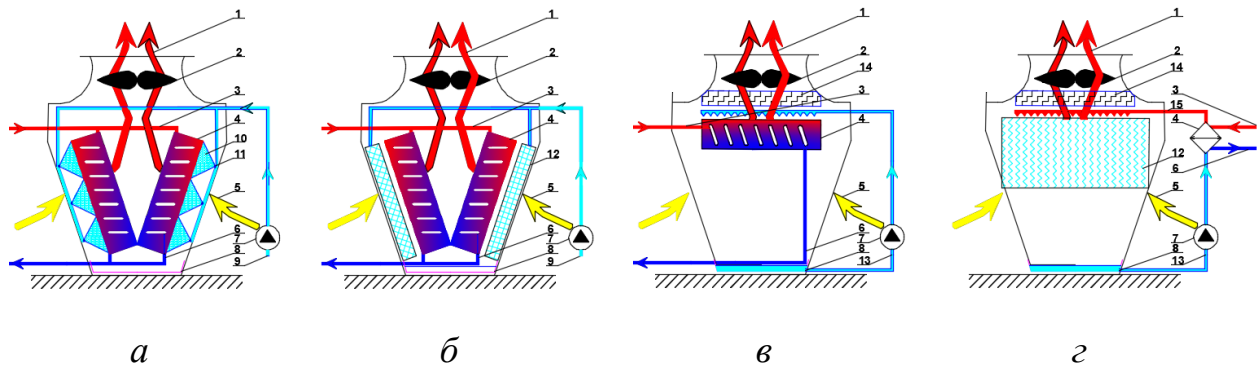
Слід зазначити, що під час дослідження було необхідно також враховувати такий факт, як зниження ефективності систем випаровування через зниження температури та зростання відносної вологості навколишнього повітря. Погодно-кліматична залежність використання певних систем випаровування води вимагає ретельного аналізу та врахування особливостей конкретного регіону. Зниження температури вологого термометра не змінюється так швидко, на відміну від сухого термометра. Тому за помірних температур навколишнього середовища ефективність повітряного охолоджувача може бути кращою, ніж у випарного охолоджувача. У зв'язку з цим у роботі також були використані методи аналізу та узагальнення погодно-кліматичних даних (а саме температури та вологості атмосферного повітря) для визначення кліматичних особливостей використання адіабатичного повітряного охолодження в різних містах України, що дозволило провести порівняння ефективності використання технологій зниження температур конденсації та переохолодження рідини для різних кліматичних умов.

3.3 Систематизація сучасних водовипарних технологій охолодження повітря та аналіз ризиків, які пов'язано з їх недоліками

3.3.1 Систематизація сучасних водовипарних технологій охолодження

На базі водовипарних систем можливе створення різних теплообмінних апаратів холодильних машин для охолодження (газкулери) та конденсації (конденсатори) пароподібного або переохолодження (переохолоджувачі) рідкого холодоагенту. Також можливе створення охолоджувачів компресорного мастила (мастилоохолоджувачі), охолоджувачів проміжного теплоносія (гліколеві «сухі» градирні).

Сучасні холодильні системи мають у своєму арсеналі велику різноманітність апаратів адіабатичного охолодження за рахунок випаровування води (рис. 3.20).



1 – нагріте та зволожене повітря; 2 – вентилятор; 3 – гарячий холодоагент;
4 – теплообмінник холодильної машини, що скидає тепло; 5 – сухе зовнішнє повітря; 6 – охолоджений холодоагент; 7 – циркуляційний насос; 8 – піддон для збору води; 9 – мережева вода; 10 – краплі води; 11 – форсунки розпилення води; 12 – випарна теплообмінна поверхня; 13 – холодна вода;
14 – відбійник крапель; 15 – нагріта вода

Рис. 3.20. Апарати водовипарного охолодження:

a, б – повітряні; *в* – випарний; *г* – водяний

Теплообмінники холодильних машин, що скидають тепло у навколишнє середовище за допомогою випаровування води, умовно можна поділити на:

- повітряні, які характеризуються теплообміном з повітрям, яке було охолоджене в контакті з водою, що випаровувалася (в камерах, в зонах забору повітря, на додаткових теплообмінних поверхнях);

- випарні, які характеризуються теплообміном з водою, що випаровується на їх поверхні, в контакті з повітрям (випарні: конденсатори, охолоджувачі мастила, переохолоджувачі рідкого холодоагенту);

- водяні, які характеризуються теплообміном з водою, що випаровується в окремих водоохолоджувачах (бризкальні басейни, відкриті градирні, вентиляторні градирні).

3.3.1.1 Особливості повітряних теплообмінників

За місцем випаровування води повітряні теплообмінники умовно можна розділити на дрібнодисперсні розпилювальні системи (рис. 3.20, *а*) та додаткові випарні теплообмінні поверхні (рис. 3.20, *б*).

Дискові, ультразвукові, форсункові та інші пристрої дрібнодисперсного розпилення води служать для одержання крапель мікронного розміру. Такі краплі миттєво випаровуються у повітрі, зволожуючи його та охолоджуючи. Суттєві недоліки цих пристроїв, а саме – використання демінералізованої води, витрати енергії на розпилення, втрати води, які пов'язані з крапельним винесенням, ідеальне середовище для розвитку та розповсюдження легіонели роблять їх менш цікавими в порівнянні з випарними теплообмінними поверхнями.

Випарна теплообмінна поверхня повинна мати високі показники ефективності насичення та низький опір повітрю. Ефективність насичення показує наскільки близько температура охолодження повітря наближається до температури вологого термометру, а опір повітрю знижує продуктивність вентиляторів. Обидва фактори є, безумовно, визначальними при створенні енергоефективних систем.

Дуже часто водовипарні теплообмінні поверхні пропонуються у вигляді касет у формі стільників або перфорованих ламелей. Матеріал випарних теплообмінних поверхонь: целюлозна бумага, ПВХ пластик, алюмінієва фольга, кераміка. Для покращення зволоження та випаровування поверхні часто мають додаткові гідрофільні та гігроскопічні покриття. Такі покриття є пористими, абсорбують воду, зберігають її шляхом капілярної дії та віддають при випаровуванні.

3.3.1.2 Особливості випарних теплообмінників

Випарна система є комбінацією водяної та повітряної систем охолодження і демонструє собою апарат, в якому об'єднані процеси

охолодження теплообмінників холодильної машини водою та охолодження цієї води повітрям (рис. 3.20, в).

Система випарного охолодження менш ефективна ніж водяного за рахунок більш низьких коефіцієнтів тепловіддачі від плівки води до повітря. Разом з тим така система дозволяє поєднати теплообмінник, що віддає тепло, та пристрій охолодження води в одному апараті та скоротити витрати споживаної води.

3.3.1.3 Особливості водяних теплообмінників

В промислових холодильних машинах широко застосовують водяні системи охолодження теплообмінників (рис. 3.20, г), які забезпечують високу інтенсивність теплообміну при контакті води з поверхнею, що дозволяє використовувати компактне теплообмінне обладнання. Але така система передбачає використання водоохолоджувачів для передачі теплоти від води до повітря. В холодильній техніці використовують наступні види водоохолоджувачів: бризкальні басейни, відкриті градирні (бризкальні, крапельні, плівкові), вентиляторні градирні (форсункові, крапельні, плівкові). Найбільше використовують вентиляторні градирні.

3.3.2 Проблеми водовипарних систем, що виникають при їх експлуатації

Водовипарні системи мають багато переваг, але є і недоліки, які треба враховувати при проектуванні та експлуатації цих систем. До недоліків відноситься корозія матеріалів апаратів систем охолодження, з якими контактує вода. Також присутнє зашлаковування та засмічення теплообмінників мінералами, солями та механічними забруднювачами, що є у воді та повітрі, утворення сприятливої середовища для розвитку хвороботворних мікроорганізмів. Недоліками є також додаткове споживання електричної енергії і води, ризик замерзання води при низьких температурах навколишнього середовища та погодна втрата переваг.

3.3.2.1 Корозія матеріалів апаратів систем охолодження

Обладнання для випарного охолодження схильне до впливу руйнівних факторів двох типів:

- при встановленні обладнання на відкритому повітрі в зонах з підвищеною забрудненістю воно піддається впливу агресивних речовин, що знаходяться головним чином у газоподібному стані;
- усередині системи відбувається безперервна циркуляція води, що поступово поглинає хімічні компоненти з атмосфери.

Таким чином, ззовні на систему діє газоподібне, а зсередини – рідке агресивне середовище. Додатковим руйнівним фактором, що діє тільки на зовнішню поверхню обладнання, є сонячне світло, особливо в ультрафіолетовій частині спектра.

Кожен з цих руйнівних факторів вимагає відповідних методів протидії. Так як внутрішня та зовнішня корозія можуть викликатися різними чинниками, найбільш ефективна система захисту від корозії повинна бути заснована на різних компонентах, кожен з яких має забезпечувати оптимальний захист.

Радикальні рішення базуються на застосуванні таких стійких до корозії матеріалів, як склопластик та нержавіюча сталь. Застосування першого зі згаданих матеріалів є найкращим можливим рішенням, оскільки при помірній вартості дозволяє забезпечити значну міцність і довговічність обладнання. На жаль, цей матеріал непридатний для застосування в агрегатах з відцентровими вентиляторами, які в ряді випадків є незамінними за показниками шуму та тиску, що розвивається вентиляторами. Нержавіюча сталь придатна для конструкції будь-якого типу, проте цей матеріал дуже дорогий і до того ж може бути схильний до електролітичної корозії, особливо при роботі з солоною водою і в атмосфері сольового туману. У більшості випадків застосування оптимальним рішенням як з економічного погляду, так і з точки зору механічної міцності є оцинкована сталь [41]. Існують також варіанти застосування полімерного покриття або нанесення на сталь захисних шарів на основі хроматів цинку та алюмінію.

3.3.2.2 Засмічення апаратів

На практиці будь яка вода містить зважені та розчинені домішки. Це викликає зашлаковування апаратів солями жорсткості. Крім цього, механічні частинки попадають до водяної системи з повітряного потоку. Ці елементи в процесі випарювання води залишаються на теплообмінній поверхні і частково змиваються у прийомний піддон, де поступово збільшується вміст розчинних солей та домішок. Тому виникає необхідність виконувати очищення та знижувати концентрацію домішок. Останнє роблять періодичним повним видаленням та заміною води що циркулює в системі.

Виробники випарних теплообмінних поверхонь обіцяють самоочищення від відфільтрованих з повітря часток розміром більше 10 мікрон шляхом вимивання циркулюючою водою. Але досвід експлуатації вказує на необхідність застосування зовнішніх механічних фільтрів класу не нижче G4.

Виробники пропонують використовувати водопровідну воду, але з певними умовами щодо хімічного складу:

- вода не повинна містити надто багато розчинених мінералів;
- рекомендована електропровідність повинна бути меншою ніж 1000 мСм/см;
- використання дистильованої або немінералізованої води вкрай небажане через свою агресивну природу.

3.3.2.3 Споживання води

Випарні системи потребують стабільного постачання чистої води. На практиці дуже рідка можливість мати необмежену кількість безкоштовної води. Тільки якщо маємо справу з корабельними системами, що використовують забортну воду. В інших умовах ціна води досить висока. Особливо в міських умовах. Хімічне очищення води, що поступає до випарних апаратів, часто є значною статтею експлуатаційних витрат на холодильну систему. Взагалі вода – це найцінніша рідина на планеті Земля. З цих причин потрібно

використовувати рішення, що дозволяють до мінімуму знизити споживання води.

Водовипарні системи втрачають воду наступним чином: випаровування, унесення крапель води потоком повітря, сервісна промивка системи та очищення від домішок. В деяких випадках повна витрата води, що додається, може становити від 1,5 кг/год до 6 кг/год на 1 кВт холодопродуктивності апарата.

Застосування рішень, які використовують випарну технологію тільки під час високих температур навколишнього середовища, дає можливість в рази зменшувати загальні витрати води протягом року.

Також суттєвим ефектом економії буде вибір технологій та апаратів які витрачають мінімальну кількість води.

3.3.2.4 Замерзання води

В часи, коли температура навколишнього середовища опускається нижче 0 °C, виникає ризик замерзання води у трубопроводах та прийомних піддонах. Така ситуація найбільш ймовірна при малих теплових навантаженнях на систему або при повному відключенні циркуляційних насосів.

Проектування системи потребує робити уклони, щоб вода не залишалась в зовнішніх трубопроводах під час зупинки системи. Вода у зовнішніх піддонах повинна або підігріватися окремими підігрівачами, або повністю видалятися у ємності в приміщеннях, що опалюються.

3.3.2.5 Розвиток хвороботворних мікроорганізмів

Наявність крапельної вологої середі з температурами від 20 °C до 45 °C утворює умови для розвитку таких хвороботворних мікроорганізмів, як легіонела.

Рішення, що усувають або зменшують цю проблематику, такі: відмова від використання систем з дрібнодисперсним розпиленням води, використання

додаткових пристроїв знезараження (ультрафіолетового випромінювання). Використання водовипарних систем з температурою води нижче 20 °C та відмова від використання оборотної схеми водозабезпечення апаратів також сприятимуть вирішенню проблеми.

3.3.2.6 Додаткове споживання електричної енергії

Більшість сучасних апаратів випарного охолодження використовують вентилятори для циркуляції повітря та насоси для циркуляції води. Це пристрої, які споживають електричну енергію. Треба зазначити, що зазвичай випарні апарати споживають менше електричної енергії ніж аналогічні теплообмінні пристрої повітряного охолодження. Але є винятки. Коли використовують додаткові водовипарні теплообмінні поверхні, що розміщують перед теплообмінним обладнанням, вони утворюють додатковий перепад тиску, що викликає зменшення потоку повітря. Коли зовнішні температури зменшуються і використання випарного ефекту не застосовується, то вентилятори споживають більше електричної енергії ніж аналогічні теплообмінні пристрої повітряного охолодження. Щоб уникнути цієї проблеми потрібно знімати додаткові випарні теплообмінні поверхні в холодну пору року.

3.3.2.7 Зниження ефективності водовипарного охолодження, що пов'язано зі зміненням погодних умов

Треба враховувати такий факт, як зниження ефективності випарних систем через зниження температури та зростання відносної вологості навколишнього повітря. Погодна та кліматична залежність застосування тих чи інших водовипарних систем потребує уважного аналізу та врахування особливостей конкретного регіону. Зниження температури волого термометру здійснюється не так швидко, на відміну від сухого. Тому при помірних температурах зовнішнього середовища ефективність повітряного охолоджувача може бути кращою, ніж випарного [42].

3.4 Кліматичні особливості використання водовипарного охолодження повітря

3.4.1 Аналіз кліматичних умов різних міст України

Як зазначалося, випарне охолодження теплообмінників, які відводять тепло, є найбільш ефективним у теплий період року.

Проте в інших кліматичних умовах, залежно від температури та відносної вологості повітря, ефективність технології випаровування змінюється. У зв'язку з цим було проведено аналіз результатів розрахунків прямого одностадійного випарного охолодження до температури вологого термометра для міст Львів, Київ, Харків та Одеса.

Узагальнені кліматичні умови та розрахована температура вологого термометра для кожного з міст наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Показники випарного охолодження для 4-х міст України

$t_{in},$ °C	Львів			Київ			Харків			Одеса		
	$\phi,$ %	$t_{wet\ bulb},$ °C	n_h	$\phi,$ %	$t_{wet\ bulb},$ °C	n_h	$\phi,$ %	$t_{wet\ bulb},$ °C	n_h	$\phi,$ %	$t_{wet\ bulb},$ °C	n_h
34...36										19	18...19	12
32...34							24	18...19	36	23	18...19	38
30...32				29	18...19	36	29	18...19	120	32	18...20	136
28...30	38	18...20	36	40	19...20	147	33	17...18	243	37	18...20	252
26...28	41	17...19	171	43	18...19	276	36	16...18	327	43	17...19	364
24...26	50	17...19	288	49	17...18	432	44	16...18	378	52	17...19	372
22...24	54	16...18	411	54	16...18	537	49	15...17	462	58	17...18	504
20...22	62	15...17	501	63	15...17	588	55	14...16	564	65	16...18	677
18...20	70	15...16	618	68	15...17	693	61	14...15	633	67	14...16	606
Сума			2025			2709			2763			2949

Як теплий період року приймався період, коли температура зовнішнього повітря перевищує 18 °C.

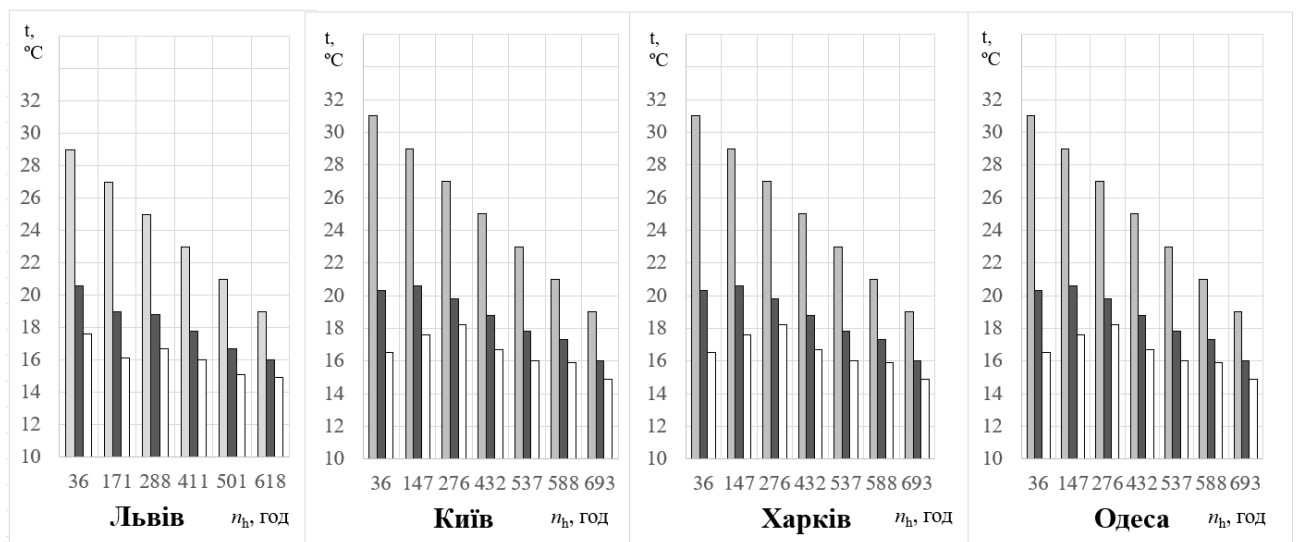
Кліматичні умови в цих містах відрізняються наступним чином. У Львові найнижчі значення температури повітря були зафіксовані протягом 2025 годин.

У Києві протягом 2709 годин спостерігалися досить низька вологість та помірні значення температури повітря. У Харкові найнижчі значення вологості повітря були зареєстровані протягом 2763 годин. В Одесі протягом 2961 години фіксувалися високі значення температури та вологості повітря.

Максимального ефекту від випарного охолодження слід очікувати в тих містах, де тривалість теплового періоду є найбільшою, температура повітря – вищою, а відносна вологість – нижчою.

3.4.2 Аналіз використання технології одно- та двостадійного охолодження повітря в різних містах України

Розрахункові температури повітря після прямого одноступеневого охолодження в багат шарових випарних панелях на основі алюмінієвої фольги та в двоступеневих охолоджувальних пристроях у різних містах України залежно від температури навколишнього повітря, що реєструються метеостанціями, наведено на рис. 3.21.



— температура зовнішнього повітря на вході до випарної поверхні;
 середня температура повітря: — після одностадійного охолодження; —
 — після двостадійного охолодження

Рис. 3.21. Температурні показники роботи випарних поверхонь одностадійного та двостадійного охолодження в 4-х містах України

Для розрахунку процесів охолодження було використано сертифіковане програмне забезпечення від виробника випарних панелей «OXYCOM» (Нідерланди). «OXYCOM» виробляє випарні панелі «OXYVAR», які забезпечують адіабатичне охолодження та зволоження. Вихідними даними для цього програмного забезпечення є параметри вологого повітря та способи охолодження.

Як можна побачити з рис. 3.21, використання двоступеневого охолодження порівняно з одноступеневим для певного типу випарника підвищує продуктивність випарного охолодження на 33...36 %.

3.4.3 Метод математичного моделювання для визначення робочих параметрів парокомпресійної холодильної машини

У дослідженні використовується метод математичного моделювання з зосередженими параметрами для визначення робочих параметрів парокомпресійної холодильної машини.

При моделюванні об'єкта математична модель з зосередженими параметрами являє собою систему звичайних диференціальних та алгебраїчних рівнянь.

Цей метод має просту форму, легко піддається алгоритмізації та враховує взаємозв'язок багатьох характеристик системи. Розрахунок статичних характеристик роботи холодильної машини ґрунтується на моделюванні циркуляційного контуру холодоагенту шляхом складання рівнянь теплового балансу для елементів установки.

На рис. 3.22 показано схему холодильної машини з системою попереднього охолодження повітря з позначенням основних точок процесу.

Точка 1_{ref} відповідає параметрам холодоагенту перед компресором з урахуванням його перегріву на 5 °C.

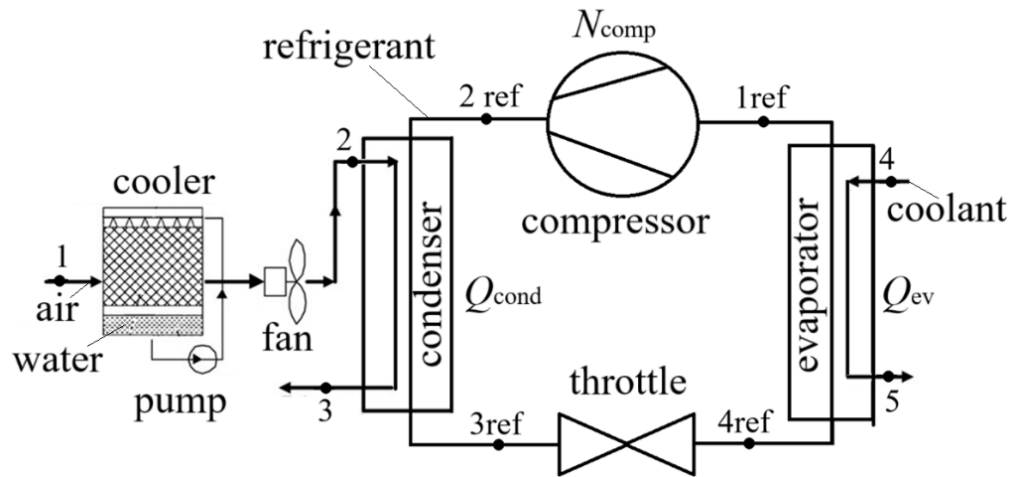


Рис. 3.22. Принципова схема холодильної машини з системою попереднього охолодження повітря

Холодопродуктивність випарника Q_{ev} та теплопродуктивність конденсатора Q_{cond} визначається шляхом спільного розв'язання наступних рівнянь:

$$Q_{ev} = m_{ref}[i_{1ref} - i_{4ref}] = G_{cool}c_{pcool}\xi\bar{\eta}_{ev}(t_4 - t_{ev}),$$

$$\bar{\eta}_{ev} = 1 - e^{-\frac{k_{ev}F_{ev}}{G_{cool}c_{pcool}}}, m_{ref} = \lambda_{comp}V_{comp}/v_{1ref},$$

$$Q_{cond} = m_{ref}[i_{2ref} - i_{3ref}] = G_2c_{p2}\bar{\eta}_{cond}(t_{cond} - t_2),$$

$$\bar{\eta}_{cond} = 1 - e^{-\frac{k_{cond}F_{cond}}{G_2c_{p2}}},$$

де m_{ref} – масова витрата холодоагенту;

G_{cool} , G_2 – масова витрата холодоносія з боку випарника та вологого повітря на вході в конденсатор;

c_{pcool} , c_{p2} – питома ізобарна теплоємність холодоносія з боку випарника та вологого повітря на вході в конденсатор;

ξ – коефіцієнт вологовипадіння;

t_4, t_{ev} – температури охолоджувача на вході в випарник та температура випаровування холодоагенту;

$\bar{\eta}_{ev}, \bar{\eta}_{cond}$ – теплотехнічний коефіцієнт випарника та конденсатора;

k_{ev}, k_{cond} – коефіцієнт теплопередачі випарника та конденсатора;

F_{ev} – площа теплообмінної поверхні випарника та конденсатора;

λ_{comp} – коефіцієнт подачі компресора;

V_{comp} – об'ємна витрата компресора;

v_{lref} – питомий об'єм пари на всмоктуванні компресора;

t_{cond}, t_2 – температура конденсації холодоагенту та температура вологого повітря на вході в конденсатор.

Коефіцієнт подачі компресора λ_{comp} можна визначити за емпіричною формулою

$$\lambda_{comp} = 1 - 0,05[\bar{\pi}^{0,869} - 1],$$

де $\bar{\pi}$ – коефіцієнт стиснення, який визначається як співвідношення тиску конденсації p_{cond} до тиску випаровування p_{ev} .

Температура пари в кінці процесу стиснення в компресорі t_{2ref} визначається як

$$(t_{2ref} + 273,15) = (t_{1ref} + 273,15) \left[\frac{1}{\eta_{is}} \left(\bar{\pi}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + 1 \right],$$

де κ – показник адіабати холодоагенту;

η_{is} – ізоентропний ККД компресора, який знаходиться з рівнянь, отриманих при обробці даних [43]:

– при $\bar{\pi} \leq 4$

$$\eta_{is} = -0,0025153\bar{\pi}^4 + 0,0387299\bar{\pi}^3 - 0,2279675\bar{\pi}^2 + 0,5772372\bar{\pi} + 0,2758929;$$

– при $\bar{\pi} > 4$

$$\eta_{is} = -0,03\bar{\pi} + 0,892.$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_{comp} = m_{ref} \frac{[i_{2ref} + i_{1ref}]}{\eta_{is}}.$$

Індикаторна потужність компресора – це потужність, затрачена в циліндрі на стиск і нагнітання газу без урахування механічних втрат в компресорі і приводі.

Споживана потужність компресора

$$N_e = N_{comp} / \eta_e,$$

де η_e – електромеханічний ККД компресора (0,98).

Холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = \frac{Q_{ev}}{N_e}. \quad (3.22)$$

Описана методика реалізована як пакет прикладних програм. Зіставлення результатів чисельного моделювання з даними випробувань кондиціонерів підтвердило працездатність методики. Максимальна неузгодженість між розрахунковими та експериментальними значеннями за такими параметрами як Q_{ev} , Q_{cond} , ε не перевищує 7,6 %, що можна визнати задовільним для проектних розрахунків.

Було розглянуто компресорну холодильну машину МКХ-80 виробництва України, яка призначена для отримання холодоносія (льодяна вода) з температурою $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$ у технологічних лініях для харчової та хімічної промисловості.

Як холодоагент використаний фреон R507, який під час роботи ХМ циркулює в системі в рідкому та газоподібному стані.

Машина компресорна холодильна МКХ-80 має напівгерметичний компресор поршневого принципу дії «Frascold». Холодопродуктивність холодильної машини МКХ-80 – 80 кВт, частота струму – 50 Гц.

При розрахунку не враховувались гідравлічні втрати. Теплотехнічна ефективність конденсатора була задана 60 %, а випарника – 50 %. Температура перегріву фреону задана 2 °С. На вході у конденсатор задавалися температури сухого повітря та вологого термометра для порівняння при всіх однакових умовах згідно з табл. 3.1.

Цикл холодильної машини, розрахований при температурах вологого повітря на вході в конденсатор t_2 30 °С і 20 °С, показано на рис. 3.23.

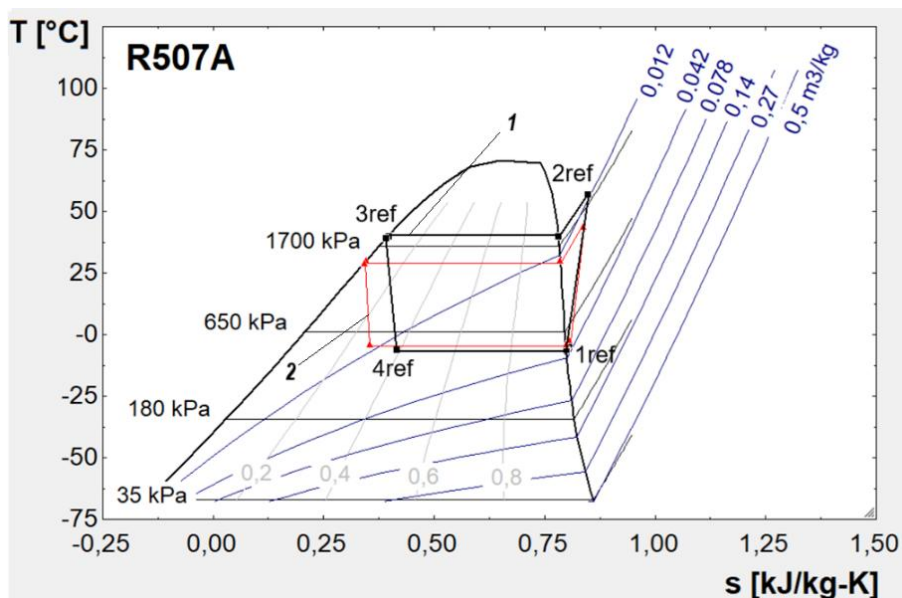


Рис. 3.23. Цикл холодильної машини, розрахований при:

$$1 - t_2 = 30 \text{ °С}; 2 - t_2 = 20 \text{ °С}$$

Згідно з табл. 3.1 для двох міст розраховано термодинамічні параметри холодильної машини та споживання енергії на привід компресора при холодопродуктивності 80 кВт та температурі охолодженої води на виході з випарника 1 °С.

В табл. 3.2 наведено зведені данні по температурах та економії електроенергії N_e , яка визначалась як різниця її споживання при нагнітанні на

конденсатор сухого та зволоженого повітря. Також порахована економія електроенергії у часи стояння температури n_h .

Таблиця 3.2

Зведені дані для двох міст України щодо температур та економії електроенергії холодильної машини при подачі вологого повітря до конденсатора

Львів						Харків					
t_2 , °C	t_{wet} bulb, °C	n_h , год	$t_2 - t_{wet}$ bulb, °C	ΔN_e , кВт	$\Delta N_e \times n_h$, кВт·год	t_2 , °C	t_{wet} bulb, °C	n_h , год	$t_2 - t_{wet}$ bulb, °C	ΔN_e , кВт	$\Delta N_e \times n_h$, кВт·год
						34	19	36	15	13,35	480,60
						32	19	120	13	11,21	1345,20
30	20	36	10	8,45	304,20	30	18	243	12	9,92	2410,56
28	19	171	9	7,33	1253,43	28	18	327	10	8,06	2635,62
26	19	288	7	8,26	2378,88	26	18	378	8	9,00	3402,00
24	18	411	6	4,60	1890,60	24	17	462	7	5,31	2453,22
22	17	501	5	3,71	1858,71	22	16	564	6	4,40	2481,60
20	16	618	4	2,67	1650,06	20	15	633	5	3,56	2253,48
Сума		2025			9335,88			2763			17462,28

Видно, що використання попереднього випарного охолодження повітря для кліматичних умов Харкова на 46 % ефективніше ніж для Львова.

За аналогією з табл. 3.2 розраховано значення ΔN_e для міст Одеса та Києв.

В табл. 3.3 представлено сумарні значення економії електроенергії за весь період високих температур для кожного міста.

Таблиця 3.3

Загальна економія електроенергії для 4-х міст України

Місце	Σn_h , год	$\Sigma \Delta N_e n_h$, кВт·год	$\Sigma \Delta N_e n_h / \Sigma n_h$, кВт·год на год
Львів	2025,00	9335,88	4,61
Харків	2763,00	17462,28	6,32
Київ	2709,00	13315,65	4,92
Одеса	2949,00	15775,30	5,35

З таблиці 3.3 видно, що найбільша середня економія електроенергії за годину за весь період високих температур спостерігається у Харкові – 6,32 кВт·год на годину, а найменша у Львові – 4,61 кВт·год на годину. Таким чином, найбільший потенціал для використання попереднього випарно-адіабатичного охолодження є у Харкові, де середня економія електроенергії за годину на 15,3 % вища, ніж в Одесі (5,35 кВт·год на годину), де спостерігаються найвищі температури навколишнього середовища, але вища відносна вологість.

3.5 Висновки за розділом 3

1. Запропоновано новий критерій оцінки ефекту від переохолодження рідкого холодоагенту після конденсатору в парокомпресійному холодильному циклі, який дозволяє проводити експрес-аналіз циклів ХМ при ретрофіті холодоагенту.

2. Запропоновано новий метод визначення холодильного коефіцієнту циклу ХМ з переохолодженням холодоагенту при розрахунку термодинамічних параметрів тільки простого циклу без переохолодження для різних холодоагентів [10].

3. Запропоновано метод створення зручних та інформативних номограм для експрес-аналізу визначення ефекту від переохолодження на роботу ХМ при ретрофіті на будь-які сучасні холодоагенти.

4. Вперше створено номограми для визначення ефекту від переохолодження для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152.

5. Проведено аналіз особливостей та систематизацію сучасних водовипарних технологій охолодження повітря: пряме випарне одностадійне охолодження; непряме випарне одностадійне охолодження; випарне двостадійне охолодження. Розглянуто роботу апаратів адіабатичного охолодження та визначено проблеми водовипарних систем, що виникають при

їх експлуатації, такі як корозія, засмічення апаратів, споживання води та її замерзання, розвиток хвороботворних мікроорганізмів, додаткове споживання електричної енергії.

6. Визначено кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження повітря на прикладі чотирьох міст України (Львів, Київ, Харків, Одеса). Максимальний ефект випарного охолодження спостерігався у м. Харків, хоча по показникам максимальних температур та терміну теплого періоду він на 6,3 % поступався м. Одеса. Але завдяки низької відносної вологості у Харкові ефективність охолодження була вищою на 5,4 % [8].

7. Найбільша середня економія електроенергії за годину за весь період високих температур спостерігається у Харкові – 6,32 кВт·год на годину, а найменша у Львові – 4,61 кВт·год на годину. Таким чином, найбільший потенціал для використання попереднього випарно-адіабатичного охолодження є у Харкові, де середня економія електроенергії за годину на 15,3 % вища, ніж в Одесі (5,35 кВт·год на годину), де спостерігаються найвищі температури навколишнього середовища, але вища відносна вологість.

РОЗДІЛ 4

ДИСТАНЦІЙНИЙ МОНІТОРИНГ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АДІАБАТИЧНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

4.1 Дистанційний моніторинг ефективності використання водовипарного охолодження повітря

У роботі запропоновано не лише теоретичні докази впливу попереднього адіабатичного охолодження повітря перед конденсатором, але й тривалі спостереження за роботою операційних систем. Зокрема, було використано дистанційний моніторинг ефективності використання адіабатичних технологій у промисловому холодильному агрегаті у порівнянні з аналогічною машиною, в якій зволоження було відсутнє.

4.1.1 Моніторинг ефективності використання охолодження повітря на вході в конденсатор

Протягом 5 років компанія ТОВ «Астра» м. Верхньодніпровськ виробляла, встановлювала на об'єктах охолодження та досліджувала роботу холодильних машин з різними адіабатичними пристроями. Як базові випарні поверхні використовувалися багат шарові поверхні на основі алюмінієвої фольги панелі «ОХУВАР» компанії «ОХУСОМ» Нідерланди [8].

Близько 100 холодильних машин, які мали адіабатичні прилади, були модульними типовими апаратами. Основний споживач холоду – середньотемпературні камери розподільчих центрів у різних регіонах України. Завдяки встановленій системі дистанційного моніторингу збиралася інформація стосовно ефективності використання адіабатичних технологій.

Одним з перших досліджень (м. Харків) було використання зрошуваних панелей «ОХУВАР» компанії «ОХУСОМ» для охолодження повітря на вході в

конденсатори холодильних машин з метою зниження енергоспоживання компресорів внаслідок зниження температури конденсації.

Для експерименту було обрано два однакових холодильних агрегата (ХА1 та ХА2), які встановлені на одному майданчику та працюють з однаковими параметрами на одну холодильну камеру (рис. 4.1).

На зрошувані панелі конденсатора ХА1 (рис. 4.1, б) здійснювалася подача води з 11:20 до 15:00. Перед конденсатором ХА2 панелі не встановлювались (рис. 4.1, в).



а



б



в

Рис. 4.1. Конденсатори повітряного охолодження з адіабатичними панелями:

а – фотографія установки; б – принципова схема ХА1;

в – принципова схема ХА2

В процесі експерименту відбувався контроль показників лічильників електроенергії, встановлених окремо на кожній із систем, та лічильника витрати води (табл. 4.1).

Таблиця 4.1

Показники лічильників

Лічильник	Початок вимірювання	Кінець вимірювання	Різниця показників
Електроенергія ХА1, кВт·год	29,94	62,00	32,06
Електроенергія ХА2, кВт·год	81,72	125,39	43,67
Витрати води, м ³	237,173	237,745	0,572

Неминучі розбіжності в розрахункових та експериментальних даних у тестуванні, що розглядається, пов'язані з наступними похибками:

- похибки у застосуванні відповідних апроксимаційних рівнянь стану холодоагенту та, як наслідок, похибки визначення усіх термодинамічних параметрів та деяких калорічних характеристик робочих тіл;
- похибки у розрахунках теплообміну та аеродинаміки як у основних теплообмінних блоках холодильної машини, так у зрошувальної адіабатичної поверхні, що обумовлено обмеженістю точності відповідних критеріальних рівнянь;
- відсутністю урахування нерівномірності змочування зрошувальної адіабатичної поверхні та вплив сонячного випромінювання на випаровування води;
- використання апроксимаційних залежностей (наприклад, показники компресору, теплообмінника, випарної поверхні), що були отримані з програмних продуктів виробників, а також рівнянь автора даної роботи, що побудовані на теорії планування числового експерименту;
- використання емпіричних залежностей від низки теплофізичних характеристик що використовуються у математичному моделюванні.

Усі ці причини і обумовили необхідність тестування натурних холодильних машин як об'єктів дослідження ефективності використання водовипарного охолодження.

Для цього була побудована система тестування холодильних машин, в яких встановлено водовипарну систему та без неї.

Як контрольовані в експерименті характеристики приймемо загальноприйняті при випробуваннях холодильних машин такі характеристики як холодопродуктивність Q_{ev} по повітрю, що охолоджується, і потужність приводу компресора N_c .

Ці величини дозволяють обчислити основну характеристику ХМ, що визначає її термодинамічну ефективність, таку як холодильний коефіцієнт, який визначається за формулою (3.22).

Окрім цього, враховуючи суттєвий вплив аеродинамічного супротиву теплообмінної поверхні переохолоджувача та адіабатичної поверхні, а також, гідравлічний спротив теплообмінника потоку холодоагенту, в ході експерименту були зроблені вимірювання цих показників з подальшим порівнянням з розрахунковими значеннями.

Вірогідними вважатимемо результати визначення основних характеристик ХМ у тому випадку, якщо похибки експерименту не вийдуть за межі нормативного поля допусків. Як таке приймемо ті рекомендації, які діють при технічних та експлуатаційних випробуваннях ХМ, що представлено у роботі [72].

Та обставина, що новим блоком у схемі є теплообмінник «рідина – повітря», самовизначила методику вимірювання холодопродуктивності Q_{ev} .

При тестуванні роботи ХМ використовувалась методика визначення холодопродуктивності калориметруванням повітря на вході та виході з водовипарного повітроохолоджувача. При цьому

$$Q_{ev} = G_{пов} c_{рпов} (t_{вх} - t_{вих}) + \Delta Q_0, \quad (4.1)$$

де $G_{пов}$ – витрата повітря;

$c_{рпов}$ – ізобарна теплоємність за середньої температури повітря;

ΔQ_0 – теплота, що надходить ззовні через корпус теплообмінника.

При цьому витрата повітря визначалася за допомогою цифрового анемометра «Testo 405i», укомплектованим електронним блоком, що забезпечує вимірювання, індикацію вимірювань, самодіагностику та автокалібрування.

Точність вимірювання:

$$\pm 0,1 \text{ м/с} + 5 \% \text{ m.v. у діапазоні від } 0 \text{ м/с до } 2 \text{ м/с},$$

$$\pm 0,3 \text{ м/с} + 5 \% \text{ m.v. у діапазоні від } 2 \text{ м/с до } 15 \text{ м/с},$$

де 5 % m.v. – корекція при максимальній швидкості.

Різниця температур $\Delta t = t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}$ визначалася за допомогою диференціальної багатоспайної хромель-копелевої термопари.

Індикаторна потужність N_{comp} , що витрачається безпосередньо для стиснення холодоагенту в компресорі, визначається як

$$N_{\text{comp}} = N_e \eta_{\text{мв}} \eta_{\text{ев}}, \quad (4.2)$$

де N_e – потужність електроприводу компресора;

$\eta_{\text{мв}}$ – механічний ККД, що встановлює механічні втрати в компресорі в черг тертя;

$\eta_{\text{ев}}$ – ККД електродвигуна.

Для компресора значення $\eta_{\text{мв}}$ і $\eta_{\text{ев}}$ становлять 0,98 та 0,97.

Схема виміру N_e показано на рис. 4.2.

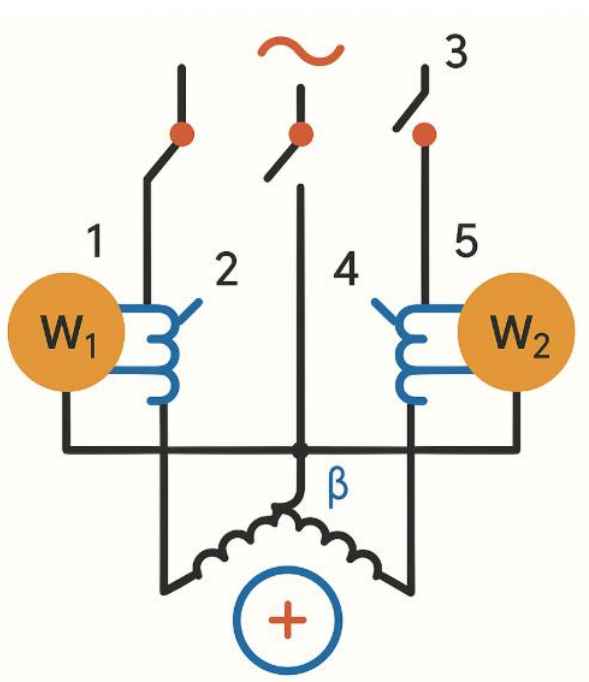


Рис. 4.2. Схема вимірювання потужності, що споживається електродвигуном компресора ХМ: 1,5 – ватметри; 2,4 – трансформатори струму;
3 – пакетний вимикач

Перепади тисків холодоагенту вимірювалися на лінії рідкого холодоагенту між точкою після ресивера і перед терморегулюючим клапаном.

Перепади тиску вимірювалися мікроманометрами ОКСІ-1Д із тензометричним чутливим елементом. Абсолютна похибка виміру – 2 Па. Використовувався барометр-анероїд БАММ-1.

При цьому

$$N_e = W_1 + W_2, \quad (4.3)$$

де W_1 та W_2 – показання ватметрів.

В один блок випробування включалося до 10 вимірювань температур, тисків, потужності приводу компресора та вентиляторів, витрати води з інтервалом вимірювань від 2 до 5 хвилин при стабілізованому термогідравлічному режимі роботи холодильної машини та переохолоджувача.

Оцінка похибки експерименту проводиться наступним чином.

Приймаючи [73], що розподіл помилок вимірювальних приладів підпорядковується нормальному закону розподілу Гаусса, визначимо середньо квадратичні відносні похибки, що мали місце при визначенні холодопродуктивності Q_{ev} , потужності приводу компресора N_e і, відповідно, похибки у визначенні холодильного коефіцієнта ε . Відповідно до рівняння (4.1) відносну похибку у визначенні холодопродуктивності знайдемо як

$$\frac{\Delta Q_0}{Q_{ev}} = \left[\left(\frac{\Delta G_{пов}}{G_{пов}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta c_{pпов}}{c_{pпов}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t}{t_{вх} - t_{вих}} \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (4.4)$$

де $\Delta G_{пов}$, $\Delta c_{pпов}$ і Δt – абсолютні похибки у визначенні витрати повітря, теплоємності та різниці температур повітря, що нагрівається.

Відповідно до паспорта цифрового анемометра «Testo 405i» відносна похибка вимірювання дорівнює 0,03.

Так як аналітична залежність теплоємності води від температури відсутня, то, використовуючи метод кінцевих різниць, отримаємо

$$\Delta c_{p\text{пов}} = \frac{dc_{p\text{пов}}}{dt} \Delta t, \quad (4.5)$$

де $\Delta c_{p\text{пов}}$ – абсолютна похибка у визначенні теплоємності за похибки температури повітря, що дорівнює $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Похибка при обумовленій похибці у вимірі температури повітря та її різниці температур становила в середньому $2,5\%$.

З огляду на це, підсумкова похибка у визначенні холодопродуктивності дорівнює $4,2\%$.

З рівнянь (4.2) і (4.3) визначення потужності приводу компресора випливає, що

$$\frac{\Delta N_e}{N_e} = \left[\left(\frac{\Delta W_1}{W_1} \right)^2 + \left(\frac{\Delta W_2}{W_2} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (4.6)$$

Таким чином, відносна похибка визначення холодильного коефіцієнта може бути знайдена як

$$\frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon} = \left[\left(\frac{\Delta Q_0}{Q_{\text{ев}}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta N_e}{N_e} \right)^2 \right]^{1/2}, \quad (4.7)$$

Оцінки похибок вимірювання холодопродуктивності холодильної машини, потужності приводу компресора та, в результаті, похибки у визначенні холодильного коефіцієнта знаходяться у полі допуску вимірювань при випробуваннях холодильної техніки [73].

Нижче представлено результати дистанційного моніторингу холодильних машин з адіабатичним переохолодженням повітря перед конденсатором (ХА1), та без нього (ХА2).

Вода, що подається на зрошувані панелі, випаровується та охолоджує повітря на вході в конденсатор, що знижує температуру конденсації холодоагенту. На графіку (рис. 4.3) видно, що температура конденсації ХА1 становить $29,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, що на $14,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ нижче температури конденсації холодильного

агрегату ХА2 і на $0,7^{\circ}\text{C}$ нижче температури навколишнього середовища за сухим термометром.

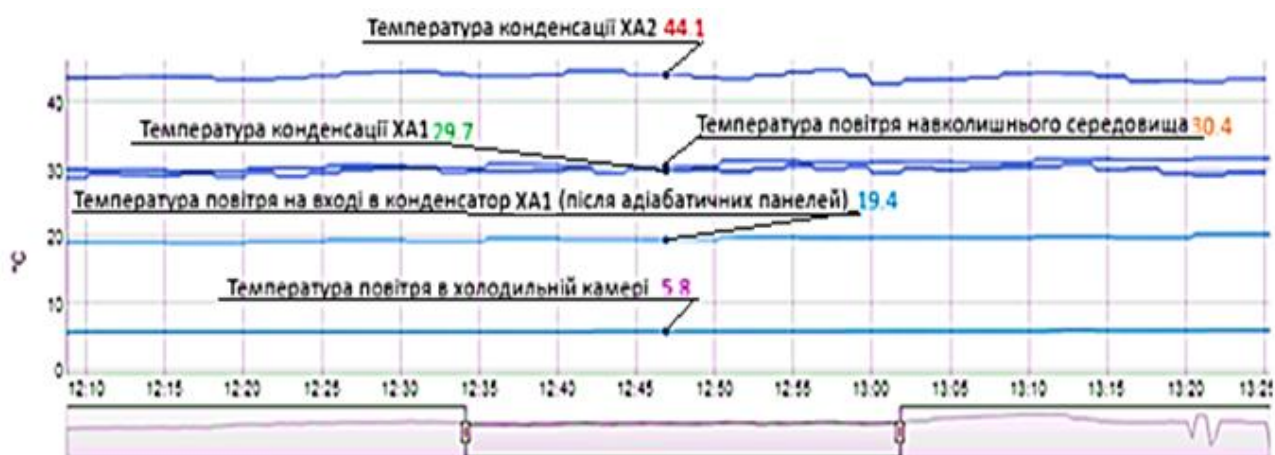


Рис. 4.3. Показники роботи холодильних агрегатів з адіабатичним охолодженням повітря на вході в конденсатор та без нього

Холодильна система з адіабатичним охолодженням повітря за рахунок менш високої температури конденсації споживає менше електроенергії. Компресор ХА1 за 3 год. 40 хв. експерименту спожив на $11,61\text{ кВт}$ менше енергії ніж компресор ХА2. Економія електроенергії становила $26,58\%$.

Температура повітря на вході в конденсатор ХА1 після зрошуваної панелі $19,4^{\circ}\text{C}$. Температура повітря на вході в конденсатор ХА2 відповідає температурі навколишнього середовища $30,4^{\circ}\text{C}$. Зниження температури повітря на вході до конденсатора ХА1 відбулося за рахунок енергії випаровування води. Воду також було витрачено на промивання зрошуваних панелей. Загальне споживання за час експерименту становило 572 літри за $3\text{ години } 40\text{ хв.}$

Економічний ефект ресурсозбереження таким чином склав (2018 р.):

- вартість заощадженої енергії на годину: $6,87\text{ грн}$;
- вартість витраченої води: $1,90\text{ грн}$;
- економічний ефект ресурсозбереження за годину: $4,97\text{ грн}$;
- вірогідна максимальна економія: до 5571 грн/рік .

4.1.2 Дистанційний моніторинг ефективності використання водовипарного охолодження повітря на вході в переохолоджувач рідини

Наступні дослідження щодо використання водовипарних систем для покращення роботи холодильної машини були проведені з використанням адіабатичних панелей на вході повітря у переохолоджувач рідини.

Для експерименту було обрано також дві однакові холодильні системи з агрегатами ХА1 та ХА2, які встановлені на одному майданчику та працюють з близькими параметрами на одну холодильну камеру (рис. 4.4 і 4.5). На систему ХА2 було встановлено адіабатичний переохолоджувач рідкого холодоагенту перед електронним вентилем регулювання перегріву (дроселем) повітроохолоджувача.

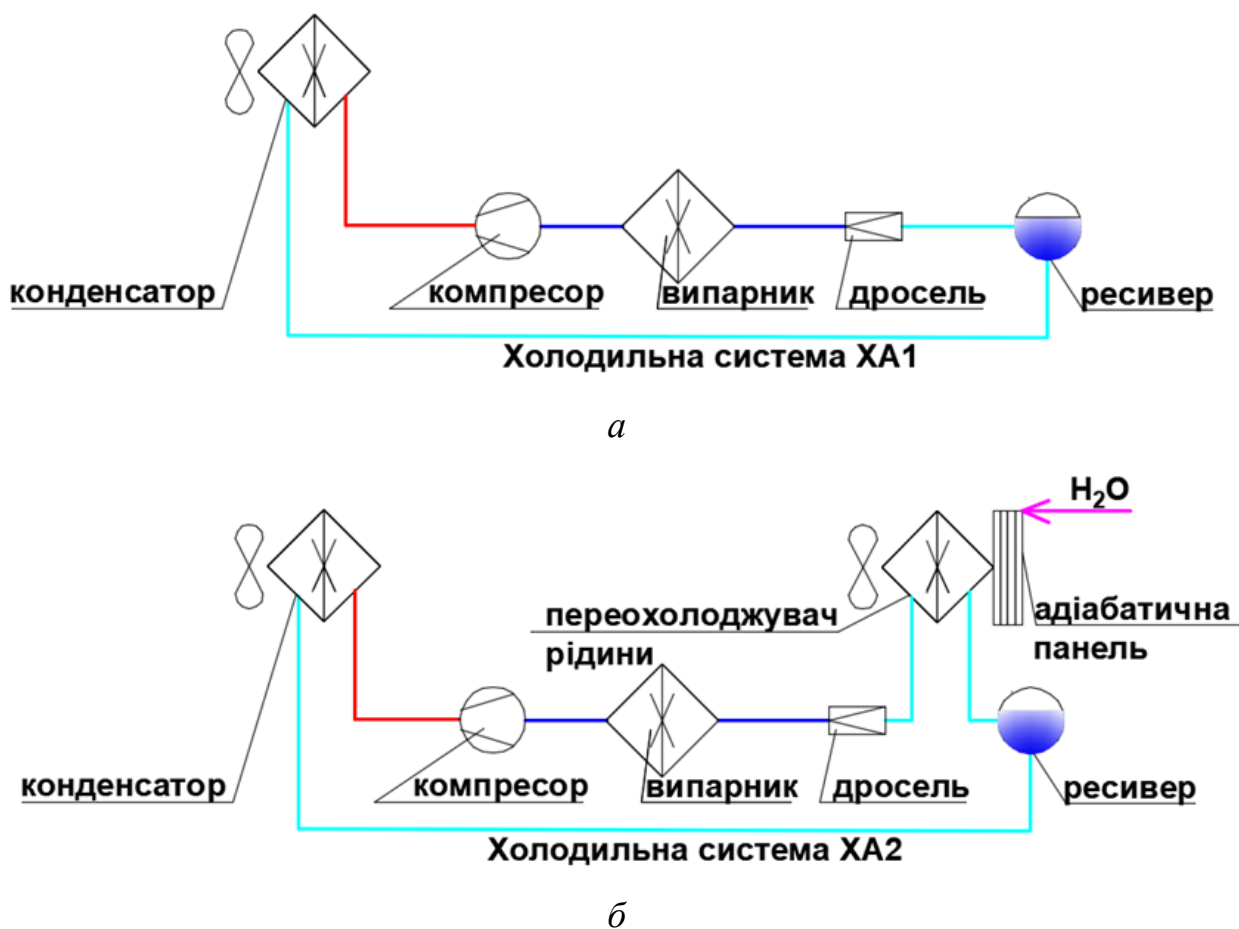


Рис. 4.4. Принципові схеми:

а – ХА 1; б – ХА 2



Рис. 4.5. Фотографія переохолоджувача рідини з адіабатичною панеллю

Випробування проводилися в рамках двох послідовних блоків вимірювання. Перший блок – робота двох систем без випарного переохолоджувача. Другий блок – робота першої системи ХА 1 без додаткового переохолодження рідкого холодоагенту, робота другої системи ХА 2 з додатковим переохолодженням. У кожної з цих систем, з кроком 5 хвилин, виконувалося 12 окремих вимірювань температури t_{amb} та відносної вологості повітря ϕ_{amb} зовнішнього середовища, температури конденсації t_{cond} та рідкого холодоагенту t_{liquid} на вході в регулюючий вентиль, температури повітря на вході $t_{\text{пов in}}$ та виході $t_{\text{пов out}}$ з теплообмінника переохолоджувача, витрати води V , витрати електричної енергії компресорів N_e та вентиляторів і насоса переохолоджувача N_{sc} .

Далі, за результатами вимірювань, визначалися холодопродуктивність холодильних машин на випарнику Q_{ev} , потужність переохолоджувача Q_{sc} та холодильний коефіцієнт компресорів ε , холодильний коефіцієнт з урахуванням додаткових витрат на споживання вентиляторів та насоса переохолоджувача ε' .

У табл. 4.2 наведено результати, що отримані в кожному блоку вимірювань.

Таблиця 4.2

Експериментальні данні

	Зовнішні умови			Показники вимірювань							Розрахункові показники			
ХА	Час	$t_{amb},$ °C	$\Phi_{amb},$ %	$t_{cond},$ °C	$t_{liquid},$ °C	$t_{пов}$ _{in} , °C	$t_{пов}$ _{out} , °C	$N_e,$ кВт	$N_{sc},$ кВт	V_{H_2O} , л	$Q_{ev},$ кВт	$Q_{sc},$ кВт	ε	ε'
1 блок вимірювань (без додаткового переохолодження)														
1	09:25	19,4	80	37	36	-	-	0,00	-	-	-	-	3,52	-
2				36,9	35,9	-	-	0,00	-	-	-	-	3,53	-
1	09:30	19,4	80	37	36	-	-	0,50	-	-	1,8	-	3,52	-
2				36,9	35,9	-	-	0,50	-	-	1,8	-	3,53	-
1	09:35	19,5	79	37,1	36,1	-	-	1,01	-	-	3,5	-	3,47	-
2				37	36	-	-	1,02	-	-	3,5	-	3,44	-
1	09:40	19,5	79	37,2	36,2	-	-	1,52	-	-	5,3	-	3,45	-
2				37,1	36,1	-	-	1,54	-	-	5,3	-	3,41	-
1	09:45	19,6	78	37,3	36,3	-	-	2,03	-	-	7,0	-	3,44	-
2				37,2	36,2	-	-	2,06	-	-	7,0	-	3,39	-
1	09:50	19,6	78	37,3	36,3	-	-	2,55	-	-	8,8	-	3,43	-
2				37,4	36,4	-	-	2,58	-	-	8,8	-	3,39	-
1	09:55	19,7	77	37,4	36,4	-	-	3,06	-	-	10,5	-	3,43	-
2				37,5	36,5	-	-	3,11	-	-	10,5	-	3,38	-
1	10:00	19,8	77	37,5	36,5	-	-	3,57	-	-	12,3	-	3,43	-
2				37,6	36,6	-	-	3,63	-	-	12,3	-	3,38	-
1	10:05	20	77	37,6	36,6	-	-	4,11	-	-	14,0	-	3,40	-
2				37,7	36,7	-	-	4,16	-	-	14,0	-	3,36	-
1	10:10	20,1	75	37,6	36,6	-	-	4,65	-	-	15,8	-	3,38	-
2				37,8	36,8	-	-	4,69	-	-	15,8	-	3,35	-
1	10:15	20,2	75	37,8	36,8	-	-	5,19	-	-	17,5	-	3,37	-
2				37,9	36,9	-	-	5,23	-	-	17,5	-	3,35	-
1	10:20	20,3	75	38	37	-	-	5,72	-	-	19,3	-	3,37	-
2				38,1	37,1	-	-	5,76	-	-	19,3	-	3,34	-
1	10:25	20,4	74	38,2	37,2	-	-	6,26	-	-	21,0	-	3,35	-
2				38,3	37,3	-	-	6,28	-	-	21,0	-	3,34	-
2 блок вимірювань (з додатковим випарним переохолодженням рідкого холодоагенту на другій холодильній машині)														
1	10:30	20,5	74	38,4	37,4	-	-	6,81	-	-	22,8	-	3,34	-
2				36,5	26,5	17,8	19,4	6,14	0,02	0,46	22,8	2,12	3,70	3,69
1	10:35	20,6	72	38,5	37,5	-	-	7,44			24,5	-	3,29	
2				36,5	26,4	17,6	19,19	6,64	0,05	0,95	24,5	2,18	3,69	3,66
1	10:40	20,7	70	38,6	37,6	-	-	8,07			26,3	-	3,25	
2				36,5	26,2	17,5	19,14	7,13	0,07	1,49	26,3	2,24	3,68	3,64
1	10:45	20,8	68	38,7	37,7	-	-	8,70			28,0	-	3,22	
2				36,5	26,1	17,3	18,99	7,63	0,10	2,07	28,0	2,31	3,67	3,62
1	10:50	20,9	66	38,9	37,9	-	-	9,33			29,8	-	3,19	
2				36,5	26,0	17,2	18,93	8,13	0,12	2,67	29,8	2,37	3,66	3,61
1	10:55	21	65	39	38	-	-	9,96			31,5	-	3,16	
2				36,5	25,8	17,2	18,99	8,62	0,15	3,30	31,5	2,43	3,65	3,59
1	11:00	21	64	39	38	-	-	10,59			33,3	-	3,14	
2				36,5	25,7	17,1	18,90	9,12	0,17	3,94	33,3	2,49	3,65	3,58
1	11:05	21,1	63	39,2	38,2	-	-	11,16			35,0	-	3,14	
2				36,6	25,5	17	18,86	9,55	0,20	4,61	35,0	2,56	3,67	3,59
1	11:10	21,2	62	39,4	38,4	-	-	11,73			36,8	-	3,13	
2				36,6	25,2	17	18,94	9,98	0,22	5,30	36,8	2,64	3,68	3,60
1	11:15	21,4	60	39,5	38,5	-	-	12,30			38,5	-	3,13	
2				36,7	25,0	16,9	18,89	10,41	0,25	6,04	38,5	2,71	3,70	3,61
1	11:20	21,6	58	39,7	38,7	-	-	12,87			40,3	-	3,13	
2				36,8	24,8	16,9	18,94	10,84	0,27	6,83	40,3	2,78	3,71	3,62
1	11:25	21,8	56	39,9	38,9	-	-	13,44			42,0	-	3,13	
2				36,9	24,5	16,8	18,90	11,27	0,299	7,65	42,0	2,86	3,73	3,63
1	11:30	22	54,2	40,1	39,1	-	-	14,01			43,8	-	3,12	
2				37	24,3	16,7	18,83	11,70	0,32	8,53	43,8	2,93	3,74	3,64

На рис. 4.6 відображено моніторингові діаграми частоти роботи компресорів та відсотку відкриття електронних регулюючих клапанів.

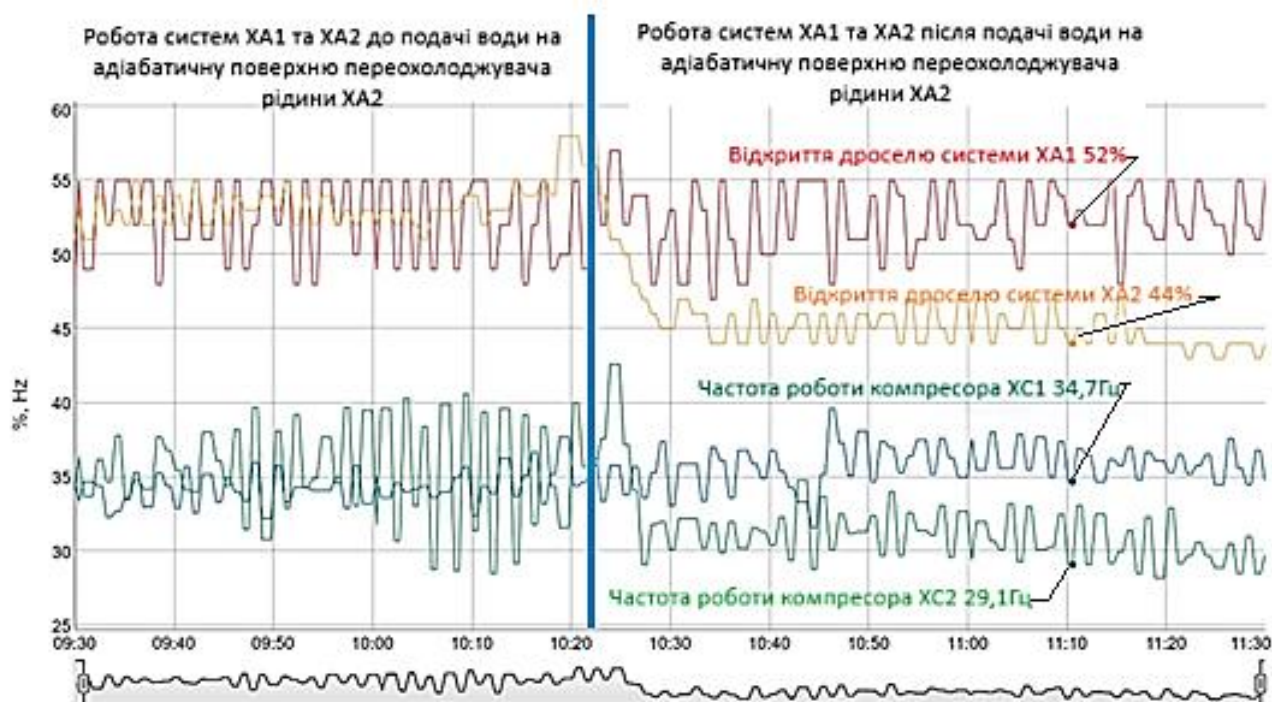


Рис. 4.6. Робота холодильних машин з переохолодженням рідини та без нього

Перш ніж прокоментувати результати, слід зробити пояснення, зумовлене методикою проведення модернізації та процедурою встановлення оптимального рішення. Після встановлення оптимальних характеристик переохолоджувача при збереженні компресора, конденсатора та випарника, що діють до модернізації, був зроблений теплогідрравлічний розрахунок холодильної потужності з урахуванням всіх режимно-геометричних показників додаткового повітряного водовипарного переохолоджувача, максимально близького (за параметричним рядом) до теоретичного оптимуму.

Саме ці розрахункові показники роботи переохолоджувача і основні інтегральні характеристики холодильної машини в цілому, що обумовлені модернізацією, показані в табл. 4.3, де оптимальному варіанту розрахункового оптимуму відповідали величини N_e , Q_0 і ε . При цьому розрахункова витрата повітря складала $G_{\text{пов}} = 1,333 \text{ кг/с}$.

Таблиця 4.3

Загальні показники експерименту

Зовнішні умови				Показники вимірювань							Розрахункові показники			
ХА	Час, год	$t_{amb},$ °C	$\Phi_{amb},$ %	$t_{cond},$ °C	$t_{liquid},$ °C	$t_{пов in},$ °C	$t_{пов out},$ °C	$N_e,$ кВт	$N_{sc},$ кВт	$V_{H_2O},$ л	$Q_{ev},$ кВт	$Q_{sc},$ кВт	ε	ε'
1	1	19,4 ... 20,4	80 ... 74	37 ... 38,2	36,0 ... 37,2	-	-	6,26	-	-	21,0	-	3,52 ... 3,35	-
2				36,9 ... 38,3	35,9 ... 37,3	-	-	6,28	-	-	21,0	-	3,53 ... 3,34	-
1	1	20,5 ... 22	74 ... 54	38,4 ... 40,1	37,4 ... 39,1	-	-	7,19	-	-	21,0	-	3,34 ... 3,12	-
2				36,5 ... 37	26,5 ... 24,3	18 ... 17	19,4 ... 18,83	5,56	0,299	8,1	21,0	2,12 ... 2,93	3,7 ... 3,74	3,69 ... 3,64

Дані дистанційного комп'ютерного моніторингу показали, що о 10:22, коли було включено подачу води на адіабатичний переохолоджувач, параметри роботи двох систем почали значно відрізнятися (див. рис. 4.6).

В результаті рідкий холодоагент перед дроселем було переохолоджено з 35,7 °C до 22,3 °C, тобто на 13,4 К. Зовнішня температура повітря за сухим термометром дорівнювала 21 °C, відносна вологість – 64 %. Температура повітря після адіабатичної панелі дорівнювала 17,1 °C. Витрата води становила 7,6 л/год.

Для перенесення однієї й тієї ж кількості теплоти необхідно менше переохолодженого холодоагента. Порівнюючи показник «% відкриття вентиля», бачимо, що різниця становить 15–20 %.

Внаслідок зниження масової витрати холодоагенту знижується навантаження на компресор. Відповідно, падає частота обертання електродвигуна компресора, що призводить у свою чергу до зниження енергоспоживання також на 15–20 %.

4.2 Порівняння роботи запропонованих адіабатичних систем

Одним з показників роботи водовипарних систем охолодження є використання води. В першому експерименті (пп. 4.2.1) була застосована система зволоження адіабатичної панелі без рециркуляції. Тобто вода подавалася по алгоритму, запропонованому виробником панелей, який враховував періодичність подачі води в залежності від температури та вологості зовнішнього повітря. При такому методі вода не в повному обсязі використовувалась у процесі випаровування, а частково потрапляла до каналізації. В подальшому, з метою зменшення витрати води, холодильні агрегати були оснащені системою рециркуляції, яка дозволила на 30 % знизити цей показник. Але суттєвим фактором для зменшення споживання води став перехід до охолодження повітря водовипарним способом на вході в переохолоджувач рідини (п. 4.2.2).

Розглянемо чотири варіанти експлуатації середньотемпературної парокомпресійної холодильної машини при високих температурах повітря зовнішнього середовища (від 15 °C до 35 °C). А саме: з конденсатором повітряного охолодження, така сама система з додатковим переохолоджувачем рідини повітряного охолодження і обидві системи з водовипарним охолодженням повітря при застосуванні адіабатичних панелей.

Холодопродуктивність холодильної машини незалежно від режиму експлуатації і комплектації підтримується однакова і дорівнює 33,3 кВт (дослідження 1) та 21 кВт (дослідження 2). При зниженні температури повітря на вході в конденсатор та/або переохолоджувач система завдяки частотному регулюванню автоматично підтримує задану холодопродуктивність. Внаслідок цього зменшується електричне споживання мотору компресора. Чим нижче температура зовнішнього середовища, тим нижче споживання води адіабатичними системами.

Використовуючи розрахунковий алгоритм, який представлено в розділі 3, було змодельовано роботу холодильної машини при різних температурах та вологості повітря зовнішнього середовища (рис. 4.7).

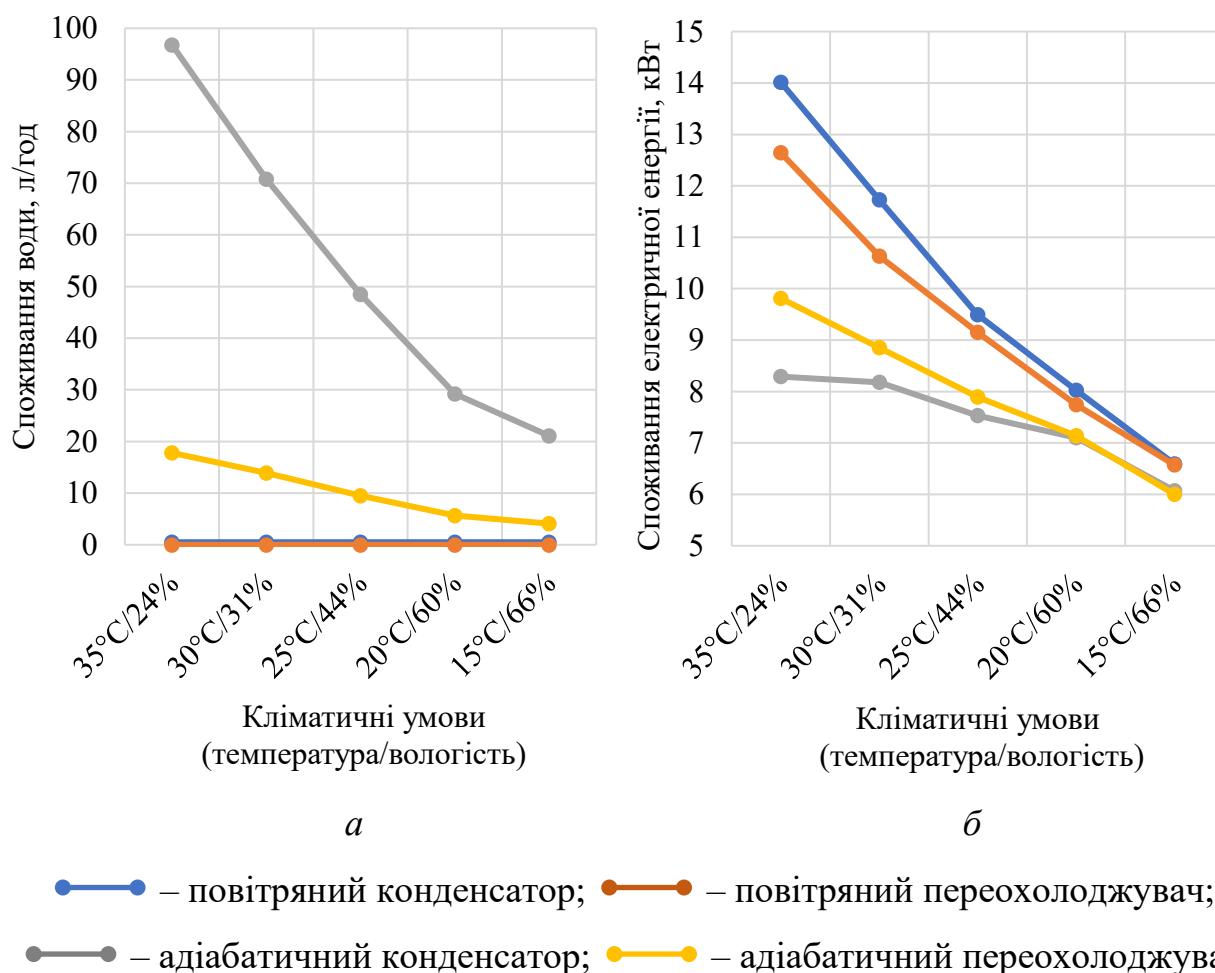


Рис. 4.7. Порівняння параметрів при використанні повітряних конденсаторів, переохолоджувачів рідини та адіабатичних конденсаторів та переохолоджувачів: *а* – споживання води; *б* – електричної енергії

Це дало змогу зробити наступні висновки:

- найбільше енергоспоживання є у компресорі холодильної машини з конденсатором повітряного охолодження без додаткового переохолодження рідкого холодоагенту на вході в елемент дроселювання;
- найбільше споживання води є у холодильній машині з водовипарним охолодженням повітря на вході в конденсатор;

- найбільш ефективне у період максимальних температур повітря теплого періоду (мінімальна кількість годин на рік) використання машини з водовипарним охолодженням повітря на вході в конденсатор;

- ефективність майже однакова у період мінімальних температур повітря теплого періоду (максимальна кількість годин на рік) використання машин з водовипарним охолодженням повітря на вході в конденсатор та переохолоджувач;

- на третьому місці по енергоефективності в теплий період року машина з додатковим переохолоджувачем рідини повітряного охолодження.

Таким чином, водовипарні (адіабатичні) системи використовують колосальний прихований потенціал випаровування води. Підвищення продуктивності холодильної системи з допомогою випаровування води – це своєрідний «фрикулінг», тобто отримання додаткового охолодження без використання енергоємного «машинного холоду». При грамотному впровадженні систем переохолодження рідкого холодоагенту можливе зниження річного споживання електроенергії на понад 20 %.

4.3 Висновки за розділом 4

1. Було встановлено систему дистанційного моніторингу, завдяки якій збиралась інформація стосовно ефективності використання адіабатичних технологій. Для спостереження було обрано два однакових холодильних агрегата, на одному встановлено систему охолодження, а на другому ні. Холодильні агрегати встановлені на одному майданчику та працюють з однаковими параметрами на одну холодильну камеру.

2. Визначено, що при використанні адіабатичних технологій зменшується масова витрата холодоагенту при забезпеченні однакової холодопродуктивності, що в свою чергу призводить до зниження навантаження на компресор. Відповідно, падає частота обертання електродвигуна

компресора, що призводить у свою чергу до зниження енергоспоживання також на 15–20 % [8].

3. Виявлено, що при високих температурах зовнішнього середовища ефективність водовипарного охолодження повітря на вході в конденсатор є вищою за використання адіабатичного переохолоджувача. Але при зниженні температури ця різниця зменшується, тому вибір можна зробити на користь системи з переохолоджувачем. При низькій температурі повітря та високій відносній вологості використання адіабатичного переохолоджувача може бути більш ефективним ніж адіабатичного конденсатора.

РОЗДІЛ 5

ПОБУДОВА ЕФЕКТИВНОЇ СИСТЕМИ ВОДОВИПАРНОГО ПЕРЕОХОЛОДЖЕННЯ РІДКОГО ХОЛОДОАГЕНТУ ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

5.1 Загальний розгляд систем переохолодження рідкого холодоагенту

Експлуатація холодильних машин при високих температурах повітря навколишнього середовища пов'язана з високим тиском і температурою конденсації, і, як наслідок, зі зниженням холодопродуктивності і підвищенням енергоспоживання. Підвищення температури конденсації на 1°C знижує холодопродуктивність до 3 % і підвищує енергоспоживання до 3,5 %.

Одним із засобів підвищення ефективності холодильної системи при високих температурах експлуатації є збільшення переохолодження холодоагенту. Чим холодніше рідкий холодоагент, що надходить у випарник, тим більше можлива зміна ентальпії або теплової енергії, яка поглинається на одиницю маси рідини при випаровуванні. Збільшення переохолодження холодоагенту на 1 К знижує енергоспоживання компресора холодильної машини до 2 %, а холодопродуктивність холодильної системи збільшується до 2 %. Переохолодження на 20 К в залежності від холодоагенту і діапазону застосування холодильного обладнання збільшує ефективність системи від 15 % до 45 %. У конденсаторах повітряного охолодження величина переохолодження незначна – 1 ... 2 К.

Традиційна парокомпресійна холодильна машина містить компресор, конденсатор/газоохолоджувач, випарник і дросель. Для підвищення холодопродуктивності та енергетичної ефективності ХМ використовується додаткове охолодження холодоагенту до того, як він подається у дросель.

В даний час існує безліч пристроїв і методів, які призначені для здійснення переохолодження. Однак ці відомі методи і пристрої мають

недоліки. Недоліки включають в себе високу вартість здійснення переохолодження як за капітальними, так і за експлуатаційними витратами, високу небезпеку корозії, велику витрату додаткових ресурсів.

Загальну класифікаційну схему переохолоджувачів показано на рис. 5.1, що була зроблена на основі аналізу апаратів, рішень та способів охолодження рідини холодоагента парокомпресійної холодильної машини.

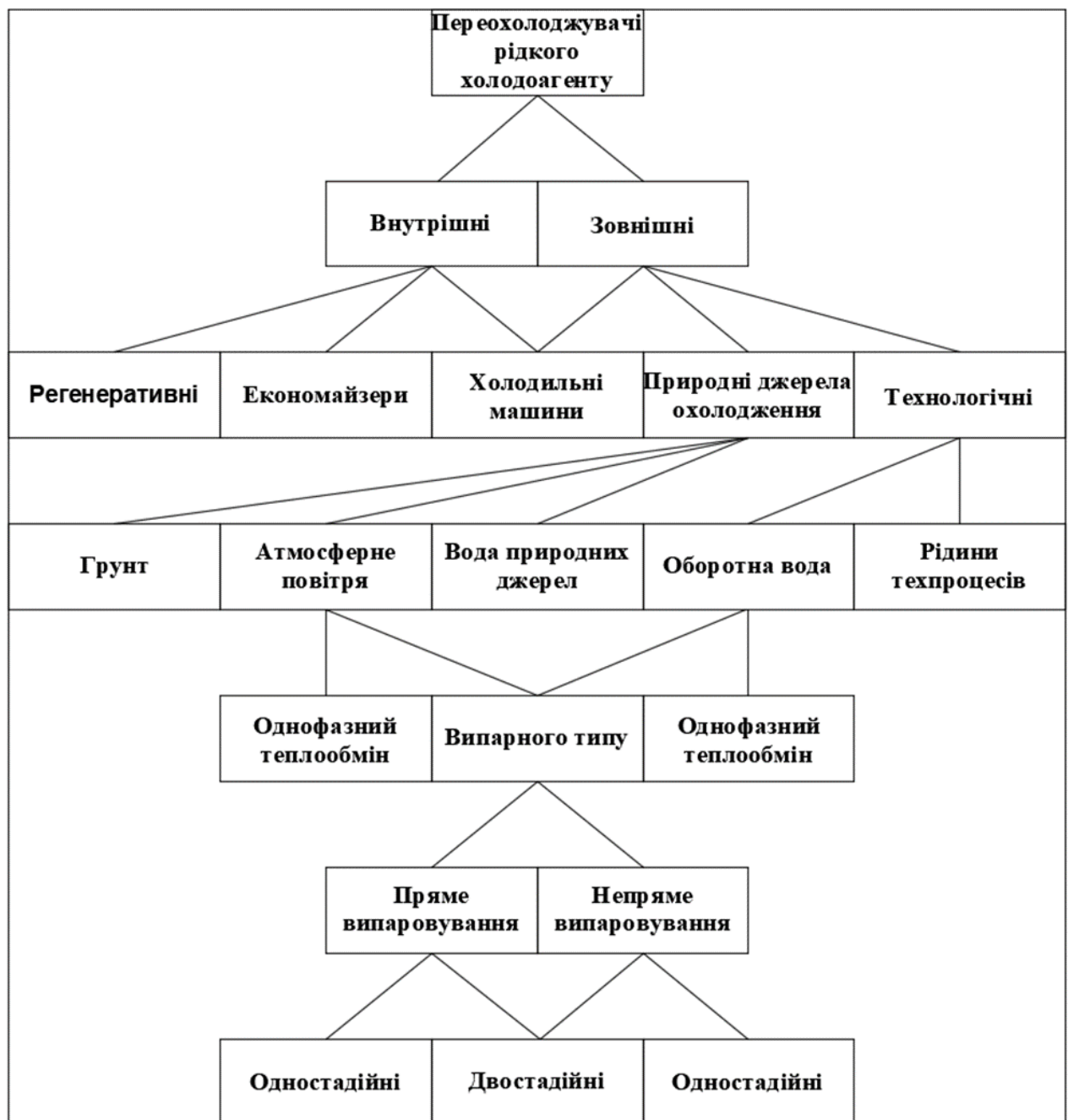


Рис. 5.1. Класифікація систем додаткового переохолодження рідкого холодоагента у парокомпресійних холодильних машинах

Як можна бачити з рис. 5.1, умовно переохолоджувачі можна розділити за принципом їх роботи на внутрішні і зовнішні.

Внутрішні переохолоджувачі використовують внутрішні можливості холодильної машини для додаткового переохолодження холодоагента в стані рідини. Відібране тепло скидається через конденсатор. Внутрішні переохолоджувачі можна поділити на три групи:

- регенеративні теплообмінники, в яких газ після випарника охолоджує рідкий холодоагент. Переваги регенеративних теплообмінників: недорогі, компактні, не мають рухомих механізмів, зменшують ризик потрапляння рідкого холодоагенту у компресор. Недоліки застосування регенеративних теплообмінників полягає у невеликому (до 6 %) покращенні параметрів роботи холодильної системи [74]. При цьому підвищується температура нагнітання, що може спричинити деградацію мастила;

- теплообмінники-економізатори, що конструкційно додаються до гвинтових, спіральних та двоступеневих компресорів. Тут частина холодоагенту, що циркулює в холодильній системі, використовується для переохолодження основної частини холодоагенту в теплообміннику-випарнику (економізаторі). Газоподібний холодоагент, що випарувався, з проміжним тиском подається у внутрішню область компресора. Так як процес переохолодження відбувається при більш високому тиску випаровування, система отримує додаткову продуктивність та знижується питоме енергоспоживання. Переваги теплообмінників-економізаторів полягають у тому, що вони відносно недорогі, компактні, з простим механізмом регулювання температури. Недоліки використання економізаторів: даний спосіб можливий тільки для певного типу компресорів, що мають відповідну конструкцію для подачі газоподібного холодоагенту з економізаторів у середину механізму стискання компресора та додаткове споживання електричної енергії для трансформації тепла;

– інтегровані в загальну холодильну машину холодильні машини (сателітні системи), що використовують той самий холодоагент. Вони скидають тепло через загальний конденсатор, але працюють на більш високому кипінні, отже з більш високою ефективністю, ніж загальна машина. Вони можуть виконувати не тільки задачу додаткового переохолодження холодоагенту низькотемпературних споживачів, але і роботу з охолодження середньо- або високотемпературних споживачів. Переваги інтегрованих холодильних машин: можливість контролювано і максимально переохолоджувати холодоагент. Недоліки інтегрованих холодильних машин: додаткове споживання електричної енергії для трансформації тепла, більші за попередні рішення габаритні розміри.

До зовнішніх можна віднести теплообмінники, які реалізують теплообмін із зовнішніми холодильними машинами, природними джерелами охолодження та з водою систем оборотного водопостачання.

Застосування для переохолодження рідкого холодоагенту зовнішніх холодильних машин зазвичай більш ефективне, ніж застосування внутрішніх переохолоджувачів. Це відбувається завдяки використанню інших холодоагентів або реалізації технічного потенціалу різних режимів роботи та типів холодильних машин: парокомпресійних, абсорбційних, ежекторних та інших. Недоліки використання зовнішніх холодильних машин: більш складне, дороге та відносно енергоємне рішення у порівнянні з апаратами що використовують природне охолодження та нагрівання рідин технологічних процесів.

Як зовнішній охолоджувач також використовують рідини технологічних процесів. Це – або продукти технологічного процесу, або вода чи антифризи, які використовують для утилізації тепла на попереднє нагрівання продукту або мережевої води у системах гарячого водопостачання та теплопостачання (наприклад, для підігріву ґрунту під низькотемпературними холодильними камерами). За умови стабільної утилізації скидного тепла – це найефективніший

спосіб переохолодження, бо інші способи викидають тепло у навколишнє середовище. Недоліки цього способу переохолодження: досить невеликий температурний діапазон як переохолодження, так і корисної утилізації цього тепла.

Вода систем оборотного водопостачання – це мережева, механічно очищена та хімічно підготовлена вода, яка, зазвичай, після використання людиною, повертається через систему каналізування до споруд очищення для подальшого повторного використання. Така вода може бути використана в двох напрямках:

- у однофазному нагріванні мережевої води з подальшим зливом в навколишнє середовище або каналізацію. Недоліки: потребує великих витрат води, тому досить дороге та нераціональне рішення. Також може мати високі для ефективного переохолодження температури у теплий період року. Для зміни температури одного метра кубічного води на один градус потрібно 1000 ккал теплоти.

- у випарному процесі, при якому використовують процес адіабатичного охолодження води у атмосферному повітрі. Для випаровування одного метра кубічного води потрібно 574 000 ккал енергії.

До природних джерел охолодження, можна віднести:

- воду з відкритих і підземних водоймів. У даному випадку відбувається однофазне нагрівання цієї води та подальше повертання її в початкове середовище. Це – компактний, конструктивно простий та енергетично ефективний спосіб. Але існує ризик замерзання відкритих джерел за температури навколишнього середовища нижче 0 °С, та наявність хімічних, механічних та іноді біологічних забруднювачів теплообмінних поверхонь, трубопроводів, насосів робить його складним для реалізації;

- ґрунт, що має протягом всього року достатньо низьку температуру. Це дозволяє мати стабільне та ефективне джерело для скидання тепла в процесі

переохолодження. Недолік у використанні ґрунту як джерела «холоду»: трудомістка та дорога організація системи ґрунтових теплообмінників (повітряних чи рідинних) для скидання тепла;

– атмосферне повітря. Це – найбільш просте та доступне рішення. Недоліки: високі температури теплого періоду, що при однофазному теплообміні дають найгірші показники переохолодження рідини.

Адіабатичне охолодження при випаровуванні води може проходити в апаратах:

– прямої дії, коли випаровування води відбувається безпосередньо на поверхні теплообміну. Недоліки переохолоджувачів прямої дії: підвищена корозія теплообмінних поверхонь та низький коефіцієнт зволоження у випадку зрошування безпосередньо металевих теплообмінних поверхонь, неможливість досягнення температури охолодження нижче температури вологого термометра, розвиток хвороботворних мікроорганізмів;

– непрямої дії, коли охолодження холодоносія (повітря або води) за рахунок випаровування води відбувається попередньо в окремому пристрої (камері зволоження, градирні, випарної поверхні). Потім цей холодоносій подається до переохолоджувача. Недоліки переохолоджувачів непрямої дії: додатковий перепад температур, неможливість досягнення температури охолодження нижче температури вологого термометра, габарити;

– двостадійних апаратах, в яких повітря спочатку скидає температуру у теплообміннику непрямої дії, а потім адаіабатично охолоджується до температур, близьких до точки роси.

Як видно з огляду переохолоджувачів різних типів, всі вони мають недоліки, тому в дисертаційній роботі проведено удосконалення одностадійного та двостадійного водовипарних процесів для переохолодження холодоагенту у стані рідини.

5.2 Удосконалення одностадійного та двостадійного водовипарних процесів для переохолодження холодоагенту у стані рідини

Проведено роботу з удосконалення переохолоджувача рідкого холодоагенту холодильної установки, який включає контур холодоагенту і контур холодоносія. Переохолоджувач холодоагенту являє собою зрошуваний теплообмінник «газ – рідина» з побудником витрати повітря, який встановлено над теплообмінником. При цьому контур холодоносія виконаний розімкненим. Цей пристрій має наступні недоліки: підвищена корозія та низький коефіцієнт зволоження металевих теплообмінних поверхонь, великі габарити, неможливість досягнення температури охолодження нижче температури вологого термометра, підвищене винесення крапель води, створення умов для розвитку хвороботворних мікроорганізмів через діапазон температур холодної води та крапельний спосіб її подачі.

Тому у роботі запропоновано наступне рішення щодо удосконалення переохолоджувача, яке полягає у введенні до його складу додаткових випарних багат шарових теплообмінників, що забезпечує можливість ефективного використання даного рішення для холодильних систем різної конфігурації, в тому числі з газоохолоджувачами.

До складу охолоджувальної системи, перед тим, як холодоагент подається у випарник, був введений теплообмінник-переохолоджувач з двома порожнинами. В одній порожнині теплообмінника знаходиться холодоагент, в інший – охолоджуюча середа (холодоносіє). Холодоносієм можуть бути повітря або вода.

В переохолоджувачі холодоагенту встановлено теплообмінник зі зрошуваною поверхню, що складається з багат шарових теплопровідних матеріалів з гідрофільними і гігроскопічними властивостями. Розташування гідрофільного покриття суттєво підвищує ефективність охолодження. Таке

покриття має пори і здатне абсорбувати воду і зберігати її шляхом капілярного ефекту, а також віддавати її при випаровуванні.

Охолодження холодоносія відбувається за рахунок одностадійного (прямого) або двостадійного (послідовного непрямого та прямого) випарного охолодження.

Одностадійне випаровування води відбувається на зрошуваній багат шаровій теплообмінній поверхні прямого випарного охолодження. В результаті холодоносії набуває температуру близьку до температури навколишнього повітря за мокрим термометром.

Двостадійне випарне охолодження здійснюється наступним чином. На першій стадії повітря навколишнього середовища охолоджується непрямим випарним способом, коли проходить через теплообмінник з двома порожнинами «повітря – вода». Вода для цього теплообмінника попередньо охолоджується в процесі проходження через окремий теплообмінник прямого випарного охолодження. Охолодження на першій стадії відбувається до температур вищих за температуру вологого термометра, без зміни вмісту вологи. На другій стадії повітря проходить крізь теплообмінник прямого випарного охолодження. Двостадійне випарне охолодження холодоносія дозволяє досягати температур нижче температури мокрого термометра.

Два додаткових рішення, що підвищують ефективність системи переохолодження, полягають у наступному.

Перше. У процесах охолодження істотна частина холодопродуктивності витрачається на конденсацію на випарниках та інших охолоджуючих теплообмінних поверхнях надмірної вологи з повітря охолоджуваного середовища. При цьому конденсат не знаходить корисного застосування і виливається в навколишнє середовище. Використання конденсату усіх охолоджувальних пристроїв для компенсації втрат води при випаровуванні дозволить в деяких випадках повністю відмовитися від зовнішнього водоспоживання при випарному охолодженні.

Друге. Використання відпрацьованого вологого повітря для зниження температури повітря на вході в конденсатор або газоохолоджувач холодильної машини дозволить знизити температуру конденсації або газу, тим самим підвищити продуктивність і знизити енергоспоживання.

На рис. 5.2 та 5.3 показано схеми з одностадійним та двостадійним охолодженням холодоносія, що використовується для переохолодження холодоагенту. Як холодоносієм може бути використане повітря (Варіант 1), що показано на рис. 5.2, *а, б, в*, або вода (Варіант 2) (рис. 5.3, *а, б, в*), які охолоджені в багатошарових зрошуваних теплообмінниках з гідрофільними і гігроскопічними властивостями до температури мокрого термометра при одностадійному та нижче температури мокрого термометра при двостадійному випаровуванні води.

Виконаний як теплообмінник з двома порожнинами «холодоагент – холодоносієм», переохолоджувач 1 холодоагенту холодильної машини 2 має контур 3 холодоагенту і контур холодоносія – повітря 4 (рис. 5.2) або води 7 (рис. 5.3).

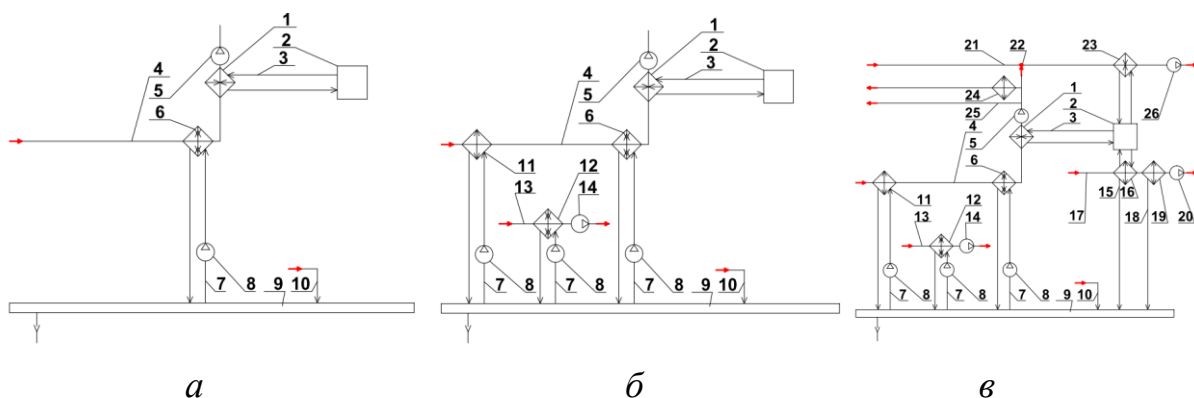


Рис. 5.2. Схеми використання повітря як холодоносія:

- а* – схема з одностадійним охолодженням холодоносія для переохолоджувача;
- б* – схема з двостадійним охолодженням холодоносія для переохолоджувача;
- в* – схема з двостадійним охолодженням холодоносія для переохолоджувача та додатковим охолодженням холодоносія конденсатора

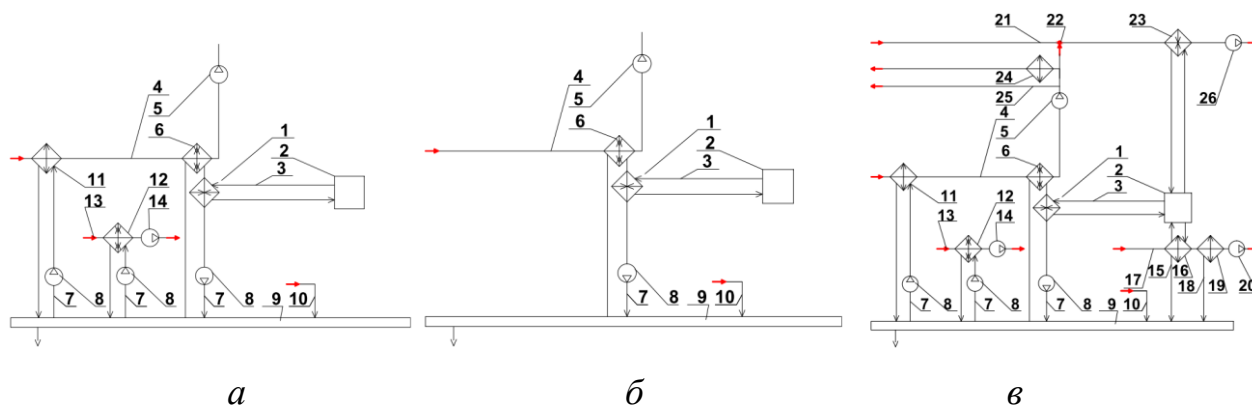


Рис. 5.3. Схеми використання води як холодоносія:

а – схема з одностадійним охолодженням холодоносія для переохолоджувача;

б – схема з двостадійним охолодженням холодоносія для переохолоджувача;

в – схема з двостадійним охолодженням холодоносія для переохолоджувача та додатковим охолодженням холодоносія конденсатора

Варіант 1 – повітря як холодоносії (рис. 5.2, *а, б, в*). Перед переохолоджувачем холодоагенту 1 по контуру холодоносія (повітря) 4, що нагнітається вентилятором 5, встановлено зрошуваний теплообмінник 6 у вигляді теплообмінних елементів, які містять багатошаровий теплопровідний матеріал, який абсорбує воду, зберігає її шляхом капілярної дії і віддає при випаровуванні. Коли повітря 4 проходить через теплообмінник 6, в процесі одностадійного випарного охолодження воно набуває температуру, близьку до температури вологого термометра. Вода 7 для зрошування теплообмінника 6 подається насосом 8 з накопичувальної ємності 9, підживлення якої здійснюється з системи водопостачання 10.

Перед зрошуваним теплообмінником 6 за потоком холодоносія 4 може бути додатково встановлено теплообмінник з двома порожнинами «повітря – вода» 11. У теплообміннику 11 холодоносії (повітря) 4 проходить першу стадію охолодження. Охолодження холодоносія 4 відбувається в процесі теплообміну через стінки теплообмінника 11 з холодною водою 7. Температура холодоносія 4 після теплообмінника 11 знаходиться між температурами сухого

і мокрого термометрів. Вода 7 в теплообмінник 11 нагнітається насосом 8 з накопичувальної ємності 9. Другу стадію охолодження холодоносій 4 проходить в зрошуваному теплообміннику 6. Температура холодоносія 4 після теплообмінника 6 знаходиться між температурами мокрого термометра і точки роси.

Теплове навантаження від води 7, що стала теплою в теплообміннику 11, віддається повітрю навколишнього середовища 13 при циркуляції через додатковий зовнішній зрошуваний теплообмінник 12, на який повітря навколишнього середовища 13 подається вентилятором 14. Зрошуваний теплообмінник 12 абсорбує воду, зберігає її шляхом капілярного дії і віддає при випаровуванні. В процесі випарного охолодження та частина води, що не випарувалася, охолоджується, стікаючи по теплообмінних ребрах, і набуває температуру, близьку до температури повітря по вологому термометру. Вода 7 в теплообмінник 12 подається насосом 8 з накопичувальної ємності 9.

Вода в теплообмінники 6, 11, 12 подається завдяки насосу 8 з накопичувальної ємності 9. Підживлення накопичувальної ємності 9 відбувається з системи водопостачання мережевою водою 10 і/або конденсатом 15 з піддону випарника 16 (коли холодоносій 17 – повітря), і/або конденсатом 18 з піддонів приладів охолодження 19 (коли холодоносій 17 – вода або технологічна рідина). Холодоносій 17 подається механізмом, що спонукає, 20 (вентилятором, коли холодоносій 17 – повітря або насосом, коли холодоносій 17 – рідина).

Холодоносій (повітря) 4 після теплообмінника переохолоджувача холодоагенту 1 парокомпресійній холодильної машини 2 може змішуватися з охолоджуючим середовищем 21 (коли 21 – повітря) в точці 22 перед входом в повітряний конденсатор 23 і/або надходити для зниження теплового навантаження на інші об'єкти 24, і/або вилучатися із системи в навколишнє середовище 25. Холодоносій 21 подається вентилятором 26.

Варіант 2 – вода як холодоносіє (рис. 5.3, *а, б, в*). Переохолоджувач холодоагенту 1 по контуру холодоносія (вода) 7, охолоджується водою, близької до температури навколишнього середовища по вологому термометру, яка подається насосом 8. Охолодження холодоносія (вода) 7, відбувається при циркуляції води через зрошуваний теплообмінник 6, який абсорбує воду, зберігає її шляхом капілярного дії і віддає при випаровуванні.

Повітря 4, що пройшло крізь теплообмінник 6, в процесі одностадійного випарного охолодження набуває температуру, близьку до температури вологого термометра. Вода 7 для зрошення теплообмінника 6 подається насосом 8 з накопичувальної ємності 9. Підживлення накопичувальної ємності 9 здійснюється з системи водопостачання 10.

За потоком холодоносія 4 перед зрошуваним теплообмінником 6 може бути додатково встановлено теплообмінник з двома порожнинами «повітря – вода» 11. Повітря 4 подається вентилятором 5, проходить першу стадію охолодження, коли проходить крізь теплообмінник 11. Охолодження повітря 4 відбувається в процесі теплообміну через стінки теплообмінника 11 з холодною водою 7. Температура повітря 4 після теплообмінника 11 знаходиться між температурами сухого і мокрого термометрів. Вода 7 в теплообмінник 11 подається насосом 8 з накопичувальної ємності 9. Другу стадію охолодження повітря 4 проходить в зрошуваному теплообміннику 6. Температура повітря 4 після теплообмінника 6 знаходиться між температурами мокрого термометра і точки роси.

Теплове навантаження від води 7, що стала теплою в теплообміннику 11, віддається повітрю навколишнього середовища 13 при циркуляції через додатковий зовнішній зрошуваний теплообмінник 12, на який повітря навколишнього середовища 13 подається вентилятором 14. Зрошуваний теплообмінник 12 абсорбує воду, зберігає її шляхом капілярного дії і віддає при випаровуванні. В процесі випарного охолодження та частина води, що не

випарувалася, охолоджується, стікаючи по теплообмінних ребрах, і набуває температуру, близьку до температури повітря по вологому термометру. Вода 7 в теплообмінник 12 подається насосом 8 з накопичувальної ємності 9.

Запропоновані схеми охолодження холодоносія дозволяють:

- отримати температуру середовища, що охолоджує теплообмінник-переохолоджувач, близьку до температури навколишнього середовища по вологому термометру завдяки використанню зрошуваних теплообмінників водовипарного охолодження з багатошаровими поверхнями з гідрофільними і гігроскопічними властивостями;

- отримати температуру середовища, що охолоджує теплообмінник-переохолоджувач, нижче температури навколишнього середовища по вологому термометру завдяки використанню двостадійного водовипарного охолодження холодоносія;

- зменшити витрати на воду завдяки використанню додаткового джерела чистої води – випарників камер охолодження;

- зменшити температури конденсації або гарячого газу завдяки використанню холодоносія після переохолоджувача для додаткового охолодження конденсатора або газкулера.

5.3 Спосіб використання конденсату випарників для адіабатичної технології

5.3.1 Загальні відомості про випадіння конденсату на випарниках-повітроохолоджувачах

Наявність у приміщеннях охолоджувальних приладів, температура поверхні яких нижче температури точки роси повітря, призводить до випаровування вологи з поверхні продукту. Кількість вологи, що надходить до камери, складає виділення вологи від людей, вологи, що проникає крізь

зовнішні огороження та відкриті отвори, а також тієї вологі, що випаровується з поверхні продукту. Відносна вологість повітря в свою чергу є функцією приплива тепла в камеру, що зумовлює тривалість роботи охолоджуючих пристроїв, а отже, і їх дію з осушення повітря. Багаторічні дослідження показали, що вплив припливів тепла тим менший, ніж нижча температура зберігання. У камерах, які охолоджуються при $t_{\text{cond}} = -10^{\circ} \text{C}$, кожен ватт теплоти, що проникає в камеру, випаровує 0,3 г вологи, а при $t_{\text{cond}} = -18^{\circ} \text{C}$ – 0,17 г. При зниженні температури повітря камери на кожні 10 градусів усихання заморожених продуктів скорочується приблизно у 2,5 рази. Ця закономірність дотримується аж до $t_{\text{cond}} < -30^{\circ} \text{C}$. Зі зростанням різниці температур між повітрям в камері та поверхнею приладів охолодження збільшується інтенсивність конденсації вологи з повітря на поверхні приладів охолодження, а отже, і усихання продукту.

Абсолютне усихання продуктів за однакових умов зберігання у камері мало залежить від ступеня завантаження (в межах від 0,4 до 1,0). Відносне ж усихання продукту різко зростає, коли кількість його в камері зменшується внаслідок зростання питомої щільності теплового потоку на тонну продукту, що зберігається. В маленьких камерах, в яких відносний вплив припливу тепла досить великий, усихання продукту в камері завжди більше, ніж в у великих камерах. Усихання продукту, що зберігається, не залежить однозначно від вологості повітря у камері. При одній і тій же відносній вологості повітря усихання може зростати або зменшуватися головним чином за рахунок зміни різниці температур між повітрям камери та поверхнею інію і в меншій мірі залежить від зміни швидкості руху повітря. Відносна вологість повітря не може розглядатися як параметр, що визначає усихання, а є похідною величиною і встановлюється залежно від величини усихання.

Енергія руху повітря в камерах перетворюється на теплоту і створює додатковий приплив тепла, що сприяє усиханню. При тривалому зберіганні тіл,

з поверхні яких може випаровуватися волога, при високих швидкостях повітря втрати маси продукту будуть більшими. Заходи, що спрямовані на скорочення усихання продуктів в камерах зберігання заморожених невпакованих вантажів: зниження температури в камерах до $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$; якісне розподілення повітря, введення додаткової вологи у повітря камери, зменшення теплового навантаження.

На усихання харчових продуктів вирішальний вплив має пакування. Коли застосовують паронепроникні пакувальні матеріали та створюють умови для щільного прилягання упаковки до поверхні продукту, тоді повністю виключається усихання продуктів.

5.3.2 Використання конденсату з випарників-повітроохолоджувачів холодильної камери як джерела води для водовипарного переохолоджувача рідини холодоагента

Для розуміння балансу між кількістю випадіння конденсату на випарнику та витратами води водовипарним переохолоджувачем зробимо наступний аналіз. Для більш показового прикладу візьмемо найбільш спекотний тиждень у місті Харкові, що стався за останні 10 років у першій декаді липня 2020 року (рис. 5.4).

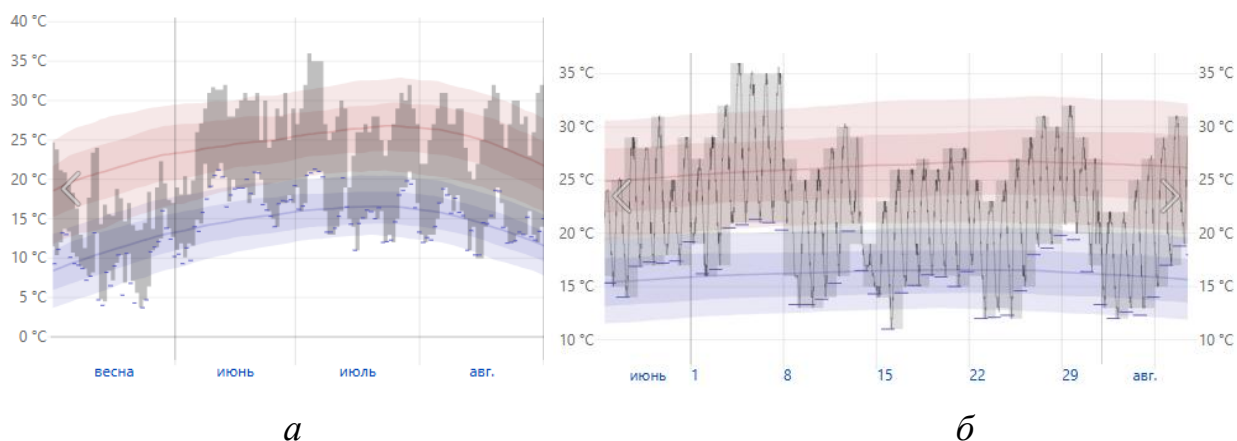


Рис. 5.4. Температури навколишнього середовища у місті Харкові:

а – у літній період 2020 року; б – у липні 2020 року

Історія температур в літку (рис. 5.4, *а*) та в липні місяці (рис. 5.4, *б*) зафіксовано метеостанцією аеропорту у місті Харкові.

Для аналізу були зроблені наступні припущення:

- холодопродуктивність холодильної системи: 33 кВт (розраховано на зовнішню температуру 35 °С та 18 годин роботи на добу);
- температура у холодильній камері: 0 °С;
- експлуатаційне навантаження: рівномірне протягом доби;
- випадіння конденсату на випарнику: 0,4 л/кВт;
- частота та тривалість відтаювання: кожні 5 годин по 30 хвилин;
- витрата повітря на переохолоджувачі: 2500 м³/год;
- витрати непродуктивні (крапельне унесення, випаровування води під час стоянки) не враховувалися;
- початкова кількість води у накопичувальній ємності: 0 л.

Для розрахунку було взято показники температури та відносної вологості метеостанції з кроком 1 година. Завдяки програмному забезпеченню «ОХУСОМ» для випарних поверхонь були розраховані витрати води випарною поверхнею.

Час роботи холодильного обладнання за 100 % був взятий при температурах повітря 35 °С. Таким чином, навантаження (коефіцієнт робочого часу) на холодильне обладнання при нижчих температурах навколишнього середовища пропорційно зменшувалася.

Відповідно змінювалися значення кількості випадіння конденсату та споживання води.

На рис. 5.5 показано криві температури зовнішнього середовища за сухим термометром (1), погодинне споживання води переохолоджувачем (2), надходження конденсату з повітроохолоджувачів (3), кількість води в ємності (4).

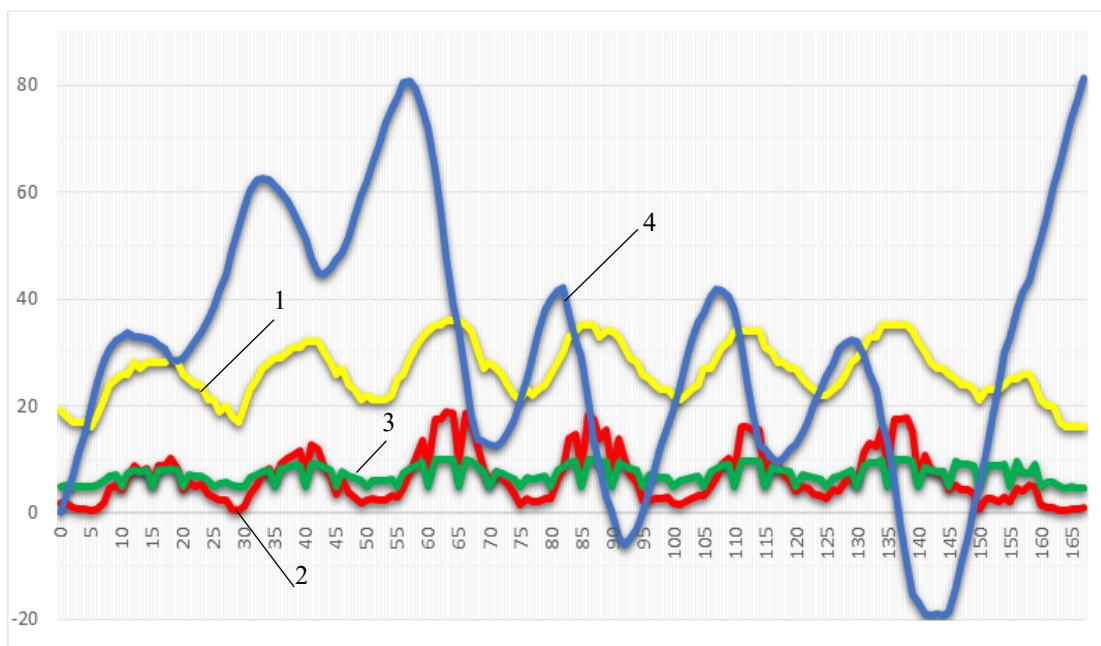


Рис. 5.5. Динаміка споживання та накопичення води холодинною системою з адіабатичним переохолоджувачем у найбільш спекотні 7 днів у м. Харкові в липні 2020 р.

У табл. 5.1 надані добові показники температур та вологості повітря зовнішнього середовища, витрати води, надходження конденсату з випарника повітроохолоджувача, добові та загальні за 7 днів баланси води в системі «повітроохолоджувач – накопичувальна ємність – випарна поверхня».

Таблиця 5.1

Баланси води у системі «повітроохолоджувач – накопичувальна ємність – випарна поверхня» у найбільш спекотні 7 днів у м. Харкові в 2020 році

Дата (липень 2020)		2	3	4	5	6	7	8	За період, л
Температура сухого термометра, °С	макс.	29	32	36	35	34	35	27	
	середн.	24	26	29	29	28	29	22	
	мін.	16	17	21	21	21	22	16	
Відносна вологість, %	макс.	94	94	78	78	83	65	94	
	середн.	58	53	44	49	54	43	75	
	мін.	35	32	18	20	25	22	42	
Витрати води, л/доб		116	146	217	192	164	211	67	1113
Конденсат, л/доб		153	164	178	179	176	181	167	1198
Баланс, л/доб		37	18	-39	-13	12	-31	100	84

5.4 Висновки за розділом 5

1. Використання водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту в циклі ХМ з поверненням конденсату, що утворюється на випарнику, в систему призводить до скорочення енерговитрат і підвищення екологічної безпеки, а також до підвищення питомої холодопродуктивності, ресурсозбереження та зниження теплових викидів при роботі парокомпресійних машин за високих температур навколишнього середовища.

2. Використання цього рішення призводить до скорочення енерговитрат і підвищення екологічної безпеки, а також може бути використано в парокомпресійних системах як з конденсатором, так і з газоохолоджувачем.

3. При двостадійному охолодженні забезпечується досягнення температур холодоносія переохолоджувача нижче температури мокрого термометра повітря навколишнього середовища.

4. Можливе використання як холодоносія для переохолоджувача не тільки повітря, а й води, також отриманої в процесі прямого і двостадійного охолодження.

5. Економія води досягається при максимальному використанні ресурсу усіх охолоджувальних поверхонь, які виробляють при роботі конденсат.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено актуальне науково-практичне завдання підвищення енергоефективності та екологічності холодильних машин.

1. Визначено основні змінення у роботі холодильної машини при заміні холодоагентів HCFC та HFC з потенціалом глобального потепління $GWP > 500$ на холодоагенти HFC, HFO та HFC/HFO групи A2L з $GWP < 500$. А саме, змінення показників роботи компресора, заміна мастила, врахування впливу температурного «глайду», змінення у роботі конденсатора та випарника.

2. Для підвищення холодопродуктивності холодильної машини запропоновано методи підвищення енергетичної ефективності холодильної системи та визначено найбільш ефективний метод: зменшення перепаду між температурами конденсації та випаровування у найбільшій кількості годин річного циклу шляхом застосування переохолодження повітря перед ХМ та переохолодження рідкого холодоагенту.

3. Запропоновано новий критерій оцінки ефекту від переохолодження $1/(1-x)$, який дозволяє проводити експрес-аналіз циклів ХМ при ретрофіті холодоагенту.

4. Запропоновано новий метод визначення холодильного коефіцієнту циклу ХМ з переохолодженням холодоагенту при розрахунку термодинамічних параметрів тільки простого циклу без переохолодження для різних холодоагентів.

5. Запропоновано метод створення зручних та інформативних номограм для експрес-аналізу визначення ефекту від переохолодження на роботу ХМ при ретрофіті на будь-які сучасні холодоагенти.

6. Вперше створено номограми для визначення ефекту від переохолодження для різних температур випаровування і конденсації для холодоагентів R32 та R152.

7. Проведено аналіз особливостей та систематизацію сучасних водовипарних технологій охолодження повітря: пряме випарне одностадійне

охолодження; непряме випарне одностадійне охолодження; випарне двостадійне охолодження. Розглянуто роботу апаратів адіабатичного охолодження та визначено проблеми водовипарних систем, що виникають при їх експлуатації, такі як корозія, засмічення апаратів, споживання води та її замерзання, розвиток хвороботворних мікроорганізмів, додаткове споживання електричної енергії.

8. Визначено кліматичні особливості використання адіабатичного охолодження повітря на прикладі чотирьох міст України (Львів, Київ, Харків, Одеса). Максимальний ефект випарного охолодження треба очікувати в містах, де тривалість теплого періоду найбільша, де більш високі температури повітря та де більш низькі показники відносної вологості.

9. Було встановлено систему дистанційного моніторингу, завдяки якій збиралась інформація стосовно ефективності використання адіабатичних технологій. Для спостереження було обрано два однакових холодильних агрегата, на одному встановлено систему охолодження, а на другому ні. Холодильні агрегати встановлені на одному майданчику та працюють з однаковими параметрами на одну холодильну камеру. Визначено, що при використанні адіабатичних технологій зменшується масова витрата холодоагенту при забезпеченні однакової холодопродуктивності, що в свою чергу призводить до зниження навантаження на компресор. Відповідно, падає частота обертання вала електродвигуна компресора, що призводить у свою чергу до зниження енергоспоживання також на 15–20 %.

10. Використання водовипарного переохолодження рідкого холодоагенту в циклі ХМ з поверненням конденсату, що утворюється на випарнику, в систему призводить до скорочення енерговитрат і підвищення екологічної безпеки, а також до підвищення питомої холодопродуктивності, ресурсозбереження та зниження теплових викидів при роботі парокомпресійних машин при високому тиску конденсації холодоагенту. Таке рішення може бути використано в парокомпресійних системах як з конденсатором, так і з газоохолоджувачем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Kuznetsov M., Tarasova V., Kostikov A. Techno-economic method for the rational choice of air source heat pumps for bivalent heating systems. *International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE-2023). Advances in Mechanical and Power Engineering II. Lecture Notes in Mechanical Engineering* : selected papers, Kharkiv, Ukraine, Oct. 16–19, 2023 / Springer. Cham, Switzerland, 2025. P. 153–163. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82979-6_16.
2. Kharlampidi D., Tarasova V., Kuznetsov M., Voytenko E. Thermodynamic analysis of air-compression refrigerating machine based on the exergy cost theory. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 5, No. 8 (89). P. 30–38. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.112113>.
3. Kharlampidi D., Tarasova V., Kuznetsov M., Omelichkin S. Application of graphic apparatus of C-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles of thermotransformers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 5, No. 8 (83). P. 20–25. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.79988>.
4. Kuznetsov M., Kharlampidi D., Tarasova V., Voytenko E. Thermoeconomic optimization of supercritical refrigeration system with the refrigerant R744 (CO₂). *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 6, No. 8 (84). P. 24–32. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.85397>.
5. Sutandi T., Margana A. S., Sumeru K., Sukri M. F. Experimental study of R32 as a retrofit for R410A refrigerant in a residential air conditioner. *International Seminar of Science and Applied Technology (ISSAT 2020). Advances in Engineering Research* : proceedings, Ciwaruga, West Java, Indonesia, Nov. 24–25, 2020 / Atlantis Press. Dordrecht, Netherlands, 2020. P. 167–170. <https://doi.org/10.2991/aer.k.201221.029>.
6. Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council of 21 October 2009 establishing a framework for the setting of ecodesign requirements for energy-related products. *Official Journal of the European Union*. 2009. L 285. Vol. 52. P. 10–35. https://doi.org/doi:10.3000/17252555.L_2009.285.eng.

7. Electric vehicle charging: analysis of CO₂ emissions. *UNECE. (WP.6) Working Party on Transport Statistics (73rd session)*. URL: <https://unece.org/transport/documents/2022/03/working-documents/electric-vehicle-charging-analysis-co2-emissions> (дата звернення: 27.06.2025).
8. Molskyi S., Molskyi O., Vorontsova A. Increasing the efficiency of a vapor compression refrigerating machine through adiabatic air cooling. *Archives of Thermodynamics*. 2025. Vol. 46, No. 2. P. 123–132. <https://doi.org/10.24425/ather.2025.154195>.
9. Molskyi S. M., Molskyi O. S., Vorontsova A. L. Complex approach to the conversion of existing refrigeration systems to A2L group refrigerants. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2025. Vol. 28, No. 1, P. 19–32. <https://doi.org/10.15407/pmach2025.01.019>.
10. Тарасова В. О., Мольський С. М., Костіков А. О., Кузнецов М. О. Експрес-методика оцінки ефективності переохолодження холодоагенту в циклі холодильної машини. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MicroCAD-2025)* : тези доп. XXXIII Міжнар. наук.-практ. конф., м. Харків, 14–17 травня 2025 р. / НТУ «ХПІ». Харків, 2025. С. 48.
11. Мольський С. М. Випарний переохолоджувач холодоагенту: пат. 126060 Україна: МПК F25B 40/00, F25B 40/02. № u201809347; заявл. 14.09.2018; опубл. 10.08.2022, Бюл. № 32. 10 с.
12. Мольський С. М., Мольський О. С. Конвекційний теплообмінний вузол парокомпресійної холодильної машини: пат. 158641 Україна: МПК (2025.01), F25B 5/04 (2006.01), F25B 7/00, F25B 6/04 (2006.01) МПК (2025.01), F25B 5/04 (2006.01), F25B 7/00, F25B 6/04 (2006.01). № u202401258; заявл. 11.03.2024.
13. Мольский С. М., Киптелая Л. В. Утилизация тепла холодильных машин в пищевой промышленности и торговле : монография. Харьков: ХГУПТ, 2013. 148 с. ISBN 978-966-405-297-6.
14. Мольський С. М. Екологічні аспекти енергозбереження холодильних систем. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК* : тези доп.

Міжнар. наук.-практ. конф., м. Харків, 9 листопада 2023 р. / ДБТУ. Харків, 2023. С. 211–212.

15. Мольський О. С., Мольський С. М., Потапов В. О. Напрямки розвитку системи холодопостачання холодильних об'єктів. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді* : тези доп. II Всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 2 квітня 2024 р. / ДБТУ. Харків, 2024. С. 191.

16. Мольський С. М. Реалізація основних задач холодопостачання на базі модульних децентралізованих систем. *Продовольчі системи України – повосенне відновлення та забезпечення сталого розвитку* : тези доп. Міжнар. наук.-практ. форуму, м. Харків, 15–16 травня 2024 р. / ДБТУ. Харків, 2024. С. 102–104.

17. Мольський С. М., Мольський О. С. Застосування ежектору у конвенційній системі заморожування. *Електроенергетика, електромеханіка та технології в АПК: наукові пошуки молоді* : тези доп. III Всеукр. наук.-практ. конф., м. Харків, 3 квітня 2025 р. / ДБТУ. Харків, 2025. С. 186.

18. Мольський О. С., Мольський С. М., Потапов В. О. Конвекційна система заморожування з ежектором: пат. 158333 Україна: МПК F25B 9/08 (2006.01), F25D 17/06 (2006.01), F25D 17/08 (2006.01). № u202402413; заявл. 07.05.2024; опубл. 22.01.2025, Бюл. № 4.

19. Харлампи Д. Х., Братута Э. Г., Шерстюк А. В. Расчет характеристик реверсивного кондиционера – теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты. *Интегрированные технологии та энергосбережения*. 2012. № 3. С. 78–83.

20. Joashi V., Prajapatir S., Bhatt S. B. Experimental performance of air conditioner using refrigerant R410A as alternative for R22. *International Journal of Advance Research in Engineering Science & Technology (IJAREST)*. 2015. Vol. 2, Iss. 4. P. 2394–2444.

21. Dang Y., Kim H. K., Dang C., Hihara E. Measurement of vapor viscosity of R1234yf and its binary mixture with R32, R125. *International Journal of*

Refrigeration. 2015. Vol. 58. P. 131–136.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.06.010>.

22. Elgendy E., Hassanain M., Fatouh M. Assessment of R-438A as a retrofit refrigerant for R-22 in direct expansion water chiller. *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 50. P. 127–136.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.017>.

23. Hadya B. Simulation of air conditioning system components and comparison of performance for three different refrigerants. *International Journal of Research in Engineering and Applied Sciences (IJREAS)*. 2016. Vol. 6, Iss. 6. P. 69–76.

24. Ardita I N., Wirajati I G. A. B., Susila I D. M., Sudirman. Performance analysis of retrofit R410A refrigerant with R32 refrigerant on a split air conditioner. *Journal of Applied Mechanical Engineering and Green Technology*. 2021. Vol. 2, No. 1. P. 1–4. <https://doi.org/10.31940/jametech.v2i1.2459>.

25. Nagaraju P., Kumar Ch. K., Manohar M. V. N. S. Experimental study on performance parameters for refrigerants R22, R410A and R404A at various air outlet temperatures. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. 2015. Vol. 4, Iss. 11. P. 348–352.

26. Aziz A., Thalal, Mainil A. K. Effect of cooling load on the performance of R22 residential split air conditioner when retrofitted with hydrocarbon refrigerant (HCR22). *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. 2018. Vol. 48, Iss. 1. P. 100–108.

27. Макєєва К. М. Книш О. О. Обґрунтування застосування робочих речовин «нового покоління» у випарниках холодильних і теплонасосних установок. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2019. Т. 55, № 4. P. 211–216. <https://doi.org/10.15673/ret.v55i4.1633>.

28. New EU F-Gas Regulation. *BITZER* : official site. Germany: BITZER K hlmaschinenbau GmbH, 2014. 12 p. URL: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-510-1-2.pdf (дата звернення: 27.06.2025).

29. ANSI/ASHRAE 34-2022. Standard 34-2022 – Designation and Safety Classification of Refrigerants. *American Society of Heating, Refrigerating and AirConditioning Engineers (ASHRAE)* : official site. URL: <https://www.ashrae.org/> (дата звернення: 27.06.2025).

30. Estrada A., Córdova-Castillo L., Piedra S. Enhancing vapor compression refrigeration systems efficiency via two-phase length and superheat evaporator MIMO control. *Processes*. 2024. Vol. 12, Iss. 8. 1600. <https://doi.org/10.3390/pr12081600>.

31. Khatri R., Joshi A. Energy performance comparison of inverter based variable refrigerant flow unitary AC with constant volume unitary AC. *Energy Procedia*. 2017. Vol. 109. P. 18–26. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.038>.

32. New generation intelligent adiabatic pre-cooling system. *Smart Cooling* : official site. Chandler, Arizona, USA: Smart Cooling US, 2016. 10 p. URL: https://smartcooling.us/wp-content/uploads/2016/10/SMART-COOLING_english_2mb.pdf (дата звернення: 27.06.2025).

33. Adiabatic Systems. *Refrion* : official site. Talmassons, Italy: Refrion S. R. L., 2023. 11 p. URL: https://www.refrion.com/wp-content/uploads/2023/04/Refrion-Sistemi-Adiabatici-def-ENG_3_LR_02.pdf (дата звернення: 27.06.2025).

34. Adiabatic Fluid Coolers & Refrigerant Condensers: Impact of Pad System Design on Saturation Efficiency and Unit Operation. *EVAPCO* : official site. Taneytown, Maryland, USA: EVAPCO, Inc., 2019. 20 p. URL: <https://www.evapco.com/sites/evapco.com/files/2019-02/Adiabatic-Pad-Saturation-White-Paper-11.2018.pdf> (дата звернення: 27.06.2025).

35. Bilal S. Ah., Alansari A. A. Efficiency and energy savings provided by adiabatic pre-cooling system. *International Journal of Scientific & Technology Research (IJSTR)*. 2021. Vol. 10, Iss. 4. P. 86–90.

36. Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О. Вплив вологості повітря на термoeкономічні показники кондиціонерів. *Сучасні проблеми*

холодильної техніки та технології : зб. тез доп. XI Всеукр. наук.-техн. конф., м. Одеса, 21–22 верес. 2017 р. / ОНАХТ. Одеса, 2017. С. 63–65.

37. Кузнецов М. О., Тарасова В. О., Костіков А. О. Вплив вологості повітряних потоків на оптимальні характеристики кондиціонерів, що працюють за транскритичним циклом CO₂. *Наукові підсумки 2022 року : матеріали XI наук. конф.*, м. Харків, 20 грудня 2022 р. / ПП «Технологічний Центр». Харків, 2022. С. 25.

38. Kim J.-W., Yang W., Moon H.-J. An integrated comfort control with cooling, ventilation, and humidification systems for thermal comfort and low energy consumption. *Science and Technology for the Built Environment*. 2017. Vol. 23, Iss. 2. P. 264–276. <https://doi.org/10.1080/23744731.2016.1258294>.

39. Song Y., Cao F. The evaluation of the optimal medium temperature in a space heating used transcritical air-source CO₂ heat pump with an R134a subcooling device. *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 166. P. 409–423. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.052>.

40. Мацевитый Ю. М., Братута Э. Г., Харлампиди Д. Х., Тарасова В. А. Системно-структурный анализ парокомпрессорных термотрансформаторов : монография. Харьков: Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2014. 269 с.

41. Cooling towers with centrifugal fans. TMR Catalog. *Decsa*: official site. URL: <https://en.decsasrl.com> (дата звернення: 27.06.2025).

42. Jackmann H. Air-condensers for an ammonia refrigeration installation, as an alternative to evaporative condensers. *Frío Calor Aire acondicionado*. 2011. Vol. 39, No. 437. P. 3–12.

43. BITZER Software v6.18.0 rev2811. *BITZER* : official site. URL: <https://www.bitzer.de/websoftware2> (дата звернення: 27.06.2025).

44. Refrigerant Report – Quick Guide. *BITZER* : official site. Germany: BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, 2023. 12 p. URL: https://www.bitzer.de/shared_media/images/topic-

stories/2023_refrigerants/part2/Refrigerant-Report-Quick-Guide_2023-10-23.pdf
(дата звернення: 27.06.2025).

45. Kotzaoglanian P. Manuel pratique de dépannage. Frigorifique, électrique et hydraulique. Manuel du dépanneur. 4th ed. Kotza International, 2006. 846 p.

46. Danfoss Software “Coolselector®2. v.5.5.0”: *Danfoss* : official site. URL: https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/?pageSize=10&sort=title_asc (дата звернення: 27.06.2025).

47. Influence of refrigerant subcooling on the refrigerating plant efficiency "Subcooling, but correctly!": Gunter Technical Article. Germany: Gunter AG & Co.KG, 2010. 17 p.

48. Reinders J. A. M. Heat exchange element: International Patent WO/2005/019739 A1. 2003.

49. Калюнов В. С., Тушев К. А. Системы холодоснабжения с льдоаккумуляторами: реализация трех обязательных условий. *Холодильная техника*. 2007. Т. 96, № 8. С. 14–19.

50. Kigali Amendment to the Montreal Protocol. *United Nations Treaty Collection* : official site. URL: https://treaties.un.org/Pages/ViewDetails.aspx?src=IND&mtdsg_no=XXVII-2-f&chapter=27&clang=_en (дата звернення: 27.06.2025).

51. Dincer I. Refrigeration systems and applications. 3rd ed. New York : Wiley, 2017. 752 p.

52. Alavi S., Cerri G., Chennaoui L. Power regeneration upgrading of vapour compression refrigeration plants. *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 103. P. 9–15. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.03.019>.

53. Jianyong C., Rong D., Yunhai L., Xu L., Ying C., Xianglong L., Zhi Y. Application of a vapor-liquid separation heat exchanger to the air conditioning system at cooling and heating modes. *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 100. P. 27–36. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.10.030>.

54. Yang S., Ordonez J. C. Integrative thermodynamic optimization of a vapor compression refrigeration system based on dynamic system responses. *Applied*

Thermal Engineering. 2018. Vol. 135. P. 493–503.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.088>.

55. Ma W., Fang S., Su B., Xue X., Li M. Second-law-based analysis of vapor-compression refrigeration cycles: Analytical equations for COP and new insights into features of refrigerants. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 138. P. 426–434. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.02.017>.

56. Qian S., Yu J., Yan G. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 69. P. 535–550. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.180>.

57. Тарасова В. О., Кузнецов М. О. Аналіз термодинамічної ефективності холодильних циклів в залежності від визначальних теплофізичних властивостей робочих речовин. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». Харків, 2021. № 1 (5). С. 60–70. <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2021.01.10>.

58. Feidt M., Costea M. Effect of machine entropy production on the optimal performance of a refrigerator. *Entropy*. 2020. Vol. 22, Iss. 9. 913. <https://doi.org/10.3390/e22090913>.

59. Zubair S. M. Thermodynamics of a vapor compression refrigeration cycle with mechanical subcooling. *Energy*. 1994. Vol. 19, Iss. 6. P. 707–715. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(94\)90009-4](https://doi.org/10.1016/0360-5442(94)90009-4).

60. Qureshi B. A., Zubair S. M. Cost optimization of heat exchanger inventory for mechanical subcooling refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration*. 2013. Vol. 36, Iss. 4. P. 1243–1253. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.02.011>.

61. Mastrullo R., Mauro A. W., Tino S., Vanoli G. P. A chart for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system. *Applied Thermal Engineering*. 2007. Vol. 27, Iss. 14–15. P. 2443–2448. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.03.001>.

62. Sumeru K., Sukri M. F., Falahuddin M. A., Setyawan A. A review on sub-cooling in vapor compression refrigeration cycle for energy saving. *Jurnal Teknologi*

(*Sciences & Engineering*). 2019. Vol. 81, No. 5. P. 155–170.
<https://doi.org/10.11113/jt.v81.13707>.

63. Domanski P. A. Minimizing throttling losses in the refrigeration cycle. *For a Better Quality of Life. 19th International Congress of Refrigeration* : proceedings. The Hague, Netherlands, Aug. 20–25, 1995 / IIF-IIR. Paris, France, 1995. P. 766–773.

64. Klein S. A., Reindl D. T., Brownell K. Refrigeration system performance using liquid-suction heat-exchangers. *International Journal of Refrigeration*. 2000. Vol. 23, Iss. 8. P. 588–596. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(00\)00008-6](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(00)00008-6).

65. Suparmin P., Nurhasanah R. Analysis of effect of sub cooling performance of vapour compression refrigeration system with cooling load variation. *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2016. Vol. 11, No. 2. P. 906–911.

66. Navarro-Esbri J., Cabello R., Torrella E. Experimental evaluation of the internal heat exchanger influence on a vapour compression plant energy efficiency working with R22, R134a and R407C. *Energy*. 2005. Vol. 30, Iss. 5. P. 621–636. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.05.019>.

67. Pottker G., Hrnjak P. Effect of condenser subcooling of the performance of vapor compression systems: experimental and numerical investigation. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* : proceedings. West Lafayette, Indiana, USA, Jul. 16–19, 2012 / Purdue University. West Lafayette, Indiana, USA, 2012. Paper 1328.

68. Bolaji O. B. Effects of sub-cooling on the performance of R12 alternatives in a domestic refrigeration system. *Thammasat International Journal of Science & Technology*. 2010. Vol. 15, No. 1. P. 12–19.

69. Alefeld G. Efficiency of compressor heat pumps and refrigerators derived from the second law of thermodynamics. *International Journal of Refrigeration*. 1987. Vol. 10, Iss. 6. P. 331–341. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(87\)90119-8](https://doi.org/10.1016/0140-7007(87)90119-8).

70. Харлампи́ди Д. Х., Брату́та Э. Г., Шерстю́к А. В., Крупова Е. Г. Эколого-энергетические аспекты перевода действующих холодильных машин и

тепловых насосов на современные хладагенты. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування»*. Харків, 2012. № 7. С. 129–134.

71. Fouda A., Melikyan Z. A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. *Applied Thermal Engineering*. 2011. Vol. 31, Iss. 5. P. 932–936. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.11.016>.

72. Преображенский В. П. Теплотехнічні вимірювання та прилади. Київ : Колос, 2004. 702 с.

73. Зайдель А. Н. Похибки вимірювання фізичних величин. Київ : Політехніка, 2002. 108 с.

74. Потапов В. О., Мольський С. М., Качалов В. В. Використання регенеративного теплообмінника для підвищення ефективності холодильної установки в системах термовологісної обробки продуктів харчування. Харків : ХГУПТ, 2012. 6 с.

ДОДАТОК А

Акти впровадження результатів дисертації



ТОВ «АСТРА»
пр. Шевченка, 19
м. Верхньодніпровськ
Дніпропетровська обл.
51600, Україна

Тел.: +38 05658 60900
Тел./Факс: +38 05658 60901
Моб.: +38 067 5418050
E-mail: svto@astra.dp.ua
Web-сайт: www.astra.dp.ua

КОМПЛЕКСНІ РІШЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ІНЖЕНЕРНИХ СИСТЕМ

09.06.2025р

виконавчий директор бізнесу
«Проекти постановки систем
холодозабезпечення»
ТОВ «Астра»
Лисак Олександр Іванович

Довідка

Видана Мольському Сергію Михайловичу про те, що він в період з 2014 по 2021 роки був автором і розробником модульних холодильних вузлів, агрегатів і систем. Зокрема:

- вузли утилізації скидного тепла холодильних машин;
- конденсатори повітряного охолодження з мікроканальними теплообмінниками;
- конденсатори повітряного охолодження з панелями водовипарного охолодження повітря;
- одностадійні переохолоджувачі рідини з панелями водовипарного охолодження повітря;
- двостадійний переохолоджувач рідини з панелями водовипарного охолодження повітря;
- компресорно - ресиверні агрегати у захисному корпусі;
- компресорно - конденсаторні чиллери з панелями водовипарного охолодження повітря;
- компресорно - конденсаторні агрегати з водовипарним переохолодженням рідини;
- компресорно - конденсаторні агрегати з машинним переохолодженням рідини;
- систем модульного децентралізованого холодопостачання розподільчих центрів, низькотемпературних складів, та комплексу зберігання сільськогосподарської продукції;
- системи комплексного збирання тепла та утилізації, з тепловими насосами;
- систем лабораторного і дистанційного дослідження роботи холодильного обладнання.

Дата 09.06.2025

Підпис



/ Лисак О.І./



ТОВ «АСТРА»
пр. Шевченка, 19
м. Верхньодніпровськ
Дніпропетровська обл.
51600, Україна

Тел.: +38 05658 60900
Тел./Факс: +38 05658 60901
Моб.: +38 067 5418050
E-mail: svto@astra.dp.ua
Web-сайт: www.astra.dp.ua

КОМПЛЕКСНІ РІШЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ІНЖЕНЕРНИХ СИСТЕМ

№ 2307-1 от «23» июля 2019 г.

Руководителю службы
индивидуального строительства
ООО «Ритейл Девелопмент»
Зозуле Ю.Г.

Украина, 52005, Днепропетровская
обл., Днепропетровский р-н, пгт.
Слободжанское, ул. В Сухомлинского,
76

*По поводу результатов эксперимента с
применением адиабатного переохладителя
жидкого хладагента.*

Уважаемый Юрий Григорьевич!

Настоящим письмом сообщаем о том, что нами был проведен эксперимент с применением адиабатного переохладителя жидкого хладагента на объекте корпорации АТБ в г. Харьков.

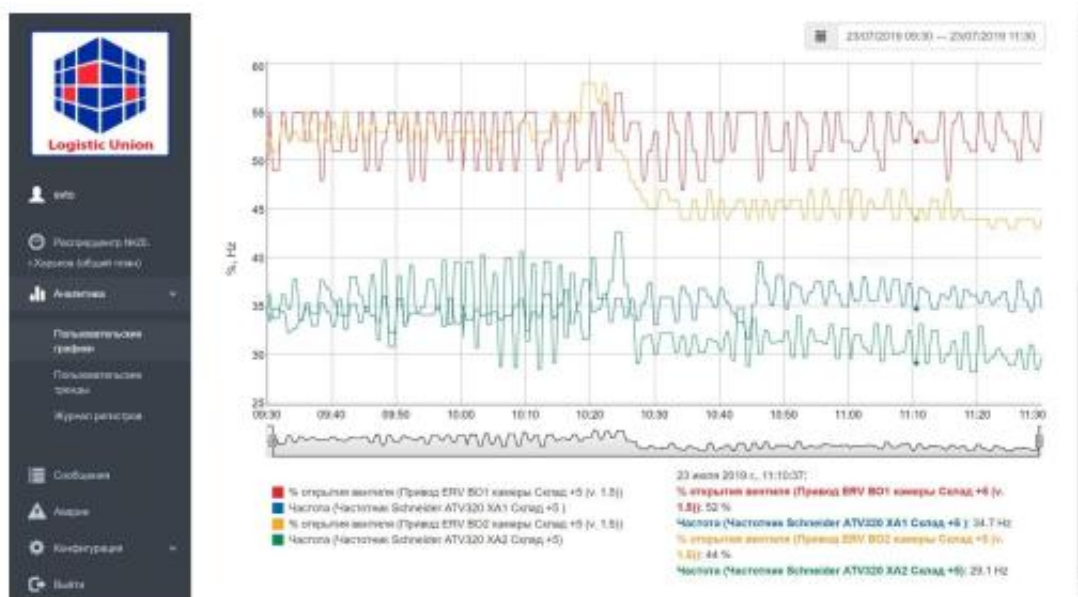
На одну из двух независимых холодильных систем, которые работают на охлаждения одного склада с температурным режимом +5°C, был установлен адиабатный переохладитель жидкого хладагента.

В результате мы получили переохлаждение фреона после конденсатора на 13,4 градуса.



На фото выше – температура фреона перед и после переохладителя

Учитывая то, что на одну и ту же камеру работает две идентичные холодильные машины, мы имеем возможность сравнить работу машины с переохладителем с машиной без переохладителя.



Используя данные дистанционного компьютерного мониторинга, мы видим, что в 10:27, когда была включена подача воды на адиабатный переохладитель, параметры работы двух систем начали значительно отличаться.

Для переноса одного и того же количества тепла необходимо меньшее количество переохлажденного фреона. Сравнивая показатель «% открытия вентиля» мы видим, что разница составляет 15-20%.

В результате снижения массового расхода фреона снижается нагрузка на компрессор. Соответственно падает частота вращения электродвигателя компрессора, что приводит в свою очередь к снижению энергопотребления также на 15-20%.

Данный эксперимент в реальных условиях подтвердил теорию энергосбережения с применением адиабатных переохладителей, предложенную Вам ранее.

С уважением,
Главный инженер проекта

Мольский С.М.

С уважением,
Исполнительный директор

С. В. Тонконог



ТОВ «АСТРА»
пр. Шевченка, 19
м. Верхньодніпровськ
Дніпропетровська обл.
51600, Україна

Тел.: +38 05658 60900
Тел./Факс: +38 05658 60901
Моб.: +38 067 5418050
E-mail: svto@astra.dp.ua
Web-сайт: www.astra.dp.ua

КОМПЛЕКСНІ РІШЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ІНЖЕНЕРНИХ СИСТЕМ

№ 378 від «14» серпня 2017 р.

Руководителю службы
индивидуального строительства
ООО «Ритейл Девелопмент»
Зозуле Ю.Г.

Украина, 52005, Днепропетровская
обл., Днепропетровский р-н, пгт.
Слободжанское, ул. В Сухомлинского,
76

«Касательно системы адиабатического охлаждения»

пос.Рогань, ул. Объездная, 1. Ответ на письмо 10/08-1 от 10.08.17»

Уважаемый Юрий Григорьевич!

Как и сообщалось ранее, в проектом решении на РЦ-20 предусмотрена система адиабатического предохлаждения воздуха на конденсаторах холодильных машин.

Данная система потребляет воду из подведенного водопровода, когда наружная температура воздуха выше +25 градусов Цельсия, увлажняя кассеты, установленные перед конденсатором, тем самым существенно снижая температуру конденсации холодильных машин, что в свою очередь снижает потребление электроэнергии холодильными машинами. Контроль расхода воды, которая затрачивается на увлажнение кассет, предусмотрено осуществлять через 4 счетчика (водомера), которые установлены, согласно проекта, на каждую площадку с холодильными машинами.

Дата съема показателей	Площадка № 1 «Овощи» и «Фрукты»	Площадка № 2 «Приходный буфер» и «Зона экспедиции»	Площадка № 3 «Склад +5» и «Зона экспедиции»	Площадка № 4 «Расходный буфер» и «Цех готовой продукции»
	6 агрегатов	4 агрегатов	3 агрегатов	5 агрегатов
11.07.17	Предположим 0 м3	Предположим 0 м3	Предположим 0 м3	Предположим 0 м3
За этот период в 31 день мы зафиксировали, что 285 часов наружная температура была выше +25оС				
11.08.17 в 18-30	46м3	47м3	136м3	120м3
Средний расход на 1 агрегат за 31 день	46/6=7,67м3	47/4=11,75м3	136/3=45,33м3	120/5=24м3
Средний расход в час на один агрегат	7,67/285=0,03м3	11,75/285=0,04м3	45,33/285=0,16м3	24/285=0,08м3
За этот период мы зафиксировали, что 42 часа, когда наружная температура была выше +25оС.				
14.08.17 в 11-30	59м3	54м3	147м3	128м3
Расход между съемами показаний	59-46=13м3	54-47=7м3	147-136=11м3	128-120=8м3
Средний расход на 1 агрегат за 31 день	3/6=0,5м3	7/4=1,75м3	11/3=3,67м3	8/5=1,6м3
Средний расход в час на один агрегат	0,5/42=0,01м3	1,75/42=0,04м3	3,67/42=0,09м3	1,6/42=0,04м3

Далее приводим технико-экономический расчет целесообразности расходования воды для предохлаждения температуры конденсации в период с 11 июля по 11 августа 2017г:

Кол-во часов с температурой более +25оС	285	Час
Предположим максимальный расход воды на одном агрегате	0,1	м3/час/агрегат
Кол-во агрегатов	18	Шт
Максимальное водопотребление за 31 день 18 агрегатов	513	м3
Цена воды	16,0	грн/м3
Стоимость водопотребления за 31 день 18 агрегатов	8208	грн/31день
Энергопотребление компрессора при +30 без адиабатики	12,94	кВт/агрегат
Энергопотребление компрессора при +30 с адиабатикой	10,09	кВт/агрегат
Экономия по электроэнергии в час	2,85	кВт/агрегат
Экономия за 31 день на 18 агрегатах	14621	кВт/31 день
Цена электроэнергии	2,4	грн/кВт
Стоимость экономии эл.энергии на 18 агрегатах	35089	грн/31день
Экономия на объекте	26881	грн/31день

Из расчета видно, что при максимальных затратах на воду в 8,2 тыс грн в месяц мы должны получить экономию по затратам на электроэнергию в размере 26,8тыс.грн.

С уважением,

Главный инженер проекта



Мольский С.М.

Исполнительный директор



Тонконог С.В.

ООО «Астра»