

Мироненко О.П. (<https://orcid.org/0009-0007-9814-895X>)

Київський національний університет будівництва і архітектури (КНУБА), Київ

Автор-кореспондент: Мироненко О.П., e-mail: myronenko.oleksandr@gmail.com

Гібридне адіабатично-термоелектричне охолодження локалізованих робочих місць

Актуальність. Забезпечення нормативних параметрів мікроклімату на локалізованих робочих місцях, зокрема на постах керування технологічним обладнанням (кабіни кранів, операторські), в умовах екстремальних теплових навантажень, характерних для металургійних виробництв, є критично важливою науково-технічною задачею. Традиційні компресорні системи кондиціонування, що працюють в середовищі з температурою до 60 °С та інтенсивним інфрачервоним випромінюванням, демонструють значне падіння коефіцієнта продуктивності (COP) та високі експлуатаційні витрати, що обґрунтовує необхідність розробки альтернативних, більш енергоефективних рішень. Метою роботи є підвищення енергоефективності систем локального кондиціонування для мобільних об'єктів шляхом розробки, теоретичного обґрунтування та визначення оптимальних параметрів нової дворівневої гібридної системи, що поєднує принципи адіабатичного та термоелектричного охолодження. В основі дослідження лежить метод математичного моделювання складних тепло- та масообмінних процесів. Запропонована система складається з двох контурів: зовнішнього, що створює активний тепловий екран у вигляді продувасмої оболонки з адіабатичним охолодженням припливного повітря, та внутрішнього, що забезпечує фінішне доохолодження робочої зони за допомогою термоелектричних модулів Пельтьє. Для аналізу розроблено комплексну математичну модель, на основі якої сформульовано задачу багатofакторної параметричної оптимізації. Цільовою функцією обрано мінімізацію сукупного енергоспоживання системи при дотриманні обмежувальних умов щодо параметрів мікроклімату в кабіні та фізичних обмежень роботи обладнання. Наукова новизна полягає у розробці нової концепції гібридної системи, де проміжний вентиляований простір виконує подвійну функцію: активного теплового екрана для перехоплення до 80–90 % зовнішніх радіаційних та конвективних теплонадходжень, та інтегрованого охолоджувального середовища для відведення тепла від гарячої сторони термоелектричних модулів. Набула подальшого розвитку математична модель, що комплексно описує синергетичний зв'язок між контурами. Розроблена методика оптимізації, на відміну від існуючих

Цитування: Мироненко О.П. (2025). Гібридне адіабатично-термоелектричне охолодження локалізованих робочих місць. Термоелектрика, (4), 28–42. <https://doi.org/1607-8829-2025-4-27-40>

підходів, що розглядають компоненти окремо, дозволяє знаходити оптимальні конструктивні (товщина оболонки, кількість термоелементів) та режимні (продуктивність вентиляції, сила струму) параметри всієї системи для досягнення глобального мінімуму енергоспоживання. Розроблений підхід є науково обґрунтованою основою для проектування нового класу енергоефективних систем підтримання мікроклімату для мобільних та стаціонарних об'єктів (кабін операторів, апаратних відсіків, електроцитових), що експлуатуються в екстремальних промислових середовищах. Результати роботи можуть бути використані для створення конкретних інженерних рішень, що забезпечують значне зниження операційних витрат та підвищення безпеки праці.

Ключові слова: гібридна система охолодження, адіабатичне охолодження, термоелектричне охолодження, параметрична оптимізація, енергоефективність, теплове випромінювання, COP.

Вступ

Постановка проблеми. Забезпечення нормативних параметрів мікроклімату на локалізованих робочих місцях в умовах екстремальних промислових середовищ є однією з найскладніших науково-технічних задач сучасної інженерії систем життєзабезпечення. Експлуатація технологічного обладнання, зокрема кабін операторів в умовах мартенівських та ливарних цехів, відбувається при температурі навколишнього повітря, що сягає 50-60°C, та під дією інтенсивного теплового випромінювання від розпечених поверхонь, потужність якого може становити кілька кВт/м². Такі умови, згідно з ДСН 3.3.6.042-99, класифікуються як шкідливі та небезпечні, створюючи значні теплонадходження, які не лише знижують продуктивність праці та концентрацію уваги оператора, але й становлять пряму загрозу його здоров'ю через ризик теплового удару [12].

Аналіз існуючих рішень. Традиційні системи кондиціонування на базі парокомпресійного циклу (VCC), що масово застосовуються в цивільних та комерційних будівлях, при роботі в таких умовах зіштовхуються з низкою фундаментальних проблем. Їх енергоефективність, що характеризується коефіцієнтом продуктивності (COP), значно падає через високу температуру конденсації холодоагенту, а надійність знижується через роботу компресора на межі допустимих навантажень [1, 7]. Альтернативні методи, як-от пряме адіабатичне (випарне) охолодження, хоча й демонструють високу енергоефективність, обмежені термодинамічно температурою мокрого термометра і призводять до неконтрольованого зростання відносної вологості в робочій зоні, що не відповідає санітарним нормам [2]. Твердотільні термоелектричні охолоджувачі на основі ефекту Пельтьє, які пропонують високу надійність та компактність, самі по собі є низькоефективними, оскільки їхній COP критично залежить від ефективності відведення тепла з гарячої сторони [3, 4], що є складною задачею в умовах високотемпературного середовища. Огляд наукової літератури показує, що хоча існують дослідження гібридних систем [9, 10, 11], бракує комплексних моделей для проектування та оптимізації систем,

призначених для вирішення специфічної задачі локального кондиціонування в умовах домінуючого радіаційного теплообміну.

Формулювання мети статті. Метою даного дослідження є підвищення енергоефективності систем локального кондиціонування для мобільних об'єктів шляхом розробки, теоретичного обґрунтування та аналізу математичної моделі для параметричної оптимізації [13] нової дворівневої гібридної адіабатично-термоелектричної системи з метою мінімізації сукупного енергоспоживання при дотриманні нормативних та комфортних параметрів мікроклімату в робочій зоні. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: розробити математичну модель системи, що враховує синергетичний зв'язок між контурами; сформулювати задачу багатофакторної оптимізації; провести чисельне моделювання для визначення оптимальних конструктивних та режимних параметрів.

3. Опис системи та математична модель

3.1. Концепція та архітектура гібридної системи

Запропонована гібридна система кондиціонування базується на принципі дворівневого функціонального розділення завдань, що дозволяє досягти високої сукупної енергоефективності в екстремальних умовах експлуатації. Архітектура системи (Рис. 1) включає два взаємопов'язані контури: зовнішній, що виконує функцію активного теплового екранування, та внутрішній, що забезпечує локальне доохолодження робочої зони кабіни оператора. При цьому забезпечується примусова циркуляція та необхідний повітрообмін (в моделі прийнято 10 крат/год) для компенсації залишкових теплонадходжень (Q_{out}) та внутрішніх тепловиділень (Q_{in}).

Зовнішній контур (активний тепловий екран) призначений для перехоплення та відведення переважної частини зовнішнього теплового навантаження. Його основним елементом є вентилярована оболонка з розрахунковою товщиною d_{sh} , що створює навколо кабіни оператора проміжний простір. На відміну від пасивної теплоізоляції, дана оболонка є активним теплообмінним апаратом. Вентилятор з розрахунковою продуктивністю V_{sh} забирає зовнішнє повітря, яке проходить через блок адіабатичного охолодження, де за рахунок випаровування дрібнодисперсної води його температура знижується до рівня, близького до температури мокрого термометра. Цей потік охолодженого повітря примусово циркулює в просторі оболонки, активно "змиваючи" тепло, що надходить на її зовнішню поверхню, і викидається в атмосферу або приміщення цеху.

Внутрішній контур (локальне охолодження) призначений для компенсації залишкових теплонадходжень в кабіну та доведення параметрів мікроклімату до нормативних значень. Його основою є блок термоелектричних модулів (ТЕМ) на базі ефекту Пельтьє. Холодні сторони модулів, оснащені радіаторами та вентилятором, відбирають тепло з внутрішнього об'єму кабіни.

Синергетичний зв'язок між контурами є ключовою особливістю розробленої архітектури. Гарячі сторони термоелектричних модулів охолоджуються не високотемпературним зовнішнім повітрям, а потоком попередньо охолодженого повітря, що циркулює всередині оболонки. Це дозволяє підтримувати температуру гарячої сторони ТЕМ на значно нижчому рівні, що радикально підвищує їх коефіцієнт продуктивності (COP) та знижує енергоспоживання. Таким чином, зовнішній контур виконує подвійну функцію: (1) теплового щита для кабіни оператора та (2) ефективної системи охолодження для внутрішнього контуру.

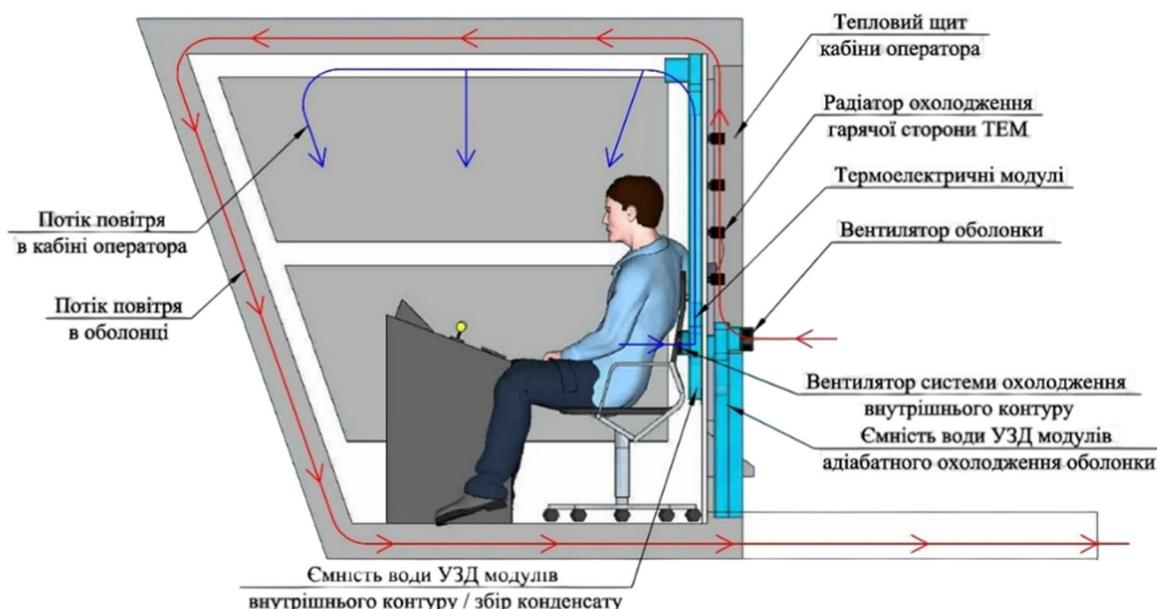


Рис. 1. Принципова схема гібридної адіабатично-термоелектричної системи

3.2. Математична модель системи

Для кількісного аналізу ефективності системи розроблено комплексну математичну модель, що описує тепло- та масообмінні процеси в кожному з контурів.

3.2.1. Математичний опис зовнішнього контуру

Теплове навантаження на оболонку (Q_{sh}) є сумою конвективної та радіаційної складових:

$$Q_{sh} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (1)$$

де:

Конвективне навантаження (Q_{conv}), Вт:

$$Q_{conv} = h_{out} \cdot A \cdot (T_{out} - T_{sur}) \quad (2)$$

Радіаційне навантаження (Q_{rad}), Вт:

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{rad}^4 - T_{sur}^4) \quad (3)$$

де:

- h_{out} – коефіцієнт конвективної тепловіддачі, Вт/(м²·К);
- A – площа поверхні оболонки, м²;
- T_{out} – температура зовнішнього повітря, °С;
- T_{sur} – температура поверхні оболонки, °С;
- ε – коефіцієнт емісії поверхні;
- σ – стала Стефана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴);
- T_{rad} – ефективна температура джерел випромінювання, °С.

Для відведення цього тепла використовується потік повітря, охолоджений в адіабатичному блоці до температури:

$$T_{ad} = T_{out} - \eta_{ad} \cdot (T_{out} - T_{wb}) \quad (4)$$

де:

- T_{ad} – температура повітря після адіабатичного блоку, °С;
- η_{ad} – ефективність адіабатичного охолодження (прийнята 0.85);
- T_{wb} – температура мокрого термометра, °С.

Потужність, яку може відвести потік повітря, визначається рівнянням:

$$Q_d = m_{air} \cdot c_p \Delta T_{air} \quad (5)$$

У стаціонарному режимі $Q_d = Q_{sh}$

3.2.2. Математичний опис внутрішнього контуру

Загальне теплове навантаження на кабінку (Q_{cab}) є сумою теплонадходжень через стінки та внутрішніх тепловиділень:

$$Q_{cab} = Q_{out} + Q_{in} \quad (6)$$

де:

Теплонадходження через стінки (Q_{out}), Вт:

$$Q_{out} = U_{sh} \cdot S_{sh} \cdot (T_{sh} - T_{in}) \quad (7)$$

де:

- U_{sh} – коефіцієнт теплопередачі стінок кабіни, Вт/(м²·К);
- S_{sh} – площа поверхні кабіни, м²;
- T_{sh} – середня температура повітря в оболонці, °С ;
- T_{in} – цільова температура всередині кабіни (прийнята ≤ 25 °С).

Сумарна електрична потужність, що споживається термоелектричними модулями (P_{pl}), розраховується через необхідну холодопродуктивність та їх COP:

$$P_{pl} = n_{pl} \cdot \frac{Q_{cpl}}{COP_{pl}(I_{pl}, \Delta T_{pl})} \quad (8)$$

де:

- n_{pl} – кількість термоелектричних модулів;
- Q_{cpl} – необхідна холодопродуктивність одного ТЕМ, Вт;
- COP_{pl} – коефіцієнт продуктивності одного ТЕМ;
- I_{pl} – сила струму на кожному ТЕМ, А;
- ΔT_{pl} – робоча різниця температур на ТЕМ, °С.

3.2.3. Модель синергетичного зв'язку

Ключовим елементом, що об'єднує модель, є середня температура повітря в оболонці (T_{sh}). Вона є вихідним параметром для першого контуру і одночасно вхідним для другого.

$$T_{sh} = T_{ad} + \frac{Q_{sh}}{2 \cdot m_{sh} \cdot c_p} \quad (9)$$

- m_{sh} – масова витрата повітря в оболонці, кг/с;
- c_p – питома теплоємність повітря (прийнята 1005 Дж/(кг·К)).

Температура T_{sh} напряму впливає як на навантаження на кабінку (Q_{sh}), так і на ефективність ТЕМ (COP_{pl}), оскільки визначає температуру їх гарячих сторін.

4. Методологія параметричної оптимізації

Перехід від аналізу окремих режимів роботи до проектування енергоефективної системи потребує застосування методів математичної оптимізації. Простий аналітичний розрахунок є неможливим через складну нелінійну залежність та взаємовплив теплофізичних процесів у двох контурах. Тому для знаходження оптимальних конструктивних та режимних параметрів гібридної системи було розроблено методологію, що базується на постановці та розв'язанні задачі багатофакторної параметричної оптимізації.

4.1. Постановка оптимізаційної задачі

Формально задача оптимізації полягає у знаходженні такого вектора керованих параметрів X , який мінімізує обрану цільову функцію $F(X)$ при дотриманні системи функціональних та параметричних обмежень.

Цільова функція: Мінімізація сукупної електричної потужності (P_{all}), що споживається всіма компонентами системи:

$$P_{all} = P_{ven}(X) + P_{ad}(X) + P_{pl}(X) \rightarrow \min$$

Вектор керованих змінних:

$$X = \{V_{sh}, n_{pl}, I_{pl}\}$$

де V_{sh} – продуктивність вентилятора зовнішнього контуру; n_{pl} – кількість термоелектричних модулів; I_{pl} – сила струму на кожному ТЕМ.

Система обмежувальних умов:

1. Умова комфорту: $T_{in}(X) \leq T_{goal}(X)$.
2. Фізичні обмеження ТЕМ: $\Delta T_{pl}(X) \leq T_{maxpl}(X), I_{pl} \leq I_{maxpl}$
3. Інженерні обмеження: Встановлюється мінімальна продуктивність вентиляції оболонки ($V_{sh\ min}$), необхідна для забезпечення турбулентного режиму течії та ефективного тепловідведення.

4.2. Метод розв'язання

Поставлена оптимізаційна задача є складною нелінійною задачею. Для її розв'язання застосовано чисельні методи, зокрема, алгоритм послідовного квадратичного програмування (SQP), реалізований у функції *fmincon* пакету *Optimization Toolbox* середовища *MATLAB*. Цей метод довів свою ефективність для розв'язання гладких нелінійних задач з обмеженнями.

5. Результати моделювання та їх обговорення

На основі розробленої методології було проведено чисельну оптимізацію для визначення оптимальних режимних параметрів гібридної системи.

5.1. Умови проведення оптимізаційного розрахунку

Розрахунок проводився для найбільш складного, але реалістичного сценарію, що імітує умови роботи біля мартенівської печі. Було прийнято наступні ключові вхідні параметри:

- Зовнішні умови: $T_{out} = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_{out} = 15\%$, $T_{rad} = 80^\circ\text{C}$, Конструкція: Площа оболонки $S_{sh} = 10\ \text{м}^2$, товщина оболонки (фіксована) $d_{sh} = 0.1\ \text{м}$, коефіцієнт емісії поверхні $\varepsilon = 0.05$ (алюмінізована тканина).
- Цільові параметри: $T_{goal} \leq 25^\circ\text{C}$
- Внутрішні теплонадходження (від оператора та обладнання) були прийняті на рівні $Q_{in}=300\ \text{Вт}$.
- Для моделювання було обрано термоелектричний модуль МТ2,6-0,8-263Т1S з наступними паспортними характеристиками (при температурі гарячої сторони термоелементів $T_{hot} = 50^\circ\text{C}$): Максимальний струм (I_{pl}): 15.0 А. Максимальна холодопродуктивність (Q_{cab}): 319 Вт. Максимальна різниця температур (ΔT_{plmax}): 77 °С.

5.2. Результати багатofакторної оптимізації

За результатами роботи оптимізаційного алгоритму *fmincon* було знайдено вектор режимних параметрів, що забезпечує мінімальне сукупне енергоспоживання системи при дотриманні всіх обмежувальних умов. Зведені результати представлені в Таблиці 1.

Таблиця 1

Оптимальні параметри та показники системи для
 $T_{out} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{out} = 15\%$, $T_{rad} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$, модулів MT2,6-0,8-263T1S

Оптимальний параметр	Значення	Показник системи	Значення
Продуктивність вентилятора	V_{sh}	505.4	м ³ /год
Теплове навантаження на оболонку	Q_{sh}	770.4	Вт
Кількість ТЕМ	n_{pl}	16	шт
Середня T° в оболонці	T_{sh}	32.9	$^{\circ}\text{C}$
Струм на ТЕМ	I_{pl}	2.13	А
Теплове навантаження на кабінку	Q_{cab}	458.2	Вт
Сукупне енергоспоживання	P_{all}	216.3	Вт
Робоча ΔT для ТЕМ	ΔT_{pl}	22.9	$^{\circ}\text{C}$
COP одного ТЕМ	COP_{pl}	2.50	
Системний COP	COP_{cab}	2.12	
Загальний COP	COP_{all}	5.68	
Витрати води для оболонки		1.13	л/год

5.3. Обговорення та аналіз результатів

Отримані результати є надзвичайно показовими та підтверджують високий потенціал запропонованої гібридної архітектури.

5.3.1. Знайдена оптимальна стратегія. Алгоритм знайшов збалансоване інженерне рішення. Продуктивність вентиляції 505 м³/год є достатньою для підтримки низької середньої температури в оболонці (лише $\sim 33\text{ }^{\circ}\text{C}$), що створює сприятливі умови для роботи другого контуру. При цьому потік не є надмірним, що дозволяє утримувати потужність вентилятора на низькому рівні ($\sim 18\text{ Вт}$).

Ключовим є режим роботи термоелектричного контуру. Оптимізатор визначив, що для відведення навантаження в 458 Вт енергетично значно вигідніше використовувати велику кількість (16) модулів, що працюють на дуже низькому струмі (2.13 А). Слід звернути особливу увагу на те, що знайдений оптимальний робочий струм (2.13 А) є значно нижчим за максимальний паспортний струм модуля (15.0 А). Оптимізатор довів, що енергетично набагато вигідніше використовувати велику кількість модулів (16 шт), але змусити їх працювати в режимі максимального COP (2.50), що досягається саме при низьких струмах. Це дозволяє їм працювати в зоні максимальної ефективності з COP кожного модуля 2.50, що є чудовим показником. Сумарна потужність термоелектричного блоку склала всього 183 Вт.

Також важливо чітко розділити теплове навантаження, наведене в Таблиці 1: $Q_{sh} = 770.4\text{ Вт}$ – це повне зовнішнє теплове навантаження (радіаційне та конвективне), яке ефективно "перехоплює" та відводить зовнішній адіабатичний контур. Натомість

$Q_{cab} = 458.2$ Вт – це значно менше, залишкове теплове навантаження (яке пройшло крізь оболонку + внутрішні 300 Вт), і яке вже компенсує внутрішній термоелектричний контур.

5.3.2. Аналіз енергоефективності та порівняння. Найбільш показовим є фінальний системний COP.

- Системний COP по кабіні ($COP_{каб.}$) становить 2.12. Це означає, що на кожен ват спожитої електроенергії система відводить 2.12 ват тепла безпосередньо з кабіни. Це значення є абсолютно конкурентним і навіть перевищує очікуваний COP для більшості промислових компресорних установок в аналогічних екстремальних умовах (де COP падає до 1.5–2.0).
- Загальний термодинамічний COP ($COP_{заг.}$) досягає 5.68. Цей показник демонструє колосальну ефективність концепції "активного теплового щита", який за рахунок незначних енерговитрат (~ 33 Вт на вентилятор і зволоження) нейтралізує понад 770 Вт зовнішнього теплового навантаження.
- Порівняно з компресорною установкою, яка мала б компенсувати повне навантаження на кабіну (~ 1.2 кВт, враховуючи навантаження на оболонку, якби її не було) і споживала б понад 600–700 Вт, розроблена оптимізована система є в 3 рази більш енергоефективною за сукупним споживанням (~ 216 Вт).

5.3.3. Обмеження моделі. Варто зазначити, що дана стаціонарна модель не враховує динаміку зміни зовнішніх умов та теплову інерцію системи. Також модель гідравлічного опору та внутрішньої конвекції є спрощеною. Подальші дослідження можуть включати CFD-моделювання для уточнення цих параметрів.

6. Висновки

1. Розроблено та верифіковано комплексну математичну модель та методику параметричної оптимізації для проектування гібридних адіабатично-термоелектричних систем кондиціонування, що дозволяє знаходити оптимальні конструктивні та режимні параметри для мінімізації енергоспоживання.
2. Результати чисельної оптимізації для екстремальних умов ($T_{зовн} = 50$ °С, $\phi_{out} = 15$ %, $T_{rad} = 80$ °С,) показали, що оптимальна конфігурація системи здатна забезпечити нормативні умови в кабіні оператора із сукупним енергоспоживанням всього 216 Вт.
3. Встановлено, що оптимальна стратегія роботи системи полягає у використанні першого адіабатичного контуру для створення ефективного теплового екрану та сприятливих умов для роботи другого термоелектричного контуру в режимі максимального COP (для окремих модулів ~2.5).
4. Розрахований системний коефіцієнт продуктивності ($COP_{кабіни} = 2.12$) є конкурентним і перевищує показники більшості традиційних компресорних систем в аналогічних умовах експлуатації. Це, в поєднанні з вищою надійністю та меншими пусковими струмами, доводить високий потенціал запропонованої системи для промислових застосувань.

Інформація про авторів

Мироненко О.П. – Ph. D.

Література

1. Duan, Z., Zhao, X., Wang, B., & Li, G. (2012). *A review of indirect evaporative cooling technology: principle, progress and application*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16(8).
2. Heidarinejad, G., & Moshari, S. (2015). *A review on the applications of evaporative cooling systems*. International Journal of Engineering and Technology, 5(1).
3. Rowe, DM (Ed.). (2018). *Thermoelectrics handbook: macro to nano*. CRC press.
4. Vian, JG, et al. (2019). *A review on thermoelectric refrigeration: Design, performance, and applications*. Journal of the Energy Institute, 92(4).
5. Incropera, FP, DeWitt, DP, Bergman, TL, & Lavine, AS (2007). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
6. Stull, R. (2011). *Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature*. Journal of Applied Meteorology and Climatology, 50(11).
7. ASHRAE Handbook—Fundamentals. (2021). *Chapter 1: Psychrometrics*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
8. Modest, MF (2013). *Radiative heat transfer*. Academic press.
9. Goma, GM, Fathy, NA, & El-Samadony, MA (2019). *Energy saving potential of a novel double skin façade with integrated evaporative cooling system*. Journal of Building Engineering, 26.
10. Li, X., Zhao, H., Li, Z., et al. (2019). *Experimental Study on a Hybrid Air Conditioner Combining Thermoelectric and Spray Cooling*. Case Studies in Thermal Engineering, 15.
11. Hernández, SPG, Romero, LMJ, & Gómez, MAV (2020). Performance analysis of a novel hybrid system combining thermoelectric modules with an indirect evaporative cooler. Applied Thermal Engineering, 178.
12. Parsons, KC (2016). Occupational heat stress: a review of the role of heat and the challenges of in-cab thermal environments. Industrial Health, 54(2).
13. Heijmans, PWTG, & van der Veen, WMBJK (2021). Optimization strategies for hybrid cooling systems: A review and case study. Energy and Buildings, 240.

Submitted: 11.07.25

O. Myronenko (<https://orcid.org/0009-0007-9814-895X>)

Kyiv National University of Civil Engineering and Architecture (KNUCEA), Kyiv

Hybrid Adiabatic-Thermoelectric Cooling of Localized Workplaces

Relevance. Ensuring regulatory microclimate parameters at localized workplaces, in particular at technological equipment control posts (crane cabins, operator cabins), under conditions of extreme thermal loads typical of metallurgical production, is a critically important scientific and technical task. Traditional compressor air conditioning systems operating in an environment with temperatures up to 60 °C and intense infrared radiation demonstrate a significant drop in the coefficient of performance (COP) and high operating costs, which justifies the need to develop alternative, more energy-efficient solutions. The aim of the work is to increase the energy efficiency of local air conditioning systems for mobile facilities by developing, theoretically justifying, and determining the optimal parameters of a new two-level hybrid system that combines the principles of adiabatic and thermoelectric cooling. The research is based on the method of mathematical modeling of complex heat and mass transfer processes. The proposed system consists of two circuits: the external one, which creates an active thermal shield in the form of a blown shell with adiabatic cooling of the supply air, and the internal one, which provides final cooling of the working area using thermoelectric Peltier modules. A complex mathematical model was developed for the analysis, on the basis of which the multifactor parametric optimization problem was formulated. The objective function was chosen to minimize the total energy consumption of the system while observing the limiting conditions regarding the microclimate parameters in the cabin and the physical limitations of the equipment operation. The scientific novelty lies in the development of a new concept of a hybrid system, where the intermediate ventilated space performs a dual function: an active heat shield to intercept up to 80–90 % of external radiative and convective heat input, and an integrated cooling medium to remove heat from the hot side of thermoelectric modules. A mathematical model has been further developed that comprehensively describes the synergistic relationship between the circuits. The developed optimization methodology, in contrast to existing approaches that consider components separately, allows finding optimal design (shell thickness, number of thermoelements) and operating (ventilation efficiency, current strength) parameters of the entire system to achieve a global minimum of energy consumption. The developed approach is a scientifically sound basis for designing a new class of energy-efficient microclimate maintenance systems for mobile and stationary facilities (operator cabins, hardware compartments, electrical panels) operated in extreme industrial environments. The results of the work can be used to create specific engineering solutions that provide a significant reduction in operating costs and increased occupational safety.

Keywords: hybrid cooling system, adiabatic cooling, thermoelectric cooling, parametric optimization, energy efficiency, thermal radiation, COP.

Надійшла до редакції 11.07.25

Додаток 1. Скрип Optimization Toolbox середовища MATLAB

```

% =====
% ГОЛОВНИЙ СКРИПТ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ГІБРИДНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ
% ВЕРСІЯ 9.0: Фінальна..
% =====
% Автор: Мироненко Олександр Петрович (модель розроблена на основі
% наукової роботи)
% Середовище: MATLAB R2023a або новіше
% Потрібен: Optimization Toolbox (для функції 'fmincon')
% -----

clear; clc; close all;

%% 1. ВИЗНАЧЕННЯ ВХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА КОНСТАНТ

% --- Зовнішні умови ---
p.T_zovn = 50;      % [°C] Температура зовнішнього повітря
p.phi_zovn = 15;   % [%] Відносна вологість зовнішнього повітря
p.T_vypr = 80;     % [°C] Ефективна температура джерел випромінювання
p.P_atm = 101.325; % [кПа] Атмосферний тиск

% --- Параметри kabіни та оболонки ---
p.A_kab = 10;      % [м²] Площа поверхні kabіни (та оболонки)
p.V_kab = 3.5;     % [м³] Внутрішній об'єм kabіни
p.d_obol = 0.1;    % [м] Товщина оболонки (100 мм)
p.W_obol_kanal = 1.5; % [м] Сумарна ширина каналу продувки оболонки
p.L_obol_kanal = 4.0; % [м] **НОВИЙ ВХІДНИЙ ПАРАМЕТР:** Довжина шляху повітря в оболонці
p.U_kab = 2.0;     % [Вт/(м²·К)] Коефіцієнт теплопередачі стінок kabіни
p.Q_vn = 300;     % [Вт] Внутрішні теплонадходження (оператор + обладнання)

% --- Цільові параметри та обмеження ---
p.T_kab_tsil = 25; % [°C] Цільова температура в kabіні
p.N_kab_vent = 10; % [год⁻¹] Цільова кратність повітрообміну в kabіні
p.T_vyh_obol_max = 45; % [°C] Макс. температура повітря на виході з оболонки

% --- Паспортні характеристики використовуваного ТЕМ (MT2,6-0,8-263T1S) ---
p.TEC_Imax = 15.0; % [А] Максимальний струм модуля
p.TEC_Vmax = 34.0; % [В] Максимальна напруга
p.TEC_Qc_max = 319; % [Вт] Максимальна холодопродуктивність
p.TEC_dT_max = 77; % [°C] Максимальна різниця температур
p.TEC_Th_rated = 50; % [°C] Температура гарячої сторони, для якої вказані Vmax і dT_max

% --- Теплофізичні константи та ККД ---
p.k_pov = 0.028;   p.h_zovn = 10;   p.epsilon = 0.05;
p.sigma = 5.67e-8; p.rho_pov = 1.15; p.cp_pov = 1005;
p.Lv = 2.45e6;     p.nu_pov = 1.8e-5; p.eta_ad = 0.85;
p.eta_vent = 0.5;  p.eta_dv = 0.8;   p.eta_zvol = 0.8;
p.dT_radiator = 7; p.dT_holodna = 8;

%% 2. НАЛАШТУВАННЯ ОПТИМІЗАТОРА FMINCON
% Вектор змінних x: x(1)=V_obol, x(2)=n_Pel, x(3)=I_Pel
nvars = 3;
x0 = [0.25; 8; 6]; % Початкова точка для пошуку

% Межі для змінних [нижня; верхня]
lb = [0.1; 1; 2];
ub = [0.6; 20; p.TEC_Imax];

options = optimoptions('fmincon', 'Display', 'iter', 'Algorithm', 'sqp', 'PlotFcn', {@optimplotfval});
objectiveFun = @(x) objectiveFunction(x, p);

```

```

constraintFun = @(x) nonlinearConstraints(x, p);

%% 3. ЗАПУСК ОПТИМІЗАЦІЇ
disp('--- Запуск оптимізатора FMINCON для пошуку оптимальних параметрів ---');
[x_opt, P_min] = fmincon(objectiveFun, x0, [], [], [], [], lb, ub, constraintFun, options);

%% 4. ВІДОБРАЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ
disp('--- Оптимізацію завершено ---');
disp('=====');
fprintf('Для оболонки товщиною %.2f м та довжиною каналу %.2f м:\n', p.d_obol, p.L_obol_kanal);
fprintf('Знайдено оптимальне рішення з мінімальним енергоспоживанням: %.2f Вт\n', P_min);
disp('=====');
disp('Оптимальні режимні параметри системи:');
fprintf(' - Продуктивність вентиляції оболонки (V_obol): %.2f м³/год\n', x_opt(1) * 3600);
fprintf(' - Кількість термоелементів (n_Pel):          %d шт.\n', round(x_opt(2)));
fprintf(' - Сила струму на кожному ТЕМ (I_Pel):          %.2f А\n', x_opt(3));
disp('-----');
% --- Фінальний розрахунок з оптимальними параметрами для деталізації ---
[~, final_params] = objectiveFunction(x_opt, p);
disp('Детальні показники системи в оптимальній точці:');
fprintf(' - Теплове навантаження на оболонку (Q_obol):    %.2f Вт\n', final_params.Q_obol);
fprintf(' - Середня температура в оболонці (T_ser_obol):   %.2f °C\n', final_params.T_ser_obol);
fprintf(' - Теплове навантаження на кабінку (Q_zag_kab):   %.2f Вт\n', final_params.Q_zag_kab);
fprintf(' - Робоча deltaT для ТЕМ:                          %.2f °C\n', final_params.delta_T_pel);
fprintf(' - COP одного ТЕМ (COP_pel):                      %.2f\n', final_params.COP_pel);
disp('-----');
disp('Розподіл енергоспоживання:');
fprintf(' - Потужність вентилятора оболонки:              %.2f Вт\n', final_params.P_vent);
fprintf(' - Потужність системи зволоження:                %.2f Вт\n', final_params.P_zvol);
fprintf(' - Потужність термоелементів:                   %.2f Вт\n', final_params.P_peltier);
disp('-----');

% --- РОЗРАХУНОК ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ ---
V_vent_kab = p.V_kab * p.N_kab_vent; % Продуктивність вентилятора в кабінці
m_vody_h = final_params.Q_obol / p.Lv * 3600; % Витрати води
fprintf('РОЗРАХУНКОВІ ВИТРАТИ ТА ПРОДУКТИВНІСТЬ:\n');
fprintf(' - Витрати води для оболонки:                    %.2f л/год\n', m_vody_h);
fprintf(' - Продуктивність вентилятора кабінки:           %.2f м³/год\n', V_vent_kab);
disp('-----');
fprintf('СИСТЕМНИЙ COP (по кабінці):                      %.2f\n', final_params.Q_zag_kab / P_min);
fprintf('ЗАГАЛЬНИЙ ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ COP:                  %.2f\n', (final_params.Q_zag_kab +
final_params.Q_obol) / P_min);
disp('=====');

%% =====
% ЛОКАЛЬНІ ФУНКЦІЇ (ЦІЛЬОВА ТА ОБМЕЖЕНЬ)
% =====

function [P_zag, params] = objectiveFunction(x, p)
% Цільова функція: розраховує сукупне енергоспоживання
V_obol = x(1); n_Pel = x(2); I_Pel = x(3);
if n_Pel < 0.1, n_Pel = 0.1; end
T_mt = Stull_Twb(p.T_zovn, p.phi_zovn);
T_ohol = p.T_zovn - p.eta_ad * (p.T_zovn - T_mt);
Q_obol = calculate_Q_obol_iterative(p, V_obol, T_ohol);
m_dot_obol = V_obol * p.rho_pov;
if m_dot_obol < 1e-3, m_dot_obol = 1e-3; end % Захист від ділення на нуль
T_ser_obol = T_ohol + Q_obol / (2 * m_dot_obol * p.cp_pov);
Q_zag_kab = p.U_kab * p.A_kab * (T_ser_obol - p.T_kab_tsil) + p.Q_vn;
Qc_one = Q_zag_kab / n_Pel;
T_h_pel = T_ser_obol + p.dT_radiator;
T_c_pel = p.T_kab_tsil - p.dT_holodna;

```

```

delta_T_pel = T_h_pel - T_c_pel;
[~, V_pel, COP_pel] = Peltier_Performance_Interpolated(I_Pel, delta_T_pel);
P_peltier = n_Pel * (V_pel * I_Pel);
% Точна модель потужності вентилятора
d_obol = p.d_obol;
F_kanal = p.W_obol_kanal * d_obol;
hydraulic_diam = 2 * d_obol;
velocity = V_obol / F_kanal;
Re = (p.rho_pov * velocity * hydraulic_diam) / p.nu_pov;
if Re < 2300, lambda = 64/Re; else, lambda = 0.3164 / (Re^0.25); end % Враховуємо ламінарний режим
delta_P_obol = lambda * (p.L_obol_kanal / hydraulic_diam) * (p.rho_pov * velocity^2 / 2);
P_vent = (V_obol * (delta_P_obol + 50)) / (p.eta_vent * p.eta_dv);
m_vody = Q_obol / p.Lv;
P_zvol = (m_vody * 1000 * 40) / p.eta_zvol;
P_zag = P_peltier + P_vent + P_zvol;
if nargin > 1
    params.Q_obol = Q_obol; params.T_ser_obol = T_ser_obol; params.Q_zag_kab = Q_zag_kab;
    params.delta_T_pel = delta_T_pel; params.Qc_one = Qc_one; params.COP_pel = COP_pel;
    params.P_vent = P_vent; params.P_zvol = P_zvol; params.P_peltier = P_peltier;
end
end

function [c, ceq] = nonlinearConstraints(x, p)
% Функція нелінійних обмежень
V_obol = x(1); n_Pel = x(2); I_Pel = x(3);
if n_Pel < 0.1, n_Pel = 0.1; end
T_mt = Stull_Twb(p.T_zovn, p.phi_zovn);
T_ohol = p.T_zovn - p.eta_ad * (p.T_zovn - T_mt);
Q_obol = calculate_Q_obol_iterative(p, V_obol, T_ohol);
m_dot_obol = V_obol * p.rho_pov;
if m_dot_obol < 1e-3, m_dot_obol = 1e-3; end
T_ser_obol = T_ohol + Q_obol / (2 * m_dot_obol * p.cp_pov);
Q_zag_kab = p.U_kab * p.A_kab * (T_ser_obol - p.T_kab_tsil) + p.Q_vn;
Qc_one_req = Q_zag_kab / n_Pel;
T_h_pel = T_ser_obol + p.dT_radiator;
T_c_pel = p.T_kab_tsil - p.dT_holodna;
delta_T_pel = T_h_pel - T_c_pel;
[Qc_possible, ~, ~] = Peltier_Performance_Interpolated(I_Pel, delta_T_pel);
% Обмеження на температуру вихідного повітря
dT_progriv = Q_obol / (m_dot_obol * p.cp_pov);
T_vyh_obol = T_ohol + dT_progriv;

c = [];
c(1) = Qc_one_req - Qc_possible;
c(2) = delta_T_pel - p.TEC_dT_max;
c(3) = T_vyh_obol - p.T_vyh_obol_max;
ceq = [];
end

%% =====
% ДОПОМІЖНІ ФУНКЦІЇ (ФІЗИЧНІ МОДЕЛІ)
% =====
function [Qc, V, COP] = Peltier_Performance_Interpolated(I, deltaT)
% ТОЧНА МОДЕЛЬ ТЕРМОЕЛЕМЕНТА MT2,6-0,8-263T1S (Th = 50°C)
persistent Qc_interpolant V_interpolant
if isempty(Qc_interpolant)
    I_grid = [0, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 15];
    dT_grid = [0, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 77];
    Qc_data = [0 71 133 186 230 264 288 303 319; 0 52 110 160 201 232 254 267 275; 0 32 87 134 172
201 220 230 235; 0 11 63 107 142 168 185 195 200; 0 0 38 79 112 138 155 165 170; 0 0 0 50 80 105 122
130 135; 0 0 0 0 46 68 85 95 100; 0 0 0 0 0 30 45 55 60; 0 0 0 0 0 0 0 0 0];

```

```

V_data = [0 4.5 8.8 13.0 17.0 20.8 24.5 28.0 30.4; 0 4.8 9.4 13.8 17.9 21.8 25.6 29.2 31.7; 0
5.1 10.0 14.7 18.9 23.0 26.8 30.5 33.0; 0 5.4 10.6 15.5 19.9 24.1 28.0 31.8 34.0; 0 5.7 11.2 16.4 21.0
25.3 29.0 32.5 34.5; 0 6.0 11.8 17.2 22.0 26.4 30.1 33.5 35.0; 0 6.3 12.4 18.1 23.0 27.5 31.2 34.5
35.8; 0 6.6 13.0 19.0 24.0 28.5 32.0 35.0 36.5; 0 6.8 13.5 19.5 25.0 29.5 33.0 36.0 37.5];
[X, Y] = meshgrid(I_grid, dT_grid);
Qc_interpolant = griddedInterpolant(X', Y', Qc_data', 'linear', 'none');
V_interpolant = griddedInterpolant(X', Y', V_data', 'linear', 'none');
end
Qc = Qc_interpolant(I, deltaT); V = V_interpolant(I, deltaT);
if isnan(Qc) || Qc < 0, Qc = -1; end
if isnan(V), V = 100; end
Pel = V * I; if Pel <= 0, Pel = 1e-6; end
COP = Qc / Pel; if COP < 0, COP = 0; end
end

function Twb = Stull_Twb(T, RH)
% Розрахунок температури мокрого термометра за формулою Сталла
Twb = T * atan(0.151977 * (RH + 8.313659)^0.5) + ...
atan(T + RH) - atan(RH - 1.676331) + ...
0.00391838 * RH^1.5 * atan(0.023101 * RH) - 4.686035;
end

function Q_obol = calculate_Q_obol_iterative(p, V_obol, T_ohol)
% Ітераційний розрахунок теплового навантаження на оболонку
d_obol = p.d_obol;
T_pov = p.T_zovn - 5;
for i = 1:10
Q_rad = p.epsilon * p.sigma * p.A_kab * ((p.T_vupr + 273.15)^4 - (T_pov + 273.15)^4);
Q_conv_in = p.h_zovn * p.A_kab * (p.T_zovn - T_pov);
Q_in_total = Q_rad + Q_conv_in;
% Покращена модель внутрішньої конвекції
F_kanal = p.W_obol_kanal * d_obol;
hydraulic_diam = 2 * d_obol;
velocity = V_obol / F_kanal;
Re = (p.rho_pov * velocity * hydraulic_diam) / p.nu_pov;
if Re < 2300, Re = 2300; end
Nu = 0.023 * Re^0.8 * 0.71^0.4;
h_vnut_obol = (Nu * p.k_pov) / hydraulic_diam;
R_obol = 1/h_vnut_obol;
Q_out_total = p.A_kab * (T_pov - T_ohol) / R_obol;
error = Q_in_total - Q_out_total;
if abs(error) < 1, break; end
T_pov = T_pov + error / (p.h_zovn * p.A_kab + 4*p.epsilon*p.sigma*p.A_kab*(T_pov+273.15)^3 +
p.A_kab/R_obol);
end
Q_obol = (Q_in_total + Q_out_total) / 2;
if Q_obol < 0, Q_obol = 0; end
end

```