

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ДВОСТУПЕНЕВОГО ТЕПЛОГО НАСОСА НА CO₂ ДЛЯ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ БУДІВЛІ

Отримано 06 бер. 2026 р.; рекомендовано до публікації 26 чер. 2026 р.
Доступно онлайн 30 чер. 2026 р.

Басок Б. І.¹, Зур'ян О. В.², Дубовський С. В.³,
Круковський Г. П.⁴, Скляренко Д. І.⁵,
Пастушенко Е. П.⁶, Імран М.⁷

Автор для кореспонденції: Басок Борис,
e-mail: borys.basok@gmail.com

Анотація. У роботі досліджено параметри роботи двоступеневої двоконтурної теплонасосної системи типу «повітря – вода», призначеної для системи опалення адміністративної будівлі. У першому контурі системи використано холодоагент R744 (CO₂), у другому – R513a. Метою дослідження є визначення основних експлуатаційних параметрів теплонасосної установки тепловою потужністю близько 120 кВт та оцінка можливості її використання в системах опалення будівель з традиційними радіаторними опалювальними приладами. Для дослідження роботи системи розроблено розрахункову модель теплонасосної установки в програмному середовищі Flowpex SE, яка дає змогу моделювати термодинамічні процеси у двоконтурній системі з урахуванням характеристик компресорів, теплообмінників та регулювальних елементів. На основі чисельного моделювання визначено залежності теплової потужності теплового насоса; масових витрат холодоагентів; частоти обертання компресорів та коефіцієнта перетворення теплоти від температури зовнішнього повітря в діапазоні від –25 до +10 °С. Виконано розрахунки термодинамічних процесів при роботі двоступеневого двоконтурного теплового насоса типу «повітря – вода» та проведено валідацію розробленої моделі шляхом додаткового моделювання теплового насоса Mitsubishi ESA30E-25. Отримані результати показують особливості зміни режимів роботи першого та другого контурів теплонасосної системи за різних температурних умов та дають змогу оцінити ефективність застосування каскадної схеми з використанням холодоагентів R744 та R513a для систем теплопостачання будівель. Практична новизна роботи полягає у використанні розробленої моделі для попереднього визначення параметрів основних компонентів та алгоритмів керування роботою теплонасосної системи під час проєктування систем опалення будівель.

Ключові слова: відновлювана енергетика; тепловий насос; каскадна теплонасосна система; двоступеневий тепловий насос; система опалення будівлі; холодоагент; комп'ютерне моделювання; Flowpex SE; коефіцієнт перетворення енергії

Вступ

Сучасні тенденції розвитку енергетики спрямовані на зниження споживання викопних палив та декарбонізацію систем теплопостачання будівель. Одним з найперспективніших технологічних рішень у цьому напрямі є використання теплових насосів (ТН), які дають змогу

ефективно використовувати низькопотенційні відновлювані джерела енергії довкілля – теплоту повітря, ґрунту або води.

Особливий інтерес у сучасних дослідженнях викликають ТН з використанням природних холодоагентів, зокрема діоксиду вуглецю (R744). Використання CO₂ як

¹ д-р. техн. наук, проф.
<http://orcid.org/0000-0002-8935-4248>

² д-р. техн. наук
<https://orcid.org/0000-0002-2391-1611>

³ д-р. техн. наук
<https://orcid.org/0000-0001-9418-2092>

⁴ мол. наук. співроб.
<https://orcid.org/0000-0002-4673-4494>

⁵ мол. наук. співроб.
<https://orcid.org/0000-0002-0431-2111>

⁶ аспірант
<https://orcid.org/0009-0006-3148-9277>

⁷ PhD, SFHEA, CEng FIMechE
<https://orcid.org/0000-0002-3057-1301>

^{1, 3, 4, 5} Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, Україна;

¹ Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

² Інститут відновлюваної енергетики НАН України, м. Київ, Україна;

⁶ директор ТОВ «Теплові насоси ВДЕ», м. Київ, Україна;

⁷ Department of Mechatronics and Biomedical Engineering, College of Engineering and Physical Sciences, Aston University, Birmingham, United Kingdom

робочого агента має низку важливих переваг, серед яких екологічна безпечність, відсутність потенціалу руйнування озонового шару та практично нульовий потенціал глобального потепління у порівнянні з традиційними фреоновими холодоагентами. Крім того, CO₂ характеризується високими коефіцієнтами тепловіддачі та можливістю роботи в широкому діапазоні температур, що робить його перспективним для використання у високотемпературних системах опалення.

Водночас застосування ТН у будівлях з традиційними радіаторними системами опалення пов'язане з низкою технічних труднощів. Такі системи зазвичай потребують температур теплоносія на рівні 60–75 °С, що значно перевищує оптимальні режими роботи більшості низькотемпературних ТН. Одним з можливих технічних рішень цієї проблеми є використання каскадних або двоступеневих теплонасосних схем, у яких застосовуються різні холодоагенти та послідовні цикли перетворення енергії.

У зв'язку з цим актуальним завданням є розробка та дослідження двоступеневих теплонасосних систем на основі CO₂, здатних забезпечувати необхідні температурні параметри для систем радіаторного опалення будівель за низьких температур зовнішнього повітря.

У цій роботі розглядається двоступенева двоконтурна теплонасосна система типу «повітря – вода», у якій у першому контурі використовується холодоагент R744 (CO₂), а в другому – R513a. Метою дослідження є розробка та апробація методики розрахунку параметрів такої системи на основі комп'ютерного моделювання термодинамічних процесів у програмному середовищі Flownex SE, а також визначення залежностей основних експлуатаційних характеристик ТН від температури зовнішнього повітря.

В ІТТФ НАН України є наявний певний досвід розробки, розрахунку, укомплектування, виготовлення та експлуатації теплових насосів, а також і на природних теплових ресурсах довкілля, зокрема теплоті повітря. Інформація про отриманні результати представлена, наприклад, у роботах [1–7]. Вказані напрацювання були використані під час створення теплового насоса тепловою потужністю 120 кВт для адміністративного корпусу ІТТФ НАН України (м. Київ, вул. Булаховського, 2). Роботи виконувались на конкурсній основі в 2024–2026 роках за проектом Innovate UK (підтримка енергетичного відновлення України) № 10093186 «Dual Heat Pump for Residential Buildings» у межах чотиристороннього договору між Астон-університетом (Велика Британія, Бірмінгем), ІТТФ НАН України, ТОВ «Теплові насоси ВДЕ» (Україна) та Ltd «ENGINEERONICS LIMITED» (Велика Британія, Ньюкасл). Фінансування робіт загальною вартістю 890 670 млн фунтів стерлінгів (зокрема ІТТФ – 187 530 фунтів стерлінгів) проводилось на безповоротній основі в межах Innovate UK Міністерством закордонних справ Великої Британії.

Вказаний ТН є багаторівневим за облаштуванням, адже теплообмінники повітря – CO₂ розташовані на даху виходу з будівлі на її плоский дах (рис. 1, а), компресорний блок з CO₂ і з R513a встановлений на плоскому даху будівлі (рис. 1, б, вид зверху), теплообмінники другої ступені – в окремій кімнаті третього поверху будівлі (рис. 1, в), а бак-акумулятор системи опалення (рис. 1, з) – на першому поверсі в приміщенні з ІТП (рис. 1, д) системи радіаторного опалення будівлі, шафа контролю і управління – (рис. 1, е).

Метою цієї роботи є розробка та апробація методики розрахунку параметрів двоступеневого двоконтурного теплового насоса типу «повітря – вода» з використанням холодоагентів R744 (CO₂) та R513a для системи опалення адміністративної будівлі.

Особливістю розглянутої теплонасосної системи є каскадна схема організації процесу перетворення енергії, у якій перший контур працює на холодоагенті CO₂, а другий контур – на холодоагенті R513a. Така схема дає змогу підвищити температуру теплоносія до рівня, необхідного для роботи традиційних радіаторних систем опалення.

Конкретною задачею дослідження є визначення параметрів роботи двоконтурного теплового насоса тепловою потужністю 120 кВт за температури зовнішнього повітря до –25 °С для системи опалення адміністративної будівлі ІТТФ НАН України.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі основні завдання:

- розробити розрахункову модель двоконтурного теплового насоса з використанням програмного середовища Flownex SE;
- визначити основні термодинамічні параметри циклів холодоагентів R744 та R513a в характерних точках системи;
- дослідити вплив температури зовнішнього повітря в діапазоні від –25 до +10 °С на основні експлуатаційні характеристики ТН;
- визначити залежності керуючих параметрів системи (обертів компресорів, ступеня відкриття регулювальних вентилів) від температури зовнішнього повітря;
- оцінити зміну теплової потужності, масових витрат холодоагентів та коефіцієнта енергоефективності теплонасосної системи.

Розглянута система ТН має багаторівневе розташування основних компонентів у будівлі (див. рис. 1), що обумовлює необхідність попереднього визначення параметрів роботи обладнання та алгоритмів керування системою на основі комп'ютерного моделювання.



Рис. 1. Багаторівневе розташування блоків теплового насоса. Пояснення – в тексті

Тепловий насос (ТН) є багаторівневим за облаштуванням, адже теплообмінники повітря – CO₂ розташовані на даху виходу з будівлі на її плоский дах (див. рис. 1, а), компресорний блок з CO₂ встановлений на плоскому даху будівлі (див. рис. 1, б), теплообмінники другої ступені – в окремій кімнаті третього поверху будівлі (див. рис. 1, в), а бак-аккумулятор системи опалення (див. рис. 2, г) – на першому поверсі в приміщенні з ІТП (див. рис. 1, е) системи радіаторного опалення будівлі.

Методичні підходи. Для дослідження параметрів роботи двоступеневої теплонасосної системи використано метод комп'ютерного моделювання термогідралічних процесів у програмному середовищі Flownex SE. Це програмне середовище дає змогу моделювати складні енергетичні системи включно з компресорами, теплообмінниками, трубопроводами та регулювальною арматурою, з урахуванням взаємодії теплових і гідралічних процесів. Розрахункова модель теплонасосної системи була побудована відповідно до принципової схеми, наведеної на рис. 2. У моделі враховано основні елементи обох контурів ТН, включно з компресорами, випарниками, конденсаторами, міжконтурним теплообмінником та регулювальною арматурою.

Двоконтурний ТН функціонує за принциповою схемою, включно з випарником «повітря – CO₂», компресорами (на CO₂ – перший контур та на R513а – другий контур), конденсатором випарником «CO₂ – R513а», пароохолоджувачем «CO₂ – вода», переохолоджувач «R513а – вода», та іншими допоміжними елементами. Контур теплоносія системи тепlopостачання (вода), R513а та

CO₂ позначаються синім, коричневим та зеленим кольорами, відповідно.

Наведена схема є спрощеною принциповою, що надає тільки перелік і з'єднання необхідних компонентів, тому не відображає всіх деталей та елементів керування, притаманних реальній системі теплового насоса. Тому моделювання двоконтурного ТН виконувалось без уточнення параметрів трубопроводів (геометрії, довжин, діаметрів, матеріалів, наявності теплоізоляції) між окремими компонентами, а також без уточнення конструктивних деталей теплообмінників з фазовими переходами.

У цій схемі – два основні контури з різними холодоагентами: контур CO₂ (зелений колір) та контур R513а (коричневий колір). Третій контур – це контур системи тепlopостачання (синій колір), що використовує воду як теплоносії.

Ключові компоненти, позначені на схемі цифрами, виконують такі функції: випарник «повітря – CO₂» (1) поглинає теплоту з навколишнього повітря; віддільник вологи (2) запобігає потраплянню рідкого холодоагенту до компресора; компресор CO₂ (3) стискає холодоагент CO₂; пароохолодник (4) охолоджує перегріту пару CO₂; конденсатор / випарник «CO₂ – R513а» (5) є теплообмінником, що передає теплоту від контуру CO₂ до контуру R513а; бак-ресивер CO₂ (6) слугує для зберігання рідкого CO₂; регулювальний вентиль (7) знижує тиск і температуру холодоагенту CO₂ перед випарником; компресор

R513a (8) стискає холодоагент R513a; конденсатор R513a (9) передає теплоту теплоносію системи теплопостачання; переохолоджувач (10) додатково охолоджує рідкий холодоагент R513a; бак миттєвого кипіння (11) використовується для відділення рідини від пари перед

розширювальним пристроєм; регульовальний вентиль (12) знижує тиск і температуру холодоагенту R513a.

Ця схема є базовою для розуміння взаємодії контурів та функціонального призначення кожного елемента в системі двоконтурного ТН.

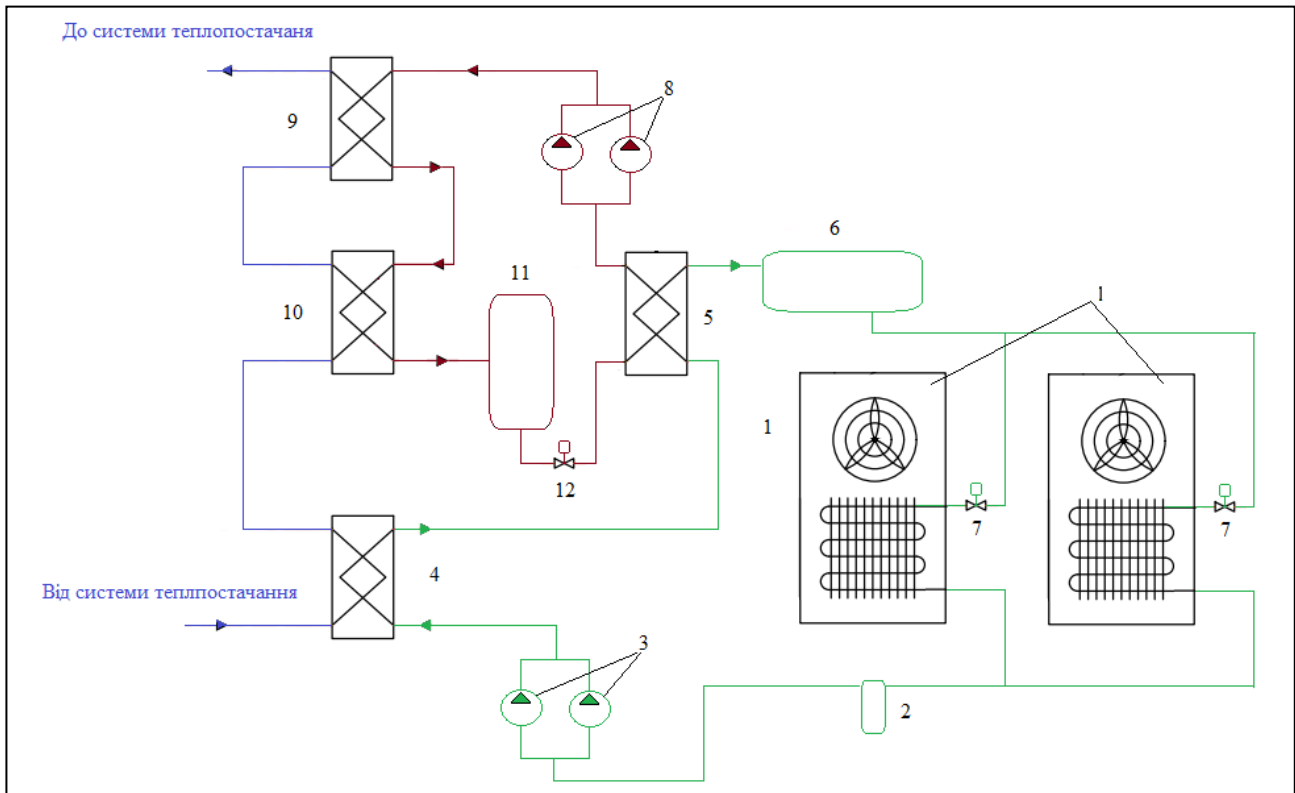


Рис. 2. Спрощена гідравлічна схема двоконтурного двоступеневого ТН «повітря – вода» під час роботи в режимі нагрівання: 1 – випарник «повітря- CO_2 », 2 – віддільник вологи, 3 – компресор CO_2 , 4 – парохолодник, 5 – конденсатор / випарник « CO_2 – R513a», 6 – бак ресивер CO_2 , 7 – регульовальний вентиль, 8 – компресор R513a, 9 – конденсатор R513a, 10 – переохолоджувач, 11 – бак миттєвого кипіння, 12 – регульовальний вентиль. Кольори: синій – контур системи теплопостачання, коричневий – контур R513a, зелений – контур CO_2

Слід зазначити, що хоча теплообмінники 4 та 10 включені у контур теплоносія системи опалення послідовно, на практиці передбачається використання лише одного з них за результатами експериментальних зіставлень відповідних варіантів як з енергетичної, так і з практичної точок зору. У цій роботі приділено уваги варіанту використання теплообмінника 4 (парохолодник), тоді як теплообмінник 10 вважається відключеним.

ТН спроектований для підтримки сталої температури внутрішнього повітря приміщень будинку в діапазоні змін температури зовнішнього повітря -25°C – $+10^\circ\text{C}$ за рахунок якісного регулювання температури подачі теплоносія в існуючу систему радіаторного опалення, запроектовану раніше на живлення від тепlopункту мережі централізованого теплопостачання.

Експериментально визначений температурний графік роботи системи наближений до стандартного графіка радіаторного опалення $70/50^\circ\text{C}$ за розрахункових температур внутрішнього повітря 20°C та зовнішнього повітря – -22°C . Розрахункова теплова потужність системи

опалення за температури -25°C становить 120 кВт, температура подачі теплоносія – $+73^\circ\text{C}$.

Методика визначення параметрів схеми ТН базується на термодинамічному розрахунку парокompresійних циклів. Задається температура низькопотенційного джерела теплоти – зовнішнього повітря. За його значенням визначаються температури приймання і подачі теплоносія системи опалення, необхідна теплова потужність теплового насоса. Температури кипіння у випарнику першого каскаду та конденсації у конденсаторі вибираються з урахуванням температур недогріву (5 – 10°C) відносно джерела теплоти та споживача теплоти, відповідно. Розрахунок параметрів циклів, масових витрат холодоагентів, потужності компресорів і теплових потоків виконувався в програмному середовищі Flownex SE [8], що дає змогу створити віртуальну робочу схему (цифровий двійник) ТН та оптимізувати параметри фазового стану для контурів CO_2 та R513a на T-S діаграмах. Загальний коефіцієнт теплотрансформації COP (який близький до показника енергоефективності ТН) для опалення розраховується як відношення сумарної

теплової потужності пароохолоджувача, конденсатора та переохолоджувача до сумарної електричної потужності компресорів CO₂ та R513a.

На рис. 3 представлена залежність температур води контуру опалення від температури зовнішнього повітря (температурний графік системи опалення).

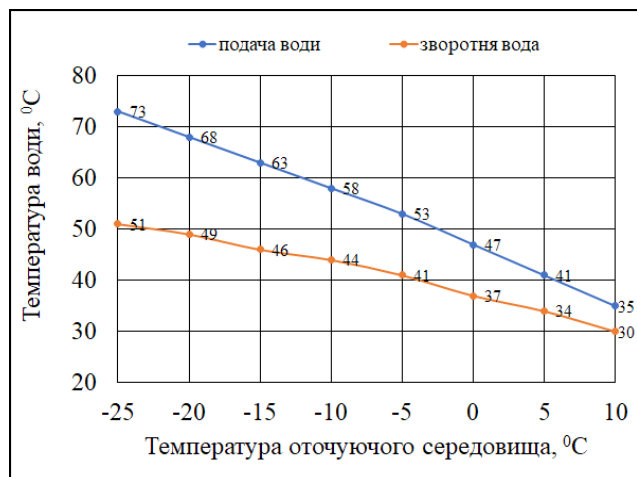


Рис. 3. Температура прямої та зворотньої води контуру опалення залежно від температури зовнішнього повітря

Рис. 3 показує температури води контуру опалення від різниці 51–73 °C за температури повітря –25 °C до різниці 35–30 °C за температури повітря оточуючого середовища 10 °C (див. рис. 3). Максимальна тепла потужність ТН становить 120 кВт за температури повітря оточуючого середовища –25 °C.

Графік на рис. 3 відображає, як зміна температури кипіння CO₂, що поглинає теплоту з низькопотенційного джерела (повітря), впливає на температуру теплоносія (води), що подається в систему опалення. Вища температура кипіння CO₂ зазвичай забезпечує вищу температуру нагріву води в контурі опалення, що є важливим для підтримки комфортних умов у приміщенні, особливо за низьких температур зовнішнього повітря.

Аналіз цієї залежності дає змогу оптимізувати роботу ТН, балансує між енергоефективністю та необхідною тепловою потужністю. Зокрема, вона допомагає визначити оптимальні робочі точки для системи, забезпечуючи максимальний коефіцієнт енергоефективності (COP) у заданих температурних режимах. Для повного розуміння цього графіка необхідно враховувати також вплив температури зовнішнього повітря й теплового навантаження на систему опалення.

Результати моделювання роботи теплонасосної системи

Розрахунок базується на термодинамічному аналізі парокомпресійного циклу двоконтурного теплового насоса. Основна мета моделювання – визначити параметри робочого процесу (температури Т, тиску Р, ентальпії h , ентропії s ув ключових точках циклу), розрахувати

необхідну масову витрату холодоагентів m , споживану потужність компресорів W для досягнення заданої теплової потужності користувача Q . Алгоритм поетапних розрахунків такий.

1) Керуючись температурним графіком системи опалення, температурою низькопотенційного джерела теплоти (зовнішнього повітря оточуючого середовища) і тепловою потужністю користувача Q визначаємо температуру випаровування в теплообміннику, що розділяє контури з різними холодоагентами, та температури теплоносія на вході та виході користувача.

2) Вибираємо температури кипіння та конденсації в теплообмінниках:

- для теплообмінника-випаровувача температура кипіння на 5–10 °C менше, ніж середня температура у джерела теплоти (зовнішнього повітря);

- для теплообмінника-конденсатора температура конденсації на 5–10 °C більше, ніж середня температура нагрівання прямої води у користувача.

3) Задаємося паровмістом після теплообмінника-випаровувача близько $X = 1,0$ (перегріта пара) та теплообмінника-конденсатора близько $X = 0,0$ (переохолоджена рідина).

4) Задаємося значенням температури конденсації холодоагенту першого контуру (R744) у теплообміннику, що розділяє контури з різними холодоагентами та визначаємо температуру випаровування холодоагенту (R513a) на 5–10 °C нижче, ніж це значення.

5) Додатково задаючись значеннями адіабатичного ККД компресорів обох контурів, визначаємо необхідні термодинамічні параметри, об'ємні та масові витрати холодоагентів у ключових точках циклів, споживану потужність компресорів і теплову потужність теплообмінних апаратів. За наявності витратних та енергетичних характеристик технологічного обладнання (компресорів та розширювальних пристроїв) здійснюємо ітеративне уточнення адіабатичних ККД компресорів та різниць температур теплообмінників.

Інструментом визначення і розрахунку параметрів ТН було вибрано програмне середовище Flownex SE [8, 9], яке дає змогу встановлювати всі необхідні компоненти ТН у вигляді віртуальної робочої схеми (рис. 4) і підібрати оптимальні параметри, що забезпечують необхідні робочі цикли фазового стану для першого контуру CO₂ і другого циклу контуру R513a ТН на Т-S діаграмах (температура Т та ентропія S). Окрім цих діаграм для фреону можливо також використовувати діаграми P-h, T-V (об'єм), T-h, h-S.

б) Визначаємо загальний коефіцієнт теплової трансформації (по суті – енергоефективності) COP для опалення ТН (див. рис. 4).

$$\text{COP} = \frac{Q_4 + Q_9 + Q_{10}}{W_3 + W_8}$$

де: Q_4 – теплова потужність пароохолоджувача в контурі з CO_2 ; Q_9 – теплова потужність конденсатора в контурі з R513a; Q_{10} – теплова потужність переохолоджувача в контурі з R513a; W_3 – потужність компресора в контурі з CO_2 ; W_8 – теплова потужність компресора в контурі з R513a.

На рис. 4 представлена деталізована робоча схема двоконтурного ТН, призначеного для нагрівання. Ця схема є розширеною версією спрощеної принципової схеми, показаної на рис. 2, і містить всі основні компоненти, необхідні для моделювання та аналізу системи.

Умовні позначення на схемі дають змогу легко зіставити елементи з їх відповідними станами на термодинамічних діаграмах.

- Чорні цифри на білому фоні позначають номери компонентів, аналогічні спрощеній схемі на рис. 2. Це дає змогу простежити функціональне призначення кожного елемента: від випарника та компресорів до конденсаторів та регулювальних вентилів.
- Червоні цифри на зеленому фоні вказують на номери вузлів (точок) у контурі CO_2 . Ці номери відповідають станам холодоагенту CO_2 на T-S діаграмі, що дає змогу візуалізувати термодинамічні процеси, які відбуваються в цьому контурі.
- Червоні цифри на коричневому фоні позначають номери вузлів (точок) у контурі R513a. Ці номери відповідають станам холодоагенту R513a на T-S діаграмі. Це дає можливість проаналізувати термодинамічні цикли, що протікають у другому контурі ТН.

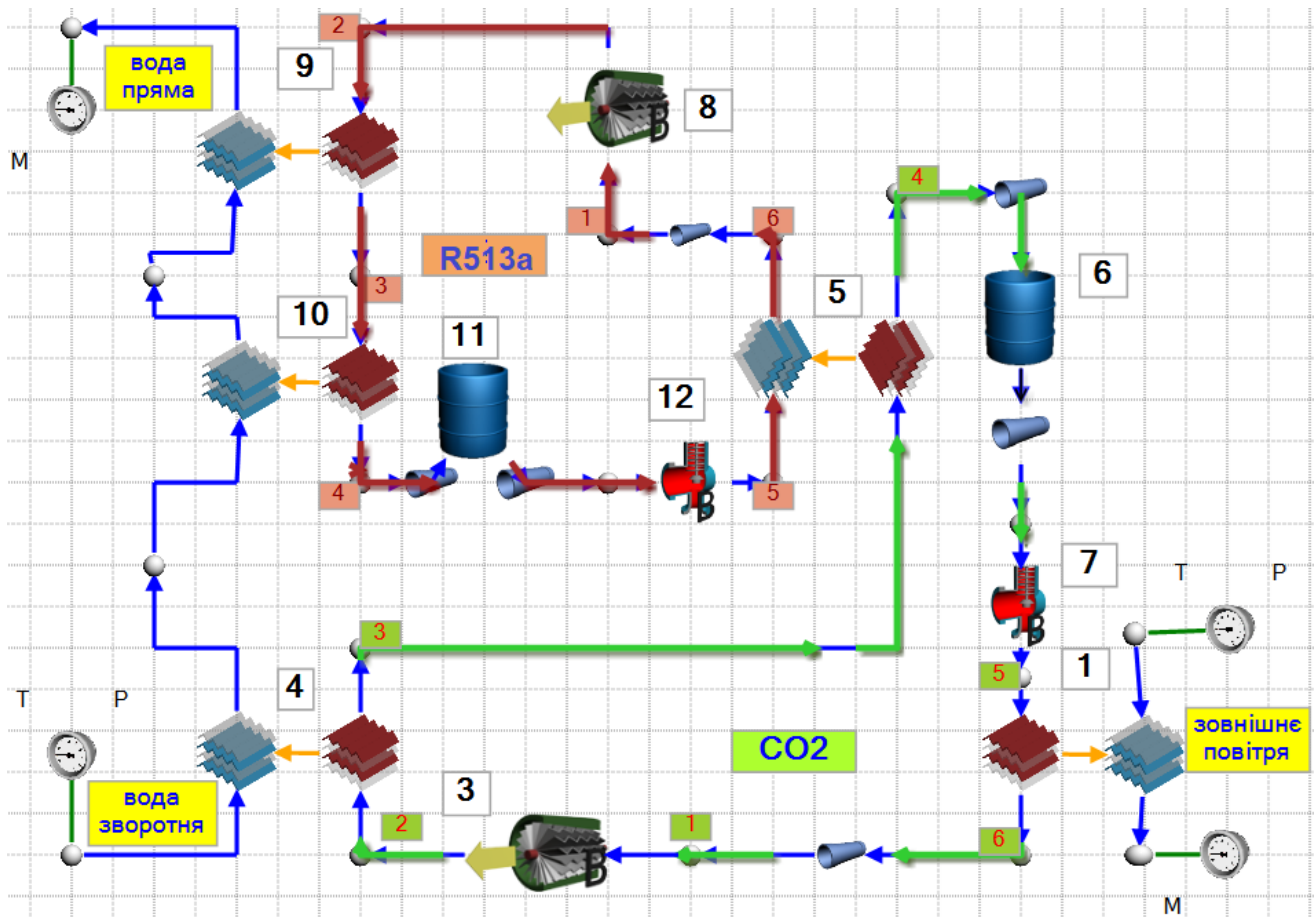


Рис. 4. Робоча схема двоконтурного ТН «повітря – вода» під час роботи в режимі нагрівання. Умовні позначення номерів чорними цифрами на білому фоні аналогічні позначенням на спрощеній схемі на рис. 2. Номери вузлів червоними цифрами на зеленому фоні відповідають номерам характерних точок на T-S діаграмі CO_2 , а номери вузлів червоними цифрами на коричневому фоні відповідають номерам характерних точок на T-S діаграмі R513a

Валідація програмного середовища Flownex SE. Перевірка придатності й достовірності використання програми Flownex SE здійснювалась за результатами експлуатаційних характеристик широко вживаного ТН Mitsubishi ESA30E-25 з тепловою потужністю 30 кВт, що працює на R744 (CO_2) [10, 11]. Результати розрахунків

показали збіжність в межах 5...8 %, що цілком задовольняє вимогам для передпроектного програмування.

Результати розрахунків. Деталізація робочої схеми дає змогу не лише зрозуміти послідовність процесів у кожному контурі ТН, але й візуально зв'язати фізичні компоненти системи з їх термодинамічними станами, що є

важливим для аналізу та оптимізації роботи двоконтурного теплового насоса. Всі компоненти були розділені на керуючі компоненти і компоненти, залежні від керуючих. Основними керуючими компонентами є:

1. Залежність обертів компресорів ТН від температури оточуючого повітря для контуру CO₂ і контуру R513a (рис. 5).
2. Залежність відсотка відкриття регулювальних вентилів від температури оточуючого повітря для контуру CO₂ і контуру R513a (рис. 6).

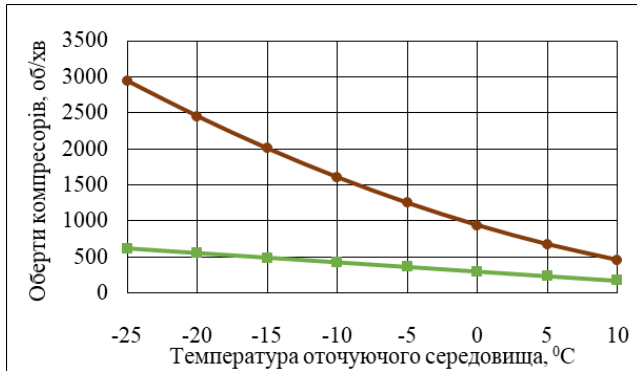


Рис. 5. Залежність обертів компресорів ТН від температури оточуючого повітря для контуру CO₂ (зелена лінія) і контуру R513a (коричнева лінія)

На рис. 5 наведено залежність теплової потужності ТН від температури зовнішнього повітря. Як видно з графіка, при зниженні температури зовнішнього повітря теплова потужність системи поступово зменшується. Це пояснюється зниженням температурного потенціалу джерела тепла та відповідним зменшенням теплового потоку, що відбирається у випарнику.

Водночас навіть за температури зовнішнього повітря – 25 °C теплонасосна система забезпечує значну частку необхідної теплової потужності системи опалення будівлі. Це підтверджує можливість використання каскадної теплонасосної схеми для роботи в низькотемпературних кліматичних умовах.

Вираз для залежності обертів компресора від температури оточуючого повітря для першого контуру з CO₂ наведено в (1).

$$\text{Оберти для CO}_2 = -12,55 \cdot T \text{ (}^\circ\text{C)} + 300,9. \quad (1)$$

Вираз для залежності обертів компресора від температури оточуючого повітря для другого контуру з R513a наведено в (2).

$$\text{Оберти для R513a} = 0,9105 \cdot T^2 \text{ (}^\circ\text{C)} - 57,48 \cdot T \text{ (}^\circ\text{C)} + 940,9. \quad (2)$$

На рис. 6 наведено зміну масової витрати холодоагенту в першому контурі Тн (R744) залежно від температури зовнішнього повітря. Зі зниженням температури зовнішнього повітря спостерігається зростання масової витрати холодоагенту, що пов'язано з необхідністю компенсації зниження теплового потенціалу джерела тепла. Збільшення масової витрати холодоагенту забезпечується шляхом підвищення частоти обертання

компресора першого контуру, що дає змогу підтримувати необхідний рівень теплової потужності теплонасосної системи.

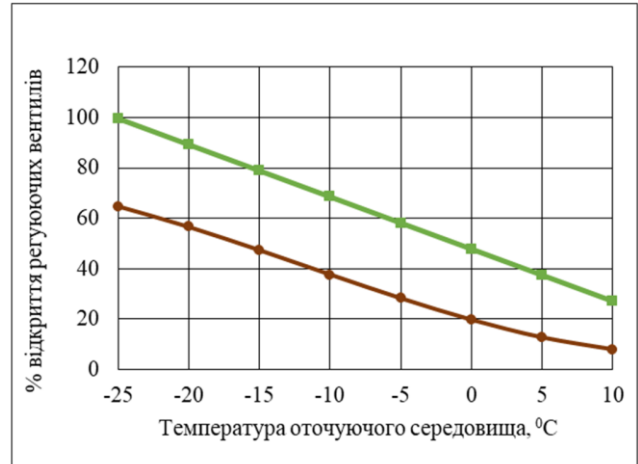


Рис. 6. Залежність відсотка відкриття регулювальних вентилів від температури оточуючого повітря для контуру CO₂ (зелена лінія) і контуру R513a (коричнева лінія)

Залежність відсотка відкриття регулювальних вентилів від температури оточуючого повітря для першого контуру з CO₂ наведено виразом (3).

$$\text{Вентиль для CO}_2 \rightarrow \text{відсоток} = -2,08 \cdot T \text{ (}^\circ\text{C)} + 47,9. \quad (3)$$

Залежність відсотка відкриття регулювальних вентилів від температури оточуючого повітря для другого контуру з R513a наведено виразом (4)

$$\text{Вентиль для R513a} \rightarrow \text{відсоток} = 0,000878 \cdot T_3 \text{ (}^\circ\text{C)} + 0,0311 \cdot T_2 \text{ (}^\circ\text{C)} - 1,58 \cdot T \text{ (}^\circ\text{C)} + 19,6. \quad (4)$$

Як видно з результатів моделювання (див. рис. 5), при зниженні температури зовнішнього повітря частота обертання компресора поступово збільшується. Такий режим роботи є типовим для теплонасосних систем типу «повітря – вода», у яких зниження температури джерела тепла компенсується збільшенням продуктивності компресора.

Залежність температури зворотної води від температури повітря оточуючого середовища наведена виразом (5)

$$T_{\text{зв. вода}} \text{ (}^\circ\text{C)} = -0,6 \cdot T \text{ (}^\circ\text{C)} + 37. \quad (5)$$

Рівняння (5) є умовою вмикання або вимикання ТН (позиційне регулювання). Таке регулювання вмикає тепловий насос, коли температура зворотної води ($T_{\text{зв. води. вимір.}}$), що вимірюється окремим приладом, буде меншою, ніж ($T_{\text{зв. вода}}$), на 2 °C. І навпаки, вимикає ТН, коли температура зворотної води ($T_{\text{зв. води. вимір.}}$), що вимірюється окремим приладом, буде більшою, ніж ($T_{\text{зв. вода}}$), на 2 °C.

Найкращим є неперервне регулювання – пропорційне, пропорційно-диференціальне, коли ТН не вимикається, а керуючі компоненти змінюють свій стан у режимі частотного регулювання.

На рис. 7 представлено залежність теплової потужності, що подається в систему опалення, від температури зовнішнього (оточуючого) повітря. Зазвичай тепла потужність ТН, що використовує повітря як джерело низькопотенційної теплоти, зменшується зі зниженням температури зовнішнього повітря. Це відбувається тому, що за нижчих температур повітря зменшується кількість теплоти, яку можна відібрати з повітря. Крім того, падає тиск і густина холодоагенту на всмоктуванні компресора та збільшується перепад тисків, проти яких працює компресор. У результаті зменшується масова витрата холодоагенту через компресор, а отже, і тепла потужність ТН. Одночасно знижується COP. Цей недолік частково компенсує частотний привід компресора, який дає змогу збільшувати швидкість обертання при зниженні температури повітря, щоб підтримувати масову витрату холодоагенту на рівні, який забезпечує необхідну теплопродуктивність.

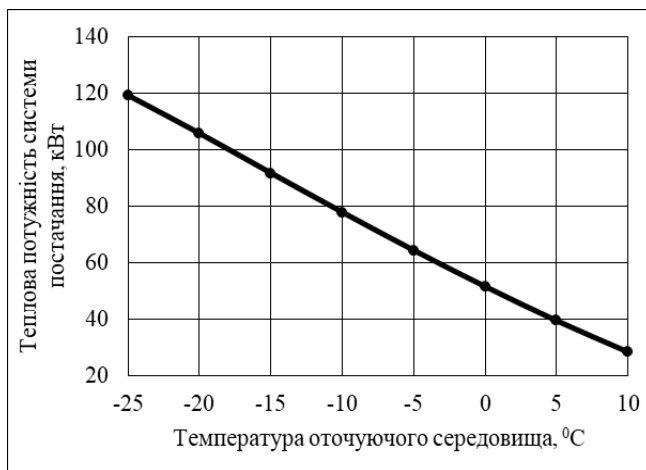


Рис. 7. Залежність теплової потужності системи постачання від температури оточуючого повітря

Залежність обертової швидкості компресорів у кожному з двох контурів ТН від температури зовнішнього повітря показує, як система адаптується до змінних умов навколишнього середовища для підтримки необхідної теплової потужності (див. рис. 5). Збільшення масової витрати холодоагенту при зниженні температури зовнішнього повітря пов'язане з необхідністю підтримання заданого температурного режиму системи опалення будівлі.

На рис. 8 відображено залежність споживаної потужності компресорів від температури зовнішнього (оточуючого) повітря для кожного з двох контурів двоконтурного ТН. Аналіз результатів показує, що при зниженні температури зовнішнього повітря частота обертання компресора другого контуру також зростає. Така зміна режиму роботи компресора забезпечує необхідне підвищення температури теплоносія в системі опалення. Цей графік є критично важливим для оцінки енергоспоживання теплонасосної системи та її експлуатаційних витрат.

На рис. 9 представлено залежність масової витрати холодоагентів у кожному з двох контурів двоконтурного ТН від температури зовнішнього оточуючого повітря.

Масова витрата холодоагенту є ключовим параметром, що визначає теплову потужність та ефективність циклу теплового насоса. Завдяки зміні масової витрати система регулює теплообмін та компенсує зміни в умовах оточуючого середовища.

Зі зниженням температури зовнішнього повітря ТН повинен «вилучати» теплоту з джерела з меншою температурою, що ускладнює процес випаровування. Для підтримки заданої теплової потужності (якщо вона не знижується значно, як показано на рис. 6) або для компенсації зниження ефективності циклу система може збільшувати масову витрату холодоагенту. Це дає змогу переносити більшу кількість теплоти через систему за одиницю часу. Також, якщо компресори працюють на вищих обертах, це природно призводить до збільшення масової витрати.

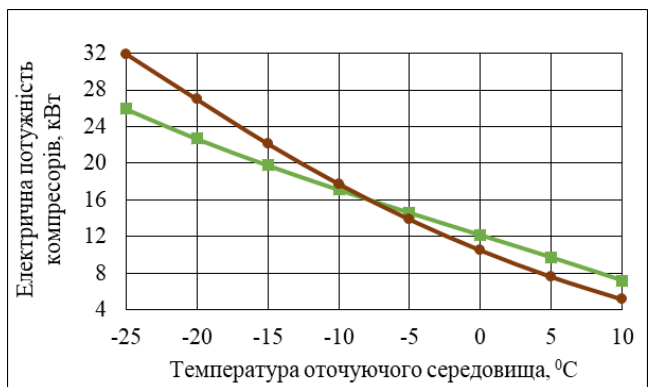


Рис. 8. Залежність потужності компресорів ТН від температури оточуючого повітря для контуру CO₂ (зелена лінія) і контуру R513a (коричнева лінія)

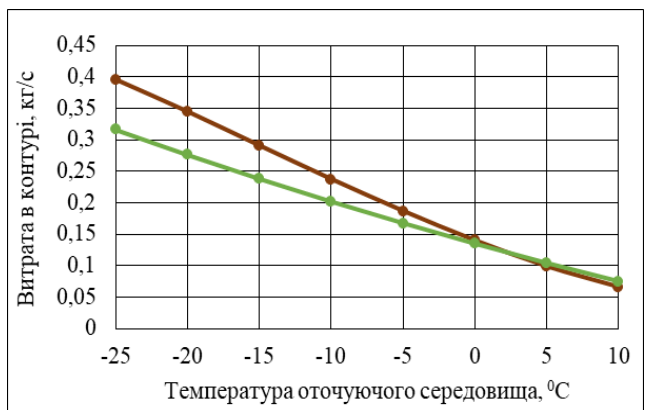


Рис. 9. Залежність масової витрати в контурах ТН від температури оточуючого повітря для контуру CO₂ (зелена лінія) і контуру R513a (коричнева лінія)

На рис. 10 представлена одна з найважливіших характеристик Т – залежність коефіцієнта перетворення (трансформації) теплоти (Coefficient of performance COP) від температури зовнішнього (оточуючого) повітря. Цей графік безпосередньо відображає енергоефективність системи і є ключовим показником для оцінки її експлуатаційних витрат та економічної доцільності. Зі зниженням температури зовнішнього повітря коефіцієнт COP зазвичай знижується. Це відбувається тому, що за

нижчих температур зростає різниця температур між джерелом тепла (зовнішнім повітрям) та споживачем теплоти (системою опалення). Для «перекачування» теплоти через більший температурний перепад компресорам потрібно виконати більше роботи, що призводить до збільшення споживаної електроенергії і, відповідно, до зниження COP. Крім того, за низьких температур може відбуватися обмерзання зовнішнього блоку, що вимагає циклів відтаювання, які також споживають енергію і знижують ефективність.

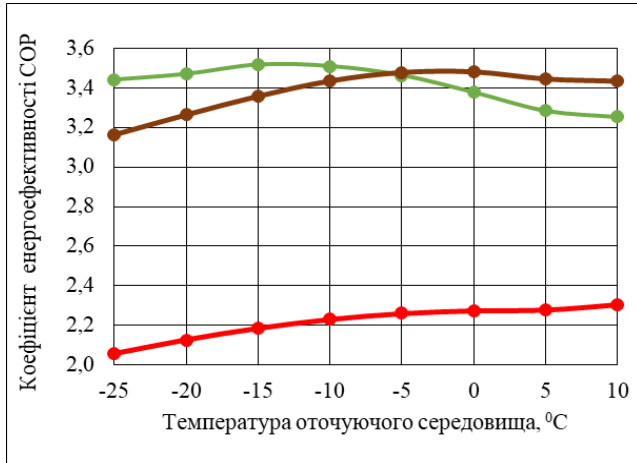


Рис. 10. Залежності коефіцієнтів енергоефективності ТН від температури оточуючого повітря для контуру CO₂ (зелена лінія), контуру R513a (коричнева лінія) і COP загального (червона лінія)

На рис. 6 представлено залежність відсотка відкриття регульовальних вентилів у кожному з контурів ТН від температури зовнішнього (оточуючого) повітря. Як видно з графіка, температура теплоносія підтримується на рівні, необхідному для ефективної роботи радіаторної системи опалення будівлі.

На рис. 11 представлено залежність теплової потужності ключових теплообмінних апаратів двоконтурного ТН від температури зовнішнього (оточуючого) повітря. Цей графік дає змогу детально проаналізувати, як кожен з цих компонентів взаємодіє з системою та реагує на зміну зовнішніх умов.

Узагальнення отриманих результатів моделювання представлено на рис. 12, де наведено інтегральну залежність основних параметрів роботи теплонасосної системи від температури зовнішнього повітря.

Отримані результати свідчать про те, що застосування двоступеневої каскадної теплонасосної системи з використанням холодоагентів R744 (CO₂) та R513a дає змогу забезпечити стабільну роботу системи опалення будівлі в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря.

Аналіз рис. 11 і 12 дає змогу повністю оцінити розподіл теплових потоків у двоконтурній системі ТН. Тож можна зрозуміти, наскільки ефективно кожен теплообмінник виконує свою функцію за різних умов експлуатації та як вони взаємодіють для забезпечення загальної теплової потужності системи.

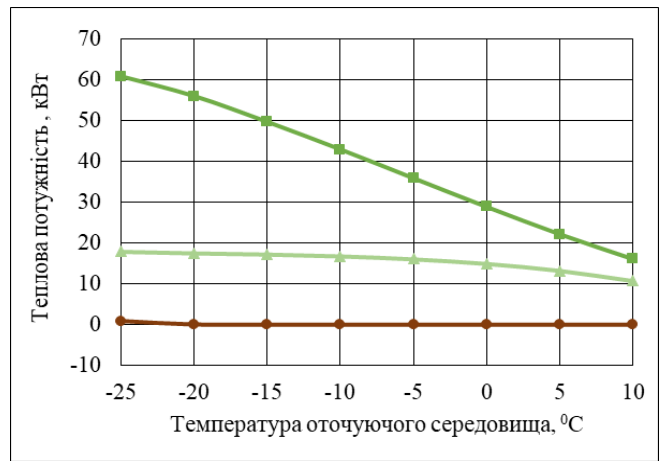


Рис. 11. Залежність теплової потужності теплообмінників від температури оточуючого повітря для контуру CO₂ (зелена лінія – випарник «повітря – CO₂» і салатована лінія – пароохолоджувач CO₂) і контуру R513a (коричнева лінія – переохолоджувач R513a)

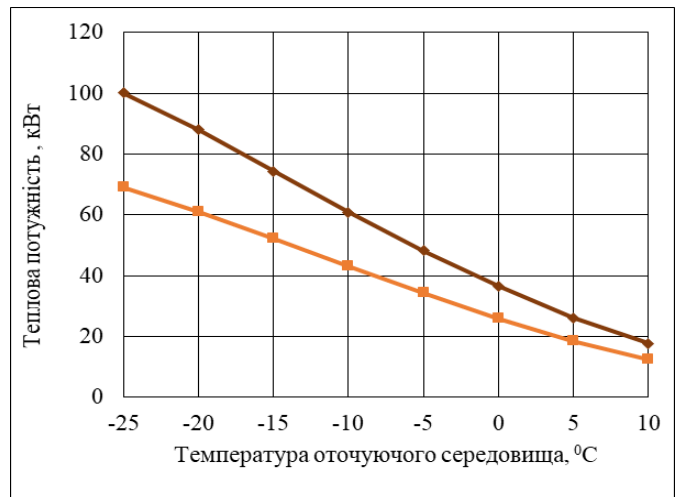


Рис. 12. Залежність теплової потужності теплообмінників від температури оточуючого повітря. Помаранчева лінія – для конденсатора / випарника «CO₂ – R513a»; коричнева лінія – для конденсатора з R513a

Висновки. У роботі проведено дослідження параметрів двоступеневої двоконтурної теплонасосної системи типу «повітря – вода», призначеної для системи опалення адміністративної будівлі, з використанням холодоагентів R744 (CO₂) у першому контурі та R513a у другому контурі. На основі виконаного дослідження можна зробити такі висновки.

1. Розроблено розрахункову модель двоконтурної теплонасосної системи у програмному середовищі Flownex SE, яка дає змогу досліджувати термогідрравлічні процеси в системі та визначати основні параметри її роботи за різних температурних умов зовнішнього повітря.
2. Виконано чисельне моделювання роботи теплонасосної системи тепловою потужністю близько

120 кВт у діапазоні температур зовнішнього повітря від -25 до $+10$ °С. Отримані результати показали, що застосування каскадної схеми теплового насоса з використанням холодоагентів R744 та R513a дає змогу забезпечити стабільну роботу системи опалення будівлі в широкому діапазоні температурних умов.

3. Досліджено залежності основних експлуатаційних параметрів теплонасосної системи від температури зовнішнього повітря, зокрема теплової потужності, масових витрат холодоагентів, частоти обертання компресорів та коефіцієнта перетворення енергії COP.
4. Показано, що зі зниженням температури зовнішнього повітря спостерігається зменшення коефіцієнта енергоефективності теплонасосної системи, що пов'язано зі збільшенням роботи компресорів та зниженням температурного потенціалу джерела тепла. Водночас навіть за низьких температур зовнішнього повітря теплонасосна система зберігає прийнятні показники ефективності.
5. Отримані результати моделювання підтверджують можливість застосування двоступеневих каскадних теплонасосних систем на базі холодоагентів R744 (CO₂) та R513a для тепlopостачання будівель з традиційними радіаторними системами опалення.
6. Розроблена модель теплонасосної системи може бути використана для подальшого дослідження режимів роботи теплонасосних установок та оптимізації їх параметрів під час проектування систем тепlopостачання будівель.

Додаткове застосування. Отримані результати в частині опанування методики і програми розрахунку можна застосувати під час моделювання теплотехнічного устаткування для термомаскування нагрітих об'єктів, зокрема при виконанні проєкту № 2025.06/0054 «Поглинання та запобігання поширенню електромагнітного випромінювання в інфрачервоному діапазоні та створення засобів теплового маскування» конкурсу Національного фонду досліджень України «Наука для зміцнення обороноздатності та національної безпеки України».

ПОСИЛАННЯ

1. Басок Б. І., Дубовський С. В., Пастушенко Е. П., Нікітін Є. Є., Базєєв Є. Т. Теплові насоси як тренд низьковуглецевого розвитку енергетики. Енерготехнології та ресурсозбереження. 2023. Т. 75, № 2. С. 23–44. <https://doi.org/10.33070/etars.2.2023.02>
2. Круковський Г. П., Басок Б. І., Скляренко Д. І. Комп'ютерне моделювання двоконтурного теплового насоса «повітря–вода» з використанням робочого тіла CO₂ при роботі в режимі нагрівання. Проблеми теплофізики та теплоенергетики: тези XIV Міжнар. онлайн-конф. (11–12 листопада 2025 р.). Київ: Симоненко О. І., 2025. С. 116–117. URL: https://itf.kiev.ua/wp-content/uploads/2025/11/zbirka-tez-2025_nova-1.pdf
3. Басок Б. І., Дубовський С. В., Пастушенко Е. П., Мороз М. В., Веремійчук Г. М. Активна утилізація теплоти димових газів біопаливного котла. Енерготехнології та ресурсозбереження. 2023. Т. 77, № 4. С. 67–80. <https://doi.org/10.33070/etars.4.2023.06>
4. Дубовський С. В., Бабін М. Є. Сезонна ефективність теплових насосів з газомоторним приводом. Теплофізика та теплоенергетика. 2019. Т. 41, № 5. С. 55.
5. Дубовський С. В., Басок Б. І., Бабін М. Є. Укрупнена оцінка теплової потужності та обсягів виробництва поновлювальної енергії тепловими насосами в Україні. Теплофізика та теплоенергетика. 2019. Т. 41, № 5. С. 56.
6. Дубовской С. В., Басок Б. И., Твердохлеб А. С. Энергетическая эффективность комбинированного производства теплоты и холода. Докладі Національної академії наук України. 2018. № 4. С. 47–53.
7. Про затвердження Методики обчислення частки енергії, виробленої тепловими насосами з відновлюваних джерел: наказ Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України № 52 від 12.03.2018. Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 03.04.2018 за № 395/31847.
8. Flownex Simulation Environment. Documentation. 2021. URL: <https://flownex.com/resources/>; <https://flownex.com/industries/academic/> (дата звернення: 23.01.2026).
9. Mitsubishi Heavy Industries. Q-ton: CO₂ air-to-water heat pump. Technical specifications. 2018. URL: https://vamco.info/downloads/specifications_q-ton.pdf
10. Mitsubishi Heavy Industries. VRF systems: Air conditioning systems. 2018/19 product catalogue. 2018. URL: https://climatworld.com/downloads/%D0%9A%D0%B0%D1%82%D0%B0%D0%BB%D0%BE%D0%B3%D0%B8/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D0%B4%D0%B8%D1%86%D0%B8%D0%BE%D0%BD%D0%B5%D1%80%D1%8B/Mitsubishi%20Heavy/MHI_VRF%202018.pdf
11. Nekså P. CO₂ heat pump systems. International Journal of Refrigeration. 2002, 25(4), pp. 421–427. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00033-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00033-0)

CALCULATION OF OPERATING PARAMETERS OF A TWO-STAGE CO₂ HEAT PUMP FOR BUILDING HEATING SYSTEMS

Received Mar. 06, 2026; accepted Jun. 26, 2026
Available online June. 30, 2026

**Basok B.¹, Zurian O.², Dubovskyi S.³,
Krukovskiy H.⁴, Skliarenko D.⁵,
Pastushenko E.⁶, Imran M.⁷**

Author for correspondence: Basok Borys,
e-mail: borys.basok@gmail.com

Abstract. *The paper investigates the operating parameters of a two-stage, dual-circuit air-to-water heat pump system intended for heating an administrative building. The first circuit of the system uses refrigerant R744 (CO₂), while the second circuit operates with refrigerant R513a. The aim of the study is to determine the key operating parameters of a heat pump unit with a thermal capacity of about 120 kW and to assess the feasibility of its application in building heating systems with conventional radiator heating devices. To analyze the system operation, a computational model of the heat pump was developed in the Flownex SE simulation environment, which allows modeling thermohydraulic processes in a dual-circuit system considering the characteristics of compressors, heat exchangers, and control elements. Based on numerical simulations, the dependencies of the heat pump thermal capacity, refrigerant mass flow rates, compressor rotational speed, and coefficient of performance on the outdoor air temperature in the range from –25 °C to +10 °C were determined. Thermohydraulic processes during the operation of the two-stage dual-circuit air-to-water heat pump were calculated, and validation of the developed model was performed by additional simulation of the Mitsubishi ESA30E-25 heat pump. The obtained results demonstrate the features of operating modes of the first and second circuits of the heat pump system under different temperature conditions and allow evaluation of the efficiency of a cascade configuration using refrigerants R744 and R513a for building heat supply systems. The practical novelty of the work lies in the application of the developed model for preliminary determination of component parameters and control strategies of the considered heat pump system used for building heating.*

Keywords: *Renewable energy; heat pump; cascade heat pump system; two-stage heat pump; building heating system; refrigerant; computer simulation; Flownex SE; coefficient of performance.*

Introduction.

Current trends in energy sector development are focused on reducing fossil fuel consumption and decarbonizing building heating systems. One of the most promising technological solutions in this field is the use of heat pumps (HPs), which enable the efficient utilization of low-grade renewable energy sources available in the environment, including ambient air, ground, and water heat.

Particular attention in contemporary research is devoted to heat pumps employing natural refrigerants, especially carbon dioxide (R744). The use of CO₂ as a working fluid offers several significant advantages, including environmental safety, zero ozone depletion potential, and an almost negligible global warming potential compared to conventional fluorocarbon refrigerants. In addition, CO₂ is characterized by high heat transfer coefficients and the capability to

¹ Doctor of Sciences (Tech.), Professor
<http://orcid.org/0000-0002-8935-4248>

² Doctor of Sciences (Tech.)
<https://orcid.org/0000-0002-2391-1611>

³ Doctor of Sciences (Tech.)
<https://orcid.org/0000-0001-9418-2092>

⁴ Junior Researcher
<https://orcid.org/0000-0002-4673-4494>

⁵ Junior Researcher
<https://orcid.org/0000-0002-0431-2111>

⁶ PhD Student
<https://orcid.org/0009-0006-3148-9277>

⁷ PhD, SFHEA, CEng FIMechE
<https://orcid.org/0000-0002-3057-1301>

^{1, 3, 4, 5} Institute of Engineering
Thermophysics of the NAS of Ukraine,
Kyiv, Ukraine;

¹ National Technical University of Ukraine
“Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”,
Kyiv, Ukraine

² Institute of Renewable Energy of the NAS
of Ukraine, Kyiv, Ukraine;

⁶ Director of LLC “Heat Pumps RES”, Kyiv,
Ukraine;

⁷ Department of Mechatronics and
Biomedical Engineering, College of
Engineering and Physical Sciences, Aston
University, Birmingham, United Kingdom

operate over a wide temperature range, making it a promising refrigerant for high-temperature heating applications.

At the same time, the implementation of heat pumps in buildings equipped with conventional radiator heating systems is associated with several technical challenges. Such systems typically require a heating medium temperature of 60–75 °C, which significantly exceeds the optimal operating conditions of most low-temperature heat pumps. One possible technical solution to this issue is the application of cascade or two-stage heat pump configurations, in which different refrigerants and sequential energy conversion cycles are employed.

In this regard, the development and investigation of two-stage CO₂-based heat pump systems capable of providing the required temperature levels for building radiator heating systems under low outdoor air temperature conditions constitute a relevant and important research task.

This paper considers a two-stage dual-circuit air-to-water heat pump system, in which refrigerant R744 (CO₂) is used in the first circuit and R513A in the second circuit. The objective of the study is to develop and validate a methodology for calculating the operating parameters of such a system based on computer simulation of thermohydraulic processes using the Flownex SE software environment, as well as to determine the dependence of the main performance characteristics of the heat pump on the outdoor air temperature.

The Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine (IETP NASU) has accumulated considerable experience in the development, design, calculation, assembly, manufacturing, and operation of heat pumps, including systems utilizing renewable environmental heat sources, particularly ambient air. Information on the obtained results has been presented in a number of publications, including references [1–7]. These developments were utilized in the design and construction of a heat pump with a heating capacity of 120 kW intended for the administrative building of the Institute of Engineering Thermophysics of the NAS of Ukraine (2 Bulakhovskoho Street, Kyiv). The work was carried out on a competitive basis during 2024–2026 within the framework of the Innovate UK project No. 10093186, “Dual Heat Pump for Residential Buildings” (Supporting Ukraine’s Energy Recovery), under a four-party collaboration agreement between Aston University (Birmingham, United Kingdom), the Institute of Engineering Thermophysics of the NAS of Ukraine, Renewable Energy Heat Pumps LLC (Ukraine), and ENGINEERONICS LIMITED (Newcastle, United Kingdom). The project, with a total budget of £890,670, including £187,530 allocated to IETP NASU, was funded on a non-repayable grant basis through Innovate UK with financial support from the UK Foreign, Commonwealth and Development Office (FCDO).

The heat pump under consideration has a multi-level installation configuration. The air-to-CO₂ heat exchangers are

located on the roof structure, providing access from the building to the flat roof (Fig. 1, a). The compressor unit containing the CO₂ and R513A circuits is installed on the building’s flat roof (Fig. 1, b, top view). The second-stage heat exchangers are situated in a dedicated room on the third floor of the building (Fig. 1, c), while the heating system buffer storage tank (Fig. 1, d) is installed on the first floor in the room housing the individual heating substation (IHS) of the building’s radiator heating system (Fig. 1, e). The control and monitoring cabinet is also shown in Fig. 1, f.

The objective of this study is to develop and validate a methodology for calculating the operating parameters of a two-stage, dual-circuit air-to-water heat pump utilizing refrigerants R744 (CO₂) and R513A for the heating system of an administrative building.

A distinctive feature of the proposed heat pump system is its cascade configuration for energy conversion, in which the first circuit operates with CO₂ as the refrigerant, while the second circuit employs refrigerant R513A. Such a configuration enables the heating medium temperature to be increased to the level required for the operation of conventional radiator heating systems.

The specific objective of the research is to determine the operating parameters of a dual-circuit heat pump with a heating capacity of 120 kW at outdoor air temperatures down to –25 °C for the heating system of the administrative building of the Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine.

To achieve the stated objective, the following main tasks were formulated:

- to develop a computational model of a dual-circuit heat pump using the Flownex SE software environment;
- to determine the principal thermodynamic parameters of the R744 and R513A refrigerant cycles at the characteristic points of the system;
- to investigate the effect of outdoor air temperature in the range from –25 to +10 °C on the main performance characteristics of the heat pump;
- to establish the relationships between the system control parameters (compressor rotational speed and control valve opening degree) and the outdoor air temperature;
- to evaluate variations in heating capacity, refrigerant mass flow rates, and the coefficient of performance (COP) of the heat pump system.

The heat pump system under consideration features a multi-level arrangement of its main components within the building (Fig. 1), which necessitates the preliminary determination of equipment operating parameters and control algorithms through computer-based simulation and modeling.

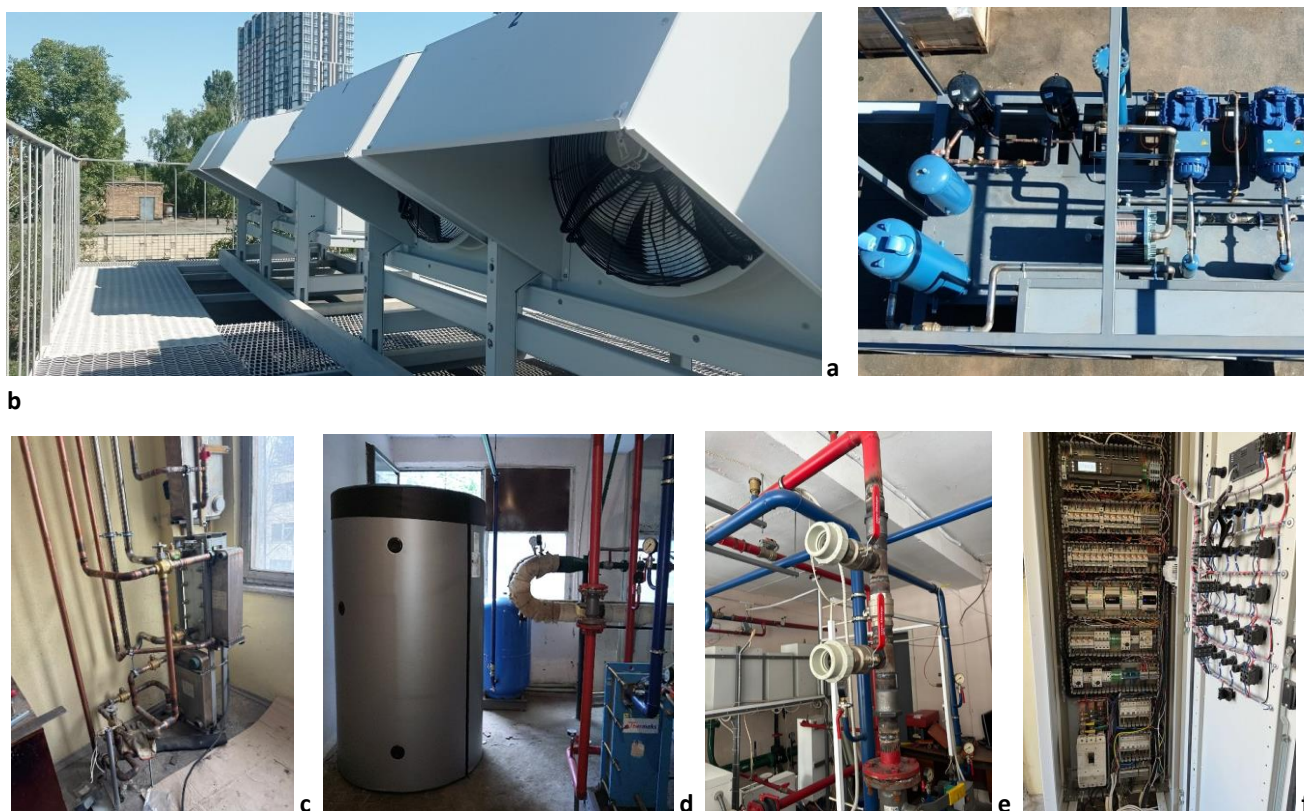


Fig. 1. Multi-level arrangement of the heat pump components. Explanations are provided in the text

The heat pump (HP) features a multi-level installation configuration. The air-to-CO₂ heat exchangers are located on the roof structure, providing access from the building to the flat roof (Fig. 1, a). The CO₂ compressor unit is installed on the building's flat roof (Fig. 1, b). The second-stage heat exchangers are situated in a dedicated room on the third floor of the building (Fig. 1, c), while the heating system buffer tank (Fig. 1, d) is located on the first floor in the room housing the individual heating substation (IHS) (Fig. 1, e) of the building's radiator heating system.

Methodological Approach. To investigate the operating parameters of the two-stage heat pump system, a computer-based simulation method of thermohydraulic processes was employed using the Flownex SE software environment. This software platform enables simulation of complex energy systems incorporating compressors, heat exchangers, pipelines, and control valves, while accounting for the interaction between thermal and hydraulic processes. The computational model of the heat pump system was developed in accordance with the schematic diagram shown in Fig. 2. The model includes the principal components of both heat pump circuits, including compressors, evaporators, condensers, the inter-circuit heat exchanger, and control valves.

The dual-circuit heat pump operates according to a schematic configuration comprising an air-to-CO₂ evaporator, compressors (a CO₂ compressor in the first circuit and an R513A compressor in the second circuit), a CO₂–R513A condenser/evaporator, a CO₂–water gas cooler, an R513A–water subcooler, and other auxiliary components. The heat

transfer fluid (water), R513A, and CO₂ circuits are indicated in blue, brown, and green, respectively.

The presented diagram is a simplified schematic representation that provides only the list of required components and their interconnections; therefore, it does not reflect all details and control elements inherent to an actual heat pump installation. Consequently, the simulation of the dual-circuit heat pump was performed without specifying the parameters of the connecting pipelines, such as geometry, length, diameter, construction materials, and thermal insulation characteristics. Furthermore, the detailed design features of the heat exchangers involving phase-change processes were not considered in the model.

The schematic comprises two main refrigeration circuits utilizing different refrigerants: the CO₂ circuit (green) and the R513A circuit (brown). The third circuit is the heating system circuit (blue), which uses water as the heat transfer fluid.

The key components indicated in the schematic perform the following functions: the air-to-CO₂ evaporator (1) absorbs heat from the ambient air; the moisture separator (2) prevents liquid refrigerant from entering the compressor; the CO₂ compressor (3) compresses the CO₂ refrigerant; the desuperheater (4) cools the superheated CO₂ vapor; the CO₂–R513A condenser/evaporator (5) acts as an inter-circuit heat exchanger, transferring heat from the CO₂ circuit to the R513A circuit; the CO₂ receiver tank (6) serves for the storage of liquid CO₂; the expansion valve (7) reduces the pressure and temperature of the CO₂ refrigerant before it enters the evaporator; the R513A compressor (8)

compresses the R513A refrigerant; the R513A condenser (9) transfers heat to the heat transfer fluid of the heating system; the subcooler (10) provides additional cooling of the liquid R513A refrigerant; the flash tank (11) is used to

separate liquid and vapor phases upstream of the expansion device; and the expansion valve (12) reduces the pressure and temperature of the R513A refrigerant.

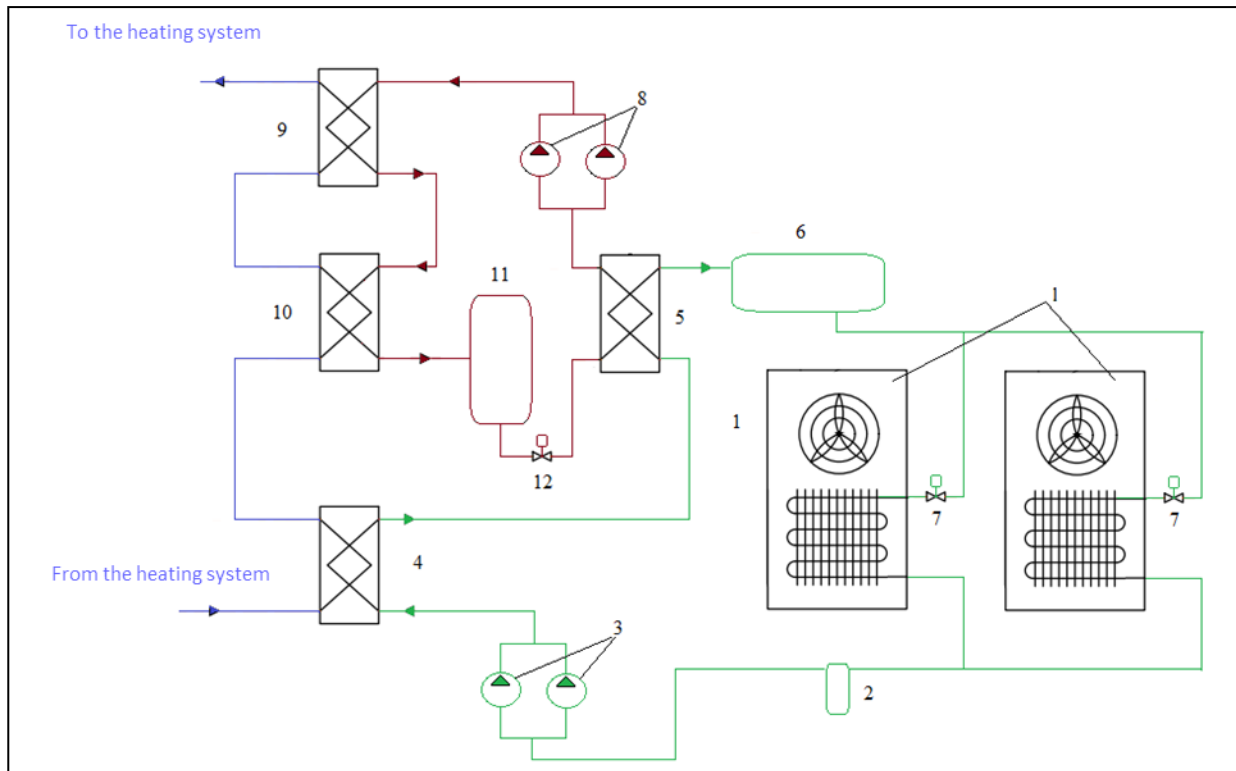


Fig. 2. Simplified hydraulic diagram of the dual-circuit two-stage air-to-water heat pump operating in the heating mode; 1 – «air-CO₂» evaporator, 2 – moisture separator, 3 – CO₂ compressor, 4 – desuperheater, 5 – «CO₂-R513A» condenser/evaporator, 6 – CO₂ receiver tank, 7 – expansion valve, 8 – R513A compressor, 9 – R513A condenser, 10 – subcooler, 11 – flash tank, 12 – expansion valve. Color coding: blue – heating system circuit; brown – R513A circuit; green – CO₂ circuit

This schematic serves as the basis for understanding the interaction between the circuits and the functional role of each component within the dual-circuit heat pump system.

It should be noted that although heat exchangers 4 and 10 are connected in series within the heating system circuit, practical implementation envisages the use of only one of these units based on experimental comparisons of the corresponding configurations from both energy-efficiency and operational perspectives. In the present study, attention is focused on the configuration employing heat exchanger 4 (the desuperheater), whereas heat exchanger 10 is assumed to be disconnected from operation.

The heat pump system was designed to maintain a constant indoor air temperature within the building over an outdoor air temperature range from $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ by means of qualitative control of the supply temperature of the heat transfer fluid delivered to the existing radiator heating system. This heating system had originally been designed to operate from a district heating substation connected to a centralized heat supply network. The experimentally determined heating curve of the system is close to the standard radiator heating schedule of $70\text{ }^{\circ}\text{C}/50\text{ }^{\circ}\text{C}$ (supply/return temperatures) for a design indoor air temperature of $20\text{ }^{\circ}\text{C}$

and a design outdoor air temperature of $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$. The design heating capacity of the heating system at an outdoor temperature of $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ is 120 kW, while the required supply temperature of the heat transfer fluid is $+73\text{ }^{\circ}\text{C}$.

The methodology for determining the operating parameters of the heat pump system is based on the thermodynamic analysis of vapor-compression refrigeration cycles. The temperature of the low-grade heat source, i.e., the outdoor air, is specified as an input parameter. Based on this temperature, the required return and supply temperatures of the heating system heat transfer fluid, as well as the required heating capacity of the heat pump, are determined. The evaporation temperature in the evaporator of the first stage and the condensation temperature in the condenser are selected by considering approach temperature differences ($5\text{--}10\text{ }^{\circ}\text{C}$) relative to the heat source and heat sink, respectively. The calculation of cycle parameters, refrigerant mass flow rates, compressor power consumption, and heat transfer rates was performed using the Flownex SE software environment [8], which enables the creation of a virtual operating model (digital twin) of the heat pump system and the optimization of phase-state parameters for the CO₂ and R513A circuits using T-s diagrams. The overall coefficient of performance (COP), which is closely related to

the energy efficiency of the heat pump system in heating mode, is calculated as the ratio of the total heating capacity delivered by the desuperheater, condenser, and subcooler to the total electrical power consumption of the CO₂ and R513A compressors.

Fig. 3 presents the dependence of the heating circuit water temperatures on the outdoor air temperature (the heating curve of the system).

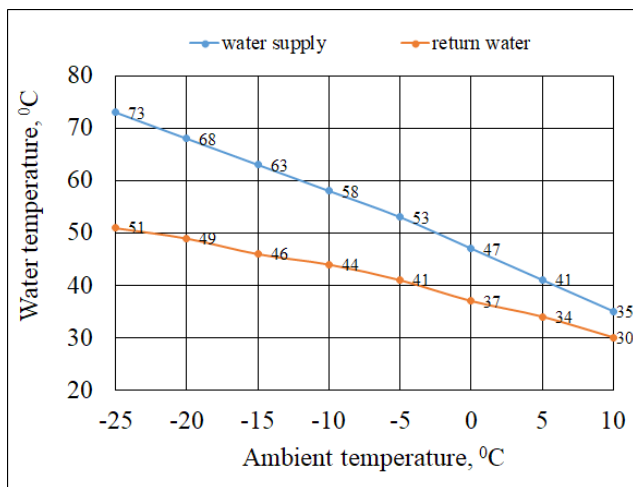


Fig. 3. Supply and return water temperatures of the heating circuit as a function of outdoor air temperature

Fig. 3 illustrates the variation of heating circuit water temperatures from 51–73 °C at an outdoor air temperature of –25 °C to 30–35 °C at an ambient air temperature of +10 °C. The maximum heating capacity of the heat pump is 120 kW at an outdoor air temperature of –25 °C.

The graph in Fig. 3 demonstrates how variations in the evaporation temperature of CO₂, which absorbs heat from the low-grade heat source (ambient air), affect the temperature of the heat transfer fluid (water) supplied to the heating system. In general, a higher CO₂ evaporation temperature results in a higher heating water temperature in the heating circuit, which is essential for maintaining comfortable indoor conditions, particularly under low outdoor air temperature conditions.

Analysis of this relationship enables optimization of heat pump operation by balancing energy efficiency and the required heating capacity. In particular, it facilitates the identification of optimal operating points that ensure the maximum coefficient of performance (COP) under specified temperature conditions. For a comprehensive interpretation of this relationship, the influence of outdoor air temperature and the heating load imposed on the heating system must also be taken into account.

Results of Heat Pump System Simulation.

The calculations are based on a thermodynamic analysis of the vapor-compression cycle of a dual-circuit heat pump. The primary objective of the simulation is to determine the operating process parameters (temperature T , pressure P , enthalpy h , and entropy s at key points of the cycle), as well

as to calculate the required refrigerant mass flow rates and compressor power consumption W necessary to achieve the specified heating capacity of the consumer, Q . The step-by-step calculation procedure is as follows.

1) Determination of boundary conditions. Based on the heating curve of the heating system, the temperature of the low-grade heat source (ambient outdoor air), and the required heating capacity Q , the evaporation temperature in the heat exchanger separating the circuits with different refrigerants is determined, together with the supply and return temperatures of the heat transfer fluid at the consumer side.

2) Selection of evaporation and condensation temperatures.

- For the evaporator heat exchanger, the refrigerant evaporation temperature is selected to be 5–10 °C lower than the average temperature of the heat source (outdoor air).
- For the condenser heat exchanger, the refrigerant condensation temperature is selected to be 5–10 °C higher than the average heating temperature of the supply water delivered to the consumer.

3) Specification of refrigerant phase conditions. The vapor quality downstream of the evaporator is assumed to be close to $x = 1.0$, corresponding to superheated vapor, while the refrigerant condition downstream of the condenser is assumed to be close to $x = 0.0$, corresponding to subcooled liquid.

4) Selection of inter-circuit operating temperatures. The condensation temperature of the refrigerant in the first circuit (R744) is specified for the heat exchanger that separates the two refrigerant circuits. The evaporation temperature of the second-circuit refrigerant (R513A) is then selected to be 5–10 °C lower than this condensation temperature.

5) Calculation of thermodynamic and performance parameters. By additionally specifying the isentropic efficiencies of the compressors in both circuits, the required thermodynamic properties, volumetric and mass flow rates of the refrigerants at key points of the cycles, compressor power consumption, and heat transfer rates of the heat exchangers are determined. When flow-rate and energy-performance characteristics of the actual equipment (compressors and expansion devices) are available, iterative refinement of the compressor isentropic efficiencies and heat exchanger temperature approaches is performed.

The Flownex SE software environment [8, 9] was selected as the primary tool for determining and calculating the heat pump parameters. This software enables all required heat pump components to be assembled into a virtual operating scheme (Fig. 4) and facilitates the selection of optimal operating parameters that ensure the desired thermodynamic cycles for both the first-stage CO₂ circuit and the second-stage R513A circuit. The operating cycles are analyzed

using T–s diagrams (temperature T versus entropy s). In addition to T–s diagrams, other thermodynamic representations commonly used for refrigerants can also be employed, including P–h, T–v (specific volume), T–h, and h–s diagrams.

6) Determination of the overall coefficient of performance. The overall coefficient of performance (COP), which characterizes the thermal energy conversion efficiency of the heat pump in heating mode, is determined (Fig. 4).

$$COP = \frac{Q_4 + Q_9 + Q_{10}}{W_3 + W_8}$$

where: Q_4 – heating capacity of the desuperheater in the CO₂ circuit; Q_9 – heating capacity of the condenser in the R513A circuit; Q_{10} – heating capacity of the subcooler in the R513A circuit; W_3 – power consumption of the compressor in the CO₂ circuit; W_8 – power consumption of the compressor in the R513A circuit;

Fig. 4 presents a detailed operating scheme of the dual-circuit heat pump designed for heating applications. This scheme represents an extended version of the simplified schematic shown in Fig. 2 and includes all major

components required for the simulation and analysis of the system.

The symbols used in the diagram facilitate the correlation of system components with their corresponding states on the thermodynamic diagrams:

- Black numbers on a white background denote component numbers corresponding to those used in the simplified schematic in Fig. 2. This allows the functional purpose of each component to be readily identified, from the evaporator and compressors to the condensers and expansion valves.
- Red numbers on a green background indicate node (state point) numbers within the CO₂ circuit. These numbers correspond to the thermodynamic states of the CO₂ refrigerant on the T–s diagram, enabling visualization of the thermodynamic processes occurring within this circuit.
- Red numbers on a brown background designate node (state point) numbers within the R513A circuit. These numbers correspond to the thermodynamic states of the R513A refrigerant on the T–s diagram, providing the basis for analyzing the thermodynamic cycles occurring in the second heat pump circuit.

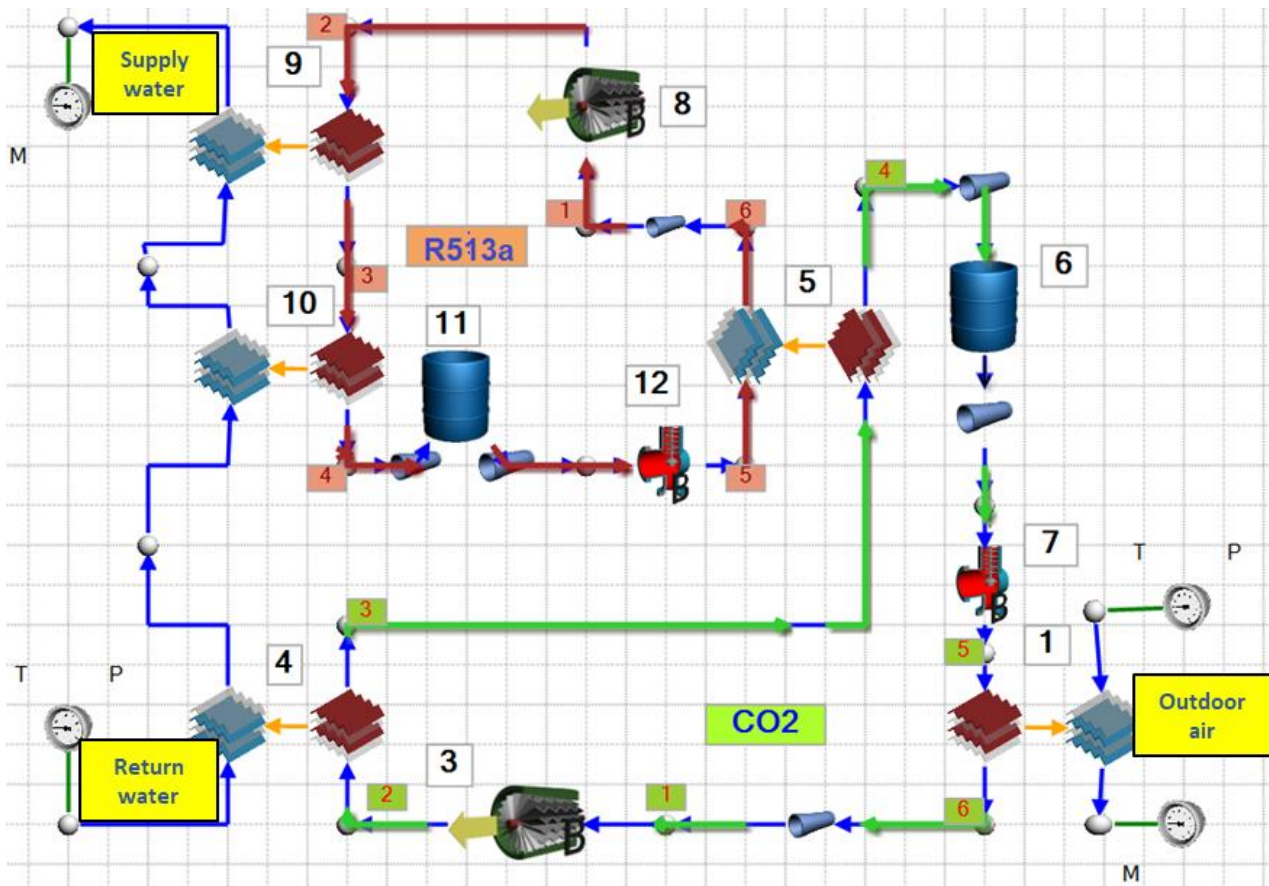


Fig. 4. Operating scheme of the dual-circuit air-to-water heat pump in heating mode. The component numbers indicated by black digits on a white background correspond to those used in the simplified schematic shown in Fig. 2. Node numbers indicated by red digits on a green background correspond to the characteristic state points on the CO₂ T–s diagram, whereas node numbers indicated by red digits on a brown background correspond to the characteristic state points on the R513A T–s diagram

Validation of the Flownex SE Software Environment. The applicability and reliability of the Flownex SE software were verified using the operating characteristics of the widely used Mitsubishi ESA30E-25 heat pump with a heating capacity of 30 kW and operating on refrigerant R744 (CO₂) [10, 11]. The comparison of simulation and reference data demonstrated agreement within 5–8%, which is fully satisfactory for preliminary engineering design calculations.

Calculation Results. The detailed operating scheme makes it possible not only to understand the sequence of processes occurring in each heat pump circuit but also to establish a visual correspondence between the physical components of the system and their thermodynamic states. This is essential for the analysis and optimization of the operation of the dual-circuit heat pump. All system components were classified into control components and components dependent on the control variables. The primary control components are:

1. Dependence of compressor rotational speed on outdoor air temperature for both the CO₂ circuit and the R513A circuit (Fig. 5).
2. Dependence of the opening percentage of the expansion/control valves on outdoor air temperature for both the CO₂ circuit and the R513A circuit (Fig. 6).

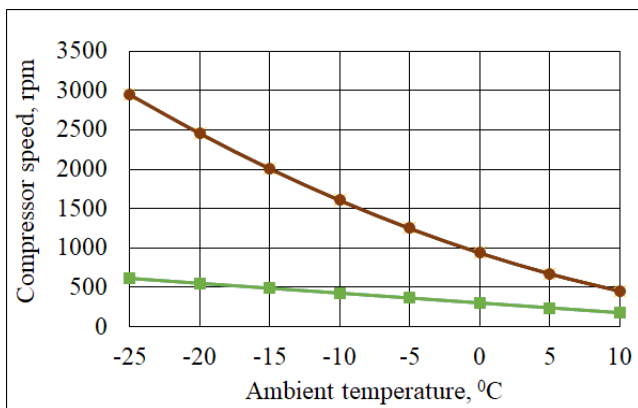


Fig. 5. Dependence of heat pump compressor rotational speed on outdoor air temperature for the CO₂ circuit (green line) and the R513A circuit (brown line)

Fig. 5 presents the dependence of the heat pump compressor rotational speed on outdoor air temperature. As can be seen from the graph, the compressor speed increases as the outdoor air temperature decreases. This control strategy compensates for the reduction in the thermal potential of the heat source and ensures that the required heating capacity is maintained under low-temperature operating conditions.

Even at an outdoor air temperature of -25 °C, the heat pump system is capable of providing a substantial portion of the heating demand of the building. This confirms the feasibility of employing a cascade heat pump configuration in cold-climate conditions.

The relationship between compressor rotational speed and outdoor air temperature for the first (CO₂) circuit is given by Equation (1).

$$\text{CO}_2 \text{ compressor speed, rpm} = -12.55 \cdot T (\text{°C}) + 300.9. \quad (1)$$

The relationship between compressor rotational speed and outdoor air temperature for the second (R513A) circuit is given by Equation (2).

$$\text{R513A compressor speed, rpm} = 0.9105 \cdot T^2 (\text{°C}) - 57.48 \cdot T (\text{°C}) + 940.9. \quad (2)$$

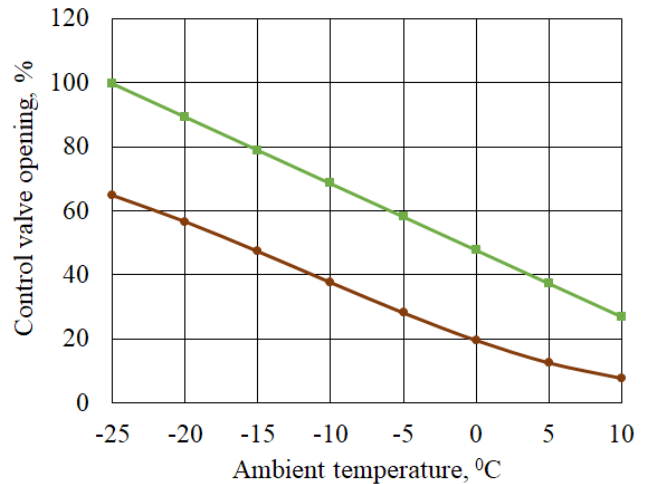


Fig. 6. Dependence of the opening percentage of the expansion/control valves on outdoor air temperature for the CO₂ circuit (green line) and the R513A circuit (brown line)

Fig. 6 presents the variation in the refrigerant mass flow rate in the first heat pump circuit (R744) as a function of outdoor air temperature. As the outdoor air temperature decreases, an increase in the refrigerant mass flow rate is observed. This behavior is associated with the need to compensate for the reduction in the thermal potential of the heat source. The increase in refrigerant mass flow rate is achieved by increasing the rotational speed of the first-circuit compressor, thereby maintaining the required heating capacity of the heat pump system.

The dependence of the opening percentage of the control valve on outdoor air temperature for the first CO₂ circuit is described by Equation (3).

$$\text{CO}_2 \text{ valve opening} \rightarrow \text{percentage} = -2.08 \cdot T (\text{°C}) + 47.9. \quad (3)$$

The dependence of the opening percentage of the control valve on outdoor air temperature for the second R513A circuit is given by Equation (4).

$$\text{R513a valve opening} \rightarrow \text{percentage} = 0.000878 \cdot T^3 (\text{°C}) + 0.0311 \cdot T^2 (\text{°C}) - 1.58 \cdot T (\text{°C}) + 19.6. \quad (4)$$

As follows from the simulation results (Fig. 5), the compressor rotational speed gradually increases as the outdoor air temperature decreases. Such an operating mode is typical of air-to-water heat pump systems, in which the reduction in the temperature of the heat source is compensated by an increase in compressor capacity.

The dependence of the return water temperature on the ambient air temperature is given by Equation (5)

$$T_{\text{return water}} (\text{°C}) = -0,6 \cdot T (\text{°C}) + 37. \quad (5)$$

Equation (5) represents the condition for switching the HP on or off (on-off control). This type of control turns the heat pump on when the return water temperature ($T_{\text{ret. water meas.}}$), measured by a separate device, is 2 °C lower than ($T_{\text{ret. water}}$). Conversely, it turns the HP off when the return water temperature ($T_{\text{ret. water meas.}}$), measured by a separate device, is 2 °C higher than ($T_{\text{ret. water}}$).

A preferable approach is continuous control, including proportional or proportional–derivative regulation, in which the heat pump is not switched off, and instead the control components continuously adjust their operating states using frequency (variable-speed) regulation.

Fig. 7 presents the dependence of the heating capacity supplied to the heating system on outdoor (ambient) air temperature. Generally, the heating capacity of an air-source heat pump decreases with a reduction in outdoor air temperature. This occurs because, at lower air temperatures, the amount of heat that can be extracted from the air decreases. In addition, both the suction pressure and refrigerant density at the compressor inlet decrease, while the pressure ratio against which the compressor operates increases. As a result, the refrigerant mass flow rate through the compressor decreases, leading to a reduction in the heat pump’s heating capacity. Simultaneously, the coefficient of performance (COP) also decreases. This limitation is partially mitigated by the use of a variable-speed compressor drive, which allows an increase in rotational speed as the outdoor air temperature decreases, thereby maintaining the refrigerant mass flow rate at a level sufficient to ensure the required heating capacity.

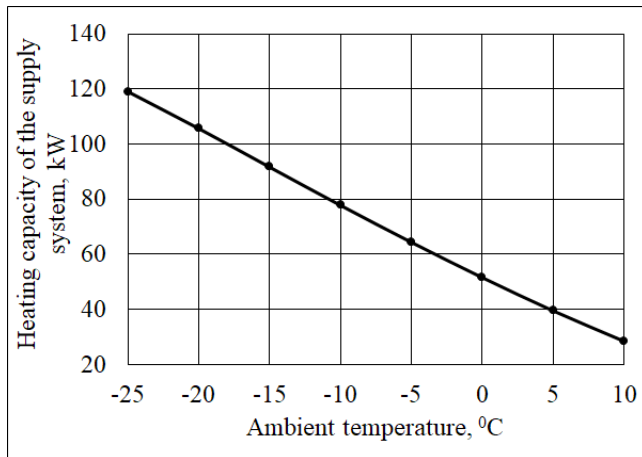


Fig. 7. Dependence of the system heating capacity on outdoor air temperature

The dependence of compressor rotational speed in each of the two heat pump circuits on outdoor air temperature demonstrates how the system adapts to varying environmental conditions in order to maintain the required heating capacity (Fig. 5). The increase in refrigerant mass flow rate with decreasing outdoor air temperature is associated with the need to sustain the specified thermal regime of the building heating system.

Fig. 8 illustrates the dependence of compressor power consumption on outdoor (ambient) air temperature for each of the two circuits of the dual-circuit heat pump. The analysis shows that, as the outdoor air temperature decreases, the rotational speed of the compressor in the second circuit also increases. This change in compressor operating conditions ensures the required increase in the heating medium temperature within the heating system. This graph is critical for assessing the energy consumption of the heat pump system and its operational costs.

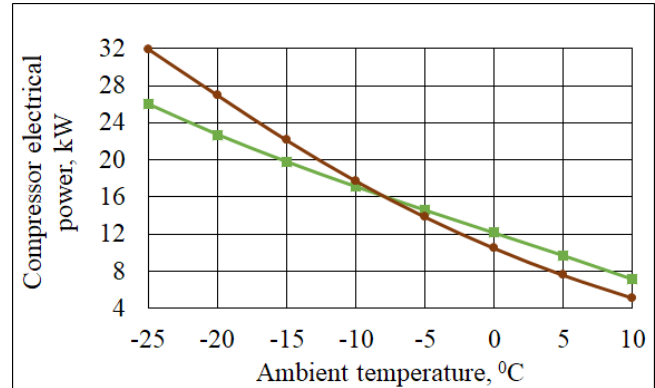


Fig. 8. Dependence of heat pump compressor power on outdoor air temperature for the CO₂ circuit (green line) and the R513A circuit (brown line)

Fig. 9 presents the dependence of the refrigerant mass flow rate in each of the two circuits of the dual-circuit heat pump on outdoor air temperature. The refrigerant mass flow rate is a key parameter determining the heating capacity and efficiency of the heat pump cycle. Variation in mass flow rate enables the system to regulate heat exchange and compensate for changes in environmental conditions.

As the outdoor air temperature decreases, the heat pump must extract heat from a lower-temperature source, which complicates the evaporation process. To maintain the required heating capacity (if it does not decrease significantly, as shown in Fig. 6), or to compensate for the reduction in cycle efficiency, the system may increase the refrigerant mass flow rate. This allows more heat to be transferred through the system per unit time. Additionally, when the compressors operate at higher rotational speeds, this naturally results in an increase in mass flow rate.

Fig. 10 presents one of the most important performance characteristics of the heat pump system—the dependence of the coefficient of performance (COP) on outdoor air temperature. This graph directly reflects the energy efficiency of the system and serves as a key indicator for evaluating its operating costs and economic feasibility. As the outdoor air temperature decreases, the COP generally declines. This occurs because, at lower temperatures, the temperature difference between the heat source (outdoor air) and the heat sink (heating system) increases. To transfer heat across a larger temperature lift, the compressors must perform more work, which leads to higher electrical energy consumption and, consequently, a reduction in COP. In addition, at low ambient temperatures, frost formation on the

outdoor unit may occur, requiring defrost cycles that also consume energy and further reduce system efficiency.

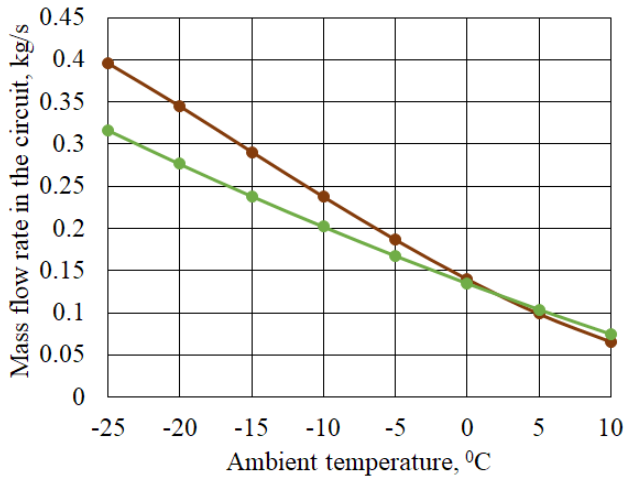


Fig. 9. Dependence of the refrigerant mass flow rate in the heat pump circuits on outdoor air temperature for the CO₂ circuit (green line) and the R513A circuit (brown line)

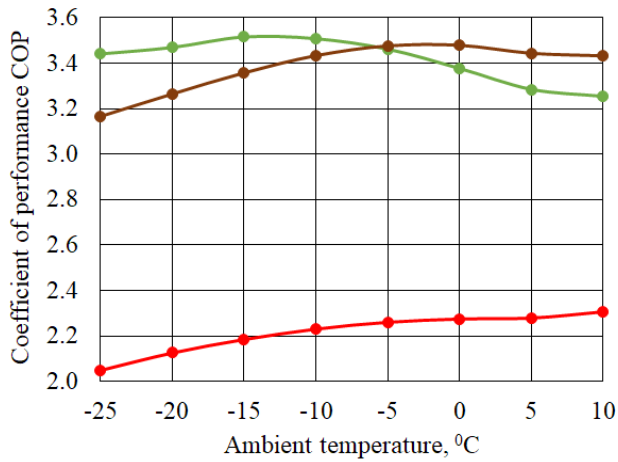


Fig. 10. Dependence of the energy efficiency coefficients of the heat pump on outdoor air temperature for the CO₂ circuit (green line), the R513A circuit (brown line), and the overall COP (red line)

Fig. 6 presents the dependence of the opening percentage of the control valves in each heat pump circuit on outdoor (ambient) air temperature. As can be seen from the graph, the heating medium temperature is maintained at the level required for the efficient operation of the building's radiator heating system.

Fig. 11 presents the dependence of the thermal capacity of the key heat exchangers in the dual-circuit heat pump on outdoor air temperature. This graph enables a detailed analysis of how each component interacts with the system and responds to changes in external operating conditions.

A summary of the obtained simulation results is presented in Fig. 12, which shows the integrated dependence of the main operating parameters of the heat pump system on outdoor air temperature.

The obtained results indicate that the application of a two-stage cascade heat pump system using refrigerants R744 (CO₂) and R513A enables stable operation of the building heating system over a wide range of outdoor air temperatures.

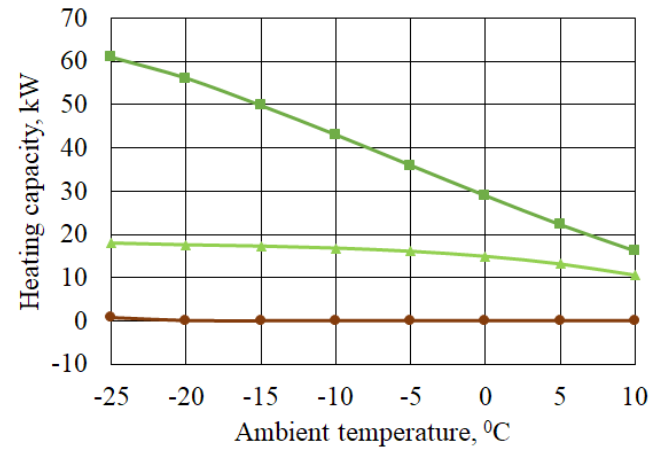


Fig. 11. Dependence of the heat exchangers' thermal capacity on outdoor air temperature for the CO₂ circuit (green line – air-to-CO₂ evaporator; light green line – CO₂ desuperheater) and the R513A circuit (brown line – R513A subcooler)

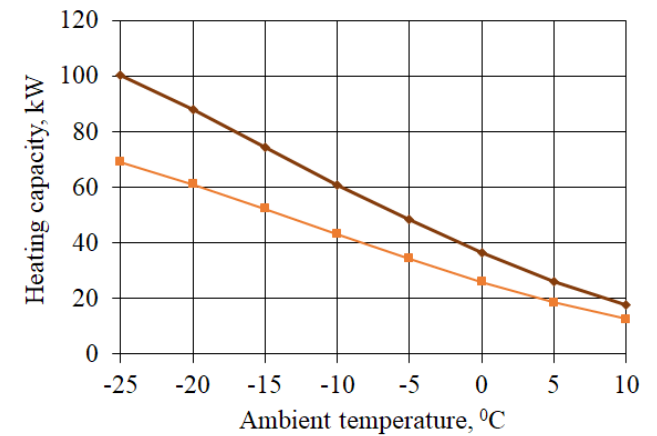


Fig. 12. Dependence of the heat exchangers' thermal capacity on outdoor air temperature. Orange line – CO₂-R513A condenser/evaporator; brown line – R513A condenser

The analysis of Figs. 11 and 12 enables a comprehensive assessment of the distribution of heat flows within the dual-circuit heat pump system. This makes it possible to understand how effectively each heat exchanger performs its function under different operating conditions and how they interact to ensure the overall thermal capacity of the system.

Conclusions. This study investigated the operating parameters of a two-stage, dual-circuit air-to-water heat pump system intended for the heating of an administrative building, using refrigerants R744 (CO₂) in the first circuit and R513A in the second circuit. Based on the conducted analysis, the following conclusions can be drawn.

1. A computational model of the dual-circuit heat pump system was developed in the Flownex SE software environment, enabling the study of thermohydraulic processes within the system and the determination of its key operating parameters under varying outdoor air temperature conditions.
2. Numerical simulation of the heat pump operation with a heating capacity of approximately 120 kW was performed over an outdoor air temperature range from -25°C to $+10^{\circ}\text{C}$. The obtained results demonstrate that the use of a cascade heat pump configuration employing R744 and R513A refrigerants ensures stable operation of the building heating system across a wide range of climatic conditions.
3. The dependencies of the key operating parameters of the heat pump system on outdoor air temperature were investigated, including heating capacity, refrigerant mass flow rates, compressor rotational speeds, and the coefficient of performance (COP).
4. It was shown that a decrease in outdoor air temperature leads to a reduction in the energy efficiency coefficient of the heat pump system, which is associated with increased compressor work and a reduction in the thermal potential of the heat source. Nevertheless, even at low ambient temperatures, the heat pump system maintains an acceptable efficiency level.
5. The obtained simulation results confirm the feasibility of applying two-stage cascade heat pump systems based on R744 (CO_2) and R513A refrigerants for heating buildings equipped with a conventional radiator heating system.
6. The developed model of the heat pump system can be used for further investigation of operating modes and optimization of system parameters in the design of building heating systems.

Additional Application. The obtained results, particularly regarding the development of the calculation methodology and software-based modeling approach, can be applied to the simulation of thermal engineering equipment for thermal masking of heated objects. This is relevant, in particular, to the implementation of project No. 2025.06/0054 “Absorption and Prevention of the Propagation of Infrared Electromagnetic Radiation and Development of Thermal Masking Means” within the framework of the competition “Science for Strengthening Defense Capability and National Security of Ukraine” of the National Research Foundation of Ukraine.

REFERENCES

1. Basok B.I., Dubovskyi S.V., Pastushenko E.P., Nikitin Ye.Ye., Bazieiev Ye.T. Heat pumps as a trend of low-carbon energy development. *Energy Technologies and Resource Saving*. 2023, 75(2), pp. 23–44. <https://doi.org/10.33070/etars.2.2023.02>
2. Krukovskyi H.P., Basok B.I., Skliarenko D.I. Computer modeling of a dual-circuit air-to-water heat pump using CO_2 as working fluid in heating mode. In: *Problems of Thermophysics and Heat Power Engineering. Proceedings of the XIV International Online Conference (November 11–12, 2025)*. Kyiv, 2025, pp. 116–117. https://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2025/11/zbirka-tez-2025_nova-1.pdf
3. Basok B.I., Dubovskyi S.V., Pastushenko E.P., Moroz M.V., Veremiichuk H.M. Active utilization of flue gas heat from a biofuel boiler. *Energy Technologies and Resource Saving*. 2023, 77(4), pp. 67–80. <https://doi.org/10.33070/etars.4.2023.06>
4. Dubovskyi S.V., Babin M.Ye. Seasonal efficiency of heat pumps with gas-engine drive. *Thermophysics and Thermal Power Engineering*. 2019, 41(5), p. 55.
5. Dubovskyi S.V., Basok B.I., Babin M.Ye. Estimation of thermal capacity and renewable energy production by heat pumps in Ukraine. *Thermophysics and Thermal Power Engineering*. 2019, 41(5), p. 56.
6. Dubovskoi S.V., Basok B.I., Tverdokhlib A.S. Energy efficiency of combined heat and cold production. *Reports of the National Academy of Sciences of Ukraine*. 2018, No. 4, pp. 47–53.
7. Ministry of Regional Development, Construction and Housing and Communal Services of Ukraine. On approval of the methodology for calculating the share of energy produced by heat pumps from renewable sources. Order No. 52, March 12, 2018. Registered in the Ministry of Justice of Ukraine on April 3, 2018, No. 395/31847.
8. Flownex Simulation Environment. Documentation. 2021. Available at: <https://flownex.com/resources/>; <https://flownex.com/industries/academic/> (accessed 23 January 2026).
9. Mitsubishi Heavy Industries. Q-ton: CO_2 air-to-water heat pump. Technical specifications. 2018. Available at: https://vamco.info/downloads/specifications_q-ton.pdf
10. Mitsubishi Heavy Industries. VRF systems: Air conditioning systems. 2018/19 product catalogue. 2018. Available at: https://climatworld.com/downloads/%D0%9A%D0%B0%D1%82%D0%B0%D0%BB%D0%BE%D0%B3%D0%B8/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D0%B4%D0%B8%D1%86%D0%B8%D0%BE%D0%BD%D0%B5%D1%80%D1%8B/Mitsubishi%20Heavy/MHI_VRF%202018.pdf
11. Nekså P. CO_2 heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*. 2002, 25(4), pp. 421–427. [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00033-0](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00033-0)