

УДК 697.9
DOI [https://doi.org/10.15589/znp2026.2\(505\).16](https://doi.org/10.15589/znp2026.2(505).16)

REDUCTION OF COOLING ENERGY CONSUMPTION IN A VENTILATION SYSTEM BY ADAPTIVE CONTROL OF AIR RECIRCULATION

ЗМЕНШЕННЯ ВИТРАТ ХОЛОДУ В СИСТЕМІ ВЕНТИЛЯЦІЇ ШЛЯХОМ АДАПТИВНОГО РЕГУЛЮВАННЯ РЕЦИРКУЛЯЦІЇ ПОВІТРЯ

Natalia O. Prytula
prytula.natalia@iitl.kpi.ua
ORCID: 0000-0002-3500-5165
Oleh M. Bezhyk
olegbezhyk@gmail.com
ORCID: 0009-0005-1088-8546

Н. О. Притула,
канд. техн. наук, доцент
О. М. Бежик,
аспірант

National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv
Національного технічного університету України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ

Abstract. Purpose. To assess the energy efficiency of a ventilation system with an adaptive mixing chamber and to determine the potential for reducing cooling demand by optimizing the share of recirculated air.

Method. A calculated analysis of the heat balance of the premises and the ventilation system, hourly modeling of operating modes for different periods of the year, and comparison of adaptive and fixed recirculation modes were used.

Results. An hourly analysis of the system operation for the climatic conditions of Lutsk with a focus on transitional periods of the year is performed. It is shown that adaptive control ensures efficient use of “free cooling”, reduces the operating time of the cooling section, and decreases the cooling load. For typical days in April and October, the reduction in cooling demand reaches up to 57.2 % and 80.4 %, respectively, while the overall saving potential during the transitional period is 40–55 %. A variable optimal share of outdoor air during the day (0.59–1.0) was established, along with a reduction in the operating time of the cooling section and a significant decrease in peak and total cooling loads during transitional periods.

Scientific novelty. It consists in a quantitative assessment of the efficiency of an adaptive mixing chamber for a real industrial facility, taking into account seasonal and daily variations in the heat balance, and in substantiating the criterion for optimizing the share of outdoor air.

Practical importance. The obtained results can be used in the design and modernization of industrial ventilation systems, as well as in the development of automatic control algorithms to reduce energy consumption and improve the energy efficiency of ventilation systems.

Key words: energy efficiency; ventilation; adaptive recirculation; mixing chamber; transition period.

Анотація. Мета. Оцінка енергоефективності вентиляційної установки з адаптивною камерою змішування та визначення потенціалу зменшення витрат холоду за рахунок оптимізації частки рециркуляційного повітря.

Методика. Використано розрахунковий аналіз теплового балансу приміщень і вентиляційної установки, погодинне моделювання режимів роботи для різних періодів року та порівняння адаптивного і фіксованого режимів рециркуляції.

Результати. Проведено погодинний аналіз роботи установки для кліматичних умов м. Луцьк із акцентом на перехідні періоди року. Показано, що адаптивне регулювання забезпечує ефективне використання «вільного охолодження», скорочення тривалості роботи холодильної секції та зниження холодильного навантаження. Для типових днів квітня та жовтня зниження витрат холоду становить до 57,2 % та 80,4 %, а загальний потенціал економії у перехідний період – 40–55 %. Встановлено змінний характер оптимальної частки зовнішнього повітря протягом доби (0,59–1,0), скорочення тривалості роботи холодильної секції та істотне зниження пікових і сумарних холодильних навантажень у перехідні періоди року.

Наукова новизна. Полягає у кількісній оцінці ефективності адаптивної камери змішування для реального промислового об'єкта з урахуванням сезонних і добових змін теплового балансу та обґрунтуванні критерію оптимізації частки зовнішнього повітря.

Практична значимість. Отримані результати можуть бути використані при проєктуванні та модернізації систем вентиляції промислових підприємств, а також при розробці алгоритмів автоматичного керування для зниження енергоспоживання та підвищення енергоефективності систем вентиляції.

Ключові слова: енергоефективність; вентиляція; адаптивна рециркуляція; камера змішування; перехідний період.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Підвищення енергоефективності вентиляційних систем промислових будівель є одним із ключових напрямів зменшення загального енергоспоживання підприємств, особливо в галузях з тривалим режимом роботи та значними внутрішніми теплонадходженнями. За даними сучасних досліджень, витрати енергії на вентиляцію та кондиціювання повітря в промислових і виробничих будівлях можуть становити суттєву частку від загального енергобалансу об'єкта, що зумовлює необхідність пошуку ефективних технічних і алгоритмічних рішень [1–3].

Одним із традиційних способів зменшення енерговитрат систем вентиляції є використання рециркуляції повітря. Однак застосування фіксованої частки рециркуляційного повітря не завжди є оптимальним, оскільки енергетична доцільність такого режиму істотно залежить від змінних зовнішніх кліматичних умов, внутрішніх теплонадходжень та режиму експлуатації будівлі [4–6]. У ряді випадків, зокрема для виробничих приміщень з інтенсивними внутрішніми тепловиділеннями, використання зовнішнього повітря може бути більш енергоефективним, ніж повторна обробка витяжного повітря.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Сучасні наукові роботи все частіше акцентують увагу на необхідності переходу від фіксованих схем повітрообміну до адаптивних систем керування вентиляцією, здатних реагувати на зміну параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря в реальному часі [7–9]. Зокрема, перспективним напрямом є застосування адаптивних камер змішування, у яких співвідношення зовнішнього та рециркуляційного повітря визначається не заданим наперед значенням, а розрахунковим критерієм мінімізації теплових або холодильних витрат на підготовку припливного повітря.

Найбільший потенціал таких рішень проявляється у перехідні періоди року, коли протягом доби спостерігаються значні коливання температури зовнішнього повітря, а фіксовані режими рециркуляції спричиняють нераціональне використання енергоресурсів. За наявності значних внутрішніх теплонадходжень адаптивне регулювання частки зовнішнього повітря дає змогу ефективно використовувати потенціал «вільного охолодження», зменшуючи навантаження на холодильні установки без погіршення параметрів мікроклімату в приміщеннях [10–12].

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНИШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Незважаючи на наявність значної кількості публікацій, присвячених енергоефективності вентиляційних систем, більшість із них розглядає або узагальнені схеми керування, або умовні об'єкти дослідження. Водночас питання кількісної оцінки ефективності адаптивних камер змішування на прикладі реальних промислових об'єктів з урахуванням сезонних і добових змін режимів роботи залишається недостатньо висвітленим.

Досліджувана вентиляційна установка є типовим прикладом промислової системи з високим рівнем внутрішніх теплонадходжень, змінними зовнішніми кліматичними умовами та потенціалом для підвищення енергоефективності за рахунок адаптивного регулювання рециркуляції повітря.

Для кожної години розрахункового періоду визначається:

- необхідна температура припливного повітря;
- температура повітря після камери змішування;
- потреба в роботі нагрівальної або охолоджувальної секції.

Енергетичний ефект адаптивного регулювання оцінюється шляхом порівняння тривалості роботи та навантаження теплообмінних секцій вентиляційної установки з умовним режимом фіксованої частки рециркуляції, що відповідає традиційним підходам до проєктування систем вентиляції [4–6].

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Оцінка енергоефективності вентиляційної установки з адаптивною камерою змішування на прикладі реального харчового виробництва шляхом аналізу сезонних і добових режимів роботи та визначення потенціалу зменшення теплових і холодильних витрат у перехідний період року.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єктом дослідження є припливно-витяжна вентиляційна установка промислового харчового підприємства, призначена для обслуговування виробничих приміщень фасування та пакування готової продукції [13]. До зони обслуговування установки належать приміщення «Ділянка первинного фасування» та «Ділянка вторинної упаковки та палетизації», загальна розрахункова кількість персоналу в яких становить 100 осіб.

Виробничі приміщення характеризуються значними та практично сталими внутрішніми теплонадходженнями, джерелами яких є технологічне

обладнання, електротехнічні системи та робочий персонал. На відміну від приміщень з процесами варіння чи термічної обробки, у досліджуваних зонах відсутні істотні вологонадходження, а вологовиділення зумовлені переважно присутністю персоналу, що дозволяє розглядати систему вентиляції без застосування секцій зволоження або осушення повітря [6].

Вентиляційна установка, яка зображена на рис. 1, працює з частковою рециркуляцією повітря та має адаптивну камеру змішування, що забезпечує змінне співвідношення зовнішнього та рециркуляційного повітря залежно від поточних параметрів повітряного середовища. Сумарна витрата припливного повітря становить 47 900 м³/год, тоді як витрата витяжного повітря – 43 765 м³/год. Таким чином, мінімальна витрата зовнішнього повітря, обумовлена дисбалансом повітрообміну, становить 4135 м³/год і відповідає мінімально допустимій частці свіжого повітря з точки зору санітарно-гігієнічних вимог [4].

Конструктивно установка оснащена водяною нагрівальною секцією з теплоносієм температурного графіка 80/60 °C та охолоджувальною секцією, що працює на розчині пропіленгліколю (40 %) з температурним режимом 7/12 °C. Система автоматичного керування дозволяє регулювати положення заслінок у камері змішування в широкому діапазоні, включно з повним перекриттям подачі зовнішнього повітря у черговому режимі роботи в холодний період року. Параметри внутрішнього повітря у виробничих приміщеннях прийнято відповідно до технологічних та санітарних вимог: температура повітря підтримується рівною $+22 \pm 2$ °C, а відносна вологість не перевищує 60 %.

Режим роботи підприємства передбачає двозмінну експлуатацію тривалістю 16 годин на добу (з 7:00 до 23:00). У неробочий час вентиляційна установка переходить у черговий режим, при якому подача зовнішнього повітря припиняється, а робота системи спрямована на компенсацію тепловтрат приміщень у холодний період року.

Методика дослідження базується на розрахунковому аналізі теплового балансу виробничих приміщень та припливно-витяжної вентиляційної

установки з адаптивною камерою змішування. Основною задачею є визначення енергетичної доцільності зміни частки рециркуляційного та зовнішнього повітря залежно від параметрів зовнішнього середовища та внутрішніх теплонадходжень.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Розрахунки виконано для кліматичних умов м. Луцьк відповідно до чинних нормативних документів з будівельної кліматології [14]. Аналіз проведено для холодного, теплого та перехідного періодів року з акцентом на перехідні місяці (квітень та жовтень), у яких очікується максимальний ефект від адаптивного регулювання рециркуляції.

Тепловий баланс виробничих приміщень визначається як алгебраїчна сума внутрішніх теплонадходжень, зовнішніх теплових впливів та тепловтрат через огорожувальні конструкції:

$$Q_{net} = Q_{int} + Q_{ext} - Q_{loss}, \quad (1)$$

де Q_{int} – внутрішні теплонадходження від технологічного обладнання, електроспоживачів та персоналу, кВт; Q_{ext} – теплонадходження, зумовлені зовнішніми кліматичними факторами (сонячна радіація, теплоприпливи через огорожувальні конструкції), кВт; Q_{loss} – тепловтрати приміщень через огорожувальні конструкції, що залежать від температури зовнішнього повітря, кВт.

Внутрішні теплонадходження Q_{int} прийнято сталими протягом робочого часу та визначено на підставі даних технологічного завдання і розрахункової кількості персоналу (100 осіб) [13]. Зовнішні теплонадходження Q_{ext} та тепловтрати Q_{loss} розраховуються як функції температури зовнішнього повітря відповідно до нормативних методик [14].

Температура повітря після камери змішування визначається за рівнянням теплового балансу повітряних потоків:

$$t_{mix} = x t_{out} + (1 - x) t_{rec}, \quad (2)$$

де t_{out} – температура зовнішнього повітря, °C; t_{rec} – температура рециркуляційного повітря, °C; x – частка зовнішнього повітря в сумарному повітрообміні.

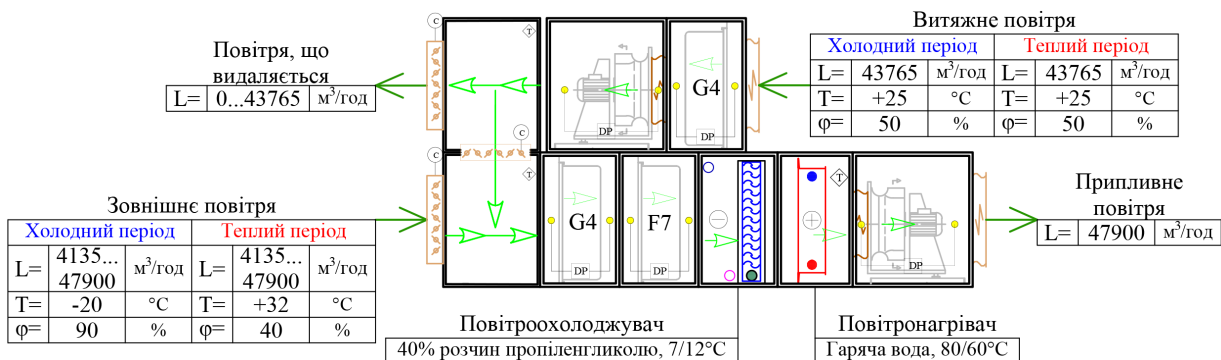


Рис. 1. Вентиляційна установка, що є об'єктом дослідження

Мінімальне значення x визначається санітарними вимогами до подачі свіжого повітря та обумовлене дисбалансом припливного і витяжного повітря. Максимальне значення x відповідає режиму повної подачі зовнішнього повітря. Адаптивний алгоритм керування передбачає зміну параметра x залежно від параметрів зовнішнього та рециркуляційного повітря.

Аналіз ведеться для двох основних виробничих зон, які сумарно визначають тепловий баланс ділянки фасування та пакування.

Відповідно до вихідних даних, теплові втрати через зовнішні огорожувальні конструкції $Q_{loss,m}$ наведені для розрахункової температури зовнішнього повітря $t_{out} = -20$ °C. Сумарні теплові втрати для розглянутих зон становлять 89,79 кВт: для ділянки первинного пакування – 15,59 кВт; для ділянки вторинної упаковки та палетизації – 74,2 кВт.

Для подальшого переходу від «точки -20 °C» до довільної зовнішньої температури використано лінійну залежність тепловтрат від різниці температур між приміщенням та зовнішнім повітрям. При прийнятному режимі підтримання температури в приміщенні $t_{in} = +22$ °C еквівалентний коефіцієнт теплопередачі огорожень (у вигляді U_A) визначається як:

$$U_A = \frac{Q_{loss,-20}}{t_{in} - t_{out}}. \quad (3)$$

Це дозволяє розраховувати тепловтрати для будь-якої температури зовнішнього повітря:

$$Q_{loss(t_{out})} = U_A (t_{in} - t_{out}). \quad (4)$$

Загальні внутрішні теплонаходження Q_{int} для ділянок, що розглядаються, за вихідними даними формуються трьома основними складовими: 1) теплонаходження від технологічного/електротехнічного обладнання; 2) теплонаходження від персоналу; 3) теплонаходження від освітлення. Сумарні теплонаходження Q_{int} для розглянутих зон становлять 216,69 кВт: для ділянки первинного пакування – 97,63 кВт; для ділянки вторинної упаковки та палетизації – 119,06 кВт.

Порівняння розрахункових тепловтрат при $t_{out} = -20$ °C (89,79 кВт) із постійними внутрішніми теплонаходженнями під час роботи виробництва (216,69 кВт) показує, що в робочому режимі внутрішні теплонаходження істотно перевищують тепловтрати навіть у холодний період.

Це означає, що для даної ділянки фасування та пакування характерна ситуація, коли вентиляційна установка впродовж значної частини року працює переважно як система відведення надлишкової теплоти (за рахунок охолодження припливного повітря або за рахунок «вільного охолодження» зовнішнім

повітрям за сприятливих умов). Саме тому адаптивне керування рециркуляцією є енергетично доцільним: оптимальна частка зовнішнього повітря має визначатися не фіксовано, а залежно від поточного співвідношення між: параметрами зовнішнього повітря (t , ϕ , ентальпія); параметрами повітря, що видаляється з приміщення; потребою системи у відведенні теплоти та забезпеченні $\phi_{in} < 60$ %.

Максимальні теплонаходження $Q_{ext,max}$ від зовнішніх факторів для розглянутих ділянок прийнято за розрахунковими даними для умов $t_{out} = +32$ °C, $\phi_{out} = 40$ % і становлять 81,7 кВт.

Для сезонного аналізу приймається спрощена інженерна модель масштабування сонячної компоненти за місяцями, оскільки у вихідних даних задано лише максимальне значення сонячно-огорожувальної складової для «літньої» точки (+32 °C). У першому наближенні допускається використання коефіцієнтів $k_{sol}(m)$, що відображають відносну інтенсивність сонячної радіації протягом року. Ці коефіцієнти застосовуються лише для попереднього сезонного розподілу зовнішніх теплонаходжень та подальшого визначення режимів роботи системи (нагрів/охолодження, потенціал «вільного охолодження»). Уточнення $k_{sol}(m)$ може виконуватися на підставі даних по інсоляції для конкретної орієнтації будівлі, однак не є необхідним для формування загальних висновків щодо ефективності адаптивної камери змішування.

Теплові втрати або притоки через огорожувальні конструкції визначалися за лінійною залежністю від температури зовнішнього повітря з використанням еквівалентного коефіцієнта 2,14 кВт/°C визначено за формулою (3). Сонячна складова враховувалася за допомогою сезонного коефіцієнта $k_{sol}(m)$ з максимальним значенням 81,7 кВт.

Сумарний тепловий баланс для кожного місяця визначався за виразом:

$$Q_{net,m} = Q_{int} + U_A(t_{out,m} - 22) + k_{sol}(m)Q_{sol,max}, \quad (5)$$

де $t_{out,m}$ – середньомісячна температура зовнішнього повітря.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Для розрахунків прийнято, що параметри видаляемого (рециркуляційного) повітря в зоні витяжки відповідають середнім експлуатаційним значенням для ділянки фасування та пакування і становлять: $t_{ex} = +25$ °C при відносній вологості $\phi_{ex} = 50$ %.

Надалі ці параметри використовуються як «еталон» поверненого потоку при визначенні оптимального співвідношення зовнішнього та рециркуляційного повітря в камері змішування. Нижня межа

Таблиця 1. Коефіцієнт $k_{sol}(m)$ відносної інтенсивності сонячної радіації від місяця

Місяць	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
$k_{sol}(m)$	0,15	0,2	0,35	0,55	0,75	1	1	0,9	0,65	0,4	0,2	0,15

Таблиця 2. Розрахункова таблиця сезонного теплового балансу

Місяць	$t_{out,m}, ^\circ\text{C}$	$Q_{loss,m}, \text{кВт}$	$Q_{sol,m}, \text{кВт}$	$Q_{net,m}, \text{кВт}$	Характер режиму
Січень	-4,2	-56,4	12,3	172,6	Охолодження / змішування
Лютий	-3,0	-53,7	16,3	179,3	Охолодження / змішування
Березень	1,1	-44,7	28,6	200,6	Охолодження
Квітень	8,1	-29,7	44,9	231,9	Вільне охолодження
Травень	13,9	-17,4	61,3	260,6	Вільне охолодження
Червень	16,9	-10,9	81,7	287,5	Охолодження
Липень	18,4	-7,7	81,7	290,7	Охолодження
Серпень	17,7	-9,1	73,5	281,1	Охолодження
Вересень	13,2	-18,8	53,1	251,0	Вільне охолодження
Жовтень	7,9	-30,1	32,7	219,3	Вільне охолодження
Листопад	2,4	-42,2	16,3	190,8	Охолодження / змішування
Грудень	-2,4	-52,2	12,3	176,8	Охолодження / змішування

Примітка: від'ємні значення Q_{loss} відповідають тепловтратам через огородження; додатні Q_{net} означають наявність надлишку теплоти в робочому режимі.

подачі зовнішнього повітря визначається дисбалансом витрат і становить 4135 м³/год ($\approx 8,6$ % від 47 900 м³/год). Верхня межа зовнішнього повітря прийнята рівною 100 % від припливної витрати (з урахуванням того, що надлишок 4135 м³/год компенсується інфільтрацією/перетоками).

Критерієм керування заслінкою зовнішнього повітря є мінімізація потреби в тепловій або холодильній потужності на підготовку припливного повітря. Для цього температура змішаного повітря після камери змішування повинна бути максимально наближеною до необхідної температури припливу.

Для компенсації цього дисбалансу при фіксованій витраті припливного повітря 47 900 м³/год визначається необхідна температура припливу:

$$t_{sup,req}(t) = t_{ex} - \frac{Q_{net}(t)}{\dot{m} \cdot c_p}, \quad (6)$$

де $\dot{m}$ – масова витрата повітря, c_p – теплоємність повітря.

Аналіз роботи вентиляційної установки в перехідний період виконано на прикладі типових діб квітня та жовтня для кліматичних умов м. Луцьк. Обидва місяці характеризуються значними добовими коливаннями температури зовнішнього повітря, що створює сприятливі умови для використання потенціалу «вільного охолодження».

Розрахункова температура припливного повітря визначалась із рівняння теплового балансу приміщення (6). Отримане значення використовувалось як цільовий параметр для визначення режиму роботи вентиляційної установки. Частка зовнішнього повітря в адаптивній камері змішування визначалась із рівняння (2), яке описує процес змішування потоків зовнішнього та рециркуляційного повітря, з урахуванням обмежень за мінімальною та максимальною витратою зовнішнього повітря.

З рис. 2 видно, що впродовж типової доби квітня та жовтня температура зовнішнього повітря

змінюється відносно розрахункової температури припливу нерівномірно. У денні години температура зовнішнього повітря наближається до температури припливу або перевищує її, тоді як у ранкові та вечірні години зовнішнє повітря має більший потенціал для «вільного охолодження». Це створює передумови для зміни оптимальної частки зовнішнього повітря протягом доби.

Рис. 3 показує, що оптимальна частка зовнішнього повітря в адаптивній камері змішування змінюється протягом доби в широкому діапазоні. У квітні та жовтні в ранкові й вечірні години значення x є меншим за 1, що відповідає роботі в режимі змішування зовнішнього та рециркуляційного повітря. У денні години частка зовнішнього повітря зростає і в окремі години досягає 100 %, що свідчить про прагнення системи максимально використати потенціал зовнішнього повітря для охолодження. Таким чином, саме рис. 3 підтверджує необхідність адаптивної зміни положення заслінок упродовж доби.

Період, коли потрібне 100 % зовнішнє повітря, короткий (приблизно 13:00–16:00), а загалом протягом доби x змінюється в межах $\sim 0.59 \dots 1.00$ – типовий «адаптивний» режим. Помісячний аналіз (таблиця 2) показує, що для розглянутих виробничих приміщень фасування та пакування надлишок внутрішньої теплоти спостерігається протягом усього року, включно з холодним періодом. Навіть у найхолодніші місяці (січень–лютий) сумарні внутрішні теплонадходження значно перевищують тепловтрати через огорожувальні конструкції.

У перехідні місяці (квітень, травень, вересень, жовтень) значну частину охолоджувального ефекту можливо забезпечити за рахунок подачі зовнішнього повітря без залучення холодильного контуру.

У літні місяці (червень–серпень) сонячна складова зовнішніх теплонадходжень досягає максимальних значень, що зумовлює необхідність роботи вентиляційної установки в режимі активного охолодження.

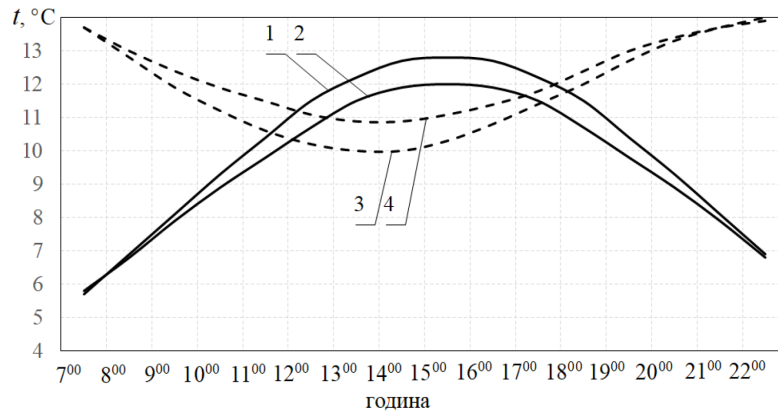


Рис. 2. Типова доба: 1, 2 – температури зовнішнього t_{out} та 3, 4 – припливного повітря $t_{sup,reg}(t)$ у квітні та жовтні відповідно

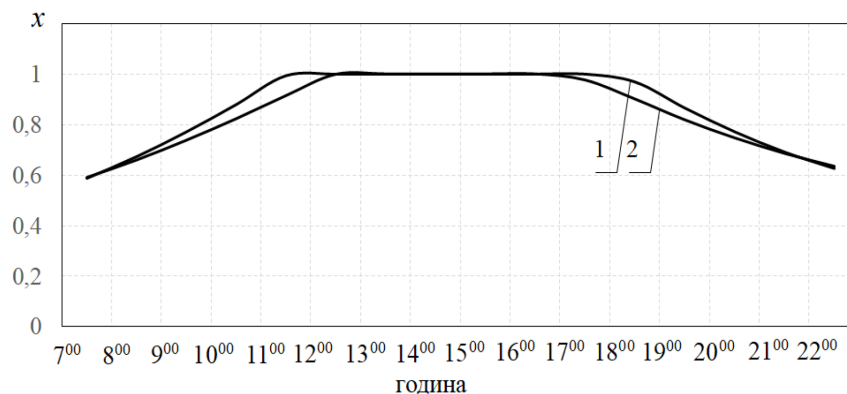


Рис. 3. Типова доба: 1, 2 – частка зовнішнього повітря у квітні та жовтні

Водночас навіть у цей період адаптивна камера змішування залишається ефективним інструментом зниження навантаження на холодильну секцію шляхом оптимального підбору частки зовнішнього та рециркуляційного повітря.

Для кількісного порівняння адаптивної та традиційної схем роботи камери змішування додатково визначалась потрібна холодильна потужність вентиляційної установки [15]. Холодильне навантаження приймалося рівним кількості холоду, яку необхідно відвести від повітря після камери змішування для досягнення розрахункової температури припливного повітря, $t_{mix} > t_{sup}$:

$$Q_{cool} = \dot{m} c_p (t_{mix} - t_{sup}), \quad (7)$$

де $\dot{m}$ – масова витрата повітря, кг/с; c_p – теплоємність повітря, кДж/(кг·°C); t_{mix} – температура повітря після камери змішування, °C; t_{sup} – необхідна температура припливного повітря, °C.

Для традиційної схеми з фіксованою камерою змішування прийнято постійну частку зовнішнього повітря $x = 0,85$, що відповідає середньому значенню частки зовнішнього повітря для адаптивної схеми в перехідний період. Для адаптивної схеми значення x визначалося за поточними параметрами

зовнішнього та рециркуляційного повітря відповідно до формули (2).

Для порівняння ефективності схем використовувалась також різниця холодильного навантаження:

$$\Delta Q_{cool} = Q_{cool, fixed} - Q_{cool, adapt}, \quad (8)$$

та відносна економія:

$$\eta = \frac{Q_{cool, fixed} - Q_{cool, adapt}}{Q_{cool, fixed}} \cdot 100 \%. \quad (9)$$

З рис. 4 видно, що при фіксованій частці зовнішнього повітря холодильна секція працює довше та з більшою потужністю як у квітні, так і в жовтні. Для адаптивної схеми характерне не лише зниження пікової холодильної потужності, а й скорочення тривалості роботи холодильної секції протягом доби. Найбільший ефект спостерігається в жовтні, коли параметри зовнішнього повітря є більш сприятливими для використання «вільного охолодження». Отже, адаптивне регулювання рециркуляції забезпечує як зменшення пікових навантажень, так і зниження сумарних витрат холоду.

ВИСНОВКИ

У роботі розглянуто реальну припливно-витяжну вентиляційну установку харчового виробництва з адаптивною камерою змішування, що працює за

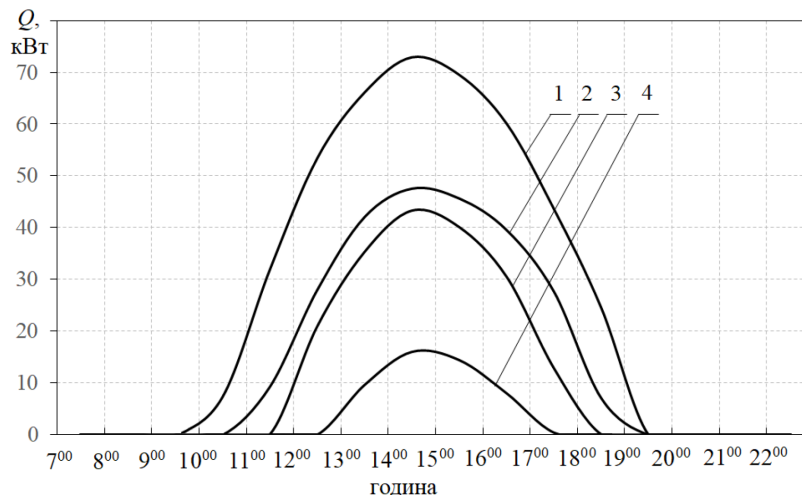


Рис. 4. Порівняння погодинної холодильної потужності вентиляційної установки для адаптивної та фіксованої частки зовнішнього повітря (типова доба): 1, 2 – з фіксованою камерою змішування та 3, 4 – з адаптивною камерою змішування у квітні та жовтні відповідно

умов значних постійних внутрішніх теплонакопичень від технологічного обладнання та персоналу. На підставі розрахункового аналізу теплового балансу встановлено, що для зон фасування та пакування надлишок внутрішньої теплоти має місце протягом усього року, включно з холодним періодом, що створює передумови для використання вентиляції як інструменту відведення надлишкової теплоти.

Встановлено, що оптимальна частка зовнішнього повітря в адаптивній камері змішування змінюється протягом доби в широкому діапазоні, а в денні години може досягати 100 %, що відповідає режиму максимального використання потенціалу «вільного охолодження».

Порівняння з умовним режимом фіксованої рециркуляції показало, що адаптивна камера змішування дозволяє не лише зменшити тривалість роботи охолоджувальної секції, але й знизити пікове та сумарне холодильне навантаження вентиляційної

установки. Для типових діб квітня та жовтня зниження сумарного холодильного навантаження становить відповідно 57,2 % та 80,4 %, а узагальнений потенціал зменшення витрат холоду у перехідний період року становить приблизно 40–55 %.

Отримані результати підтверджують доцільність застосування адаптивного регулювання рециркуляції повітря в промислових вентиляційних системах. Запропонований підхід дозволяє ефективніше використовувати зовнішнє повітря для відведення надлишкової теплоти та може бути реалізований на етапі автоматизації й налаштування системи керування.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на експериментальну перевірку розрахункових результатів у реальних умовах експлуатації, а також на уточнення алгоритмів керування з урахуванням вологості повітря та показників енергоспоживання допоміжного обладнання.

REFERENCES

- [1] Chenari, B., Dias Carrilho, J., Gameiro da Silva, M. (2016) Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 59. P. 1426–1447. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074
- [2] Cuce, P. M., Riffat, S. B. (2015) A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 47. P. 665–682. DOI: 10.1016/j.rser.2015.03.087
- [3] Gholamzadehmir, M., Del Pero, C., Buffa, S., Fedrizzi, R. (2020) Adaptive-predictive control strategy for HVAC systems in smart buildings: A review. *Sustainable Cities and Society*. Vol. 51. 101721. DOI: 10.1016/j.scs.2019.101721
- [4] ASHRAE Standard 62.1-2019. (2019) Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. Atlanta: ASHRAE.
- [5] Goodfellow, H., Tahti, E. (eds.) (2001) *Industrial Ventilation Design Guidebook*. Academic Press. DOI: 10.1016/B978-0-12-289676-7.X5000-0
- [6] Goodfellow, H., Tahti, E. (eds.) (2020) *Industrial Ventilation Design Guidebook*. 3rd Edition. Academic Press. DOI: 10.1016/C2017-0-04103-4
- [7] Wang, S., Ma, Z. (2008) Supervisory and optimal control of building HVAC systems: A review. *HVAC&R Research*. Vol. 14(1). P. 3–32. DOI: 10.1080/10789669.2008.10390991
- [8] Afram, A., Janabi-Sharifi, F. (2014) Theory and applications of HVAC control systems: A review of model predictive control (MPC). *Building and Environment*. Vol. 72. P. 343–355. DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.11.016
- [9] Vasile, V., Iordache, V., Radu, V.M., Petcu, C., Dragomir, C.-S. (2024) The Effects of an Adaptive Ventilation Control System on Indoor Air Quality and Energy Consumption. *Sustainability*. Vol. 16. 9836. DOI: 10.3390/su16229836

- [10] Szczęsniak, S., Karpuk, M., Walaszczyk, J. (2025) Assessment of Ventilation Control Methods for Energy Efficiency and Indoor Climate Stability: A Case Study of a Zoo Exhibition Room. *Sustainability*. Vol. 17. 9912. DOI: 10.3390/su17219912
- [11] Wei, D., Nielsen, F., Karlsson, H., Ekberg, L., Dalenbäck, J.-O. (2023) Vehicle cabin air quality: influence of air recirculation on energy use, particles, and CO₂. *Environmental Science and Pollution Research*. Vol. 30. P. 43387–43402. DOI: 10.1007/s11356-023-25219-x
- [12] Santamouris, M., Kolokotsa, D. (2013) Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art. *Energy and Buildings*. Vol. 57. P. 74–94. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.11.002
- [13] Fellows, P. (2009) *Food Processing Technology: Principles and Practice*. Woodhead Publishing. DOI: 10.1533/9781845696344
- [14] ДБН В.1.1-27:2010 (2010) *Building Climatology*. Kyiv : Minregionbud of Ukraine.
- [15] Yu, Z., Haghighat, F., Fung, B.C.M., Zhou, L. (2010) A review of the state-of-the-art in building energy prediction. *Energy and Buildings*. Vol. 42(7). P. 1031–1040. DOI: 10.1016/j.enbuild.2010.01.001

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Chenari, B., Dias Carrilho, J., Gameiro da Silva, M. (2016) Towards sustainable, energy-efficient and healthy ventilation strategies in buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 59. P. 1426–1447. DOI: 10.1016/j.rser.2016.01.074
- [2] Cuce, P. M., Riffat, S. B. (2015) A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Vol. 47. P. 665–682. DOI: 10.1016/j.rser.2015.03.087
- [3] Gholamzadehmehr, M., Del Pero, C., Buffa, S., Fedrizzi, R. (2020) Adaptive-predictive control strategy for HVAC systems in smart buildings: A review. *Sustainable Cities and Society*. Vol. 51. 101721. DOI: 10.1016/j.scs.2019.101721
- [4] ASHRAE Standard 62.1-2019. (2019) *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta : ASHRAE.
- [5] Goodfellow, H., Tahti, E. (eds.) (2001) *Industrial Ventilation Design Guidebook*. Academic Press. DOI: 10.1016/B978-0-12-289676-7.X5000-0
- [6] Goodfellow, H., Tahti, E. (eds.) (2020) *Industrial Ventilation Design Guidebook*. 3rd Edition. Academic Press. DOI: 10.1016/C2017-0-04103-4
- [7] Wang, S., Ma, Z. (2008) Supervisory and optimal control of building HVAC systems: A review. *HVAC&R Research*. Vol. 14(1). P. 3–32. DOI: 10.1080/10789669.2008.10390991
- [8] Afram, A., Janabi-Sharifi, F. (2014) Theory and applications of HVAC control systems: A review of model predictive control (MPC). *Building and Environment*. Vol. 72. P. 343–355. DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.11.016
- [9] Vasile, V., Iordache, V., Radu, V.M., Petcu, C., Dragomir, C.-S. (2024) The Effects of an Adaptive Ventilation Control System on Indoor Air Quality and Energy Consumption. *Sustainability*. Vol. 16. 9836. DOI: 10.3390/su16229836
- [10] Szczęsniak, S., Karpuk, M., Walaszczyk, J. (2025) Assessment of Ventilation Control Methods for Energy Efficiency and Indoor Climate Stability: A Case Study of a Zoo Exhibition Room. *Sustainability*. Vol. 17. 9912. DOI: 10.3390/su17219912
- [11] Wei, D., Nielsen, F., Karlsson, H., Ekberg, L., Dalenbäck, J.-O. (2023) Vehicle cabin air quality: influence of air recirculation on energy use, particles, and CO₂. *Environmental Science and Pollution Research*. Vol. 30. P. 43387–43402. DOI: 10.1007/s11356-023-25219-x
- [12] Santamouris, M., Kolokotsa, D. (2013) Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art. *Energy and Buildings*. Vol. 57. P. 74–94. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.11.002
- [13] Fellows, P. (2009) *Food Processing Technology: Principles and Practice*. Woodhead Publishing. DOI: 10.1533/9781845696344
- [14] ДБН В.1.1-27:2010 (2010) *Будівельна кліматологія*. Київ : Мінрегіонбуд України.
- [15] Yu, Z., Haghighat, F., Fung, B.C.M., Zhou, L. (2010) A review of the state-of-the-art in building energy prediction. *Energy and Buildings*. Vol. 42(7). P. 1031–1040. DOI: 10.1016/j.enbuild.2010.01.001

© Притула Н. О., Бежик О. М.

Дата першого надходження статті до видання: 17.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 14.04.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 30.05.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)