

**Микола Сергійович Бандуркин<sup>1</sup>, Володимир Олегович Макаров<sup>2</sup>,  
Петро Геннадійович Сіняєв<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>аспірант III курсу групи ДФБ-3 за спеціальністю: 192 «Будівництво та цивільна інженерія»

Одеська державна академія будівництва та архітектури (Одеса, Україна)

E-mail: [bandurkinn@gmail.com](mailto:bandurkinn@gmail.com). ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-3354-2445>

<sup>2</sup>кандидат технічних наук, доцент

Одеська державна академія будівництва та архітектури (Одеса, Україна)

E-mail: [volmak.03@gmail.com](mailto:volmak.03@gmail.com). ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9265-4663>

<sup>3</sup>аспірант III курсу групи ДФБ-3 за спеціальністю 192 «Будівництво та цивільна інженерія»

Одеська державна академія будівництва та архітектури (Одеса, Україна)

E-mail: [petersinyaev@gmail.com](mailto:petersinyaev@gmail.com). ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-9127-2456>

## **ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОМИСЛОВИХ ОСУШУВАЧІВ З ТЕПЛОВИМ НАСОСОМ ТА РЕКУПЕРАТОРОМ: ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ ТА ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ**

*Розглянуто методи підвищення енергетичної ефективності осушувачів повітря з вбудованим тепловим насосом та рекуператором. Проведено аналіз процесів конденсаційного осушення повітря та тепломасообміну між повітряним потоком і холодоагентом. Обґрунтовано доцільність використання рекуперації теплоти для повторного використання енергії відпрацьованих повітряних потоків. Запропоновано схему осушувача з інтеграцією теплового насоса та рекуператора. Сформульовано підхід до оцінювання енергетичної ефективності системи та виконано порівняльний аналіз традиційної та енергоефективної конфігурацій.*

**Ключові слова:** промисловий осушувач; тепловий насос; рекуперація теплоти; енергоефективність; осушення повітря; тепломасообмін; коефіцієнт перетворення.

*Рис.: 2 Бібл.: 20.*

**Актуальність теми дослідження.** Зростання вимог до енергоефективності промислових систем вентиляції, кондиціонування та технологічної підготовки повітря в умовах підвищення вартості енергоресурсів і посилення екологічних обмежень зумовлює підвищену увагу до процесів осушення повітря як одного з найбільш енергоємних етапів повітрообробки [1-3]. У промислових умовах осушувачі повітря широко застосовуються для забезпечення стабільних параметрів мікроклімату, підтримання якості технологічних процесів і захисту обладнання, при цьому їх енергоспоживання істотно впливає на загальні експлуатаційні витрати підприємств [4-6]. Ефективність сучасних осушувальних установок значною мірою визначається раціональністю використання теплової енергії, що супроводжує процеси конденсації вологи, а також здатністю системи мінімізувати втрати теплоти з відпрацьованими повітряними потоками. Одним із найбільш перспективних напрямів підвищення енергоефективності таких систем є інтеграція теплових насосів і рекуператорів теплоти, які забезпечують повторне використання низькопотенційної теплової енергії та оптимізацію теплового балансу осушувальної установки.

**Постановка проблеми.** У цьому контексті дослідження принципів побудови, режимів роботи та енергетичних характеристик промислових осушувачів повітря з вбудованим тепловим насосом і рекуператором є актуальною науково-технічною задачею, розв'язання якої має важливе значення для зниження енергоспоживання та підвищення ефективності сучасних кліматичних і вентиляційних систем.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій,** присвячених підвищенню енергоефективності систем осушення повітря в промислових і комерційних установках, свідчить про стійкий інтерес до застосування теплових насосів як основного інструменту зниження питомих витрат енергії на процеси кондиціонування та осушення повітря [2-6]. Значна частина робіт зосереджена на дослідженні термодинамічних циклів теплових насосів, оптимізації параметрів холодоагенту та підвищенні коефіцієнта перетворення за рахунок удосконалення компресійного контуру [7-9]. Окремий напрям наукових досліджень

становлять роботи, присвячені впровадженню систем рекуперації теплоти у вентиляційних та осушувальних установках, де розглядаються різні типи рекуператорів і аналізується їх вплив на загальний тепловий баланс системи [10-12]. У цих дослідженнях показано, що утилізація теплоти відпрацьованого повітря дозволяє істотно зменшити теплові втрати, однак у багатьох випадках рекуперація розглядається ізольовано від роботи теплового насоса. Водночас низка публікацій присвячена комплексному аналізу систем осушення з інтегрованими тепловими насосами, проте такі роботи переважно обмежуються аналізом окремих режимів або експериментальними дослідженнями конкретних установок без узагальнення структурних і методичних підходів [13-15]. Попри наявні результати, у сучасних дослідженнях недостатньо систематизовані питання спільної оптимізації теплового насоса та рекуператора в межах єдиної осушувальної установки, а також *бракує узагальнених підходів* до оцінювання енергетичної ефективності таких систем у змінних умовах експлуатації, що зумовлює актуальність подальших досліджень у цьому напрямі.

Таким чином, *метою роботи* стало обґрунтування та формування узагальненого підходу до підвищення енергоефективності промислових осушувачів повітря з вбудованим тепловим насосом та рекуператором, що базується на системному аналізі тепломагнітних процесів і оптимізації теплового балансу осушувальної установки. У межах поставленої мети передбачається розгляд принципів інтеграції теплового насоса та рекуператора теплоти в єдину структурно-функціональну схему осушувача, а також розроблення методичного підходу до оцінювання енергетичних показників такої системи з урахуванням змінних режимів експлуатації, параметрів вхідного повітря та умов промислового застосування. Реалізація запропонованого підходу спрямована на зниження питомих витрат електричної енергії, підвищення коефіцієнта енергетичної ефективності та забезпечення стабільності процесів осушення повітря у складі сучасних систем вентиляції, кондиціонування й технологічної підготовки повітря.

### **1. Особливості процесів осушення повітря в промислових умовах**

Процеси осушення повітря займають ключове місце у складі промислових систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря (Heating, Ventilation, and Air Conditioning; HVAC), а також у технологічних установках підготовки повітря, де підтримання заданих параметрів вологості є необхідною умовою стабільності виробничих процесів і надійної роботи обладнання. У промислових умовах осушення повітря реалізується за різними фізичними принципами та конструктивними схемами, що зумовлює необхідність класифікації осушувальних установок за способом видалення вологи, режимами роботи та рівнем енергоспоживання. Водночас ефективність традиційних схем осушення суттєво обмежується значними енергетичними втратами, пов'язаними з відведенням теплоти у процесі конденсації вологи та нагрівання повітря, яке не використовується повторно в межах системи.

Особливу роль у цьому контексті відіграють теплові потоки, що формуються між повітряним середовищем, теплообмінними поверхнями та холодоагентом, оскільки саме вони визначають як інтенсивність процесу осушення, так і рівень питомих витрат енергії. За відсутності утилізації та рекуперації теплоти значна частина підведеної енергії втрачається з відпрацьованими повітряними потоками, що призводить до зниження загальної енергетичної ефективності осушувальних установок і зумовлює актуальність подальшого аналізу класифікації промислових осушувачів, механізмів формування енергетичних втрат та ролі теплових процесів у забезпеченні ефективного осушення повітря.

Промислові осушувачі повітря, що застосовуються у системах HVAC та технологічних процесах підготовки повітря, характеризуються значною різноманітністю конструктивних рішень і фізичних принципів видалення вологи. Залежно від способу осушення,

енергетичних характеристик і сфери застосування, такі установки можуть бути систематизовані за низкою класифікаційних ознак, що дозволяє виконувати порівняльний аналіз їх ефективності та доцільності використання в конкретних умовах експлуатації. Основні типи промислових осушувачів повітря (рис. 1) у рамках дослідження пропонується класифікувати таким чином [16-20]:

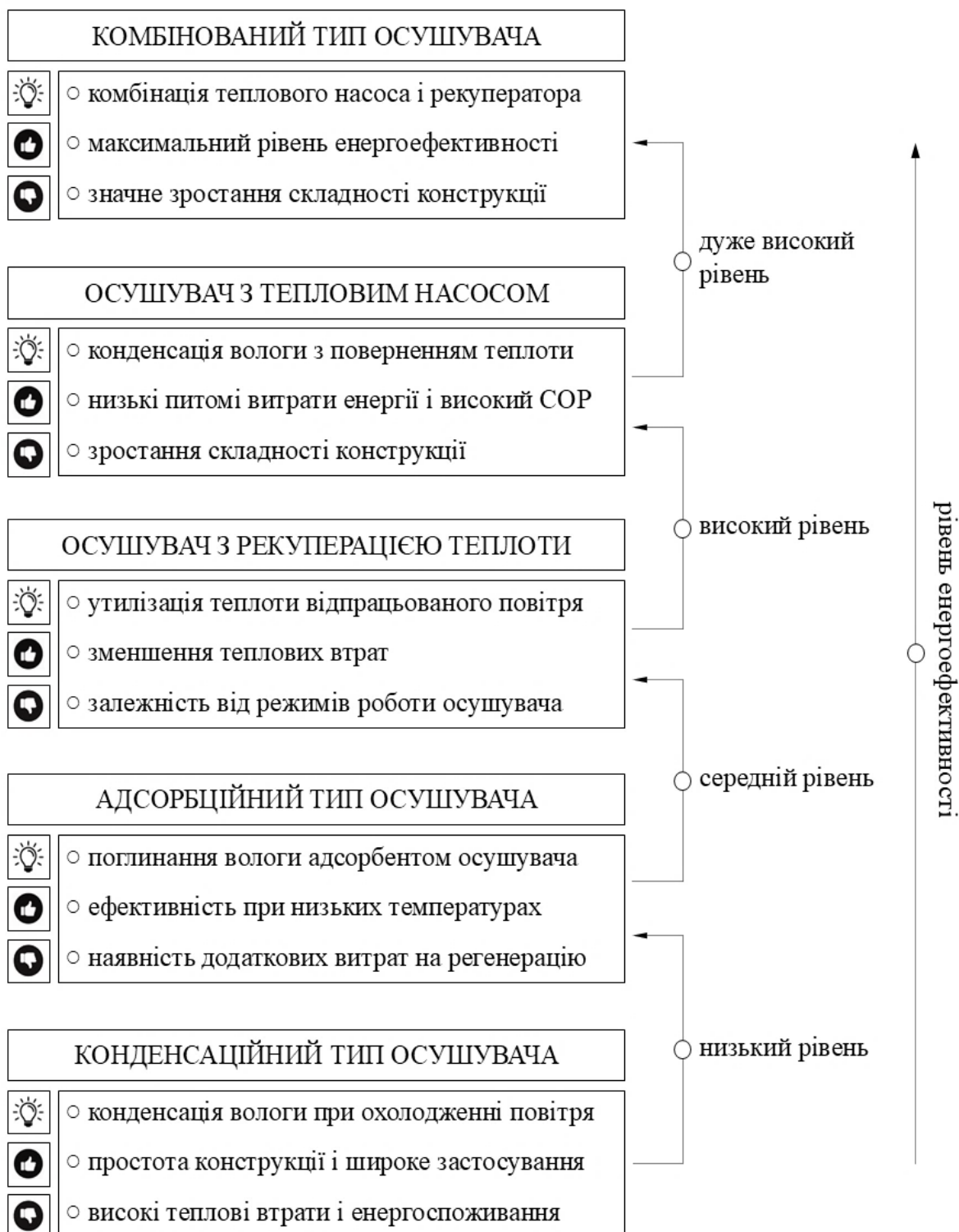


Рис. 1. Класифікація промислових осушувачів повітря за принципом дії та рівнем енергоефективності [16-20]

1. **Конденсаційні осушувачі**, в яких видалення вологи здійснюється шляхом охолодження повітря нижче температури точки роси з подальшою конденсацією водяної пари на поверхні теплообмінника. Такі осушувачі є найбільш поширеними в промисловій практиці, проте характеризуються підвищеними енергетичними витратами за відсутності утилізації теплоти.

2. **Адсорбційні осушувачі**, що базуються на поглинанні вологи гігроскопічними матеріалами (силікагель, цеоліти тощо). Вони ефективні при низьких температурах і вологості, однак потребують додаткових витрат енергії на регенерацію адсорбенту.

3. **Осушувачі з тепловим насосом**, у яких процес конденсації вологи поєднується з поверненням теплоти в осушуваний повітряний потік за рахунок роботи теплового насоса. Такі системи характеризуються підвищеним коефіцієнтом енергетичної ефективності та зниженими питомими витратами електроенергії.

4. **Осушувачі з рекуперацією теплоти**, в яких реалізується часткове або повне повернення теплоти відпрацьованого повітря шляхом використання теплообмінних рекуператорів. Ефективність таких систем значною мірою залежить від типу рекуператора та режимів роботи установки.

5. **Комбіновані осушувальні системи**, що поєднують тепловий насос і рекуператор теплоти в межах єдиної конструктивної схеми, забезпечуючи комплексну утилізацію теплової енергії та мінімізацію енергетичних втрат.

У традиційних промислових схемах осушення повітря, що базуються на конденсаційному принципі, енергетичні втрати формуються внаслідок особливостей тепломасообмінних процесів, пов'язаних з охолодженням повітря нижче температури точки роси та подальшим процесом конденсації водяної пари. Загальні витрати енергії в таких системах визначаються необхідністю відведення прихованої теплоти фазового переходу вологи, а також явної теплоти охолодження повітряного потоку до заданих параметрів.

У спрощеному вигляді тепловий баланс процесу осушення може бути поданий як сума основних теплових потоків  $Q_{\text{tot}} = Q_{\text{sens}} + Q_{\text{lat}}$ , де  $Q_{\text{tot}}$  — загальна кількість теплової енергії, задіяної при осушенні (Total Heat Flow; THF),  $Q_{\text{sens}}$  — тепло, що було витрачене для зниження температури повітря (Sensible Heat; SH), у той час, як  $Q_{\text{lat}}$  — тепла енергія фазового переходу водяної пари у рідкий стан (Latent Heat; LH). У традиційних осушувачах зазначені теплові потоки, як правило, відводяться за межі системи без подальшого використання, що призводить до втрати значної частини підведеної енергії. Додатковим чинником зростання енергоспоживання є необхідність повторного нагрівання осушеного повітря до технологічно прийнятних параметрів, що супроводжується залученням зовнішніх джерел тепла або додаткових електронагрівальних елементів. Питомі витрати електричної енергії на одиницю видаленої вологи у рамках математичної моделі можуть бути подані у вигляді:

$$E_{\text{spec}} = (E_{\text{cool}} + E_{\text{reheat}})/m_w, \quad (1)$$

де  $E_{\text{spec}}$  — питомі витрати електроенергії (Specific Energy Consumption; SEC),  $E_{\text{cool}}$  — енерговитрати на охолодження повітря (Cooling Energy; CE),  $E_{\text{reheat}}$  — енерговитрати на повторний нагрів осушеного повітря (Reheating Energy; RHE), а  $m_w$  — маса сконденсованої вологи (Mass of Removed Water; MRW). Аналіз таких схем свідчить, що ключова частка енергетичних втрат пов'язана не з самим процесом видалення вологи, а з нераціональним використанням теплових потоків, які супроводжують фазовий перехід. За відсутності механізмів утилізації теплоти прихована теплота конденсації та теплота охолодженого повітря безповоротно розсіюються у навколишньому середовищі, формуючи структурну неефективність системи осушення. У цьому контексті доцільним є розгляд енергетичних втрат не лише як величини спожитої електроенергії, але і як дисбалансу

теплових потоків у межах осушувальної установки. Такий підхід створює передумови для переходу від локальної оптимізації окремих компонентів до системного аналізу теплового балансу, що, своєю чергою, слугує основою для впровадження теплових насосів і рекуператорів теплоти з метою зниження енергетичних втрат та підвищення загальної енергоефективності процесу осушення повітря.

Процес конденсації вологи в осушувальних установках є безпосередньо пов'язаним із перерозподілом теплових потоків між повітряним середовищем, теплообмінними поверхнями та холодоагентом, що визначає як інтенсивність видалення вологи, так і енергетичні показники системи загалом. За умови охолодження вологого повітря до температури нижче точки роси відбувається фазовий перехід водяної пари у рідкий стан, який супроводжується виділенням прихованої теплоти конденсації. Кількісно тепловий потік, що відповідає цьому процесу, може бути представлений у вигляді  $Q_{\text{cond}} = \dot{m}_w \cdot h_v$ , де  $Q_{\text{cond}}$  – тепловий потік, що виділяється при конденсації вологи (Condensation Heat Flow; CHF),  $\dot{m}_w$  – масова витрата сконденсованої вологи (Water Mass Flow Rate; WMF), а  $h_v$  – питома прихована теплота фазового переходу (Latent Heat of Vaporization; LHV).

Поряд із прихованою теплотою суттєву роль відіграє тепловий потік, пов'язаний зі зниженням температури повітряного потоку до та після досягнення точки роси. Відповідний явний тепловий потік може бути описаний співвідношенням:

$$Q_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air}} \cdot c_p \cdot \Delta T, \quad (2)$$

де  $Q_{\text{air}}$  — тепловий потік, зумовлений охолодженням повітря (Air Sensible Heat Flow; ASHF),  $\dot{m}_{\text{air}}$  — масова витрата повітря (Air Mass Flow Rate; AMFR),  $c_p$  – питома теплоємність повітря, а  $\Delta T$  – зниження температури повітряного потоку. Сумарний тепловий потік у зоні конденсації формується як результат взаємодії зазначених складових і може бути поданий у вигляді  $Q_{\text{tot}} = Q_{\text{air}} + Q_{\text{cond}}$ , що підкреслює двокомпонентну природу теплових процесів при осушенні повітря. У традиційних схемах осушення цей сумарний тепловий потік відводиться за межі системи без подальшого використання, тоді як з точки зору енергетичного балансу він є потенційним джерелом корисної теплової енергії. Наукова новизна підходу, що пропонується у межах даного дослідження, полягає в розгляді теплових потоків, які супроводжують процес конденсації вологи, не як неминучих втрат, а як керованої енергетичної складової осушувальної системи. Така інтерпретація дозволяє перейти від пасивного відведення теплоти до її активної утилізації шляхом цілеспрямованого перерозподілу теплових потоків у межах установки. З позицій системного аналізу саме структура та напрям теплових потоків у зоні конденсації визначають граничні можливості підвищення енергоефективності осушувача, що створює теоретичне підґрунтя для інтеграції теплових насосів і рекуператорів теплоти з метою мінімізації енергетичних втрат та оптимізації процесів осушення повітря в промислових умовах.

Аналіз традиційних схем осушення повітря свідчить, що низька енергетична ефективність таких систем зумовлена не лише величиною споживаної електричної енергії, але насамперед відсутністю механізмів цілеспрямованої утилізації теплових потоків, які формуються у процесі конденсації вологи. Як показано вище, сумарний тепловий потік у зоні конденсації  $Q_{\text{tot}}$ , що включає як явну складову  $Q_{\text{air}}$ , так і приховану складову  $Q_{\text{cond}}$ , у більшості промислових осушувальних установок розсіюється в навколишнє середовище без подальшого використання. З енергетичної точки зору така схема призводить до втрати потенційно корисної теплової енергії, еквівалентної значній частині витрат на роботу компресійного або холодильного контуру. Відсутність утилізації теплоти зумовлює необхідність додаткового підведення енергії для повторного нагрівання осушеного повітря до технологічно допустимих параметрів, що формує замкнене коло енергетичних втрат: те-

плота спочатку відводиться з повітряного потоку, а згодом компенсується за рахунок зовнішніх джерел енергії. У такому випадку питомі витрати електроенергії  $E_{\text{spec}}$  зростають не пропорційно до кількості видаленої вологи, що особливо критично для промислових режимів із великими витратами повітря та високою початковою вологістю. Це свідчить про структурну неузгодженість теплового балансу осушувальної установки, за якої енергетичні потоки не інтегровані в єдину замкнену систему.

З позицій системного аналізу відсутність утилізації теплоти означає, що осушувач функціонує як відкритий тепловий контур з одностороннім відведенням енергії, що принципово обмежує можливості підвищення коефіцієнта енергетичної ефективності. У таких умовах навіть оптимізація окремих компонентів установки, зокрема теплообмінників або компресійного обладнання, не дозволяє досягти суттєвого зниження загальних енерговитрат, оскільки основна частка втрат має системний характер. Запропонований у межах даного дослідження аналітичний підхід дозволяє інтерпретувати низьку ефективність традиційних схем осушення як наслідок відсутності керованого перерозподілу теплових потоків, що, своєю чергою, обґрунтовує необхідність інтеграції теплових насосів і рекуператорів теплоти як ключових елементів енергоефективної осушувальної системи.

Проведений аналіз особливостей процесів осушення повітря в промислових умовах показав, що ключовим чинником низької енергетичної ефективності традиційних осушувальних установок є не окремі технічні обмеження їх елементів, а структурна неузгодженість теплового балансу системи, зумовлена відсутністю утилізації теплових потоків, які супроводжують процес конденсації вологи. Розглянуті класифікації промислових осушувачів, аналіз енергетичних втрат, а також дослідження ролі явної та прихованої теплоти підтверджують, що сумарний тепловий потік  $Q_{\text{tot}}$  у традиційних схемах розсіюється без можливості повторного використання, що принципово обмежує потенціал підвищення енергоефективності. У цьому контексті теплові потоки доцільно розглядати як керований ресурс осушувальної системи, інтеграція якого в єдиний замкнений контур створює передумови для суттєвого зниження питомих енерговитрат. Отримані висновки формують теоретичне підґрунтя для подальшого розгляду принципів побудови промислових осушувачів з вбудованим тепловим насосом та рекуператором теплоти, що дозволяє перейти від аналітичного опису проблем до розроблення енергоефективних схем осушення повітря.

## **2. Принцип роботи осушувача з вбудованим тепловим насосом**

Перехід від традиційних схем осушення повітря до енергоефективних рішень зумовлює необхідність використання теплового насоса як ключового елемента замкненого теплотехнічного контуру, що забезпечує утилізацію теплових потоків, які формуються в процесі конденсації вологи. У промислових осушувачах з вбудованим тепловим насосом процес видалення вологи поєднується з цілеспрямованим перерозподілом теплової енергії між елементами системи, що дозволяє мінімізувати втрати теплоти та знизити питомі витрати електричної енергії. На відміну від традиційних схем, у яких теплота конденсації та охолодженого повітря розсіюється у навколишньому середовищі, тепловий насос забезпечує повернення цієї енергії у повітряний потік або використання її для підтримання заданих температурних режимів осушення. Принцип роботи такого осушувача базується на використанні компресійного холодильного циклу, в межах якого випарник і конденсатор виконують функції теплообміну між повітряним середовищем і холодоагентом, формуючи замкнений контур перенесення теплоти. У результаті відбувається не лише інтенсифікація процесу осушення, але й оптимізація загального енергетичного балансу установки. Подальший розгляд структурної схеми осушувача, функцій його основних елементів, механізмів перерозподілу теплових потоків та впливу теплового насоса на енергетичні показники

системи дозволяє сформувати цілісне уявлення про принципи побудови енергоефективних промислових осушувальних установок. Структурна схема промислового осушувача з вбудованим тепловим насосом відображає інтеграцію процесів осушення повітря та утилізації теплової енергії в межах єдиного замкненого теплотехнічного контуру (рис. 2).

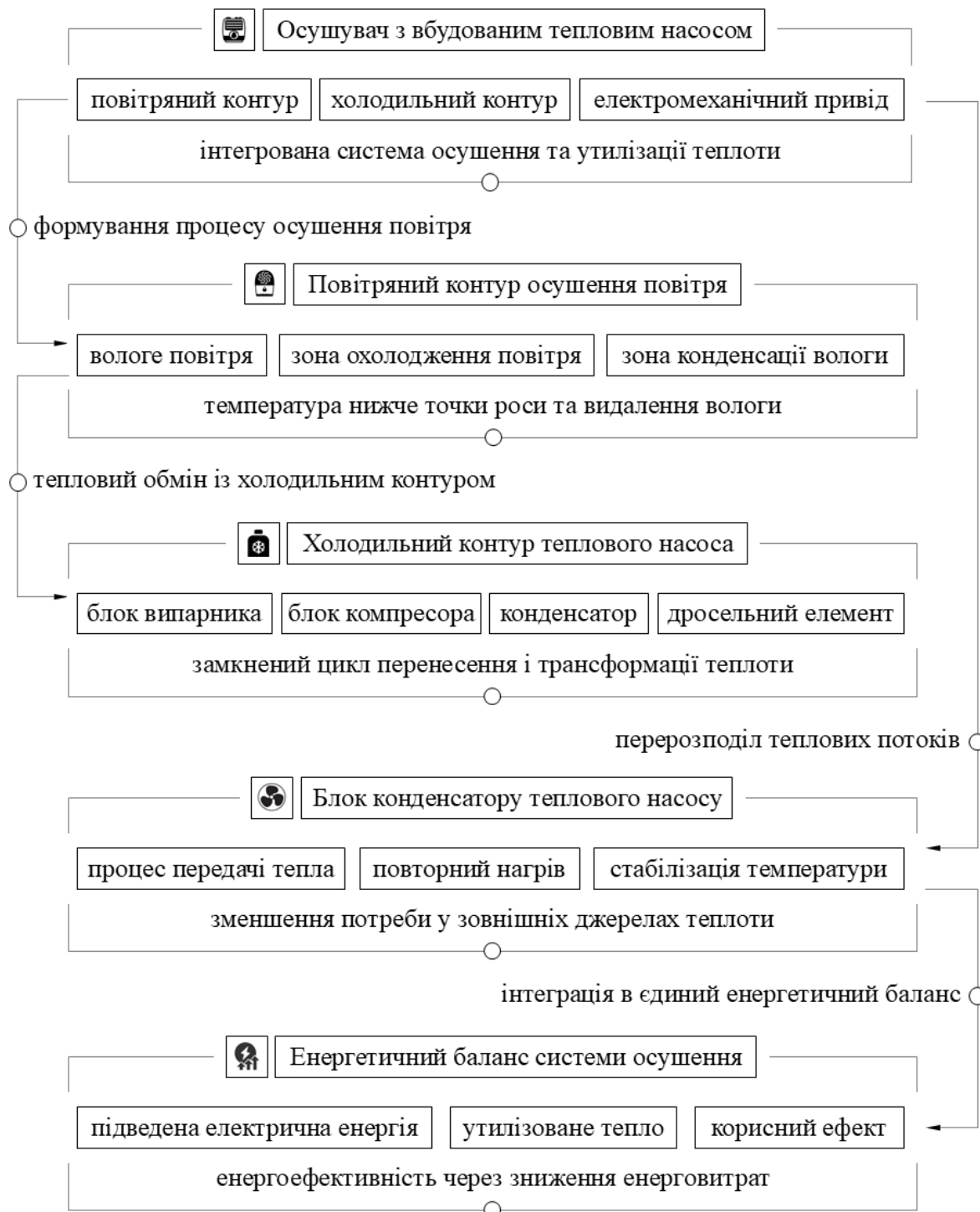


Рис. 2. Узагальнена структурна схема промислового осушувача з вбудованим тепловим насосом

На відміну від традиційних осушувальних установок, у яких контури охолодження та нагрівання повітря функціонують незалежно, у запропонованій схемі тепловий насос виконує роль системоутворювального елемента, що забезпечує керований перерозподіл теплових потоків між основними функціональними вузлами. Така структура дозволяє використовувати теплоту, що виділяється при конденсації вологи, для повторного нагрівання осушеного повітря або підтримання необхідних температурних режимів, що безпосередньо впливає на зниження питомих енерговитрат. Узагальнена структурна схема осушувача з тепловим насосом формує основу для подальшого аналізу функцій окремих елементів і оцінювання їх внеску в загальний енергетичний баланс системи. Випарник і конденсатор є ключовими теплообмінними елементами осушувача з вбудованим тепловим насосом, які забезпечують реалізацію процесів охолодження, конденсації вологи та повторного нагрівання повітря в межах замкненого холодильного циклу. Випарник виконує функцію відбору теплоти від вологого повітряного потоку, внаслідок чого температура повітря знижується нижче точки роси, що ініціює процес конденсації водяної пари. Тепловий потік, який передається у випарнику від повітря до холодоагенту, може бути поданий як:

$$Q_{ev} = \dot{m}_{air} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) + \dot{m}_w \cdot h_v, \quad (3)$$

де  $Q_{ev}$  — теплота, відібрана у випарнику (Evaporator Heat Flow; EHF), а  $T_{in}$  і  $T_{out}$  — температури повітря до та після випарника (Inlet and Outlet Air Temperature; IOAT), відповідно.

Конденсатор виконує зворотню функцію — передачу теплоти від холодоагенту до осушеного повітряного потоку, забезпечуючи його повторний нагрів без залучення зовнішніх джерел енергії. Тепловий потік у конденсаторі визначається сумою теплоти, відібраної у випарнику, та електричної роботи компресора і може бути описаний як  $Q_{cond} = Q_{ev} + W_{el}$ , де  $W_{el}$  — електрична робота компресора (Compressor Electric Work; CEW). Таким чином, випарник і конденсатор формують функціонально взаємопов'язану пару елементів, які забезпечують керований перерозподіл теплових потоків у системі осушення повітря. Саме ця взаємодія створює передумови для підвищення коефіцієнта енергетичної ефективності теплового насоса та зниження питомих витрат енергії у промислових осушувальних установках.

Перерозподіл теплових потоків у замкненому контурі осушувача з вбудованим тепловим насосом є ключовим механізмом підвищення енергоефективності системи, оскільки забезпечує цілеспрямоване повернення теплоти, відібраної від повітряного потоку на етапі осушення, до процесу повторного нагрівання. У межах холодильного циклу теплові потоки формуються та трансформуються між випарником, компресором і конденсатором, утворюючи замкнену енергетичну структуру, в якій теплота не втрачається, а перерозподіляється відповідно до функціонального призначення елементів системи. Перерозподіл теплових потоків у контурі може бути інтерпретований як трансформація прихованої та явної теплоти, що супроводжує процес конденсації вологи, у керований тепловий ресурс. Зокрема, теплота конденсації, яка формується при фазовому переході водяної пари, разом із явною теплотою охолодженого повітря включається до сумарного потоку  $Q_{ev}$ , що надалі передається через холодильний контур до конденсатора. Такий підхід дозволяє зменшити або повністю усунути потребу у зовнішньому нагріванні осушеного повітря, що істотно впливає на зниження питомих енерговитрат системи. З позицій системного аналізу перерозподіл теплових потоків у замкненому контурі осушувача означає перехід від відкритої схеми з одностороннім відведенням енергії до інтегрованої теплотехнічної системи, в якій теплота розглядається як внутрішній ресурс. Саме така організація теплових потоків створює передумови для зростання коефіцієнта енергетичної ефективності та формує основу для подальшого аналізу впливу теплового насоса на загальний енергетичний баланс осушувальної установки.

Інтеграція теплового насоса в структуру промислового осушувача принципово змінює загальний енергетичний баланс системи, переводячи її з режиму відкритого теплового контуру з односторонніми втратами енергії у режим замкненої теплотехнічної системи з керованим перерозподілом теплових потоків. На відміну від традиційних схем осушення, у яких сумарна теплота  $Q_{tot}$ , що формується в процесі охолодження повітря та конденсації вологи, розсіюється у навколишньому середовищі, тепловий насос забезпечує повернення цієї енергії у повітряний контур у вигляді корисного теплового ефекту. У загальному вигляді енергетичний баланс осушувальної установки з тепловим насосом може бути поданий співвідношенням  $Q_{use} = Q_{ev} + W_{el}$ , де  $Q_{use}$  — корисна теплота, передана осушеному повітрю у конденсаторі (Useful Heat Output; УНО). З цього випливає, що сумарний тепловий ефект, реалізований у системі, перевищує безпосередні витрати електричної енергії, що є принциповою відмінністю теплового насоса від традиційних нагрівальних елементів.

Кількісна оцінка впливу теплового насоса на енергетичну ефективність осушувальної установки здійснюється за допомогою коефіцієнта перетворення  $COP = Q_{use}/W_{el}$ , який у випадку інтеграції теплового насоса в осушувальний контур залежить не лише від параметрів холодильного циклу, але й від характеристик повітряного потоку, початкової вологості та температурних режимів осушення. З урахуванням того, що теплота  $Q_{ev}$  формується за рахунок процесів, які у традиційних схемах вважаються втратами, зростання значення  $COP$  може бути інтерпретоване як результат утилізації внутрішніх теплових ресурсів системи. З позицій узагальненого енергетичного аналізу вплив теплового насоса доцільно розглядати також через зміну питомих витрат електричної енергії на одиницю видаленої вологи. У цьому випадку величина  $E_{spec} = W_{el}/m_w$ . Інтеграція теплового насоса призводить до зменшення  $E_{spec}$  за рахунок виключення або істотного скорочення зовнішнього нагріву осушеного повітря та ефективнішого використання теплоти конденсації. Таким чином, тепловий насос виконує функцію ключового елемента оптимізації енергетичного балансу осушувальної установки, забезпечуючи перетворення внутрішніх теплових потоків у корисний тепловий ефект. Запропонований аналітичний підхід дозволяє розглядати енергоефективність осушення не лише як результат зниження електроспоживання, але як наслідок структурної перебудови теплового балансу системи, що створює науково-методичне підґрунтя для подальшого впровадження рекуперації теплоти та оптимізації режимів роботи промислових осушувачів повітря.

Таким чином, аналіз принципу роботи промислового осушувача з вбудованим тепловим насосом показав, що інтеграція випарника, компресора та конденсатора в межах замкненого холодильного контуру забезпечує керований перерозподіл теплових потоків, які формуються в процесі осушення повітря. На відміну від традиційних схем, де теплота конденсації та охолодженого повітря розсіюється у навколишньому середовищі, тепловий насос дозволяє трансформувати ці теплові потоки у корисний тепловий ефект, що безпосередньо використовується для повторного нагрівання осушеного повітря. Розглянуті функції випарника та конденсатора, а також аналітичний опис перерозподілу теплових потоків і впливу теплового насоса на загальний енергетичний баланс підтверджують, що основним чинником підвищення енергоефективності є структурна перебудова теплового контуру системи. Отримані висновки створюють теоретичне підґрунтя для подальшого аналізу ролі рекуператора теплоти та комплексної оцінки ефективності комбінованих осушувальних систем, що поєднують тепловий насос і рекуперацію в межах єдиної енергоефективної схеми.

### 3. Рекуперація теплоти як засіб підвищення енергоефективності

Подальше підвищення енергоефективності промислових осушувальних установок пов'язане з розширенням можливостей утилізації теплової енергії, що формується не лише в холодильному контурі теплового насоса, але й у повітряних потоках системи. Навіть за наявності теплового насоса частина теплоти може втрачатися разом із відпрацьованим повітрям, особливо в установках із великими витратами повітря та без рециркуляції. У цьому контексті рекуперація теплоти повітряних потоків виступає ефективним засобом додаткового зниження енергетичних втрат і оптимізації теплового балансу осушувальної системи. Рекуператори теплоти дозволяють передавати енергію від відпрацьованого повітряного потоку до припливного без безпосереднього змішування середовищ, що є принципово важливим для промислових систем осушення з жорсткими вимогами до чистоти та стабільності параметрів повітря. Інтеграція рекуператора в структуру осушувача з тепловим насосом створює багаторівневу систему утилізації теплоти, у якій теплові потоки перерозподіляються як у межах холодильного контуру, так і між повітряними потоками. Такий підхід дозволяє зменшити навантаження на компресійний контур теплового насоса, знизити споживання електричної енергії та забезпечити додаткове скорочення питомих енерговитрат на процес осушення повітря.

У системах осушення повітря рекуператори теплоти застосовуються для зменшення теплових втрат, пов'язаних із відведенням відпрацьованих повітряних потоків, та для попереднього підігріву припливного повітря без залучення додаткових джерел енергії. Залежно від конструктивного виконання, принципу теплопередачі та умов експлуатації, рекуператори, що використовуються у промислових осушувальних установках, можуть бути класифіковані таким чином:

1. **Пластинчасті рекуператори**, в яких теплота передається через нерухомі теплообмінні поверхні між припливним і витяжним повітряними потоками. Такі рекуператори характеризуються простотою конструкції, відсутністю рухомих частин та високою надійністю, що робить їх доцільними для систем осушення з жорсткими вимогами до герметичності потоків. Водночас їх ефективність істотно залежить від температурного напору та не забезпечує перенесення вологи між потоками.

2. **Роторні рекуператори**, в яких теплообмін здійснюється за рахунок обертання теплоакumuлюючого ротора, що поперемінно контактує з припливним і витяжним повітрям. Основною перевагою таких рекуператорів є висока ефективність теплопередачі та можливість часткового перенесення вологи, що може бути корисним у певних режимах осушення. Недоліками є наявність рухомих елементів, підвищені вимоги до обслуговування та потенційний ризик перетікання повітря між потоками.

3. **Трубчасті рекуператори**, в яких передача теплоти здійснюється через систему труб або каналів, що розділяють повітряні потоки. Такі рекуператори забезпечують добру механічну міцність і можуть працювати в умовах підвищених температур або агресивного середовища, однак зазвичай мають більші габарити та меншу питому ефективність порівняно з пластинчастими та роторними конструкціями.

4. **Рекуператори з проміжним теплоносієм**, у яких теплота від витяжного повітря передається припливному через додатковий теплообмінний контур із рідким або газоподібним теплоносієм. Такий підхід дозволяє гнучко інтегрувати рекуперацію теплоти в складні системи осушення, зокрема за значних просторових відстаней між повітряними каналами, однак супроводжується додатковими енергетичними втратами на циркуляцію теплоносія.

5. **Комбіновані рекупераційні системи**, що поєднують різні принципи теплопередачі або інтегруються безпосередньо з тепловим насосом. Такі рішення дозволяють максимально використовувати тепловий потенціал відпрацьованих повітряних потоків і забезпечують підвищену гнучкість у виборі режимів роботи осушувальної установки.

Принцип повернення теплоти повітряних потоків у системах осушення полягає у передачі теплової енергії від відпрацьованого (витяжного) повітря до припливного без їх безпосереднього змішування, що дозволяє зменшити теплові втрати та попередньо підігріти повітря, яке надходить у зону осушення. У промислових осушувальних установках рекуперація теплоти реалізується за рахунок теплообміну між двома повітряними потоками з різними термодинамічними параметрами, при цьому ключову роль відіграє різниця температур і масових витрат повітря. У загальному вигляді тепловий потік, що повертається рекуператором, може бути описаний співвідношенням:

$$Q_{\text{rec}} = \varepsilon_{\text{rec}} \cdot \dot{m}_{\text{air}} \cdot c_p \cdot (T_{\text{exh}} - T_{\text{sup}}), \quad (4)$$

де  $Q_{\text{rec}}$  – кількість рекуперованої теплоти (Recovered Heat Flow; RHF),  $\varepsilon_{\text{rec}}$  – коефіцієнт ефективності рекуператора (Heat Recovery Effectiveness; HRE),  $T_{\text{exh}}$  і  $T_{\text{sup}}$  – температури витяжного та припливного повітря відповідно (Exhaust and Supply Air Temperatures; ESAT). Повернення теплоти призводить до підвищення температури припливного повітря на вході в осушувальну установку, що зменшує необхідний тепловий напір у подальших теплообмінних процесах. З енергетичної точки зору це означає зниження теплового навантаження на випарник і конденсатор теплового насоса, а також скорочення електричної роботи компресора. У цьому контексті рекуперована теплота  $Q_{\text{rec}}$  може розглядатися як додатковий внутрішній тепловий ресурс системи, який доповнює теплові потоки холодильного контуру.

Аналітично вплив рекуперації на загальний тепловий баланс осушувальної установки може бути врахований шляхом модифікації балансового співвідношення:

$$Q_{\text{use}} = Q_{\text{ev}} + Q_{\text{rec}} + W_{\text{el}}. \quad (5)$$

Таке представлення підкреслює, що рекуператор не створює теплоти, а перерозподіляє вже наявні теплові потоки, зменшуючи потребу в електричній енергії для досягнення заданих параметрів осушення. Таким чином, принцип повернення теплоти повітряних потоків полягає у включенні витяжного повітря до енергетичного контуру системи осушення як джерела низькопотенційної теплоти. Поєднання рекуперації з тепловим насосом дозволяє перейти від локальної утилізації теплоти до комплексної оптимізації теплового балансу, що створює передумови для суттєвого зменшення питомих витрат електричної енергії в промислових осушувальних установках.

Інтеграція рекуператора теплоти з тепловим насосом у структурі промислового осушувача дозволяє сформувати багаторівневу систему утилізації теплової енергії, у якій перерозподіл теплових потоків здійснюється як між повітряними потоками, так і в межах холодильного контуру. На відміну від ізольованого застосування рекуператора або теплового насоса, їх поєднання забезпечує комплексне використання теплового потенціалу відпрацьованого повітря та теплоти конденсації вологи, що принципово змінює енергетичний баланс осушувальної установки. У такій конфігурації рекуператор виконує функцію попереднього підігріву припливного повітря за рахунок теплоти витяжного потоку, зменшуючи температурний напір, необхідний для досягнення заданих параметрів осушення. Це, своєю чергою, знижує теплове навантаження на випарник і конденсатор теплового насоса та приводить до зменшення електричної роботи компресора. Аналітично сумарний корисний тепловий ефект у системі з інтегрованою рекуперацією може бути поданий у вигляді  $Q_{\text{use}} = Q_{\text{ev}} + Q_{\text{rec}} + W_{\text{el}}$ . З позицій системного аналізу інтеграція рекуператора з тепловим насосом приводить до перерозподілу ролей між елементами системи: рекуператор забезпечує пасивну утилізацію теплоти повітряних потоків, тоді як

тепловий насос здійснює активну трансформацію низькопотенційної теплоти у корисний тепловий ефект із залученням електричної енергії. Така взаємодія дозволяє змістити робочі режими теплового насоса у зону підвищених значень коефіцієнта перетворення  $COP$ , оскільки зменшується необхідна різниця температур між випарником і конденсатором. Інтегрована схема також забезпечує більшу стабільність роботи осушувальної установки за змінних умов експлуатації, зокрема при коливаннях температури та вологості припливного повітря. Рекуператор частково компенсує ці коливання, знижуючи динамічне навантаження на тепловий насос і підвищуючи загальну енергетичну ефективність системи. У результаті інтеграція рекуператора з тепловим насосом формує синергетичний ефект, за якого сумарне скорочення енерговитрат перевищує ефект від застосування кожного з елементів окремо, що підтверджує доцільність комбінованого підходу до побудови енергоефективних промислових осушувальних установок.

Зменшення питомих витрат електроенергії є одним із ключових критеріїв оцінювання ефективності промислових осушувальних установок, оскільки безпосередньо характеризує енерговитрати на видалення одиниці вологи з повітряного середовища. У традиційних схемах осушення питомі витрати електричної енергії визначаються необхідністю одночасного охолодження повітря до температури нижче точки роси та його подальшого нагрівання із залученням зовнішніх джерел енергії, що призводить до значних втрат і низької загальної енергоефективності. Для традиційних осушувачів величина  $W_{el}$  включає енерговитрати на охолодження, повторний нагрів повітря та допоміжні системи, що обумовлює високі значення  $E_{spec}$ . Використання теплового насоса приводить до скорочення питомих витрат електроенергії за рахунок повернення теплоти конденсації та теплоти охолодженого повітря у повітряний контур. Додаткове впровадження рекуператора теплоти забезпечує подальше зменшення  $W_{el}$  шляхом попереднього підігріву припливного повітря та зниження теплового навантаження на компресійний контур. З урахуванням рекуперованої теплоти питомі витрати електроенергії можуть бути представлені у вигляді:

$$E_{spec}^* = (W_{el} - W_{rec})/m_w. \quad (6)$$

Така форма запису дозволяє кількісно оцінити внесок рекуператора у зниження загальних енерговитрат. Аналіз показує, що максимальний ефект зменшення питомих витрат електроенергії досягається при комплексній інтеграції теплового насоса і рекуператора, за якої рекуперація знижує базове теплове навантаження системи, а тепловий насос забезпечує ефективну трансформацію залишкових теплових потоків у корисний тепловий ефект. У результаті значення  $E_{spec}^*$  може бути істотно зменшено порівняно з традиційними схемами осушення, що підтверджує доцільність застосування комбінованих енергоефективних рішень у промислових осушувальних установках.

Таким чином, проведений аналіз рекуперації теплоти як складової енергоефективних осушувальних систем показав, що повернення теплової енергії повітряних потоків дозволяє суттєво зменшити теплові та енергетичні втрати, притаманні традиційним схемам осушення. Розглянуті типи рекуператорів і принципи їх роботи підтверджують доцільність використання рекуперації як пасивного засобу утилізації низькопотенційної теплоти, особливо у системах із великими витратами повітря та обмеженими можливостями рециркуляції. Інтеграція рекуператора з тепловим насосом формує синергетичний ефект, за якого теплота, що повертається з витяжного повітря, знижує навантаження на компресійний контур, а тепловий насос забезпечує ефективну трансформацію залишкових теплових потоків у корисний тепловий ефект. Отримані аналітичні співвідношення для питомих витрат електроенергії свідчать, що комплексне застосування теплового насоса та рекуперації теплоти дозволяє істотно зменшити енергоспоживання осушуваль-

них установок. Зазначені результати створюють науково-методичне підґрунтя для подальшої кількісної оцінки ефективності різних схем осушення та формування рекомендацій щодо вибору оптимальної конфігурації промислових осушувачів повітря.

**Висновки.** У статті розглянуто науково-технічну задачу підвищення енергоефективності процесів осушення повітря в промислових осушувальних установках з вбудованим тепловим насосом та рекуператором теплоти, що функціонують у складі систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. Дослідження виконано на основі системного аналізу тепломасообмінних процесів, які супроводжують конденсаційне осушення повітря, з акцентом на виявлення причин енергетичних втрат і формування узагальненого підходу до їх мінімізації за рахунок керованого перерозподілу теплових потоків у межах осушувальної установки. У результаті проведеного дослідження отримано такі основні результати:

1. Проаналізовано особливості процесів осушення повітря в промислових умовах та показано, що низька енергетична ефективність традиційних осушувальних схем зумовлена структурною неузгодженістю теплового балансу та відсутністю утилізації теплоти конденсації і охолодженого повітря.

2. Обґрунтовано доцільність використання теплового насоса як системоутворювального елемента осушувальної установки, що забезпечує замкнений перерозподіл теплових потоків і дозволяє трансформувати внутрішні теплові ресурси системи у корисний тепловий ефект.

3. Розроблено аналітичний опис функцій випарника та конденсатора в складі осушувача з тепловим насосом, а також показано їх роль у формуванні загального енергетичного балансу системи осушення.

4. Показано, що застосування рекуперації теплоти повітряних потоків дозволяє зменшити теплові втрати, пов'язані з відведенням відпрацьованого повітря та знизити навантаження на компресійний контур теплового насоса.

5. Встановлено, що інтеграція рекуператора з тепловим насосом формує синергетичний ефект, який проявляється у зменшенні питомих витрат електричної енергії та підвищенні загальної енергоефективності промислових осушувальних установок.

Отримані результати мають узагальнений характер і можуть бути використані як науково-методична основа для проектування, модернізації та оптимізації енергоефективних систем осушення повітря в складі промислових систем HVAC. Подальші дослідження доцільно спрямувати на кількісну оцінку енергетичних показників запропонованих схем у різних режимах експлуатації та експериментальну верифікацію отриманих аналітичних результатів, що створює підґрунтя для їх практичного впровадження.

#### Список використаних джерел

1. Huang, Y., & Niu, J. L. (2016). A review of the advance of HVAC technologies as witnessed in ENB publications in the period from 1987 to 2014. *Energy and Buildings*, 130, 33–45. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.08.036>.

2. Xie, M., Chen, E., Huang, G., Jia, T., & Dai, Y. (2025). Recent advancements in deep dehumidification technology: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 211, 115321. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.115321>.

3. Mazzei, P., Minichiello, F., & Palma, D. (2005). HVAC dehumidification systems for thermal comfort: A critical review. *Applied Thermal Engineering*, 25(5-6), 677–707. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.07.014>.

4. Liu, H., Huang, Y., Tian, S., Huang, L., Li, S., Wang, Q., & Su, X. (2025). Operational performance of heat pump desiccant wheel system in low humidity industrial environment: On-site measurements and model-based optimization. *Energy*, 322, 135543. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.135543>.

5. Mei, L., & Dai, Y. J. (2008). A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(3), 662–689. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.10.006>.
6. Halawa, E., & Bruno, F. (2023). Energy performance and thermal comfort delivery capabilities of solid-desiccant rotor-based air-conditioning for warm to hot and humid climates — A critical review. *Energies*, 16(16), 6032. <https://doi.org/10.3390/en16166032>.
7. Zhao, Y., & Yu, J. (2023). Thermodynamic analysis of a modified vapor-injection heat pump cycle using an ejector. *International Journal of Refrigeration*, 145, 137–147. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.09.011>.
8. Vieren, E., Demeester, T., Beyne, W., Arteconi, A., De Paepe, M., & Lecompte, S. (2023). The thermodynamic potential of high-temperature transcritical heat pump cycles for industrial processes with large temperature glides. *Applied Thermal Engineering*, 234, 121197. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121197>.
9. Sarkar, J. (2012). Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(9), 6647–6659. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.08.007>.
10. Zmrhal, V. (2023). The energy saving potential of a rotary heat exchanger with bypass dampers. *Energy and Buildings*, 285, 112934. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.112934>.
11. Cuce, P. M., & Riffat, S. (2015). A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 665–682. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.087>.
12. Zender-Świercz, E. (2021). A review of heat recovery in ventilation. *Energies*, 14(6), 1759. <https://doi.org/10.3390/en14061759>.
13. Zhang, L., & Zhang, Y.-F. (2014). Research on energy saving potential for dedicated ventilation systems based on Heat Recovery Technology. *Energies*, 7(7), 4261–4280. <https://doi.org/10.3390/en7074261>.
14. Liu, S., Ma, G., Lv, Y., & Xu, S. (2024). Review on heat pump energy recovery technologies and their integrated systems for building ventilation. *Building and Environment*, 248, 111067. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2023.111067>.
15. Zhang, L. Z. (2005). Energy performance of independent air dehumidification systems with energy recovery measures. *Energy*, 31(8), 1228–1242. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.05.027>.
16. Qi, R., & Zhao, X. (2020). A review of liquid desiccant air dehumidification. *Energy*, 200, 117525. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.109897>.
17. Venegas, T., Zambrano, H., & Castro, R. (2023). Review of liquid desiccant air dehumidification systems coupled with heat pump system configurations, component design and performance. *Energy Reports*, 9, 317–329.
18. Shamim, J. A., Hsu, W.-L., Paul, S., Yu, L., & Daiguji, H. (2021). A review of solid desiccant dehumidifiers: Current status and near-term development goals in the context of net zero energy buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 137, 110456. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110456>.
19. Xue, D., Liu, J., Song, Y., & Zhang, X. (2023). Performance analysis of a hybrid dehumidification system adapted for suspension bridge corrosion protection: A numerical study. *Applied Sciences*, 13(7), 4219. <https://doi.org/10.3390/app13074219>.
20. Alghamdi, F., & Krarti, M. (2025). Review analysis for the energy performance of integrated air-conditioning systems. *Energies*, 18(7), 1611. <https://doi.org/10.3390/en18071611>.

## References

1. Huang, Y., & Niu, J. L. (2016). A review of the advance of HVAC technologies as witnessed in ENB publications in the period from 1987 to 2014. *Energy and Buildings*, 130, 33–45. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.08.036>.
2. Xie, M., Chen, E., Huang, G., Jia, T., & Dai, Y. (2025). Recent advancements in deep dehumidification technology: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 211, 115321. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.115321>.
3. Mazzei, P., Minichiello, F., & Palma, D. (2005). HVAC dehumidification systems for thermal comfort: A critical review. *Applied Thermal Engineering*, 25(5-6), 677–707. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.07.014>.

4. Liu, H., Huang, Y., Tian, S., Huang, L., Li, S., Wang, Q., & Su, X. (2025). Operational performance of heat pump desiccant wheel system in low humidity industrial environment: On-site measurements and model-based optimization. *Energy*, 322, 135543. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.135543>.
5. Mei, L., & Dai, Y. J. (2008). A technical review on use of liquid-desiccant dehumidification for air-conditioning application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(3), 662–689. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.10.006>.
6. Halawa, E., & Bruno, F. (2023). Energy performance and thermal comfort delivery capabilities of solid-desiccant rotor-based air-conditioning for warm to hot and humid climates — A critical review. *Energies*, 16(16), 6032. <https://doi.org/10.3390/en16166032>.
7. Zhao, Y., & Yu, J. (2023). Thermodynamic analysis of a modified vapor-injection heat pump cycle using an ejector. *International Journal of Refrigeration*, 145, 137–147. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.09.011>.
21. Vieren, E., Demeester, T., Beyne, W., Arteconi, A., De Paepe, M., & Lecompte, S. (2023). The thermodynamic potential of high-temperature transcritical heat pump cycles for industrial processes with large temperature glides. *Applied Thermal Engineering*, 234, 121197. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121197>.
22. Sarkar, J. (2012). Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(9), 6647–6659. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.08.007>.
23. Zmrhal, V. (2023). The energy saving potential of a rotary heat exchanger with bypass dampers. *Energy and Buildings*, 285, 112934. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.112934>.
24. Cuce, P. M., & Riffat, S. (2015). A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 665–682. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.087>.
25. Zender-Świercz, E. (2021). A review of heat recovery in ventilation. *Energies*, 14(6), 1759. <https://doi.org/10.3390/en14061759>.
26. Zhang, L., & Zhang, Y.-F. (2014). Research on energy saving potential for dedicated ventilation systems based on Heat Recovery Technology. *Energies*, 7(7), 4261–4280. <https://doi.org/10.3390/en7074261>.
27. Liu, S., Ma, G., Lv, Y., & Xu, S. (2024). Review on heat pump energy recovery technologies and their integrated systems for building ventilation. *Building and Environment*, 248, 111067. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2023.111067>.
28. Zhang, L. Z. (2005). Energy performance of independent air dehumidification systems with energy recovery measures. *Energy*, 31(8), 1228–1242. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.05.027>.
29. Qi, R., & Zhao, X. (2020). A review of liquid desiccant air dehumidification. *Energy*, 200, 117525. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.109897>.
30. Venegas, T., Zambrano, H., & Castro, R. (2023). Review of liquid desiccant air dehumidification systems coupled with heat pump system configurations, component design and performance. *Energy Reports*, 9, 317–329.
31. Shamim, J. A., Hsu, W.-L., Paul, S., Yu, L., & Daiguji, H. (2021). A review of solid desiccant dehumidifiers: Current status and near-term development goals in the context of net zero energy buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 137, 110456. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110456>.
32. Xue, D., Liu, J., Song, Y., & Zhang, X. (2023). Performance analysis of a hybrid dehumidification system adapted for suspension bridge corrosion protection: A numerical study. *Applied Sciences*, 13(7), 4219. <https://doi.org/10.3390/app13074219>.
33. Alghamdi, F., & Krarti, M. (2025). Review analysis for the energy performance of integrated air-conditioning systems. *Energies*, 18(7), 1611. <https://doi.org/10.3390/en18071611>.

Дата першого надходження статті до видання: 01.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 21.03.2026

**Mykola Bandurkyn<sup>1</sup>, Volodymyr Makarov<sup>2</sup>, Petro Siniaiev<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Third-year PhD student of group DFB-3, specialty: 192 "Construction and Civil Engineering"  
Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture (Odessa, Ukraine)  
E-mail: [bandurkinn@gmail.com](mailto:bandurkinn@gmail.com). ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-3354-2445>

<sup>2</sup>Candidate of Technical Sciences, Associate Professor  
Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture (Odessa, Ukraine)  
E-mail: [volmak.03@gmail.com](mailto:volmak.03@gmail.com). ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9265-4663>

<sup>3</sup>3rd year postgraduate student of group DFB-3 in specialty 192 "Construction and Civil Engineering"  
Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture (Odessa, Ukraine)  
E-mail: [petersinyayev@gmail.com](mailto:petersinyayev@gmail.com). ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-9127-2456>

## ENERGY EFFICIENCY OF INDUSTRIAL DEHUMIDIFIERS WITH A HEAT PUMP AND HEAT RECOVERY UNIT: DESIGN PRINCIPLES AND PERFORMANCE ASSESSMENT

*The article addresses a scientific and applied problem of improving the energy efficiency of industrial air dehumidifiers equipped with an integrated heat pump and a heat recovery unit, which operate within ventilation, air conditioning, and technological air treatment systems in energy-intensive industrial processes. A systematic analysis of the physical fundamentals of air dehumidification by moisture condensation is carried out, with particular attention to heat and mass transfer between the air stream and the refrigerant, as well as to the key factors responsible for increased specific energy consumption in conventional dehumidification schemes. It is shown that a significant portion of the supplied energy in such systems is lost with the exhaust air streams, which substantiates the feasibility of implementing heat utilization and recovery technologies. The operating principles of the heat pump within the dehumidifier circuit are analyzed, and the features of heat flow redistribution between the evaporator and the condenser are considered with regard to variable operating conditions, inlet air humidity, and temperature. The efficiency of integrating a heat recovery unit into the air channels of the dehumidification system is substantiated as a means of reusing low-grade thermal energy, which reduces the load on the compressor circuit of the heat pump and increases the overall energy efficiency of the installation. A generalized structural and functional scheme of an industrial dehumidifier combining a heat pump and a heat recovery unit is proposed, providing optimization of the system heat balance, stabilization of air parameters, and reduction of specific electric power consumption. Within the study, an approach to the quantitative assessment of the energy efficiency of the dehumidification system is formulated based on a set of generalized indicators, including specific electric energy consumption per unit mass of removed moisture, the coefficient of performance of the heat pump, and the reduction in thermal and energy losses compared with baseline dehumidification schemes. A comparative analysis of a conventional dehumidifier configuration and an energy-efficient scheme with heat recovery is performed, allowing the impact of integrating a heat pump and a heat recovery unit on overall energy performance and dehumidification efficiency to be evaluated. The obtained results confirm the feasibility and effectiveness of applying the proposed technical and structural solutions in industrial dehumidification systems of various functional purposes.*

**Keywords:** industrial dehumidifier; heat pump; heat recovery; energy efficiency; air dehumidification; heat and mass transfer; coefficient of performance.

Fig.: 2. References: 20.