

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**МІСЮРА ТИМОФІЙ ОЛЕКСІЙОВИЧ**

УДК 621.577:697.1

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**Енергоефективність комбінованих схем опалення, вентиляції та  
кондиціонування на основі повітряних теплових насосів**

**144 – теплоенергетика**

**14 – електрична інженерія**

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

\_\_\_\_\_ Тимофій МІСЮРА

Науковий керівник: **Безродний Михайло Костянтинович**, д. т. н., професор

Київ – 2023

## АНОТАЦІЯ

*Місюра Т. О.* Енергоефективність комбінованих схем опалення, вентиляції та кондиціювання на основі повітряних теплових насосів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 Теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, 2023.

У вступі дисертації висвітлено актуальність теми дослідження на сьогоднішній день та зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Сформульовано мету, наукове завдання, об'єкт, предмет та методи дослідження, визначено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, представлено дані про апробацію дисертації та наявні публікації з окресленням особистого внеску здобувача.

У першому розділі дисертації проведено огляд та аналіз сучасних даних щодо ефективного застосування систем HVAC (опалення, вентиляція та кондиціювання повітря) на базі повітряних теплових насосів з додатковим використанням різних низькопотенційних джерел теплоти або холоду. Проаналізовано сучасні підходи та актуальні тенденції до збільшення енергоефективності теплонасосних систем, наведено літературний огляд з питань організації цих заходів. На основі проведеного огляду встановлено перелік питань, які потребують більш глибокого дослідження.

У другому розділі розглянуто принципову теплонасосну систему вентиляції та повітряного опалення виробничого приміщення з надлишковим вологовиділенням, у якій застосовано часткову рециркуляцію відпрацьованого повітря для підтримання заданих комфортних умов всередині приміщення. Показано, що необхідний для опалення додатковий підігрів припливного повітря може бути визначений через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур всередині і ззовні приміщення, значення якого визначається характеристиками приміщення і кратністю повітрообміну. Проведено термодинамічний аналіз роботи системи для визначення необхідних режимів її роботи в холодний період року. Показано, що для підтримання

заданих температури та вологовмісту повітря в приміщенні за різних параметрів довкілля коефіцієнт рециркуляції має змінюватись в залежності від температури і відносної вологості атмосферного повітря. Показані граничні межі застосування системи, після яких для підтримання комфортних умов в приміщенні необхідна робота системи в режимі кондиціювання припливного повітря. Отримані розрахункові величини питомих затрат зовнішньої енергії в даній системі, які характеризують енергетичну ефективність її роботи в залежності від параметрів навколишнього середовища.

У третьому розділі досліджуються можливості застосування системи вентиляції та кондиціювання з тепловим насосом для підтримки комфортних умов усередині виробничої зони в теплу пору року. У зв'язку з цим було проведено термодинамічний аналіз теплонасосної системи з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря та змінною часткою свіжого зовнішнього повітря. Потім було проведено чисельний аналіз для оцінки впливу змін температури та відносної вологості навколишнього середовища та характеристик об'єкта вентиляції та кондиціювання на параметри системи. Це дозволило визначити потенційні можливості цієї системи підтримувати комфортні умови у виробничій зоні. Також було показано, що необхідне додаткове охолодження припливного повітря на вході в приміщення для потреб кондиціювання повітря можна визначити за допомогою простого коефіцієнта, і у розділі наведено методику його розрахунку. Теплонасосна система має найбільшу енергоефективність у зоні низьких температур навколишнього середовища та багато в чому залежить від відносної вологості зовнішнього повітря. Це свідчить, що досліджена система підходить до застосування у країнах із помірно-континентальним кліматом.

У четвертому розділі проведено термодинамічний аналіз теоретичної моделі теплонасосної установки вентиляції та кондиціювання повітря з рециркуляцією холоду в залежності від параметрів зовнішнього повітря для підтримання температурних і вологісних умов у виробничому приміщенні в теплий період року. За допомогою чисельного аналізу методом послідовних наближень визначено параметри повітря в вузлових точках схеми та оцінено її енергетичну ефективність.

Це дозволило встановити режими роботи установки в залежності від параметрів зовнішнього повітря, характеристик об'єктів вентиляції та кондиціонування та надходжень теплоти. Була кількісно відображена вагомість рециркуляції холоду для забезпечення високої ефективності роботи схеми. Досліджена система може бути придатною для застосування в країнах з помірним континентальним і вологим тропічним кліматом в усьому діапазоні температур навколишнього середовища, коли об'єктом вентиляції виступає виробниче приміщення з невисокою кратністю повітрообміну.

У п'ятому розділі досліджено ефективність та режими роботи моделі теплонасосної системи вентиляції та кондиціонування повітря з рекуперацією холоду вентиляційного повітря в залежності від параметрів зовнішнього повітря, ефективності рекуперації та характеристик приміщення. За прототип був взятий цех з виробництва кондитерських виробів, де в теплу пору року необхідно підтримувати технологічний режим (температурно-вологісний режим). Проведено розрахунки методом послідовних наближень для оцінки параметрів повітря у вузлових точках системи. Це дозволило визначити теоретичну холодильну ефективність системи та довело переваги рекуперації в порівнянні з рециркуляцією для зменшення споживання енергії тепловим насосом. Досліджена система має найвищу енергоефективність в області відносно низьких температур і відносної вологості, що підходить для країн з помірно-континентальним кліматом.

У шостому розділі викладено результати термодинамічного аналізу моделі теплонасосної системи вентиляції, кондиціонування та осушення виробничого приміщення за змінних величин внутрішніх надходжень вологи та теплоти у період перехідної та теплої пори року. Встановлено та оцінено вплив рекуперації енергії відпрацьованого повітря на ефективність системи. У якості прототипу було прийнято ковальський цех, де необхідно підтримувати технологічні умови (температуру і відносну вологість). Принцип даної схеми полягає в тому, що виконуються умови постійних параметрів припливного повітря як по температурі, так і по вологості, у той час як в реальній практиці тільки один із параметрів є цільовим (найчастіше температура). Дана обставина виконується спеціальною організацією повітряних

потоків таким чином, щоб досягалась максимально ефективна утилізація енергії, яка була згенерована в системі. Встановлено теоретичну холодильну ефективність даної системи та показало переваги рекуперації енергії для зниження енергозатрат на роботу системи. Дану модель можна застосувати для проектування припливно-витяжних установок із встановленим контуром теплового насоса.

У цьому розділі міститься порівняльний термодинамічний аналіз двох найбільш популярних рішень загальної вентиляції та кондиціонування повітря: припливно-витяжних установок (ПВУ), що базуються на вбудованих контурах теплових насосів (ТН) або зовнішніх компресорно-конденсаторних блоках (ККБ) як основних джерел енергії. Теоретичний аналіз проводився за однакових постійних умов у холодному режимі роботи в теплу пору року, коли необхідно охолоджувати припливне повітря. У результаті досліджень були побудовані графіки залежностей параметрів двох систем (температури та вологості повітря у вузлових точках систем, енергоефективності ТН або ККБ та схем в цілому) від параметрів зовнішнього повітря та потреб у вентиляції та кондиціонуванні повітря всередині приміщення за умовами проекту. Досліджені теоретичні моделі двох систем можна використовувати для оцінки доцільності тієї чи іншої схеми в залежності від проекту, а також під час проектування ПВУ. Використовуючи даний аналіз, можна точно та ефективно підібрати такі реальні компоненти установки, як теплообмінники, компресор, ТРВ тощо для виробництва припливно-витяжних установок.

**Ключові слова:** теплонасосна система, енергоефективність, моделювання, вентиляція, повітряне опалення, рециркуляція, кондиціонування, холодильна ефективність, повітряний тепловий насос, рекуперація, відновлювані джерела енергії, осушення, припливно-витяжна установка, ККБ.

## ABSTRACT

*Misiura T. O.* Energy efficiency of combined heating, ventilation and air conditioning systems based on air heat pumps. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The thesis on completion of the Doctor of Philosophy degree on specialty 144 – Heat power engineering. National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2023.

The introduction to the thesis highlights the relevance of the research topic today and the connection of the work with scientific programs and plans. The goal, scientific task, object, subject and methods of research are formulated, the scientific novelty and practical significance of the obtained results are determined, the data on the approval of the thesis and available publications with an outline of the personal contribution of the author are presented.

In the first chapter of the thesis, a review and analysis of modern data on the effective use of HVAC (heating, ventilation and air conditioning) systems based on air heat pumps with the additional use of various low-potential sources of heat or cold is carried out. Modern approaches and current trends to increase the energy efficiency of heat pump systems are analyzed, and a literature review on the organization of these measures is provided. Based on the review, a list of issues requiring deeper research was established.

In the second chapter, the basic heat pump system of ventilation and air heating of the industrial premises with excess moisture release is considered, in which partial recirculation of the exhaust air is used to maintain the given comfortable conditions inside the premises. It is shown that the additional heating of supply air required for heating can be determined through a simple coefficient of proportionality to the temperature difference inside and outside the room, the value of which is determined by the characteristics of the room and the frequency of air exchange. A thermodynamic analysis of the system's operation was carried out to determine the necessary modes of its operation in the cold period of the year. It is shown that to maintain the specified temperature and moisture content of the air in the room under different environmental parameters, the recirculation coefficient must change

depending on the temperature and relative humidity of the atmospheric air. The maximum limits of the system's application are shown, after which the operation of the system in supply air conditioning mode is necessary to maintain comfortable conditions in the room. Estimated values of the specific costs of external energy in this system were obtained, which characterize the energy efficiency of its operation depending on the environmental parameters.

The third chapter explores the possibilities of using the ventilation and air conditioning system with a heat pump to maintain comfortable conditions inside the production area in the warm season. In this regard, a thermodynamic analysis of a heat pump system with partial recirculation of exhaust air and a variable proportion of fresh outside air was conducted. Numerical analysis was then carried out to assess the influence of changes in temperature and relative humidity of the environment and the characteristics of the ventilation and air conditioning facility on the system parameters. This made it possible to determine the potential capabilities of this system to maintain comfortable conditions in the production area. It was also shown that the required additional cooling of the supply air at the entrance to the room for air conditioning needs can be determined using a simple coefficient, and the method of its calculation is given in the section. The heat pump system has the greatest energy efficiency in the zone of low ambient temperatures and largely depends on the relative humidity of the outside air. This shows that the studied system is suitable for use in countries with a temperate continental climate.

In the fourth chapter, a thermodynamic analysis of the theoretical model of a heat pump ventilation and air conditioning unit with cold recirculation is carried out depending on the parameters of the outside air for maintaining temperature and humidity conditions in the production premises in the warm period of the year. With the help of numerical analysis by the method of successive approximations, the parameters of the air at the nodal points of the scheme were determined and its energy efficiency was estimated. This made it possible to establish the operating modes of the installation depending on the parameters of the outside air, the characteristics of the ventilation and air conditioning facilities, and the heat input. The importance of cold recirculation to ensure high efficiency of the scheme was quantified. The studied system can be suitable for use in countries with a moderate continental and

humid tropical climate in the entire range of ambient temperatures, when the object of ventilation is a production room with a low air exchange rate.

In the fifth chapter, the effectiveness, and modes of operation of the model of the heat pump ventilation and air conditioning system with the recovery of the cold ventilation air depending on the parameters of the outside air, the recovery efficiency and the characteristics of the room are investigated. The workshop to produce confectionery products was taken as the prototype, where in the warm season it is necessary to maintain the technological regime (temperature and humidity regime). Calculations were carried out using the method of successive approximations to estimate the air parameters at the nodal points of the system. This made it possible to determine the theoretical cooling efficiency of the system and proved the advantages of recovery compared to recirculation for reducing the energy consumption of the heat pump. The studied system has the highest energy efficiency in the region of relatively low temperatures and relative humidity, which is suitable for countries with a temperate continental climate.

The sixth chapter presents the results of the thermodynamic analysis of the model of the heat pump system of ventilation, air conditioning and drying of the production premises for variable amounts of internal moisture and heat inflows during the transitional and warm seasons. The impact of exhaust air energy recovery on system efficiency was established and evaluated. As a prototype, a blacksmith shop was adopted, where it is necessary to maintain technological conditions (temperature and relative humidity). The principle of this scheme is that the conditions of constant supply air parameters are met both in terms of temperature and humidity, while in real practice only one of the parameters is the target (most often temperature). This circumstance is fulfilled by a special organization of air flows in such a way as to achieve the most effective utilization of the energy that was generated in the system. The theoretical refrigerating efficiency of this system was established and the advantages of energy recovery for reducing energy consumption for system operation were shown. This model can be used to design supply and exhaust systems with an installed circuit of a heat pump.

The seventh chapter contains a comparative thermodynamic analysis of the two most popular solutions for general ventilation and air conditioning: air-handling units (AHU)



based on built-in circuits of heat pumps (HP) or external compressor-condenser units (CCU) as the main energy sources. The theoretical analysis was carried out under the same constant conditions in the cold mode of operation in the warm season, when it is necessary to cool the supply air. As a result of the research, graphs of the dependences of the parameters of the two systems (temperature and air humidity at the nodal points of the systems, energy efficiency of HP or CCU and schemes as a whole) were constructed on the parameters of the outside air and the needs for ventilation and air conditioning inside the premises according to the project conditions. The researched theoretical models of the two systems can be used to assess the feasibility of one or another scheme depending on the project, as well as during the design of the AHU. Using this analysis, it is possible to select such real plant components accurately and effectively as heat exchangers, compressors, heat pumps, etc. to produce supply and exhaust units.

**Key words:** heat pump system, energy efficiency, modelling, ventilation, air heating, recirculation, air conditioning, cooling efficiency, air heat pump, recuperation, renewable energy sources, dehumidification, air-handling unit, CCU.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Аналіз ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря і сонячної енергії / М. К. Безродний, Н. О. Притула, Т. О. Місюра // *Енергетика: економіка, технології, екологія: науковий журнал*. – 2017. – № 4 (50). – С. 47-57 **(фахові технічні науки)**
2. Bezrodny M., Misiura T., Prytula N. (2018), Thermodynamic efficiency of combined heat pump system of heating and ventilation with use of heat of ventilating emissions and wastewater. *East European Scientific Journal*, vol. 2 (30), pp. 53-61 **(іноземне видання)**
3. Ефективність теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // *Наукові вісті НТУУ «КПІ»: міжнародний науково-технічний журнал*. – 2018. – № 6. – С. 22-29 **(фахові технічні науки)**
4. Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції виробничого приміщення з надлишковим вологовиділенням / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // *Наукові вісті НТУУ «КПІ»: міжнародний науково-технічний журнал*. – 2020. – № 2. – С. 7-16 **(фахове видання)**
5. Bezrodny M., Misiura T. (2020), The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with excessive internal moisture generation. *Eurasian Physical Technical Journal*, vol. 2 (34) **(іноземне видання, включене до бази даних Scopus)**
6. Високоєфективна теплонасосна система вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з рециркуляцією вентиляційного повітря / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // *Енергетика: економіка, технології, екологія: науковий журнал*. – 2020. – № 2. – С. 26-35 **(фахове видання)**
7. Bezrodny M., Misiura T. (2021), Research to estimate energy efficiency of a ventilation and air conditioning heat pump system inside a production premise with ventilation air recovery. *Archives of thermodynamics*, vol. 4 (42) **(іноземне видання, включене до бази даних Scopus)**
8. Енергетичний аналіз теплонасосної припливно-витяжної установки для

осушення та кондиціювання виробничого приміщення / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // *Теплофізика та теплоенергетика*. – 2022. – № 1 (44). – С. 55-65 (**фахове видання**)

9. Безродний М. К., Притула Н. О., Місюра Т. О. Термодинамічна ефективність утилізації теплоти стічних вод у теплонасосній схемі опалення та вентиляції. Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 25-28 квітня 2017 р. С. 158.

10. Bezrodny M. K., Misiura T. O. (2017) Analysis of the efficiency of the heat pump heating system utilizing the heat of atmospheric air and solar energy. The XVIII All-Ukrainian Students R&D Conference Proceeding “Science and Technology of the XXI Century”, 7 December 2017, Kyiv.

11. Безродний М. К., Притула Н. О., Місюра Т. О. Термодинамічний аналіз теплонасосно-рекуператорної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційного і атмосферного повітря. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції Вінницького національного технічного університету «Інноваційні технології в будівництві-2018» м. Вінниця 14-15 листопада 2018 р.

12. Безродний М. К., Місюра Т. О. Аналіз енергоефективності підтримання комфортних умов у виробничому приміщенні за допомогою теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції. Матеріали XVIII міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 21-24 квітня 2020 р.

13. Безродний М. К., Місюра Т. О. Аналіз енергоефективності теплонасосної системи вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення. Матеріали XVI міжнародної науково-технічної конференції НТУ «ХП» «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» м. Харків 25-26 листопада 2020 р.

14. Безродний М. К., Місюра Т. О. Енергетичний аналіз вискоефективної теплонасосної системи вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з рециркуляцією холоду. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції ВНТУ «Інноваційні технології в будівництві» м. Вінниця 10-12 листопада 2020 р.

15. Безродний М. К., Місюра Т. О. Термодинамічний аналіз високоефективної теплонасосної системи вентиляції та кондиціювання з утилізацією холоду. Матеріали XIX міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 20-23 квітня 2021 р.

16. Bezrodny M. K., Misiura T. O. (2021) Energy efficiency analysis of the ventilation and air conditioning heat pump system inside a production premise with recuperation of exhaust air. The V International Scientific-Technical Conference “Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering”, 3 – 5 June 2021, Kielce, Poland. Pp. 88-91.

17. Безродний М. К., Місюра Т. О. Аналіз енергоефективності теплонасосної системи вентиляції та кондиціювання всередині виробничого приміщення з рекуперацією витяжного повітря. Матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції НУК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» м. Миколаїв 30 вересня-1 жовтня 2021 р. С. 296-299.

18. Безродний М. К., Місюра Т. О. Дослідження енергоефективності застосування теплонасосної системи для вентиляції, кондиціювання та осушення повітря у виробничому приміщенні з рекуперацією енергії витяжного повітря. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції ВНТУ «Енергоефективність в галузях економіки України» м. Вінниця 23-25 листопада 2021 р.

19. Безродний М. К., Місюра Т. О. Енергетичний аналіз теплонасосної системи вентиляції, кондиціювання та осушення виробничого приміщення з утилізацією енергії вентиляційного повітря. Матеріали XII міжнародної онлайн конференції Інституту технічної теплофізики «Проблеми теплофізики та теплоенергетики» м. Київ 26-27 жовтня 2021 р.

20. Безродний М. К., Місюра Т. О. Ефективність теплонасосної системи для вентиляції, кондиціювання та осушення повітря у виробничому приміщенні з рекуперацією енергії витяжного повітря. Матеріали XX міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 26-29 квітня 2022 р.

21. Безродний М. К., Місюра Т. О. Термодинамічний аналіз ефективності систем припливно-витяжної вентиляції та кондиціювання повітря з вбудованим тепловим насосом або зовнішнім ККБ. Матеріали XXI міжнародної науково-практичної конференції КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» м. Київ 25-28 квітня 2023 р.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	17
ВСТУП .....	19
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНОЇ ІНФОРМАЦІЇ .....	26
1.1 Характеристика теплонасосних технологій .....	26
1.2 Огляд останніх досягнень і майбутнього потенціалу повітряних теплонасосних установок .....	30
1.3 Значення теплонасосних технологій в Україні .....	33
1.4 Огляд досліджень ефективного застосування повітряних теплових насосів в системах HVAC .....	36
1.4.1 Теплонасосні установки для вентиляції приміщень.....	37
1.4.2 Теплонасосні установки для вентиляції та кондиціювання приміщень.....	42
1.4.3 Теплонасосні установки для повітряного опалення.....	46
1.4.4 Теплонасосні установки для осушення повітря.....	49
Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження.....	55
РОЗДІЛ 2 ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З НАДЛИШКОВИМ ВОЛОГОВИДІЛЕННЯМ.....	58
2.1 Постановка задач дослідження .....	58
2.2 Опис системи та робочого процесу.....	59
2.3 Термодинамічний аналіз ТНУ .....	61
2.4 Результати розрахунків.....	65
2.5 Висновки до розділу 2 .....	71
РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З НАДЛИШКОВИМ ВОЛОГОВИДІЛЕННЯМ.....	73
3.1 Постановка задач дослідження.....	73
3.2 Опис системи та робочого процесу.....	74
3.3 Методика визначення температури припливного повітря .....	76

3.4 Термодинамічний аналіз ТНУ .....	78
3.5 Результати розрахунків.....	81
3.6 Висновки до розділу 3 .....	87
РОЗДІЛ 4 ВИСОКОЕФЕКТИВНА ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ .....	
4.1 Постановка задач дослідження.....	88
4.2 Опис системи та робочого процесу.....	89
4.3 Термодинамічний аналіз ТНУ .....	92
4.4 Результати розрахунків .....	95
4.5 Висновки до розділу 4 .....	100
РОЗДІЛ 5 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З РЕКУПЕРАЦІЄЮ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ.....	
5.1 Постановка задач дослідження.....	101
5.2 Опис системи та робочого процесу.....	102
5.3 Термодинамічний аналіз ТНУ .....	104
5.4 Результати розрахунків .....	107
5.5 Висновки до розділу 5... ..	113
РОЗДІЛ 6 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЗМІНИ ВНУТРІШНІХ ВОЛОГОВИДІЛЕНЬ НА РОБОТУ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОСУШЕННЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ.....	
6.1 Постановка задач дослідження.....	114
6.2 Опис системи та робочого процесу.....	115
6.3 Термодинамічний аналіз ТНУ .....	117
6.4 Результати розрахунків .....	121
6.5 Висновки до розділу 6... ..	126

РОЗДІЛ 7 ПЕРЕВАГИ ТА ЕКОНОМІЧНІСТЬ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНИХ УСТАНОВОК НА ОСНОВІ ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ В КОМЕРЦІЙНОМУ І ПРОМИСЛОВОМУ СЕКТОРАХ.....	128
7.1 Постановка задач дослідження.....	128
7.2 Опис систем з ККБ (а) або ТН (б) та робочих процесів.....	132
7.3 Термодинамічний аналіз ПВУ з ККБ (а) або ТН (б) .....	135
7.4 Результати аналізу системи ПВУ з ККБ.....	142
7.5 Результати аналізу системи ПВУ з ТН .....	146
7.6 Висновки до розділу 7.....	153
ВИСНОВКИ.....	155
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	159



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

### Умовні позначення

$h$  – питома ентальпія, кДж/кг;

$G$  – масова витрата, кг/с;

$t, T$  – температура, °С;

$K$  – коефіцієнт рециркуляції, відносна частка повітря;

$\phi$  – коефіцієнт трансформації теплового насоса;

$Q$  – тепловий потік, теплове навантаження, тепла потужність, кВт;

$L$  – електрична потужність, кВт;

$\varepsilon$  – холодильний коефіцієнт;

$c$  – питома масова теплоємність, кДж/(кг · °С);

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;

$F, S$  – площа, м<sup>2</sup>;

$V$  – об'ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;

$w$  – швидкість, м/с;

$\tau$  – час, с;

$N$  – кількість, шт.;

$d$  – вологовміст повітря, г/кг<sub>с.п.</sub>.

### Індекси

Нижні:

$zag$  – загальний;

$v$  – випарник;

$k$  – конденсатор;

$kz$  – камера змішування;

$vidx$  – відхідний;

$vol$  – волога;

$sp$  – сухе повітря;

*вод* – вода;  
*пов* – повітря;  
*сх* – схема;  
*хол* – холодильний;  
*сум* – суміш;  
*р* – рециркуляція;  
*г* – рекуператор;  
*п* – приміщення;  
*ном* – номінальний;  
*хл* – поверхня випарника ТН.

Верхні:

*тн* – тепловий насос.

## Скорочення

ТН – тепловий насос;  
 ТНС – теплонасосна система;  
 ТНУ – теплонасосна установка;  
 ККБ – компресорно-конденсаційний блок;  
 ККД – коефіцієнт корисної дії;  
 КЗ – камера змішування, коротке замикання;  
 HVAC – heating, ventilation and air conditioning;  
 COP – coefficient of performance;  
 SCOP – seasonal coefficient of performance;  
 SPF – seasonal performance factor;  
 GSHP – ground source heat pump;  
 ASHP – air source heat pump;  
 ASHRAE – American society of heating, refrigerating and air conditioning engineers.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Пропонуються шляхи економії вичерпних енергоресурсів та зниження навантаження на традиційні теплогенеруючі установки із застосуванням теплових насосів (ТН) у вентиляції, кондиціюванні та теплопостачанні. Теплонасосні установки (ТНУ), що утилізують відновлювані природні джерела енергії та низькотемпературні вторинні енергоресурси для перетворення в енергію, яка придатна для практичного використання, набули широкого розповсюдження в світі [1]. Енергетична значимість доцільності їх впровадження доведена досвідом експлуатації десятків мільйонів установок різного функціонального призначення [2]. При цьому більш ніж 75 % ТНУ працюють в системах теплопостачання об'єктів житлово-комунального господарства [3], економлячи у великій кількості дефіцитне і коштовне органічне паливо, знижуючи забруднення навколишнього середовища продуктами згоряння і покращуючи умови життя та побуту населення. Проте правильне та економічно виправдане впровадження ТНУ супроводжується рядом задач, які необхідно вирішити.

На сьогодні пошуки альтернативних джерел енергії є одним з провідних напрямів досліджень у теплоенергетиці та енергозбереженні [4]. В енергетиці з'являються нові стратегії з підвищення енергоефективності та вдосконалюються існуючі системи теплопостачання, вентиляції та кондиціювання. Сам по собі тепловий насос не завжди може бути виправданим рішенням, попри його ефективність. Якщо теплопостачання здійснюється лише за допомогою теплового насоса (без додаткових заходів з підвищення ефективності), це найчастіше призводить до значних капітальних затрат та високого терміну окупності [5].

Новизна даної теми полягає в реалізації енергоефективного проектування систем HVAC з додатковим включенням у теплонасосні схеми джерела низькопотенційної енергії. Такий підхід дозволяє зменшити витрати зовнішньої енергії на тепловий насос, знизити необхідну номінальну потужність агрегату, а також реалізує кінцеву мету сучасної енергетичної стратегії: утилізацію «безкоштовної» відновлювальної енергії в корисних цілях.

Основною задачею вентиляції є підвищення якості внутрішнього повітря шляхом заміни повітря в приміщенні. Крім того, процес вентиляції часто використовується для підтримки певної температури та вологості в зоні обслуговування. Забезпечення необхідної витрати припливного повітря і ефективний його розподіл у приміщенні є важливими вимогами для створення комфортних умов і видалення забруднюючих речовин. Основною задачею кондиціонування є автоматична підтримка в закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів повітря (температури, відносної вологості, чистоти, швидкості руху повітря) з метою забезпечення оптимальних мікрокліматичних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей, ведення технологічного процесу. Дослідження з ефективного застосування ТНУ в системах HVAC є важливими, оскільки частка споживання енергії цим енергетичним сектором складає близько 12 % кінцевого споживання енергії в усьому світі і приблизно 25 % в багатих чи холодних регіонах, таких як ЄС [6].

Підтримання вологості повітря на оптимальному рівні також є невід'ємним завданням багатьох кліматичних систем. Підвищена вологість негативно впливає не тільки на здоров'я і самопочуття людей, але і на умови зберігання сировини та продукції, заважає багатьом технологічним процесам. Застосування теплових насосів дозволяє більш просто і економічно здійснювати надійний контроль відносної вологості повітря в виробничих приміщеннях і не допускати конденсацію водяної пари на внутрішніх поверхнях обгороджень [7].

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Проведені дослідження відповідають Законам України «Про енергозбереження», «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки»; виконувалась у відповідності до ініціативної НДР «Розробка та дослідження ресурсозберігаючих технологій та процесів у промисловій теплоенергетиці», державний реєстраційний номер 0111U004644; та пов'язані з науковими дослідженнями кафедри теплової та альтернативної енергетики (ТАЕ) Національного технічного університету України «Київського політехнічного інституту імені Ігоря Сікорського» за темою: «Екотехнології та технології енергозбереження».

**Мета і завдання дослідження.** Метою даної роботи є способи підвищення енергоефективності повітряних теплонасосних систем вентиляції, кондиціонування та теплопостачання. Аналіз термодинамічної ефективності таких систем відбувається за умови додаткової утилізації «безкоштовних» низькопотенційних джерел теплоти або холоду. Математичні моделі систем досліджувались для випадків опалення та вентиляції у холодний період; кондиціонування повітря у виробничих приміщеннях у теплий період; видалення надлишкової вологи з приміщення; коли потреби у кондиціонуванні зросли. Знаходження оптимальних умов та режимів роботи установок та їх порівняння дозволяє обирати найбільш ефективну теплонасосну систему для будь-якого проекту та призначення.

Для досягнення мети дослідження були виконані наступні завдання:

- аналіз сучасних схем HVAC на базі повітряних теплових насосів з додатковим використанням різних низькопотенційних джерел теплоти або холоду;
- дослідження способів зміни температурного потенціалу зовнішнього повітря на вході до випарника теплового насоса для підвищення ефективності;
- розробка математичних моделей теплонасосних систем, їх чисельний аналіз за відповідних вхідних параметрів методом послідовних наближень;
- порівняльний аналіз досліджених схем HVAC на прикладі реальних об'єктів;
- розробка алгоритму оцінки енергоефективності теплонасосних установок для проектування як вентиляційних систем, так і припливно-витяжних установок.

*Об'єкт дослідження* – системи вентиляції та кондиціонування житлових та виробничих приміщень за допомогою припливно-витяжних установок з вбудованим повітряним тепловим насосом та глибокою утилізацією низькопотенційної теплоти.

*Предмет дослідження* – аналіз термодинамічної ефективності повітряних теплонасосних установок вентиляції та кондиціонування з додатковими джерелами теплоти або холоду: повітряне опалення, вентиляція та кондиціонування повітря у відповідно холодний та теплий періоди року; знаходження оптимальних умов та режимів роботи установок та їх порівняння.

**Методи дослідження.** Науково-методичну основу проведених досліджень склали наступні методи: аналізу та синтезу, математичного та імітаційного

моделювання, математичної статистики, термодинамічного моделювання, фундаментальні положення теорії тепломасообміну. Обробка результатів теоретичних досліджень проводилась з використанням пакетів прикладних програм – Mathcad, Microsoft Excel, SolidWorks.

**Наукова новизна** результатів дослідження полягає у наступному:

- проведені дослідження із забезпечення вологісного режиму всередині приміщень теплонасосними системи. На практиці температура є основним параметром для припливного повітря, а додаткове осушення або зволоження відбуваються за допомогою інших пристроїв. У той час як теплові насоси за правильної організації потоків повітря можуть забезпечувати параметри припливного повітря не тільки за температурою, але і за відносною вологістю;

- проведений термодинамічний аналіз ефективності теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції виробничого приміщення з урахуванням видалення зайвої вологи. Встановлено, що коефіцієнт рециркуляції для підтримання заданих параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури, так і відносної вологості атмосферного повітря.

- проведено аналізи енергоефективності теплонасосних систем з різними способами утилізації низькопотенційної енергії витяжного повітря для вентиляції та кондиціонування приміщень. Розглянуто випадки роботи систем за умов, коли потреби в кондиціонуванні зросли вдвічі, коли в приміщенні присутні надлишкові вологовиділення.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в тому, що додаткове комбінування повітряних теплових насосів з іншими низькопотенційними джерелами теплоти веде не тільки до підвищення ефективності роботи перших, але може давати економію капіталовкладень за використання останніх (наприклад, зменшення площі сонячних колекторів, теплообмінних поверхонь випарників або конденсаторів ТН). Варіанти таких комбінацій залежать від призначення та розташування будівлі, але в більшості випадків вони присутні та завжди дають економічний ефект у довгостроковій перспективі.

Проведений енергетичний аналіз ТНУ в залежності від зміни температури та

відносної вологості зовнішнього середовища. Показано, що необхідне для опалення або кондиціювання додаткове нагрівання або охолодження припливного повітря може бути визначено через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур ззовні і всередині приміщення, значення якого залежить від теплофізичних і геометричних характеристик приміщення і кратності повітрообміну, що визначається функціональним призначенням об'єкта кондиціювання, а також від внутрішніх тепловиділень у приміщенні.

Крім того, застосування теплових насосів для кондиціювання виробничих приміщень дозволяє поєднувати в одній установці процеси кондиціювання та осушення припливного та утилізації відпрацьованого повітря, що робить систему більш простою, моноблочною та економічною. Використання теплового насоса в системах вентиляції виробничих приміщень дозволяє забезпечити комфортні умови праці з достатньо високою термодинамічною ефективністю.

**Особистий внесок здобувача.** Дисертація є завершеною науковою працею. Автором особисто отримано всі наукові результати, які наводяться в дисертаційній роботі. У друкованих працях, опублікованих у співавторстві, здобувачеві належать такі результати:

- створення математичних моделей теплонасосних систем для подальшого термодинамічного аналізу;
- дослідження роботи теплонасосної установки в холодний період року для повітряного опалення та вентиляції виробничого приміщення [8]. Показано, що для підтримання заданих температури та вологовмісту повітря в приміщенні за різних параметрів довкілля коефіцієнт рециркуляції має змінюватись в залежності від температури і відносної вологості атмосферного повітря;
- дослідження роботи системи за теплих умов для вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення, аналіз обмежень системи, пошук способів розширення її діапазону роботи [9]. Досліджувана система підходить до застосування у країнах із помірно-континентальним кліматом;
- розробка вдосконаленої системи з врахуванням попередніх результатів, дослідження її енергоефективності та порівняння результатів [10]. Досліджена

система може бути придатною для застосування в країнах з помірним континентальним і вологим тропічним кліматом в усьому діапазоні температур навколишнього середовища, коли об'єктом вентиляції виступає виробниче приміщення з невисокою кратністю повітрообміну;

- розробка теоретично найбільш ефективної теплонасосної системи та дослідження її роботи в умовах вентиляції та кондиціювання [11], а також для осушення та кондиціювання приміщення з надлишковими вологовиділеннями [12];

- дослідження та порівняння двох реальних систем вентиляції та кондиціювання з різними джерелами холоду (внутрішній тепловий насос або зовнішній компресорно-конденсаторний блок) [13]. Досліджені теоретичні моделі двох систем можна використовувати для оцінки доцільності тієї чи іншої схеми в залежності від проекту, а також під час проектування ПВУ;

- обробка отриманих розрахункових даних на предмет визначення оптимальних режимів роботи систем;

- розробка методики аналізу енергетичної ефективності теплонасосних систем різних компоновок на основі рівнянь енергетичних та масових балансів систем в цілому та їх окремих вузлів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати наукових досліджень, викладених у дисертаційній роботі, було представлено на міжнародних науково-технічних та науково-практичних конференціях, зокрема: міжнародна науково-практична конференція КПІ ім. Ігоря Сікорського «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Київ, 2017, 2020, 2021, 2022, 2023); міжнародна науково-технічна конференція Вінницького національного технічного університету «Інноваційні технології в будівництві» (Вінниця, 2018, 2020, 2021); міжнародна науково-технічна конференція НТУ «ХПІ» «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (Харків, 2020), міжнародна науково-технічна конференція «Actual problems of renewable energy, construction and environmental engineering» (Польща, 2021), міжнародна науково-технічна конференція НУК «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (Миколаїв, 2021), міжнародна онлайн конференція Інституту технічної теплофізики «Проблеми теплофізики та теплоенергетики» (Київ, 2021).



Результати досліджень також були представлені на Всеукраїнському конкурсі «Молодь – енергетиці України – 2019: відкритий конкурс молодих енергетиків та вчених» (Київ, 2019), де представлена на конкурсі робота здобула призове місце.

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи опубліковано у 21 наукових працях: 8 статей у наукових фахових виданнях (три статті у виданнях іноземних держав, з яких дві внесені до міжнародної бази Scopus, п'ять статей у фахових виданнях України), 13 тез доповідей у збірниках матеріалів конференції, з яких одна у виданні іноземних держав.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, семи розділів, висновків, списку використаних джерел із 105 найменувань. Загальний обсяг дисертації складає 168 сторінок, 62 рисунки.

## РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

### 1.1 Характеристика теплонасосних технологій

Оскільки попит на енергію зростає, а також у зв'язку з більшою зосередженістю на використанні низькопотенційних джерел теплоти, теплові насоси стали ефективною технологією відновлюваної енергії для передачі теплової енергії з одного місця в інше. Теплові насоси використовуються в цілях опалення приміщень, охолодження приміщень, підігріву води тощо. Світова кліматична та енергетична політика до 2030 року вирішує скоротити викиди парникових газів на 40 %. Таким чином, це збільшило потребу у використанні відновлюваної та вторинної енергії. Теплові насоси мають можливість використовувати цю енергію в будь-якому побутовому та промисловому застосуванні.

Продажі ТН у Європі зросли з 7,5 мільйонів одиниць у 2014 році до 11,8 мільйонів одиниць у 2018 році, причому на ринку домінують повітряні теплові насоси (ASHP) [14]. Стимулювання ЄС для використання відновлюваної енергії служить заохоченням для впровадження технологій відновлюваної енергії [15] також в Україні.

Теплові насоси продаються як привабливий варіант для споживачів, які бажають замінити системи опалення на викопному паливі. Їх рекламують як системи, що забезпечують економію коштів, одночасно сприяючи зменшенню викидів вуглецю та покращенню якості місцевого повітря. Перехід на ТН для опалення, вентиляції або кондиціонування житлових та виробничих приміщень зменшить залежність від невідновлюваних джерел енергії, таких як викопне паливо, тим самим підвищуючи енергетичну безпеку [16].

Теплові насоси функціонують шляхом передачі теплоти з області з нижчою температурою в область з вищою температурою, працюючи за зворотним циклом [17]. Цей процес передбачає використання невеликої кількості електроенергії для перекачування холодоагенту через систему для передачі теплової енергії. Теплові насоси можна використовувати для опалення, вентиляції та кондиціонування,

охолодження та підігріву води.

На рис. 1.1 показано процес поглинання теплоти із зовнішнього середовища тепловим насосом і подальшу передачу теплової енергії воді в системі опалення. Це досягається шляхом випаровування охолоджувальної рідини у випарнику (зображено синім кольором) і подальшого стиснення парогазової суміші до більш високого тиску, що підвищує її температуру вище температури води в системі опалення. Теплоносій віддає теплоту конденсатору з водяним охолодженням (позначений червоним кольором), сприяючи передачі теплоти від нагрівальної поверхні до води в системі опалення будинку.

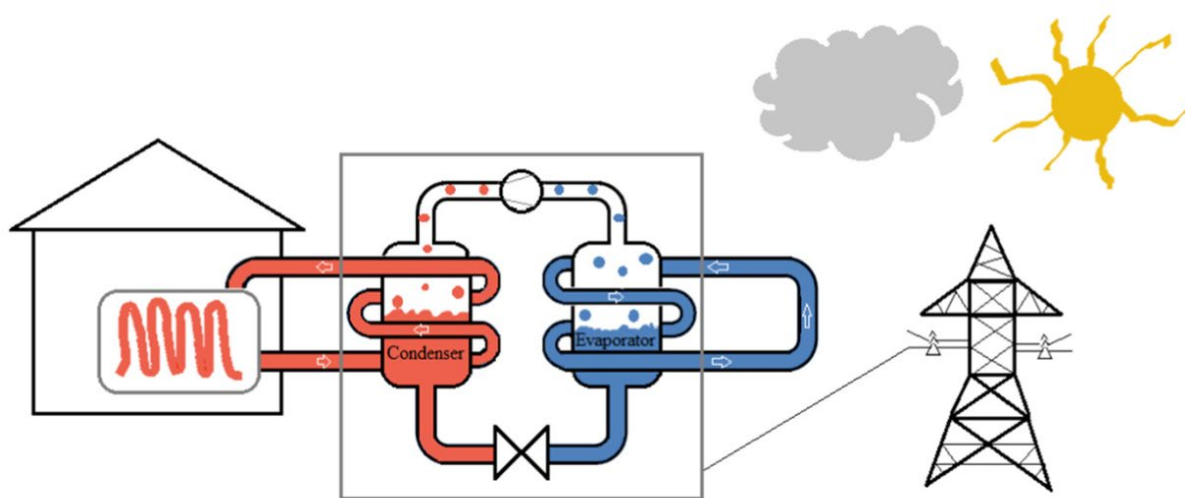


Рис. 1.1 – Принципова схема системи теплового насоса.

Енергоефективність ТН визначається шляхом віднесення кількості теплової енергії, яку він постачає, до кількості енергії, яку він споживає. Це вимірюється коефіцієнтом продуктивності (COP), який представляє відношення потужності нагріву або охолодження (у кіловатах), що забезпечується ТН,  $Q$ , до потужності, що споживається ТН,  $W$ .

На робоче навантаження ТН для підтримки комфортного середовища проживання або роботи впливають різні фактори, включаючи тип джерела теплоти та теплообмінників, кліматичні умови протікання технологічних процесів і перебування людей, різниця температур між навколишнім середовищем та всередині приміщення.

Аналіз кліматичних даних і потреб у енергоспоживанні з 2011 по 2021 рр. [18]

був використаний для створення штучних національних часових відрізків попиту на теплоту та відповідні COP для 16 європейських країн. За зворотнім циклом Карно COP теплового насоса зменшується зі збільшенням різниці температур між верхнім і нижнім джерелом теплоти. Більший температурний розрив призводить до зниження ефективності ТН.

Для оцінки продуктивності всієї системи HVAC за певний період враховується сезонна ефективність ТН. Це середньозважене значення COP протягом повного опалювального сезону з урахуванням ефективності за стандартних умов експлуатації та кількості днів, протягом яких ці умови відбуваються. Цей показник відомий як сезонний коефіцієнт ефективності (SCOP) і дозволяє визначити енергетичне маркування для цілей екодизайну [19].

Виробники розраховують проектний COP за конкретних стабільних умов експлуатації відповідно до стандартів, таких як EN14511 1–4. Ці умови визначають компоненти системи та граничні умови, які слід враховувати при розрахунку COP. Встановлення узгоджених стандартів забезпечує послідовність і полегшує порівняння результатів у різних теплових випробуваннях [20].

При модернізації теплових насосів для заміни існуючих систем опалення SPF є найбільш релевантним показником для оцінки ефективності [5]. SPF включає споживання електричної енергії вентилятором/насосом джерела, компресором і контролером, що робить можливим його порівняння з альтернативними джерелами теплоти на викопному паливі, такими як конденсаційні газові котли.

SPF узгоджуються з Директивою щодо відновлюваної енергії [21], яка розраховує відновлювану енергію, що використовується ТН, і визначає SPF, включаючи допоміжні приводи для джерела теплоти, але за винятком резервних нагрівачів. Згідно з Директивою ЄС щодо відновлюваних джерел теплоти [21], теплові насоси повинні мати  $SPF \geq 2,88$ , щоб бути класифікованими як ті, що генерують відновлювану теплоту [5]. На продуктивність теплових насосів значною мірою впливають умови навколишнього середовища і характеристики будівлі. Отже, їхні реальні характеристики можуть відрізнятися від тих, що спостерігаються в лабораторних умовах, зазначених у технічних паспортах виробників.

Відновлюваними джерелами енергії визнаються аеро-, гео- та гідротермальні джерела [22]. Однак, як підкреслюється в [5], продуктивність теплонасосних систем повинна бути спершу оцінена, щоб забезпечити відповідність визначенням, викладеним у директивах щодо відновлюваних джерел.

Доступні різні типи ТН, у тому числі повітря-вода, вода-вода, розсіл-вода, відпрацьоване повітря-вода, повітря-повітря тощо. Також поширені конфігурації гібридних систем, що поєднують ТН з існуючими традиційними системами опалення або іншими системами відновлюваних джерел, такими як фотоелектричні [23].

Теплові насоси «повітря-вода» поглинають енергію з навколишнього повітря та розподіляють її через гідравлічну систему опалення через стінні радіатори або труби під підлогою. Теплові насоси «повітря-повітря» розподіляють теплоту або холод всередині будівлі за допомогою повітроводів. Повітряні ТН (ASHP) особливо підходять для житлових або офісних будівель з високою щільністю забудови, де ґрунтові ТН можуть бути неможливими [24], що робить їх перспективним варіантом для схем модернізації. Однак вплив морозу на повітряні ТН є обмежуючим фактором, особливо в холодному або вологому кліматі [25].

Ґрунтові теплові насоси (GSHP), також відомі як геотермальні ТН, пропонують більш стабільну роботу завдяки помірним підземним температурам [26]. Різні типи GSHP включають системи підземних трубопроводів середньої глибини (2–3 м по вертикалі) і звичайні (до 1 м по горизонталі) [27]. Однак площа землі, необхідна для встановлення, робить їх непрактичними для модернізації в міських районах і столичних регіонах.

Системи ТН, що базуються на підземних водах, використовують воду зі свердловин або поверхневу воду як джерело теплоти взимку та джерело холоду для кондиціонування влітку. Відносно стабільна температура ґрунтових вод дозволяє цим системам досягати вищих COP порівняно з ASHP. Однак такі проблеми, як визначення відповідних водойм, оцінка потенціалу теплообміну по відношенню до водних потоків і потенційні проблеми осідання з пробуреними колодязями обмежують їх використання в міських умовах.

Повітряні теплові насоси (ASHP) є найпоширенішим типом ТН в Україні [2].

ASHP потребують значно менше площі порівняно з ґрунтовими тепловими насосами. Очікується, що ASHP відіграватимуть значну роль в електрифікації опалення будинків, зокрема через схеми модернізації старих міських будинків. Проте в роботі [28] наголошується на високих капітальних витратах на модернізацію існуючих HVAC систем та вищих експлуатаційних витратах ASHP (порівняно з газовими котлами). Тому для забезпечення очікуваного скорочення викидів вуглецю необхідне ретельне управління переходом до більш енергоефективних систем. Потрібні подальші дослідження щодо використання ASHP в модернізованих домашніх умовах і у промисловому застосуванні [29].

Перехід на відновлювані джерела теплоти неминуче призведе до збільшення попиту на електроенергію для живлення ТН [30]. Тому надзвичайно важливо розуміти їх експлуатаційні характеристики, а також перспективи побутових та промислових споживачів ASHP щодо їхніх систем. Щоб досягти цього розуміння, необхідні відповідні експериментальні та теоретичні дослідження, що дають оцінку продуктивності та роботи систем ASHP в житлових, громадських і промислових будівлях, а не експерименти з оптимізації конструкцій теплових насосів.

## **1.2 Огляд останніх досягнень і майбутнього потенціалу повітряних теплонасосних установок**

На опалення та охолодження приміщень припадає більшість побутового споживання енергії в будівлях разом із гарячою водою. У багатьох країнах ця енергія все ще одержується з викопного палива, і оскільки кількість викопного палива не тільки обмежена, воно є екологічно шкідливим через вивільнення CO<sub>2</sub>, що призводить до зміни клімату [31]. Тому з 2012/27 Європейська директива з енергоефективності [32] підтримує принцип утилізації поновлюваних та вторинних джерел енергії для забезпечення енергією житлового фонду. Це значно підвищило інтерес до теплонасосних систем як альтернативного варіанту опалення та кондиціонування приміщень у будинках.

Було проведено багато робіт з досліджень потенціалу економії системи

повітряного теплового насоса в порівнянні з альтернативними системами опалення та кондиціювання. Варто відзначити, що впровадження теплонасосної системи має бути обґрунтованим для досягнення високої енергоефективності, і не завжди встановлення теплового насоса може бути доцільним. Так, наприклад, Боїч та ін. [33] оцінили, що котел на природньому газі, який використовується для системи опалення та кондиціювання повітря в офісній будівлі в Сербії, має вищий показник енергоефективності, з кращою економією, ніж теплонасосна установка, на яку було замінено цей котел. Причиною такого незадовільного результату було застосування повітряної теплонасосної системи для водяного опалення приміщень, у яких не були замінені опалювальні прилади на низькотемпературні. На противагу цьому в іншому дослідженні М. С. Торєков та ін. [34] показали, що системи з тепловим насосом, як правило, є більш економічно життєздатними, ніж котли на природньому газі або пряме електричне опалення, для односімейних будинків, сімейних будинків з двома спальнями, кластерних будинків з 5 і 8 квартирами та житлових багатоповерхівок.

Інші дослідження показали, до якої міри ефективність опалення теплонасосною установкою всередині будівель може зменшити викиди парникових газів і покращити енергоефективність для закритого спортивного залу в Туреччині. Балта [35] дослідив, що порівняно з повітряними ТН звичайний котел має найнижчу енергоефективність.

Ключове завдання при виборі адекватної системи опалення полягає в тому, щоб визначити економічні переваги для споживачів. Ву та ін. [36] показали, що порівняно зі звичайними котлами теплонасосні установки є енергетично та економічно доцільними, якщо їх правильно спроектувати відповідно до опалювального періоду та ціни на енергію в місцевості.

Проведені Лью та ін. [37] дослідження показали, що комбінація утилізації сонячної енергії та повітряного теплового насоса має вищу ефективність порівняно з одним повітряним тепловим насосом на цілих 20 % з точки зору одиничної теплової потужності та COP. Однак ця різниця в ефективності була більшою за температури навколишнього середовища  $-5^{\circ}\text{C}$  у порівнянні з  $7^{\circ}\text{C}$ . Ефективність за найкращих умов зросла на 27 %, а COP теплового насоса підвищився на 45,5 %.

Рекуперація теплоти з відпрацьованого повітря, що здійснюється як активними,

так і пасивними системами, широко розглядається в літературі [33-36] і набуватиме дедалі більшого значення, враховуючи суворіші закони та законодавство. Безант і Сімонсон [38] зазначають, що рекуперація теплоти повітря іншим потоком повітря може зменшити капітальні витрати та споживання енергії допоміжних обладнань для опалення та охолодження.

Дослідження, проведене Валліном та ін. [39], показало, що для типового випадку в Стокгольмі утилізація вторинної теплоти за допомогою традиційного теплового насоса типу повітря-повітря може становити до 47 %. Цей показник було покращено до 65 % шляхом модернізації системи змішувача теплового насоса. Окупність досліджуваної системи становитиме приблизно 6 років, що можна вважати тривалим.

Дослідження, проведене Фуччі та ін. [40], показує інтегровану механічну систему вентиляції з тепловим насосом. Система продемонструвала середній загальний коефіцієнт ефективності COP 9,5, 8,9 і 6,6 при  $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  (температура зовнішнього повітря) відповідно. Кількість утилізованої теплоти склала 86,2 %, що дозволило зменшити навантаження на компресор і зробило роботу ТН ще більш ефективною.

Тальфельдт та ін. [41] дослідили два основних методи для забезпечення повітря гарної якості та високої енергоефективності роботи систем з тепловими насосами в відремонтованих квартирах у холодному кліматі. Цими методами є рекуперація теплоти і встановлення теплового насоса на стороні вентиляційних викидів механічної припливно-витяжної системи вентиляції. Було встановлено, що використання теплового насоса усуває потребу в районному споживанні теплової енергії протягом літа. Значення сезонної ефективності роботи всієї системи склало 3,6 Вт/Вт. Однак у дослідженні не має жодної згадки про точну капітальну вартість системи.

Дослідження Денга та ін. [42] мали на меті експериментальне вивчення та оцінку роботи 32 теплонасосних систем для опалення приміщень. Результати цього дослідження цікаві, оскільки деякі зроблені пропозиції з удосконалення установок сприяють роботі систем з тепловим насосом в цілому. Це включає забезпечення високотемпературним джерелом теплоти, що передбачає важливість правильного



розташування випарника. Енергоефективність також можна покращити, налаштувавши систему відповідно до потреб в енергоспоживанні. А застосування децентралізованої системи може бути більш вигідним, оскільки передача електроенергії набагато легша та проходить майже без втрат, ніж розподіл гарячої води.

Слід зазначити, що під час огляду наукової літератури нечасто можна знайти дослідження, які демонструють усі дані випробувань або термодинамічних аналізів, температурні профілі, потребу в опаленні тощо. Це ускладнює встановлення вихідних умов досліджень та їх адекватну оцінку.

З технологічним прогресом звичайні газові котли стали «розумними» лише нещодавно. «Розумний» відноситься до систем, якими можна керувати бездротовим способом за допомогою програми на смартфоні, що має спеціальні робочі функції, такі як визначення місця розташування для обігріву будинку, наприклад. Найбільшою перевагою розумних систем є те, що мешканцям дуже зручно контролювати опалення протягом дня. Традиційна система програмування опалення, де користувач вибирає, коли опалення вмикати чи вимикати, дуже жорстка і спричиняє втрати енергії, коли вона не потрібна, наприклад, коли мешканці залишають будинок. Відключення такої системи та ввімкнення її знову викликає незручності. Таким чином, впровадження інтелектуальних систем опалення/вентиляції на базі теплових насосів може бути ідеальною функцією, яка потенційно може заощадити більше енергії.

Ця перевага особливо значна у випадку теплових насосів з утилізацією енергії витяжного повітря, які можуть регулювати швидкість обміну повітря за допомогою заслінок. Це може забезпечувати ефективне нічне вентиляційне охолодження, заощаджуючи користувачеві експлуатаційні витрати на тепловий насос як системи охолодження протягом кількох годин, якщо будинок добре ізольований.

### **1.3 Значення теплонасосних технологій в Україні**

Теплоту, що генерується в теплонасосній установці, раціонально використовувати, насамперед, у житлово-комунальному секторі економіки, де дороге

та дефіцитне органічне паливо споживається у величезних кількостях. В економіці України ці проблеми виявляються особливо гостро, тому що для генерації теплоти комунального призначення, обсяг якої у загальному енергетичному балансі країни становить близько 55 %, витрачається понад 27 % палива, що споживається. До того ж ця галузь економіки є найбільш технічно відсталою з цілим рядом проблем технічного, економічного та екологічного характеру [43].

У 2017 році в Україні були внесені зміни до законодавства «Про альтернативні джерела енергії» [44]. Ця поправка визнає, що теплову енергію, отриману від ТН, які використовують аеротермальні, гідротермальні або геотермальні джерела, слід класифікувати як відновлювану енергію, якщо вихідна енергія значно перевищує первинну енергію, що споживає ТН.

Інститут технічної теплофізики НАН України розробив методику розрахунку частки енергії, виробленої ТН [45]. Цей розрахунок має вирішальне значення для звітування про прогрес перед Енергетичним Співтовариством щодо просування та використання відновлюваних джерел енергії. На основі отриманої інформації розраховано виробництво енергії ТН у 2021 році на рівні 408 ГВт·год або встановленою потужністю, еквівалентною 1620 МВт.

Крім того, введення в дію Закону «Про енергетичну ефективність будівель» [46] у 2017 році передбачало заходи щодо зменшення споживання енергії в будівлях відповідно до Директиви 2010/31/ЄС [47]. Зокрема, частина 5 статті 12 цього закону при виборі варіантів енергозабезпечення об'єктів будівництва визначає пріоритет використання високоефективних джерел енергії, зокрема ТН.

Мінрегіон розробив концепцію «Стратегії термомодернізації будівель до 2050 року» [48], яка підкреслює важливість координації термомодернізації з метою декарбонізації. Це передбачає використання чистої енергії з місцевих відновлюваних джерел, відпрацьованої теплоти та ТН для зон із низьким тепловим навантаженням (таких як односімейні будинки). Навпаки, райони з високою щільністю проживання (наприклад, багатоквартирні комплекси) рекомендується підключати до ефективної централізованої системи опалення.

У рамках виконання Угоди про асоціацію між Україною та ЄС [49] та в межах

ратифікації Енергетичним Співтовариством [50] прийнято або готуються різноманітні акти. Ці акти спрямовані на підвищення енергоефективності та зменшення використання матеріалів, що містять вуглець. Серед них – відповідні технічні регламенти, що визначають вимоги еко-дизайну для енергоспоживаючої продукції.

У Національному плані дій щодо розвитку відновлюваної енергетики до 2030 року визначено ціль забезпечити 35 % відновлюваної енергії в кінцевому споживанні енергії для сектору опалення та охолодження. Досягнення цієї цілі вимагає будівництва 35,6 ГВт нових потужностей, у тому числі 5,1 ГВт від ТН.

Проблема стрімкого впровадження теплонасосних технологій в Україні полягає у відносно високому порозі інвестицій порівняно з традиційними методами вилучення теплоти з викопного та альтернативного палива. Однак довгострокова економія коштів переважає ці бар'єри, особливо якщо взяти до уваги потенційне збільшення податків на викиди CO<sub>2</sub> та обмежену доступність альтернативних видів палива [51].

Щоб подолати вхідний бар'єр, важливо розробити систему стимулів, зокрема в системах опалення та охолодження для соціальних, медичних, наукових, освітніх та інших громадських будівель. Необхідно створити цільові програми для закладів таких галузей, як охорона здоров'я, наука, освіта та культура.

Основні заходи щодо сприяння впровадження ТН в Україні включають:

1. Створення повного каталогу техніко-економічних обґрунтувань проектів ТН на різних типах об'єктів.
2. Заохочення наукових досліджень для розробки більш доступного та ефективного теплонасосного обладнання, яке б відповідало середньому доходу домогосподарства.
3. Розробку моделей державної та фонду енергоефективності підтримки проектів ТН.
4. Обов'язкове врахування варіантів ТН при проектуванні та реконструкції будівель.
5. Реалізацію демонстраційних проектів із застосуванням ТН на об'єктах соціальної сфери.

6. Вивчення використання потенціалу відходів промислового виробництва через проекти ТН.

7. Реалізацію демонстраційних проєктів енергоефективних централізованих систем теплопостачання на основі ТН у середніх за розміром районах міста.

8. Вирішення питання про можливість застосування знижок на «зелену» електроенергію для ТН із забезпеченням балансу інтересів споживачів, енергосистеми та держави з урахуванням можливостей регулювання навантаження.

Згідно з Міжнародним енергетичним агентством (ІЕА), національні уряди повинні співпрацювати з національною промисловістю, щоб подолати бар'єри з боку пропозиції та створити сприятливі умови для виробництва та машинобудування.

Існує значний потенціал для використання ТН як у модернізації централізованого теплопостачання, так і в промисловості [51]. Однак для забезпечення реалістичних перспектив розвитку нових технологій, у тому числі ТН, вкрай важливо встановити ефективні ринкові відносини на енергетичних ринках України.

Якщо приділити належну увагу технології ТН в Україні, вони можуть сприяти не тільки підвищенню енергоефективності та декарбонізації економіки, але й стати міцною основою для зростання вітчизняного промислового та машинобудівного бізнесу. Цей потенціал виходить за межі задоволення внутрішніх потреб, з можливостями виходу на зовнішні ринки, особливо на ринок ЄС, де очікується, що попит на установки ТН перевищить пропозицію в наступному десятилітті [51].

#### **1.4 Огляд досліджень ефективного застосування повітряних теплових насосів в системах HVAC**

Специфіка таких об'єктів, як театри, кіно, ресторани, виставкові центри, супермаркети, вокзали, готелі, лікарні тощо вимагає значної кількості вентиляції повітря, коли приміщення заповнені людьми. Враховуючи, що тепле повітря концентрується у верхній частині великих кімнат, змішуючи це повітря з нижнім холодним повітрям, яке оточує людей, дає важливу можливість для економії енергії,

особливо в аудиторіях і супермаркетах. Також необхідно регулювати частоту провітрювання в залежності від кількості людей, які заповнюють приміщення, враховуючи, що в середньому людині потрібно близько  $0,005 \text{ м}^3$  свіжого повітря за секунду [52].

Джерелами теплоти для ТН у вищевказаних приміщеннях є вентиляційні викиди, які можуть бути використані для підігріву або охолодження свіжого повітря, а в деяких випадках і для гарячого водопостачання, як наприклад, у підігріві води для кухонь у ресторанах. Звичайно, влітку є потреба в кондиціюванні повітря, тому ТН можна використовувати як холодильну машину і як спосіб отримання опалення. Останній варіант підходить для невеликої потреби в теплоті (гаряча вода у ванних кімнатах, кухнях тощо). У продуктових супермаркетах теплота від конденсаторів холодильників може задовольнити 50-70 % потреб в обігріві приміщень, але як правило ця теплота просто видаляється в навколишнє середовище, що вимагає додаткових споживань теплової енергії від котелень та теплових мереж [52].

З метою полегшення експлуатації, ТН повинні бути спроектовані та виготовлені з достатньою потужністю для централізованого теплопостачання з добре ізольованими тепловими мережами. У якості пікового джерела на зиму слід використовувати традиційний котел опалення.

#### **1.4.1 Теплонасосні установки для вентиляції приміщень**

Серед найбільш ефективних об'єктів для застосування теплонасосних технологій є системи вентиляції приміщень. Завдяки невисокій різниці температур припливного і витяжного повітря можна досягти високої енергоефективності за допомогою ТН у системах HVAC при помірних температурах навколишнього середовища. Однак, коли температура навколишнього повітря знижується або зростає, ефективність простих теплонасосних систем значно знижується [53], що призводить до потреб застосування вдосконалених систем.

Дотримання правил охорони здоров'я вимагає постійного надходження свіжого зовнішнього повітря для підтримки якості повітря в будівлі. Щоб оптимізувати

споживання енергії, корисно рекуперувати теплову енергію з відпрацьованого повітря. Сучасні конструкції об'єднують припливний і витяжний канали в єдиний блок, полегшуючи взаємодію між двома повітряними потоками [54]. Однак у старих будівлях незручне розташування припливних і витяжних каналів створює значну проблему для рекуперації теплоти в системах вентиляції.

Для того, щоб повітря необхідної температури надходило в приміщення, використовуються нагрівники для підігріву припливного повітря в найпростіших системах вентиляції. Залежно від джерела теплоти нагрівники можуть бути водяними, газовими або електричними. Нагрівання повітря гарячою водою або електроенергією є найкращим, оскільки дає можливість контролювати температуру повітря точніше. Проте витяжне повітря в таких системах найчастіше видаляється в навколишнє середовище без утилізації його енергії, що робить ефективність подібних систем дуже низькою [43]. Для збільшення ефективності в такі системи встановлюються рекуператори (рис. 1.2).

Рекуперація енергії та подальша економія можуть бути досягнуті завдяки використанню високоефективних теплообмінників, таких як пластинчасті теплообмінники, для подачі свіжого навколишнього повітря та рекуперації. Припливно-витяжні установки, оснащені рекуперативними роторними теплообмінниками, і теплонасосними установками (ТНУ) також широко використовуються для досягнення ефективної рекуперації теплоти [55].



Рис. 1.2 – Різні типи пластинчастих рекуператорів типу повітря-повітря для систем вентиляції та кондиціювання.

У ситуаціях, коли пряма передача теплоти неможлива, використовуються повітряні рекуператори теплоти з проміжним теплоносієм. Вибір відповідної установки залежить від технічних і гігієнічних вимог, включаючи конфігурацію систем припливно-витяжної вентиляції, запобігання перенесенню запахів і шкідливих речовин, а також співвідношення об'єму припливного повітря до об'єму витяжного повітря [56].

Вибір типу рекуператора теплоти обумовлюється порівнянням витрат на енергію або економії з вартістю обладнання. Одним з ефективних підходів до утилізації низькопотенційної теплоти є використання парокомпресійного холодильного обладнання у системах кондиціювання повітря, що працюють у режимі теплового насоса. Теплова потужність ТНУ визначається необхідною продуктивністю охолодження.

У теплий період використовується зворотня вода після системи кондиціювання в якості низькопотенційного джерела теплоти, яка надходить до випарника ТН. У холодний період для підігріву контурної води системи тепlopостачання використовується оборотна вода з ТНУ. Ефективність роботи такої системи в загальному тепловому балансі типового підприємства, становить приблизно 3,3 Вт/Вт [52].

У якості прикладу розглянемо принципову схему вентиляції з рекуператором теплоти витяжного повітря (рис. 1.3). Припливне зовнішнє повітря з температурою  $t_0$  проходить через рекуператор R і нагрівається (або охолоджується) за допомогою витяжного повітря. Термічна ефективність рекуперації в таких пристроях може досягати 70 % [57]. У [58] показано, що навіть за високих значень ефективності рекуперації температура витяжного повітря на виході в навколишнє середовище  $t_{cooling}$  перевищує  $t_0$  (у холодну пору року), що показує можливість більш глибокої утилізації енергії витяжного повітря.

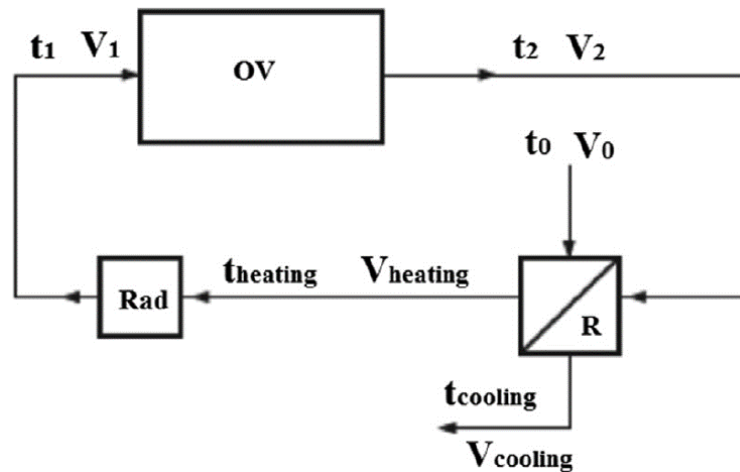


Рис. 1.3 – Проста система вентиляції з використанням повітряного нагрівника і рекуперацією теплоти вентиляційних викидів: OV – приміщення, R – рекуператор, Rad – нагрівник повітря,  $t_0$ ,  $V_0$  – температура та об’ємна витрата зовнішнього повітря,  $t_{cooling}$ ,  $V_{cooling}$  – температура та витрата витяжного повітря,  $t_{heating}$ ,  $V_{heating}$  – температура та витрата повітря після рекуператора,  $t_1$ ,  $V_1$  – температура та витрата припливного повітря,  $t_2$ ,  $V_2$  – температура та витрата вентиляційних викидів [58].

Розглянута система є простою та на практиці реалізується за допомогою припливно-витяжних установок (ПВУ) з пластинчастими рекуператорами (рис. 1.4). На рисунку зображено ПВУ з перехресноточним рекуператором та повітряним нагрівником. У якості джерела теплоти для повітряного нагрівника найчастіше використовується гаряча вода або електроенергія. В установці передбачено байпас через рекуператор у випадках незначної різниці температур між зовнішнім та внутрішнім повітрям або для повної рециркуляції вентиляційних викидів.

На рис. 1.5 наведено схематичне зображення ПВУ з рекуперацією енергії витяжного повітря та контуром ТН. У рекуператорі припливне повітря попередньо нагрівається (або охолоджується) за рахунок відібраної теплоти (або холоду) з вентиляційних викидів. Після цього припливне повітря доводиться до необхідної температури за рахунок конденсатора (або випарника) ТН [59].



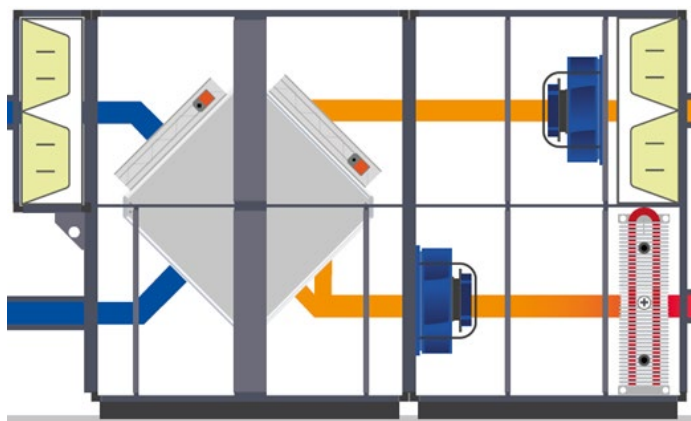


Рис. 1.4 – Припливно-витяжна установка з пластинчатим рекуператором та повітряним нагрівником для систем вентиляції та кондиціювання.

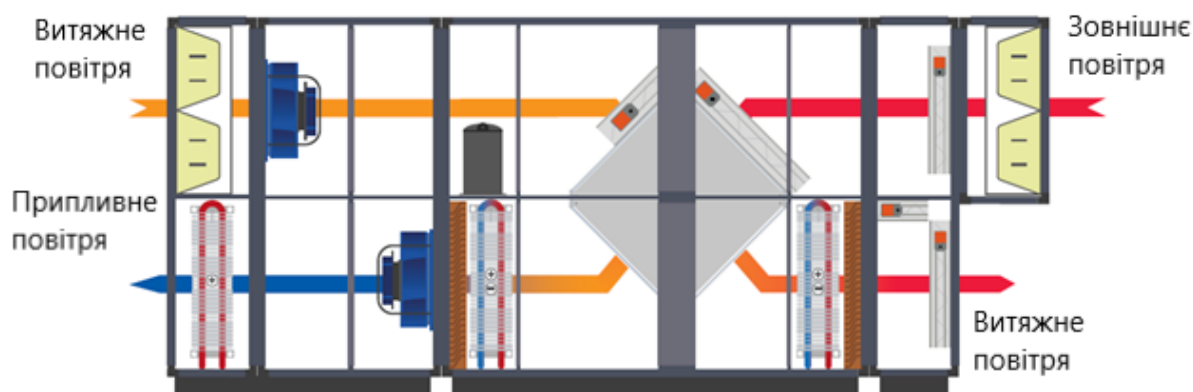


Рис. 1.5 – Припливно-витяжна установка з пластинчатим рекуператором та контуром теплового насоса для систем вентиляції та кондиціювання [59].

Як показано в [60], ефективність роботи ТН залежить від температури навколишнього повітря  $t_0$ , але також дещо знижується зі збільшенням коефіцієнта рекуперації. Однак вплив величини коефіцієнта рекуперації на зниження ефективності систем є незначним. Загалом ефективність таких теплонасосних систем значно підвищується за рахунок використання як рекуператора, так і теплового насоса, у порівнянні з простими системами вентиляції з повітряними нагрівниками (рис. 1.3).

Коли витяжне повітря має відносно високу температуру і не містить шкідливих речовин, частина його не видаляється в навколишнє середовище, а повертається назад в систему вентиляції. Це відбувається під час змішування з часткою свіжого повітря,

що надходить для забезпечення необхідної витрати припливного повітря до приміщення. Такий захід призводить до економії витрат на придбання й експлуатацію вентиляційної системи за рахунок зменшення потреби в нагріванні зовнішнього повітря. Енергія, необхідна для нагріву зовнішнього повітря в холодний період, може бути зменшена на 40 % порівняно зі звичайними системами [61].

Влітку системи повітряного охолодження також широко використовують рециркуляцію. На рис. 1.6 показано ПВУ з рекуперацією, рециркуляцією та контуром ТН. Причому рециркуляція може відбуватись як до, так і перед рекуператором. Проте найбільш типовим є змішування потоків повітря перед рекуператором. Отримана суміш з більшою температурою ніж температура зовнішнього повітря (у холодний період) далі додатково нагрівається в рекуператорі за рахунок вентиляційних викидів. Після чого припливне повітря догрівається до заданої температури в конденсаторі теплового насоса.

#### **1.4.2 Теплонасосні установки для вентиляції та кондиціювання приміщень**

У роботі [62] було досліджено енергоефективність теплонасосної системи для вентиляції та кондиціювання повітря. В установці використовується тепловий насос, розташований повністю за межами зони обслуговування. Ефективність цієї системи кондиціювання повітря, зображеної на рис. 1.7, значною мірою залежить від ступеня охолодження зовнішнього повітря від температури навколишнього середовища до температури на вході в приміщення. Ця різниця може сягати значних рівнів, особливо за високих температур навколишнього середовища. Відповідно, умови роботи випарника ТН погіршуються порівняно, наприклад, зі спліт-системами. Разом з тим, система забезпечує утилізацію холодного відпрацьованого повітря, що призводить до зниження температури повітря на виході з конденсатора ТН та покращує умови його роботи.

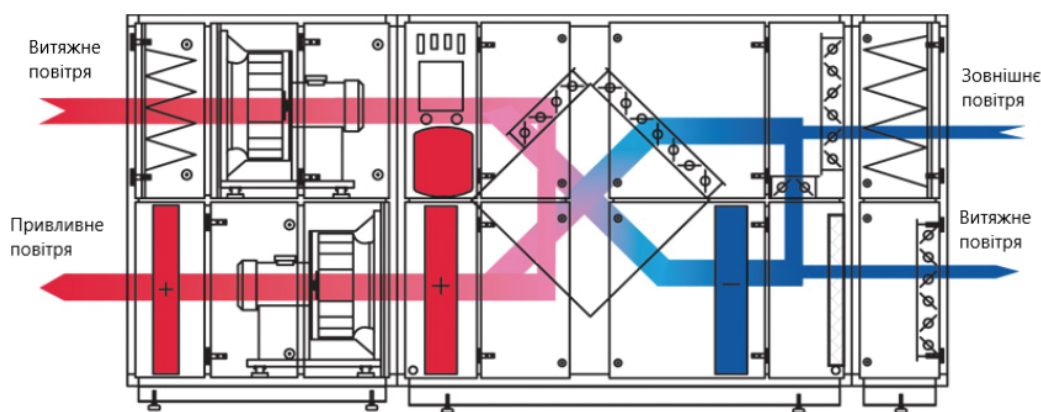


Рис. 1.6 – Припливно-витяжна установка з пластинчатим рекуператором, заслінками рециркуляції витяжного повітря та контуром теплового насоса для систем вентиляції та кондиціювання.

Було встановлено, що в порівнянні з простими спліт-системами, які призначені лише для кондиціювання внутрішнього повітря в приміщеннях, дана схема забезпечує також вентиляцію приміщення та характеризується більш високими температурами повітря на виході з конденсатора ТН. Так, за розрахункової температури повітря в теплий період  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  температура повітря на виході з конденсатора в середньому складає  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Результати розрахунків питомих затрат енергії на вентиляцію і кондиціювання показують, що за температури  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  схема має ефективність  $6,2\text{ Вт/Вт}$ .

Найпоширеніший метод підвищення ефективності систем кондиціювання з вентиляцією повітря передбачає включення рекуператора для утилізації холодного відпрацьованого повітря, тим самим зменшуючи навантаження на тепловий насос. Нижче наведено термодинамічну оцінку теплонасосної системи вентиляції та кондиціювання з рекуператором холоду.

Система, що досліджена в роботі [63], пропонує потенціал для підвищення ефективності за рахунок рекуперації холодного відпрацьованого повітря (рис. 1.8). Використання рекуператора дає можливість знизити температуру припливного повітря на випарнику теплового насоса, тим самим зменшивши навантаження на випарник. Це можливо, тому що температура повітря, що виходить із приміщення, може бути значно нижчою за температуру навколишнього повітря, і

це дозволяє йому попередньо охолоджувати припливне повітря до того, як воно досягне випарника. Нагріте ж повітря після рекуператора направляється в конденсатор ТН і випускається в навколишнє середовище. Використання відпрацьованого повітря після рекуператора для охолодження конденсатора ТН також є ефективним рішенням, оскільки його температура буде нижчою за температуру зовнішнього повітря.

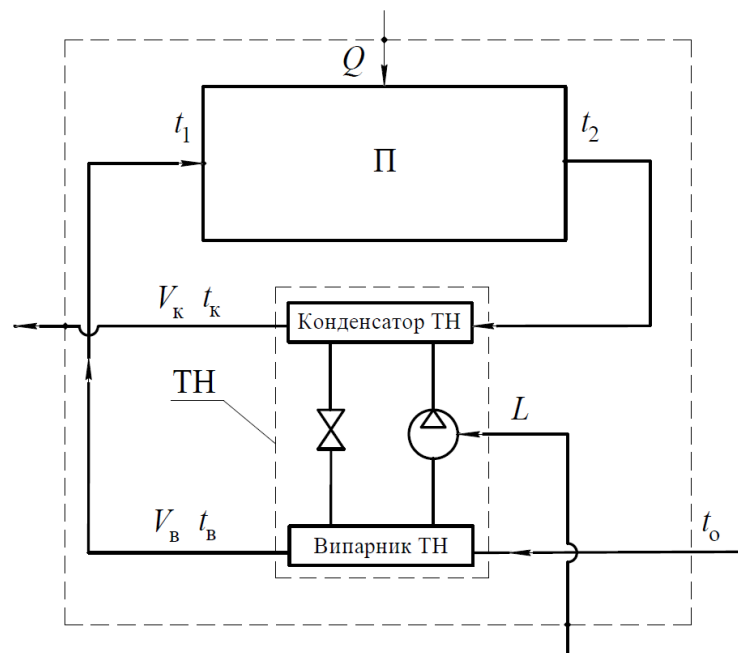


Рис. 1.7 – Система кондиціонування повітря та вентиляції на основі теплового насоса: П – об’єкт, що обслуговується, ТН – тепловий насос,  $L$  – робота приводу теплового насоса;  $Q$  – теплові надходження до приміщення;  $t_B$ ,  $V_B$  – температура та витрата повітря після випарника ТН;  $t_K$ ,  $V_K$  – температура та витрата повітря після конденсатора;  $t_1$  – температура припливного повітря;  $t_2$  – температура витяжного повітря;  $t_0$  – температура зовнішнього повітря.

Теоретично ефективність роботи даної системи за розрахункової температури повітря 32 °С становить 16,7 Вт/Вт. Проте, як і у попередньо розглянутій системі, повітря в даному аналізі є сухим. Урахування теплофізичних властивостей вологого повітря необхідне для отримання більш точних результатів розрахунку. Проте даний аналіз добре ілюструє закономірність зниження споживання енергії системою з

ростом коефіцієнта рекуперації. Це дозволяє встановити у процентному співвідношенні доцільність і вигаи від застосування рекуператорів різної ефективності.

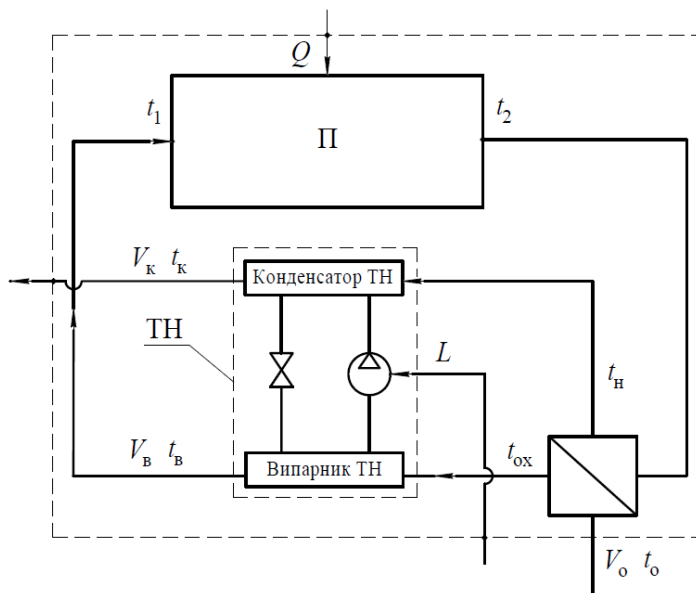


Рис. 1.8 – Теплонасосна система вентиляції та кондиціювання повітря з використанням рекуператора: П – об’єкт, що обслуговується; Р – рекуператор; ТН – тепловий насос; L – робота приводу теплового насоса;  $t_b$ ,  $V_b$  – температура та витрата повітря після випарника ТН;  $t_k$ ,  $V_k$  – температура та витрата повітря після конденсатора;  $t_1$  – температура припливного повітря;  $t_2$  – температура витяжного повітря;  $t_0$ ,  $V_0$  – температура та витрата зовнішнього повітря;  $t_n$ ,  $t_{ox}$  – температури гарячого і холодного потоків повітря після рекуператора.

Подібні схеми є цілком реальними та реалізуються в будівлях громадського призначення. Проте потрібно наголосити на тому, що характеристики реальних систем відрізняються від досліджених математичних моделей. Так, наприклад, ТОВ «Інсолар-Клімат» (м. Харків) виконало систему опалення, вентиляції, гарячого водопостачання та кондиціювання на базі повітряних теплових насосів у торгово-офісному будинку об’ємом 17580 м<sup>3</sup>, розташованому в центральній частині міста Харкова, де ліміти отримання теплоти від теплоцентралі практично вичерпані [64]. У системі вентиляції застосована рекуперація теплоти витяжного повітря за

допомогою вбудованих теплових насосів. Працездатність системи у моновалентному режимі можлива до зовнішньої температури  $-19^{\circ}\text{C}$ . Для роботи за більш низьких температур є резервний електрокотел потужністю 100 кВт. Система повністю автоматизована. Експлуатаційні витрати на теплопостачання порівняно із традиційною системою від теплоцентралі знижено на 47 %.

Протягом 2012–2013 років ТОВ «ВентКонд» (Харків) встановило понад 20 теплових насосів типу ZubaDan на приватних котеджах [64]. Незважаючи на те, що з суб'єктивних причин (відсутність бажання господарів рекламувати установку) не вдалося провести моніторинг експлуатації теплонасосних установок у повному обсязі, загальний висновок замовників у тому, що при отриманні якісного та комфортного опалення експлуатаційні витрати зменшились у 3 – 4 рази порівняно із електричним опаленням. Влітку встановлене обладнання може бути використане для кондиціонування повітря.

### **1.4.3 Теплонасосні установки для повітряного опалення**

Особливістю систем повітряного опалення є відсутність проміжного теплоносія, що має як переваги, так і недоліки. Завдяки швидкій циркуляції гарячого повітря всередині приміщення, яке опалюється, інерційність систем повітряного опалення набагато нижча за систему водяного опалення. Традиційні водяні системи передбачають нагрівання спочатку теплоносія, потім металевих труб, радіаторів і тільки після цього подальший нагрів повітря в приміщеннях. Навпаки, системи повітряного опалення можуть ефективно працювати в режимі вентиляції та мати більш прості конструкції ніж водяні системи. Через рух великих об'ємних витрат повітря всередині опалювальних приміщень виникає ряд недоліків систем повітряного опалення. Серед них визначають погіршення комфорту перебування людей, розсіювання пилу, розповсюдження бактерій у межах приміщень, які опалюються та вентилуються [65]. Крім того, встановлення повітропроводів вимагає більшого простору порівняно з трубопроводами систем водяного опалення [66]. Утім, системи повітряного опалення з використанням ТН забезпечують знижене

споживання енергії та екологічність, оскільки для роботи не потребують спалювання викопного палива на місці експлуатації.

Нижче розглядаються дві елементарні схеми теплонасосної установки для опалення приміщень з утилізацією теплоти навколишнього повітря [67]:

- повітряне опалення без вентиляції, широко відоме як спліт-система, де компресор, випарник або конденсатор розташовані за межами опалювального приміщення, найчастіше ззовні будівлі;
- повітряне опалення і вентиляція приміщення з використанням контуру теплового насоса, встановленого в ПВУ.

На рис. 1.9 зображено принципову схему спліт-системи. Такі установки можуть бути ефективними за незначної різниці температур нагрівання повітря в приміщенні та за відсутності притоку зовнішнього повітря, що необхідно попередньо підігрівати до заданої температури. Недоліком цієї схеми є поглинання теплоти у випарнику ТН з зовнішнього повітря, що потребує його охолодження до більш низьких температур. Це погіршує ефективність роботи спліт-систем у холодний період та несе ризик обморожування випарника ТН, що приводить до необхідності переходу системи в режим відтаювання.

Ефективність роботи системи опалення з ТН (рис. 1.10) значно залежить від різниці температур, на яку необхідно підігріти зовнішнє припливне повітря. За низьких температур навколишнього середовища ця різниця температур є суттєвою, знижуючи ефективність роботи установки. Проте ефект даної системи полягає у використанні теплоти витяжного повітря, тим самим підвищуючи температуру повітря на вході до випарника ТН і покращуючи продуктивність системи в цілому [67].

Вище було розглянуто установку вентиляції з рекуперацією теплоти (або холоду) та рециркуляцією відпрацьованого повітря, як показано на рис. 1.6. Така компоновка ПВУ залишається актуальною також для цілей повітряного опалення та вентиляції приміщень. Інтеграція ТН з вузлами рекуперації та рециркуляції є найоптимальнішим підходом до ефективного використання теплової енергії з видаленого повітря [68].

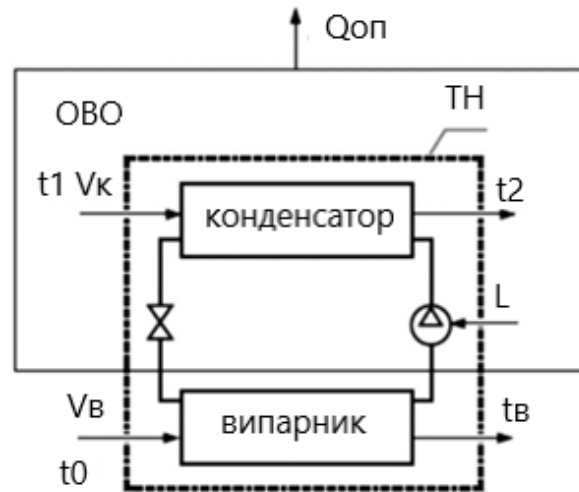


Рис. 1.9 – Система повітряного опалення з тепловим насосом (спліт-система):

ОВО – об’єкт вентиляції та опалення, ТН – тепловий насос, L – робота компресора,

$Q_{оп}$  – втрати теплоти на опалення,  $t_0$ ,  $V_в$  – температура та витрата зовнішнього повітря,  $t_в$  – температура повітря після випарника,  $t_1$ ,  $V_к$  – температура та витрата витяжного повітря;  $t_2$  – температура припливного повітря.

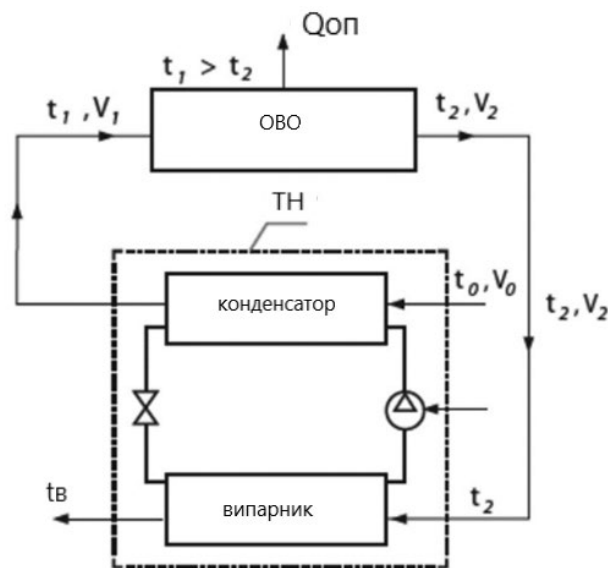


Рис. 1.10 – Система повітряного опалення з тепловим насосом та утилізацією

теплоти відпрацьованого повітря: ОВО – об’єкт вентиляції та опалення,

ТН – тепловий насос, L – робота компресора,  $Q_{оп}$  – втрати теплоти на опалення,  $t_0$ ,  $V_0$  – температура та витрата зовнішнього повітря,  $t_в$  – температура повітря після

випарника,  $t_1$ ,  $V_1$  – температура та витрата припливного повітря;

$t_2$ ,  $V_2$  – температура та витрата витяжного повітря.



Вентиляційні викиди мають досить високу температуру для ефективного опалення приміщення за допомогою ТН [69]. Витяжне повітря проходить через рекуператор, де передає частину теплоти припливній суміші повітря, та розділяється на два потоки. Один потік потрапляє в камеру змішування для рециркуляції, а інший видаляється в навколишнє середовище. Така організація системи зменшує витрати енергії, необхідні для нагрівання зовнішнього повітря в ТН.

Споживання зовнішньої енергії в такій системі знижується за рахунок переважної утилізації теплоти вентиляційних викидів. Лише за умови використання обох способів утилізації теплоти за допомогою рекуперації та рециркуляції витяжного повітря можливо досягнути найвищих значень ефективності системи [68].

#### **1.4.4 Теплонасосні установки для осушення повітря**

Контроль вологості став більш актуальним питанням у теплих і вологих регіонах, оскільки енергоефективність будинків швидко покращується [70]. Польові випробування традиційних будинків у жаркому вологому кліматі показали, що стандартного охолоджувального обладнання може бути достатньо для осушення [70]. Однак останні дослідження показують, що цей висновок не стосується нових, енергоефективних будинків [71].

У міру того, як будинки стають більш енергоефективними, непрямі підходи до контролю вологості стають менш дієвими, особливо в сезони з помірними температурами та високою вологістю, як весною та восени. В енергоефективних будинках неявна теплота від вологовиділення мешканців [72] і вимоги до вентиляції [73] стають більш домінуючими, ніж потреби на опалення. Отже, більш прямий підхід до контролю вологості бажаний для високоефективних будинків.

Підтримка відносної вологості в межах бажаного діапазону 50 – 60 % має вирішальне значення, оскільки споживання енергії на осушення може значно зрости, коли відносна вологість перевищує цей діапазон [74]. Доведено, що витоки у зворотніх повітропроводах житлових систем кондиціювання повітря в теплому та вологому кліматі погіршують результати контролю вологості. У дослідженні [75]

показано, що за умов високої зовнішньої вологості з витокм всього лише 10 % зворотнього повітря з горищного приміщення призводить до підвищення значення коефіцієнта явної теплоти більше одиниці. А це означає, що установка кондиціювання не може видалити вологу з повітря. Проблема ще більше ускладнюється щільнішою конструкцією новозбудованих будинків, яка затримує вологу та зменшує природню вентиляцію [76].

Щоб забезпечити прийнятний рівень вологості в приміщеннях, де перебувають люди, стандарт ASHRAE 62.2 рекомендує підтримувати відносну вологість нижче 60 % [77]. Ефективний контроль вологості не тільки підвищує комфорт мешканців, але й зберігає їх здоров'я та захищає будинки та майно від таких проблем, як розвиток цвілі та бактерій [78]. З іншого боку, недостатній рівень вологості, нижче 40 %, може спричинити дискомфорт, наприклад сухість у горлі та носі для мешканців [76]. Традиційно контроль вологості досягається за допомогою осушення як частини процесу системи кондиціювання повітря або за допомогою автономних осушувачів [79]. Ринок додаткового осушення повітря в індустрії кондиціювання житлових приміщень все ще розвивається завдяки постійному технологічному прогресу, спричиненому підвищенням енергоефективності будинків [80].

У світлі прогресу в технології HVAC теплові насоси з інверторними компресорами стали новим способом контролю вологості в системах кондиціювання повітря. Системи зі змінною швидкістю роботи компресора можуть працювати з нижчою за номінальну потужністю охолодження, як правило, до 30 – 40 %, щоб мінімізувати циклічні втрати та покращити контроль вологості в приміщенні [81]. Системи кондиціювання повітря з ТН пропонують такі переваги, як стабільний комфорт у приміщенні та покращене осушення завдяки більшій тривалості роботи, що призводить до збільшення видалення вологи [82]. Зокрема, більш тривала робота таких систем в поєднанні з меншим потоком охолоджуючого повітря призводить до кращого охолодження повітропроводів. Під час прохолодніших ранкових температур ці системи працюють на нижчому споживанні енергії компресорами, регулюючи свою потужність з підвищенням зовнішньої температури пізніше вдень [83].

Крім того, включення в звичайні системи покращених компонентів осушення,

таких як роторні регенератори або адсорбційні осушувачі може підвищити здатність видаляти вологу та досягти нижчого відношення явної теплоти для застосування з більшою прихованою теплотою [84].

Серед розглянутих досліджень найбільше уваги приділяється вивченню теплонасосних систем для осушення приміщень з басейном [85]. Відсутні саме термодинамічні аналізи теплонасосних установок як математичних моделей зі встановленням теоретичних числових значень їх ефективностей за різних визначальних параметрів та умов використання для житлових або виробничих приміщень, де присутні надлишкові вологовиділення.

У роботі [86] досліджено найпоширеніші системи кондиціювання для цілей осушення в критих басейнах. У приміщеннях з басейнами відбувається інтенсивне випаровування вологи з поверхні води, що вимагає підігріву та зволоження зовнішнього повітря в холодну пору року та охолодження та осушення припливного повітря в жарку пору року. Значна різниця вологовмісту повітря в холодний і жаркий періоди вимагає повного перегляду процесу підготовки повітря для басейну.

Нижче розглядаються теплонасосні системи осушення приміщень з басейном та наводяться результати аналізу їх термодинамічної ефективності в холодну та теплу пору року. Основною метою дослідження була мінімізація витрат зовнішньої енергії при збереженні комфортних умов у басейні за рахунок утилізації теплоти витяжного повітря.

На рис. 1.11 зображено теплонасосно-рекупаторну схему вентиляції та осушення повітря в приміщенні плавального басейну. Забезпечення попередньої утилізації теплоти відпрацьованого повітря в рекуператорі (для нагріву припливного повітря) перед подачею його в випарник ТН зменшує теплове навантаження випарника і, відповідно, приводить до зменшення затрат енергії на привід компресора ТН. У схемі додатково застосовується рециркуляція відпрацьованого повітря.

Повітря, що видаляється із зони басейну, направляється в рекуператор, де проходить його часткове охолодження перед тим, як потрапити у випарник ТН для осушення. Після цього частина відпрацьованого повітря направляється в камеру змішування, де воно змішується з навколишнім повітрям для досягнення певного

вмісту вологи, позначеного як  $d_1$  на вході в басейн. При цьому частина відпрацьованого повітря, що залишилася, викидається в атмосферу. Отримана повітряна суміш потім направляється назад в рекуператор, де вона нагрівається теплотою потоку відпрацьованого повітря до температури, позначеної як  $t_n$ . Після цього повітря надходить до конденсатора ТН, де воно додатково нагрівається до бажаної температури  $t_1$ , перш ніж повернутися назад до приміщення з басейном.

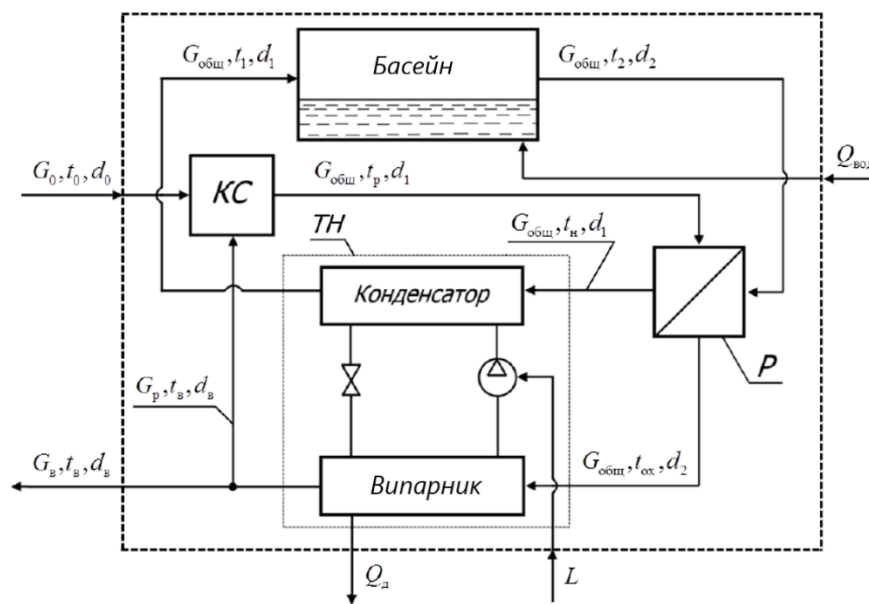


Рис. 1.11 – Схема вентиляції та осушення повітря на основі теплового насоса:

ТН – тепловий насос, L – робота приводу теплового насоса, КЗ – камера змішування, Р – рекуператор,  $Q_{\text{вод}}$  – втрати теплоти на підігрів води в басейні,  $t_0, d_0$  – температура та вологовміст зовнішнього повітря,  $t_b, d_b$  – температура повітря після випарника,  $t_1, d_1$  – температура та вологовміст припливного повітря,  $t_2, d_2$  – температура та вологовміст витяжного повітря,  $t_n, t_{ox}$  – температура гарячого і холодного потоків повітря після рекуператора.

Розрахунковий аналіз схеми проводився за допомогою методу послідовних наближень. Розглядався рекреаційний басейн ( $t_0 = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{вод}} = 28\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) [87]. Параметри навколишнього повітря бралися за відносної вологості 60 %. Для визначення температур повітря на вході та виході з приміщення басейну використовувався тепловий баланс басейну. З теплового балансу знаходився температурний перепад

між входом та виходом повітря з басейну.

У роботі наведені результати розрахунків відносних витрат енергії в дослідженій теплонасосній схемі, а також наводиться порівняння її ефективності з традиційною калориферною рециркуляційною схемою. Так, за температури навколишнього середовища 0 °C схема з ТН має ефективність 13,3 Вт/Вт за коефіцієнта рекуперації 0,6 та приросту вологовмісту  $\Delta d = 2,0$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Ефективність традиційної схеми без рекуператора за цих умов складає 4,3 Вт/Вт, що на 67 % гірше.

Відносні енергетичні витрати зменшуються як з підвищенням ефективності рекуператора, так і зі збільшенням приросту вологовмісту повітря між виходом і входом до приміщення басейну. Разом з тим, розрахункові дані вказують на слабку залежність відносних енергетичних витрат від температури навколишнього повітря, що пов'язано зі збереженням сприятливих умов ефективної роботи ТН незалежно від температури  $t_0$ .

У холодний період вологовміст навколишнього повітря, незалежно від відносної вологості, значно нижчий за оптимальний рівень, необхідний для комфортних умов у зоні басейну. У результаті зовнішнє повітря, яке подається в приміщення, потребує зволоження, що здійснюється в камері змішування при його змішуванні з рециркуляційним повітрям.

Однак у теплу пору року вологовміст в навколишньому повітрі, навіть при тій самій відносній вологості, стає вищим, ніж у приміщенні басейну. Отже, підготовку припливного повітря не можна вирішити таким же чином, як у холодну пору року, просто змінивши напрямок робочої рідини в ТН та помінявши ролі випарника та конденсатора. Такий традиційний підхід, який використовується в стандартних системах опалення та кондиціонування повітря, призводить до необхідності додаткового підігріву повітряної суміші після охолодження та осушення, що негативно впливає на енергоефективність усієї системи.

Щоб вирішити цю проблему, альтернативний підхід передбачає охолодження припливного повітря у випарнику до необхідної температури та встановлення додаткового блоку для осушення повітря в басейні. Та сама схема, яка використовується в холодну пору року, виявляється недостатньою для забезпечення

необхідних параметрів повітря в теплу пору року. Таким чином, для цього необхідна інша схема підготовки припливного повітря, яка б відповідала як температурним вимогам, так і заданій вологості повітря.

У роботі [86] проведено термодинамічний аналіз теплонасосної системи для вирішення зазначеної проблеми. Досліджена схема кондиціювання повітря з тепловим насосом не потребує підігріву припливного повітря та застосовує рециркуляцію витяжного повітря для підвищення термодинамічної ефективності.

На рис. 1.12 зображено принципову схему системи кондиціювання повітря з тепловим насосом та рециркуляцією для басейну в теплу пору року. Система має камеру змішування, розташовану після ТН.

При стабільній роботі системи повітряний потік з параметрами  $t_1$  і  $d_1$  подається до приміщення басейну. Відпрацьоване повітря частково виводиться в атмосферу ( $G_{\text{заг}}$ ), а решта ( $G_p$ ) з параметрами  $t_2$  і  $d_2$  подається до випарника ТН, де відбувається охолодження та осушення повітря шляхом теплообміну з холодоагентом, що змінює параметри повітря до  $t_v$  і  $d_v$ . Конденсатор ТН охолоджується потоком навколишнього повітря ( $G_0$ ) з параметрами  $t_0$  і  $d_0$ . Частина навколишнього повітря ( $G_{\text{кз}}$ ) з параметрами  $t_{\text{відх}}$  і  $d_0$  нагрівається в конденсаторі ТН і подається до камери змішування (КЗ), де змішується з охолодженим і осушеним повітрям з випарника ТН. Потім отримана суміш із заданими параметрами  $t_1$  і  $d_1$  поступає в зону басейну. Частина повітря з конденсатора ( $G_{\text{відх}}$ ) викидається в атмосферу.

Як і раніше, розрахунковий аналіз представленої схеми проводився для умов рекреаційного басейну з параметрами  $t_0 = 30$  °С,  $t_{\text{вод}} = 28$  °С. Параметри навколишнього припливного повітря змінювались у діапазоні температур  $t_0 = 30...42$  °С при значеннях відносної вологості повітря  $\varphi = 50; 60; 70$  %.

За температури навколишнього середовища 32 °С та приросту вологовмісту  $\Delta d = 2,0$  г/кг<sub>с.п.</sub> схема з ТН має ефективність 2,8 Вт/Вт за відсутності рекуперації. У роботі [86] показано, що дана теплонасосна система кондиціювання повітря басейну в теплий період року має найбільш високу термодинамічну ефективність як за значеннями холодильного коефіцієнта всієї схеми, так і за робочим діапазоном зміни температури та відносної вологості зовнішнього атмосферного повітря.

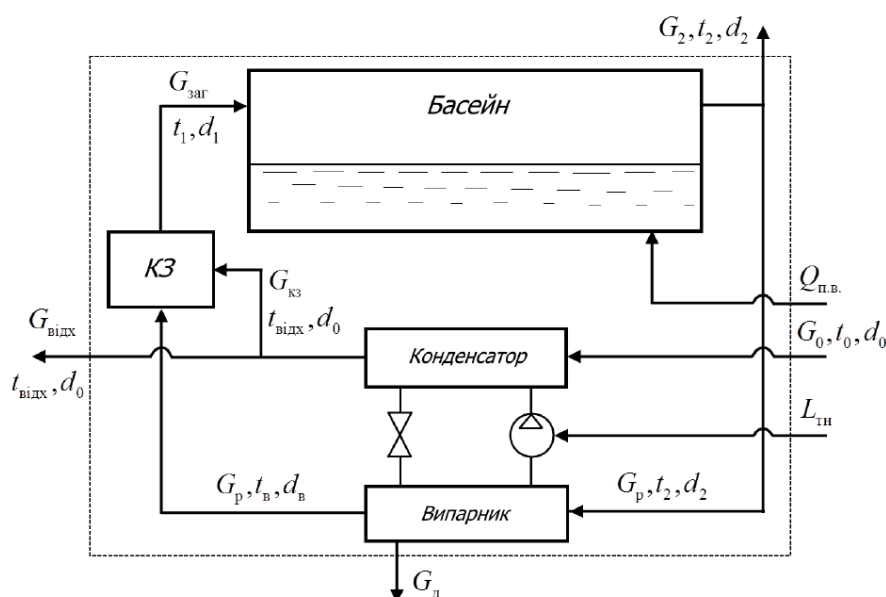


Рис. 1.12 – Принципова схема кондиціювання повітря плавального басейну з частковою рециркуляцією: КЗ – камера змішування,  $Q_{\text{вод}}$  – втрати теплоти на підігрів води в басейні,  $t_0, d_0$  – температура та вологовміст зовнішнього повітря,  $t_p$  – температура повітря після випарника,  $t_1, d_1$  – температура та вологовміст припливного повітря,  $t_2, d_2$  – температура та вологовміст витяжного повітря,  $t_{\text{відх}}$  – температура повітря після конденсатора ТН.

На жаль, даний ряд досліджень стосується тільки специфічних застосувань ТН з басейнами, коли вологісний режим у приміщенні є функцією від температури навколишнього середовища та випаровування з дзеркала басейну. Через це постає задача проведення спеціальних досліджень установок в іншому температурному режимі, ніж розглянуті системи з басейном, й іншими вихідними умовами для зайвих вологовиділень. Це потребує додаткового аналізу систем, які характеризуються іншими умовами задання вологовиділень у приміщенні.

## Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

Проведений огляд наукових робіт в області досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

1. Світова тенденція до низьковуглецевої економіки має на меті зниження викидів вуглекислого газу для стабілізації клімату на планеті. Житлово-комунальний

і транспортний сектори є найбільш складними для декарбонізації. Очікується, що повітряні теплонасосні системи (ASHP) відіграватимуть вагому роль в електрифікації теплопостачання, вентиляції та кондиціювання будинків. Проте великі капітальні затрати обумовлюють пошуки більш енергоефективних рішень з обов'язковою утилізацією низькопотенційної теплоти. У випадку повітряних теплових насосів мова йде про енергію вентиляційних викидів.

2. У розглянутій літературі відсутні дослідження з способів підвищення енергоефективності використання теплонасосних систем для опалення приміщень різного призначення. Потребують дослідження схеми, у яких застосовуються додаткові способи підвищення ефективності, такі як рециркуляція вентиляційних викидів. Також у розглянутих роботах повітря розглядається як сухе. Насправді ж повітря є сумішшю сухого повітря та вологи. Навіть за низьких температур зовнішнього середовища повітря з різним вологовмістом буде мати різний вплив на ефективність роботи теплонасосної установки. Дану обставину необхідно врахувати для всіх аналізів систем з ТН.

3. Розглянуті дослідження теплонасосних установок для вентиляції та кондиціювання приміщень показують, що схеми з ТН здатні працювати в широкому діапазоні температур зовнішнього повітря за відсутності критичних температур в конденсаторі ТН. Проте в аналізах не було враховано фізичні властивості повітря, що містить в собі вологу. Як буде встановлено в подальших дослідженнях відносна вологість зовнішнього повітря досить суттєво обмежує використання деяких теплонасосних систем за високих температур.

4. Відсутність термодинамічного аналізу теплонасосних систем для осушення виробничих приміщень з надлишковими вологовиділенням потребує більш глибоких досліджень. Необхідно розглянути характер впливу росту вологовиділень на діапазон та режими експлуатації теплонасосних установок, а також їх енергетичні ефективності за даних умов. Наявні дослідження переважно стосуються кондиціювання в приміщеннях критих плавальних басейнів, у яких відбувається інтенсивне випаровування вологи з поверхні басейну. Проте головна відмінність полягає у технологічному режимі роботи установки, оскільки припливне повітря



потребує підігрівання, у той час як для виробничих приміщень видалення надлишкової вологи повинно супроводжуватись одночасним охолодженням повітря на вході до приміщення.

За результатами проведеного огляду, потребують розвитку та аналізу питання підвищення енергоефективності теплонасосних систем опалення, вентиляції та кондиціювання приміщень з внутрішнім вологовиділенням, що може бути забезпечена енергією витяжного повітря. Тому були сформовані наступні завдання дослідження:

- провести енергетичний аналіз роботи повітряних теплонасосних систем вентиляції й опалення, а також вентиляції та кондиціювання приміщень з внутрішніми вологовиділеннями (розділи 2 і 3);
- дослідити способи підвищення енергоефективності цих систем за рахунок рекуперації та рециркуляції вентиляційних викидів (розділи 4 і 5);
- встановити вплив зміни умов вологовиділень всередині приміщення на енергоефективність повітряної теплонасосної установки (розділ 6);
- порівняти ефективність роботи двох повітряних теплонасосних систем з різними джерелами холоду: внутрішнім ТН і зовнішнім ККБ (розділ 7).

## **РОЗДІЛ 2 ТЕПЛОАСОСНА СИСТЕМА ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З НАДЛИШКОВИМ ВОЛОГОВИДІЛЕННЯМ**

### **2.1 Постановка задач дослідження**

Відомо, що найбільш перспективним (з точки зору енергоефективності) напрямком застосування ТНУ є їх використання в системах вентиляції і повітряного опалення різних об'єктів і особливо об'єктів з великими об'ємами приміщень [3]. Особливе місце серед них займають об'єкти, що потребують підтримання не тільки заданих температурних, але і вологісний умов внаслідок внутрішнього надлишкового вологовиділення. Такими об'єктами можуть бути зали торгівельних або торгівельно-розважальних центрів, спортивних споруд, а також виробничі, складські та сортувальні приміщення з заданим технологічним або комфортним режимом. Видалення зайвої вологи з таких приміщень відбувається шляхом вентиляції з відпрацьованим вентиляційним повітрям, а підтримання заданої вологості всередині приміщення в холодний період року може досягатись за рахунок часткової рециркуляції відпрацьованого повітря і підмішування його до свіжого припливного повітря. Застосування ТНУ в таких системах значно підвищує енергоефективність системи вентиляції за рахунок використання теплоти частини скидного повітря для підігріву суміші припливного повітря. Термодинамічний аналіз такої системи вентиляції був проведений в роботі [88]. При цьому була наведена методика і результати розрахунку коефіцієнтів рециркуляції відпрацьованого повітря, що забезпечують заданий температурно-вологісний режим всередині виробничого приміщення при зміні параметрів навколишнього атмосферного повітря, а також показана енергоефективність такої системи. Однак проведений аналіз не враховує додаткові витрати теплоти на опалення приміщення, що впливають на температурний режим всередині.

На даний момент системи загальнообмінної вентиляції часто комбінуються з системами повітряного опалення, які є найбільш гнучкими, оскільки дозволяють

швидко змінювати кількість теплоти, що надходить до приміщення [89]. У виробничих приміщеннях такі системи підвищують санітарно-гігієнічні показники повітряного середовища, забезпечують рівномірність розподілу температур, а також змінюють, очищують та осушують повітря. При цьому система повітряного опалення не потребує додаткового джерела теплоти і додаткового обладнання.

У зв'язку з цим запропоновано та проаналізовано принципову ТНУ вентиляції та повітряного опалення виробничого приміщення з надлишковим вологовиділенням у холодний період року. Показано, що необхідний для опалення додатковий підігрів припливного повітря може бути визначений через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур всередині і ззовні приміщення, значення якого визначається тепловими і геометричними характеристиками приміщення і кратністю повітрообміну. З урахуванням додаткового підігріву припливного повітря на опалення приміщення проведено термодинамічний аналіз системи повітряного опалення та вентиляції. Під час аналізу даної ТНУ було прийнято часткову рециркуляцію відпрацьованого повітря зі змінним коефіцієнтом рециркуляції в залежності від параметрів навколишнього середовища. Результатом є визначені енергетична ефективність та режими роботи ТНУ в холодний період року в залежності від параметрів зовнішнього повітря та характеристик об'єктів опалення та вентиляції.

## 2.2 Опис системи та робочого процесу

На рис. 2.1 зображена принципова схема вентиляції та повітряного опалення з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря. Принцип роботи схеми: відпрацьоване повітря з приміщення за температури  $t_2$ , вологовмісту  $d_2$  і з масовою витратою  $G_{\text{заг}}$  розділяється на два потоки. Один потік з масовою витратою  $G_0$  спрямовується до випарника ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари до температури  $t_v$  та вологовмісту  $d_v$  і скидається в навколишнє середовище. Другий потік подається до камери змішування, де змішується зі свіжим атмосферним повітрям з температурою  $t_0$ , вологовмістом  $d_0$  і масовою витратою  $G_0$ .





$$\Delta t = t_1 - t_{1'} = K(t_2 - t_0), \quad (2.1)$$

де  $K$  – коефіцієнт пропорційності, що залежить від характеристик приміщення і потребує попереднього визначення. З цією метою запишемо рівняння для витрат теплоти на вентиляцію і опалення

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{заг}}(h_2 - h_0), \quad (2.2)$$

$$Q_{\text{оп}} = G_{\text{заг}} c_p (t_1 - t_{1'}). \quad (2.3)$$

З рівнянь (2.2) і (2.3) з урахуванням (2.1) випливає

$$K = \frac{Q_{\text{оп}}}{Q_{\text{вент}}} \frac{(h_2 - h_0)}{c_p (t_2 - t_0)}. \quad (2.4)$$

З іншого боку, витрати теплоти на опалення та вентиляцію можна визначити як:

$$Q_{\text{оп}} = \bar{K} F (t_2 - t_0), \quad (2.5)$$

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{вент}} (h_2 - h_0), \quad (2.6)$$

де  $\bar{K}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C) – середній коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій виробничого приміщення;  $F$ , м<sup>2</sup> – площа огорожувальних конструкцій, через які відбуваються втрати теплоти в навколишнє середовище;  $G_{\text{вент}}$ , кг/с – масова витрата повітря на потреби системи вентиляції.

Масова витрата повітря  $G_{\text{вент}}$  може бути розрахована в залежності від об'єму виробничого приміщення  $V_{\text{прим}}$  і коефіцієнта повітрообміну  $K_{\text{п.об}}$ , 1/год, за співвідношенням

$$G_{\text{вент}} = \rho_{\text{п}} V_{\text{прим}} \frac{K_{\text{п.об}}}{3600}, \quad (2.7)$$

де  $\rho_{\text{п}}$ , кг/м<sup>3</sup> – густина повітря.

Із відношення (2.5) і (2.6) з урахуванням (2.7) вираз для  $Q_{\text{оп}} / Q_{\text{вент}}$  можна записати як

$$\frac{Q_{\text{оп}}}{Q_{\text{вент}}} = \frac{3600 \bar{K} F (t_2 - t_0)}{\rho_{\text{п}} K_{\text{п.об}} V_{\text{прим}} (h_2 - h_0)}. \quad (2.8)$$

Тоді, вираз для коефіцієнта пропорційності за рівнянням (2.4) з урахуванням (2.8) приймає вигляд

$$K = \frac{3600 \bar{K} F}{\rho_{\text{п}} c_{\text{р}} K_{\text{п.об}} V_{\text{прим}}}. \quad (2.9)$$

Таким чином, коефіцієнт пропорційності  $K$  в рівнянні (2.1) може бути попередньо визначений через геометричні і теплофізичні характеристики будівлі (як об'єкта опалення і вентиляції) і кратність повітрообміну, що визначається функціональним призначенням об'єкта теплопостачання. Тим самим із рівняння (2.1) може бути визначена температура припливного повітря на вході в приміщення.

Термодинамічний аналіз системи, що розглядається, виконується на основі попереднього визначення термодинамічного стану цієї системи за прийнятих вихідних параметрів повітря всередині приміщення та в залежності від зміни параметрів зовнішнього атмосферного повітря. У свою чергу стан даної системи вентиляції та повітряного опалення залежить від поки що невідомих параметрів повітря у її вузлових точках. Для даної системи невідомими параметрами є частка потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію, температура повітря після КЗ рециркуляційного і свіжого атмосферного повітря, температура повітря після випарника ТН, а також величина електричної потужності, яка підводиться до приводу компресора ТН. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового та матеріального балансів як окремих елементів системи, так і системи в цілому.

Доля потоку відпрацьованого повітря, що направляється на рециркуляцію, може бути визначена із рівняння матеріального балансу вологи для КЗ, яке має вигляд

$$G_0 d_0 + G_{\text{р}} d_2 = G_{\text{заг}} d_{\text{сум}}, \quad (2.10)$$

де  $G_0$ ,  $G_{\text{р}}$ ,  $G_{\text{заг}}$ , кг/с – масові витрати свіжого, рециркуляційного і загального потоків повітря;  $d_0$ ,  $d_2$ ,  $d_{\text{сум}}$ , г/кг<sub>с.п.</sub> – вологовмісти відповідних потоків повітря. З урахуванням того, що вологовміст суміші повітря після КЗ має відповідати вологовмісту припливного повітря на вході в приміщення, тобто  $d_{\text{сум}} = d_1$ , коефіцієнт рециркуляції  $K_{\text{р}}$ , що визначається з рівняння (2.10), можна записати як

$$K_{\text{р}} = \frac{G_{\text{р}}}{G_{\text{заг}}} = \frac{d_1 - d_0}{d_2 - d_0}. \quad (2.11)$$

Ентальпія суміші повітря на виході з КЗ визначається із рівняння теплового балансу КЗ аналогічним способом

$$G_0 h_0 + G_p h_2 = G_{\text{заг}} h_{\text{сум}}, \quad (2.12)$$

звідки

$$h_{\text{сум}} = h_0 + K_p (h_2 - h_0). \quad (2.13)$$

Для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН може бути використане рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_k = Q_{\text{вип}} + L_k. \quad (2.14)$$

Складові рівняння (2.14) визначаються так:

тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_k = G_{\text{заг}} (h_1 - h_{\text{сум}}); \quad (2.15)$$

тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{заг}} (1 - K_p) (h_2 - h_b); \quad (2.16)$$

затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_k = Q_{\text{вип}} / (\varphi - 1). \quad (2.17)$$

Після деяких математичних перетворень вираз для визначення ентальпії повітря на виході з випарника ТН приймає вигляд

$$h_b = h_2 - \frac{(h_1 - h_{\text{сум}}) \varphi - 1}{(1 - K_p) \varphi}, \quad (2.18)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт трансформації ТН;  $h_1$  – ентальпія повітря на вході до виробничого приміщення.

Ентальпію  $h_1$  з достатньою точністю можна визначити за наступною розрахунковою формулою для вологого повітря [90]

$$h_1 = 1 \cdot t_1 + (2500 + 1,9 t_1) d_1 \cdot 10^{-3}. \quad (2.19)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН  $\varphi$  з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_b - \Delta t_b}{273 + t_1 + \Delta t_k}}, \quad (2.20)$$



де  $t_b$  – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С;  $t_1$  – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_b$  – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_k$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і повітря в системі вентиляції та опалення на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – повітря». Згідно з [92] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти  $\Delta t_k = \Delta t_b = 10$  °С.

Затрати зовнішньої електричної енергії на привід компресора ТН можуть бути визначені з рівняння енергетичного балансу всієї схеми, що має вигляд

$$Q_0 + L_k = Q_b + Q_{оп}, \quad (2.21)$$

звідки

$$L_k = (Q_b - Q_0) + Q_{оп} = G_{заг}(1 - K_p)(h_b - h_0) + G_{заг}c_p K(t_2 - t_0). \quad (2.22)$$

Якщо ліву і праву частини рівняння (2.22) поділити на загальну кількість теплоти, що витрачається на підготовку припливного повітря в простих системах вентиляції та повітряного опалення без ТН

$$Q_{оп+вент} = G_{заг}(h_2 - h_0) + G_{заг}c_p K(t_2 - t_0), \quad (2.23)$$

то питома характеристика затрат зовнішньої електричної енергії на вироблення одиниці теплоти в ТНУ вентиляції та повітряного опалення зі змінною частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря приймає вигляд

$$l = \frac{(1 - K_p)(h_b - h_0) + c_p K(t_2 - t_0)}{(h_2 - h_0) + c_p K(t_2 - t_0)}. \quad (2.24)$$

## 2.4 Результати розрахунків

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ вентиляції та повітряного опалення виконано для типового виробничого приміщення з вологовиділенням. Як прототип був обраний виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в м. Яготин [88]. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені наступні

параметри внутрішнього повітря [91]: температура в приміщенні  $t_2 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; відносна вологість повітря в приміщенні  $\varphi_2 = 50\text{ }\%$ ; перегрів припливного повітря для системи вентиляції  $\Delta t_{\text{вент}} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 2.2:  $d_1 = 5,3\text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  і  $d_2 = 6,5\text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$ .

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (2.11), (2.13), (2.18) – (2.20) і (2.24) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, характеристики об'єкту опалення та вентиляції як на параметри системи (температура повітря на виході з випарника ТН, коефіцієнт трансформації ТН, коефіцієнт рециркуляції відпрацьованого повітря), так і на термодинамічну ефективність застосування даної системи опалення та вентиляції.

Алгоритм ітераційного циклу наступний: задаються значення величин  $K$ ,  $t_0$ ,  $\varphi_0$ . За  $t_0$  і  $\varphi_0$  з  $h$ - $d$  діаграми визначаються  $d_0$  і  $h_0$ . Розраховується величина  $K_p$  за формулою (2.11). Визначається питома ентальпія повітряної суміші  $h_{\text{сум}}$  з рівняння (2.13). Необхідна температура припливного повітря  $t_1$  знаходиться з формули (2.1), а питома ентальпія  $h_1$  – з формули (2.19). У першому наближенні приймається довільне значення температури повітря після випарника ТН  $t_v$  і розраховується коефіцієнт трансформації теплоти ТН  $\varphi$  за рівнянням (2.20). Далі визначається питома ентальпія  $h_v$  за формулою (2.18). Використовуючи  $h$ - $d$  діаграму, у точці перетину  $h_v$  і  $\varphi_0 = 100\text{ }\%$  знаходиться температура  $t_v$  та порівнюється з раніше прийнятим її значенням. Ітерація повторюється, поки відносна похибка між початковим та кінцевим значеннями  $t_v$  не буде становити  $0,5\text{ }\%$ . За рівнянням (2.24) оцінюється величина питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти в ТНУ  $l$ .

При виборі величини  $K$  врахована така обставина. За рівняння (2.9) для обраного виробничого приміщення встановлено, що  $K = 0,15$  (відношення теплоти на опалення до теплоти на вентиляцію). Отримане значення відповідає дійсності, оскільки для будівель виробничого та громадського призначень витрати теплоти на вентиляцію можуть у декілька раз перевищувати відповідні витрати теплоти на опалення [93]. У

зв'язку з цим в наведеному нижче аналізі взято наступні значення коефіцієнта  $K = 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$ .

На рис. 2.3, а-б наведено графічні залежності температури повітря на виході з випарника ТН  $t_v$  від температури та відносної вологості навколишнього середовища і різних значень величини  $K$  ( $t_v = f(t_0, \varphi_0, K)$ ). Видно, що в усьому діапазоні зміни зовнішніх параметрів температура повітря на виході з випарника майже відповідає температурі зовнішнього середовища  $t_0$  та наближується до неї зі зростанням відносної вологості  $\varphi_0$  (рис. 2.3, а). Можна побачити, що зі зменшенням потреб теплоти на опалення, тобто зі зменшенням величини  $K$ , температура  $t_v$  прийматиме значно вищий рівень ніж температура атмосферного повітря, що приведе до полегшених умов роботи повітряного ТН у холодний період року і забезпечить досить високі значення коефіцієнтів трансформації ТН (рис. 2.3, б).

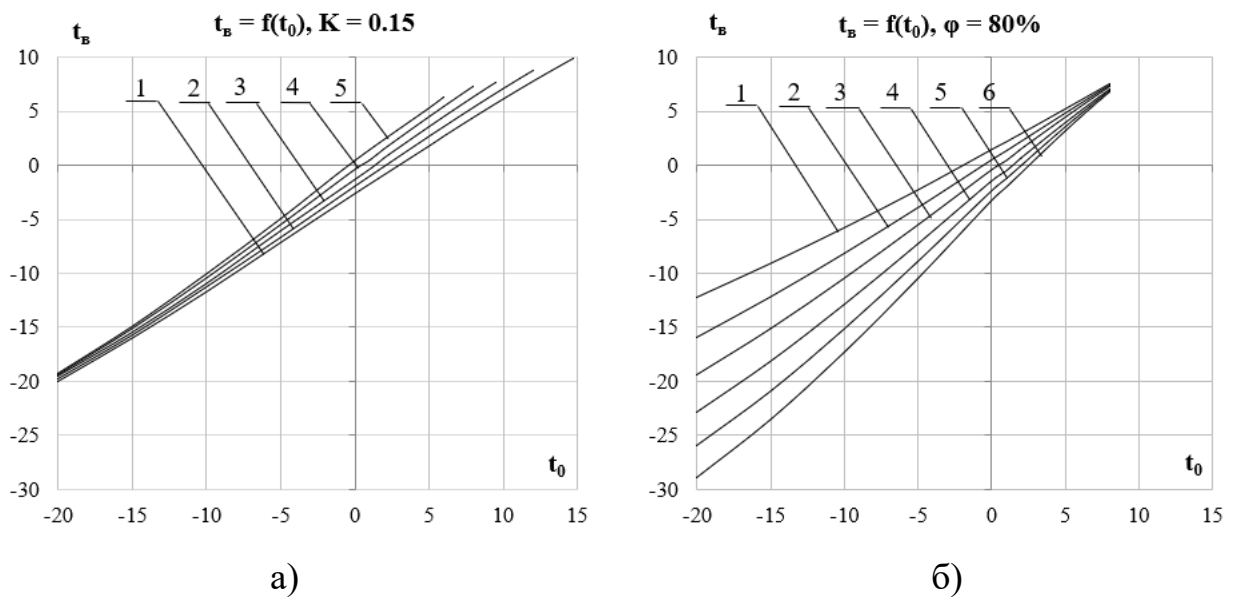


Рис. 2.3 – Залежність температури повітря на виході з випарника ТН від температури та відносної вологості навколишнього середовища і величини  $K$ :

а)  $K = 0,15$ ; 1-5 –  $\varphi_0 = 50\%; 60\%; 70\%; 80\%; 90\%$ ;

б)  $\varphi_0 = 80\%$ ; 1-6 –  $K = 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$ .

На рис. 2.4, а-б наведено графічні залежності коефіцієнта трансформації ТН  $\phi$  (COP) від температури та відносної вологості навколишнього середовища і різних

значень величини  $K$  ( $\text{COP} = f(t_0, \varphi_0, K)$ ). Значення COP свідчать про сприятливі умови роботи ТН в усьому діапазоні зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища (рис. 2.4, а). Навіть за найбільш несприятливих умов, коли  $t_0 = -20^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 80\%$ ,  $K = 0,3$ , COP ТН знаходиться на рівні 2,4 од.

Важливою характеристикою даної системи є частка потоку відпрацьованого повітря на виході з приміщення, яка направляється на рециркуляцію. Відповідні розрахункові дані для коефіцієнта змінної часткової рециркуляції, що отримані за рівнянням (2.11), наведені на рис. 2.5.

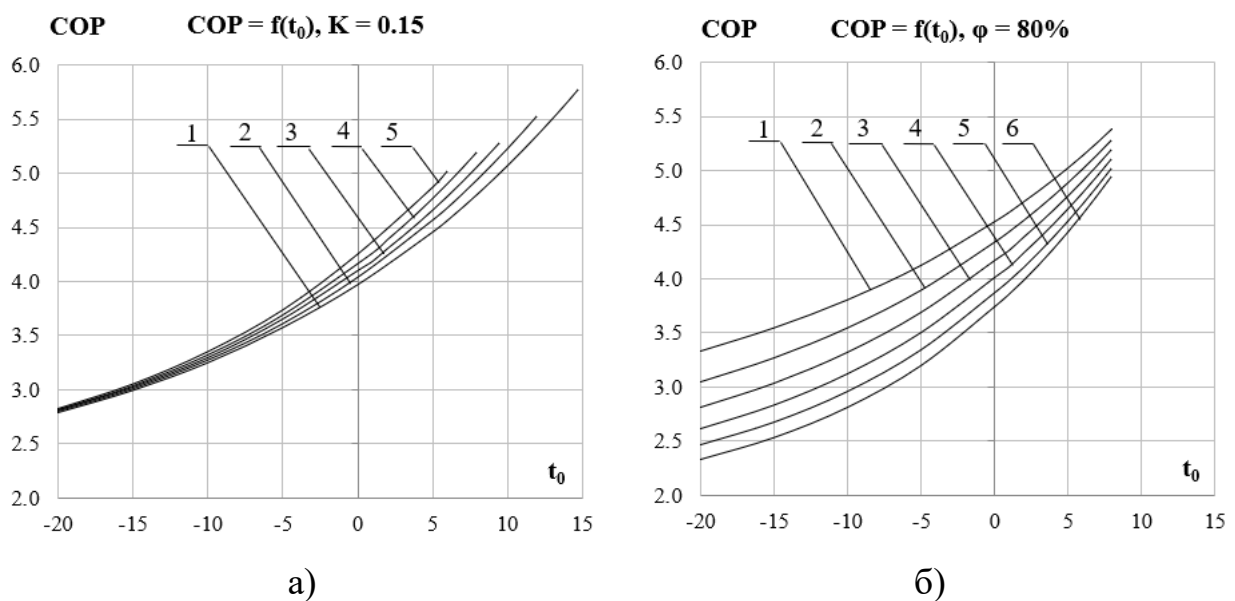


Рис. 2.4 – Залежність коефіцієнта трансформації ТН від параметрів навколишнього середовища і величини  $K$ : а)  $K = 0,15$ ; 1-5 –  $\varphi_0 = 50\%$ ;  $60\%$ ;  $70\%$ ;  $80\%$ ;  $90\%$ ; б)  $\varphi_0 = 80\%$ ; 1-6 –  $K = 0,05$ ;  $0,1$ ;  $0,15$ ;  $0,2$ ;  $0,25$ ;  $0,3$ .

Як видно з графіків, коефіцієнт рециркуляції для виконання умови підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури, так і відносної вологості атмосферного повітря. Тому проектування ТНУ вентиляції та повітряного опалення з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря за постійного значення коефіцієнта рециркуляції, у відповідності до методики [91], є не правильним, оскільки система в цьому разі не дозволить забезпечити заданих умов у приміщенні за зміни параметрів

навколишнього середовища. Слід також відмітити, що дана система, яка розрахована на режим роботи в холодний період року (підігрівання та зволоження повітря), має свої обмеження. З рис. 2.5 видно, що в залежності від відносної вологості існує деяка критична температура зовнішнього повітря, за якої коефіцієнт рециркуляції зменшується до нуля. Це означає, що за підвищення температури атмосферного повітря вище критичного значення ТНУ у даному операційному режимі не зможе забезпечити комфортних умов в приміщенні внаслідок надходження надмірної вологи з навколишнього середовища. Така ситуація має місце тоді, коли вологовміст зовнішнього повітря перевищує заданий вологовміст припливного повітря в точці  $I$  (рис. 2.2).

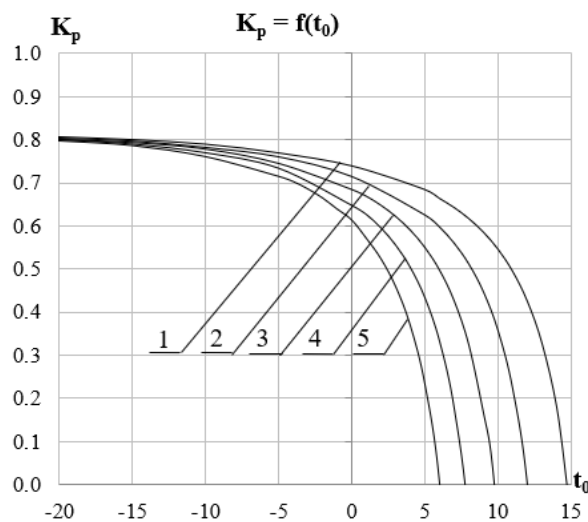


Рис. 2.5 – Залежність коефіцієнта змінної часткової рециркуляції від параметрів навколишнього середовища: 1-5 –  $\phi_0 = 50\%$ ;  $60\%$ ;  $70\%$ ;  $80\%$ ;  $90\%$ .

Залежність критичної температури зовнішнього повітря від відносної вологості за прийнятих та можливих вихідних даних представлена на рис. 2.6. Значення критичної температури будуть змінюватися в залежності від вологовмісту припливного повітря  $d_1$ , але ці зміни будуть невеликі, оскільки діапазон зміни комфортних умов у виробничих приміщеннях незначний. Важливо те, що представлена залежність являє собою граничну межу застосування даної системи вентиляції та повітряного опалення, яка орієнтована на роботу в холодний період року і здатна підтримувати комфортні умови в приміщенні за рахунок підігрівання і

зволоження припливного повітря. За перевищення граничних значень температури атмосферного повітря необхідна принципова зміна системи з переходом в режим кондиціювання, у якому забезпечується охолодження і осушення припливного повітря.

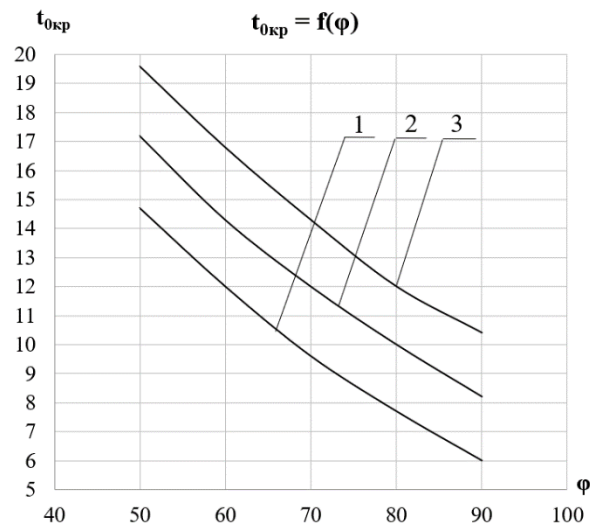


Рис. 2.6 – Залежність критичної температури атмосферного повітря від відносної вологості: 1-3 –  $t_2 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

На основі чисельного аналізу співвідношення (2.24) побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на систему вентиляції та повітряного опалення від температури та відносної вологості навколишнього середовища і різних значень величини  $K$  ( $l = f(t_0, \varphi_0, K)$ ) (рис. 2.7, а-б). Як видно з графіків, теплонасосна система вентиляції та повітряного опалення зі змінною частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря характеризується малими значеннями питомих затрат зовнішньої енергії, які в зоні низьких значень температури довкілля майже не залежать від параметрів атмосферного повітря і зростають в зоні додатних температур. Остання обставина пов'язана з ростом вологовмісту атмосферного повітря і різким зменшенням коефіцієнта рециркуляції для підтримання комфортних умов у приміщенні, а значить зі зменшенням потоку утилізованої теплоти відпрацьованого повітря. У цілому висока енергетична ефективність розглянутої системи пов'язана з вигідними температурними умовами роботи ТН, що забезпечують високі значення коефіцієнта трансформації, а також з

утилізацією теплоти відпрацьованого повітря за рахунок часткової рециркуляції. Із співставлення з відповідною системою вентиляції (рис. 2.7, а, криві 6-10, робота [88]) видно, що додаткові витрати зовнішньої енергії на опалення зростають з пониженням температури зовнішнього повітря, що пов'язано з необхідністю підвищення температури припливного повітря на вході в приміщення і відповідним зменшенням коефіцієнта трансформації ТН.

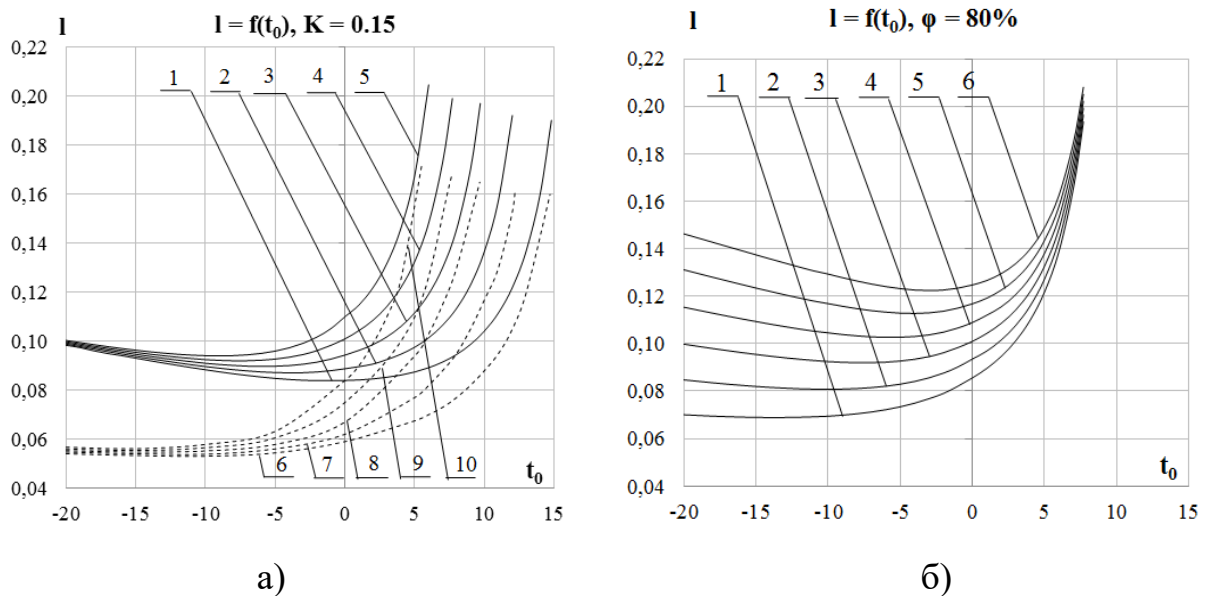


Рис. 2.7 – Залежність питомих затрат зовнішньої енергії від параметрів навколишнього середовища і величини  $K$ : а)  $K = 0,15$ ; 1-5 –  $\phi_0 = 50\%$ ;  $60\%$ ;  $70\%$ ;  $80\%$ ;  $90\%$ ; б)  $\phi_0 = 80\%$ ; 1-6 –  $K = 0,05$ ;  $0,1$ ;  $0,15$ ;  $0,2$ ;  $0,25$ ;  $0,3$ .

## Висновки до розділу 2

1. Показано, що необхідний для опалення додатковий підігрів припливного повітря на вході в приміщення може бути визначений через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур всередині і ззовні приміщення, значення якого залежить від теплофізичних і геометричних характеристик приміщення і кратності повітрообміну, що визначається функціональним призначенням об'єкта теплопостачання.

2. Необхідний для підтримання комфортних умов коефіцієнт рециркуляції відпрацьованого вентиляційного повітря не залежить від характеристик повітряного

опалення, а залежить тільки від параметрів зовнішнього атмосферного повітря і заданих параметрів всередині приміщення.

3. Розглянута система повітряного опалення і вентиляції в приміщеннях з надлишковим вологовиділенням може забезпечити підтримання заданих умов всередині приміщення в холодний і теплий період року тільки до деякої критичної температури зовнішнього атмосферного повітря, значення якої залежить від відносної вологості зовнішнього повітря і заданих параметрів всередині приміщення, після чого система має бути переведена в режим кондиціювання припливного повітря.

4. Дана система підтримання температурно-вологісних умов всередині приміщення характеризується високою енергетичною ефективністю в широкому діапазоні як параметрів зовнішнього повітря, так і параметрів об'єкта теплопостачання (коефіцієнт  $K$ ), що пов'язано з вигідними температурними умовами роботи ТН, які забезпечують високі значення коефіцієнта трансформації, а також з утилізацією теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря за рахунок часткової рециркуляції.



## **РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З НАДЛИШКОВИМ ВОЛОГОВИДІЛЕННЯМ**

### **3.1 Постановка задач дослідження**

Видалення зайвої вологи з приміщень відбувається шляхом вентиляції, а підтримання заданих параметрів (температури і вологості) повітря всередині приміщення в теплий період року може досягатись за рахунок попередньої підготовки припливного повітря в теплонасосній установці [94]. Застосування теплонасосних установок (ТНУ) в таких системах має свої особливості, оскільки осушене після випарника ТН повітря потребує підігріву до заданої температури на вході в приміщення, який може бути організований різними шляхами. Одним з таких шляхів є змішування охолодженого в випарнику ТН і нагрітого в конденсаторі ТН потоків повітря. Енергоефективність такої теплонасосної схеми підвищується за рахунок часткової рециркуляції відпрацьованого повітря і, таким чином, внаслідок часткової утилізації холоду, що виробляється ТНУ. Однак виконаний в роботі [95] аналіз передбачає роботу схеми в умовах тільки вентиляції приміщення без надходження теплоти через огорожувальні конструкції та внутрішніх тепловиділень, тобто в умовах без кондиціювання повітря.

У зв'язку з цим запропоновано та проаналізовано принципову ТНУ вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з надлишковим вологовиділенням у теплий період року. Для забезпечення заданих параметрів повітря всередині приміщення з урахуванням внутрішніх тепловиділень і надходжень теплоти через зовнішні огороження розроблена методика розрахунку необхідного переохолодження припливного повітря. Показано, що необхідне для кондиціювання додаткове переохолодження припливного повітря може бути визначено через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур ззовні і всередині приміщення, значення якого визначається тепловими і геометричними характеристиками приміщення, кратністю повітрообміну та внутрішніми тепловиділеннями в

приміщенні. З урахуванням додаткового переохолодження припливного повітря на кондиціювання приміщення проведено термодинамічний аналіз ТНУ, метою якого є визначення параметрів повітря в вузлових точках схеми та умов забезпечення параметрів припливного повітря за рахунок зміни потоків рециркуляційного і свіжого повітря. Результатом роботи в цілому є визначені енергетична ефективність та режими роботи ТНУ в теплий період року в залежності від параметрів зовнішнього повітря та характеристик об'єктів вентиляції та кондиціювання.

### 3.2 Опис системи та робочого процесу

На рис. 3.1 зображена принципова схема вентиляції та кондиціювання з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря та зі змінною часткою свіжого зовнішнього повітря. Принцип роботи схеми: свіже зовнішнє повітря з температурою  $t_0$ , вологовмістом  $d_0$  і масовою витратою  $G_0$  поступає до випарника ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари до температури  $t_v$  та вологовмісту  $d_v$ . Відпрацьоване повітря з приміщення за температури  $t_2$ , вологовмісту  $d_2$  і з масовою витратою  $G_{\text{заг}}$  надходить до конденсатора ТН, де нагрівається і на виході має температуру  $t_{\text{відх}}$  з постійним вологовмістом  $d_2$ . Нагріте відпрацьоване повітря розділяється на два потоки: один потік з масовою витратою  $G_0$  скидається в навколишнє середовище; другий потік подається до камери змішування (КЗ), де змішується з охолодженим зовнішнім повітрям після випарника ТН. Отримана суміш повітря ( $t_1$ ,  $d_1$ ,  $G_{\text{заг}}$ ) після КЗ спрямовується до виробничого приміщення для цілей вентиляції та кондиціювання (для компенсації надходжень теплоти через огороження та внутрішніх тепловиділень).

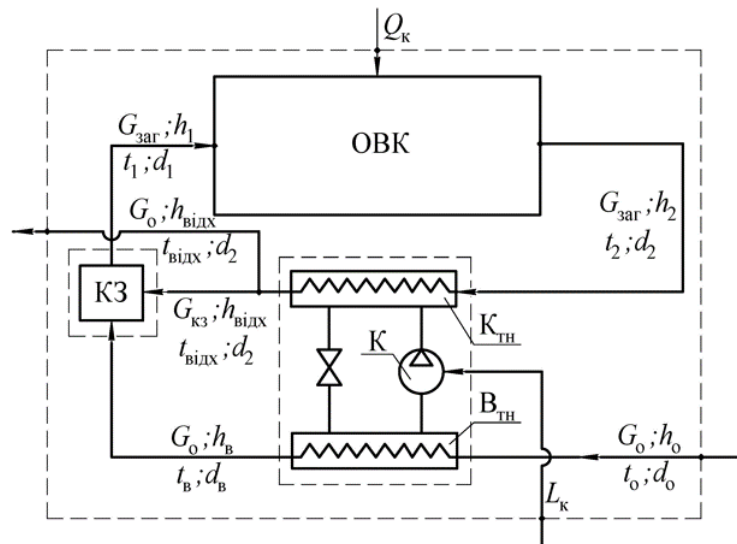


Рис. 3.1 – Принципова ТНУ вентиляції та кондиціювання повітря в приміщенні з надлишковим вологовиділенням:  $K_{\text{ТН}}$  – конденсатор ТН;  $B_{\text{ТН}}$  – випарник ТН;  $K$  – компресор;  $KЗ$  – камера змішування;  $ОВК$  – об’єкт вентиляції та кондиціювання повітря.

На рис. 3.2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в  $h-d$  діаграмі. Точка  $O$  побудована за параметрами навколишнього середовища ( $t_o, h_o$ ) [90]. Точка 2 побудована згідно з необхідними температурою  $t_2$  і відносною вологістю  $\phi_2$  повітря всередині виробничого приміщення, визначається згідно з [91] в залежності від технологічного призначення приміщення. За  $h-d$  діаграмою визначається  $h_2$ . Згідно з будівельними нормами [91] для даного приміщення приймається величина перегріву припливного повітря  $\Delta t_{\text{вент}}$  і на лінії  $h_2 = \text{const}$  за  $t_{1'} = t_2 + \Delta t_{\text{вент}}$  знаходиться точка  $I'$ , яка відповідає стану припливного повітря за умов вентиляції. Перехід  $I'-I$  зображує додаткове переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціювання. Температура повітря в точці  $I$  на лінії  $d_{1'} = \text{const}$  може бути прийнята, виходячи з умов пропорційності різниці температур, що відповідає переохолодженню повітря на вході в приміщення, і перепаду температур ззовні і всередині приміщення, тобто  $\Delta t = t_{1'} - t_1 = K(t_o - t_2)$ , де  $K$  – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці 2 підігрівається в конденсаторі ТН до температури  $t_{\text{відх}}$  за сталого вологовмісту

$d_2$ . Одна частина повітря видаляється в навколишнє середовище, інша змішується з охолодженим у випарнику ТН зовнішнім повітрям (точка  $B$ ), утворюючи в точці  $I$  суміш повітря з вологовмістом  $d_{I'} = d_1$  та температурою  $t_1$ , яка направляється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціювання. Процес  $I-2$  відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення.

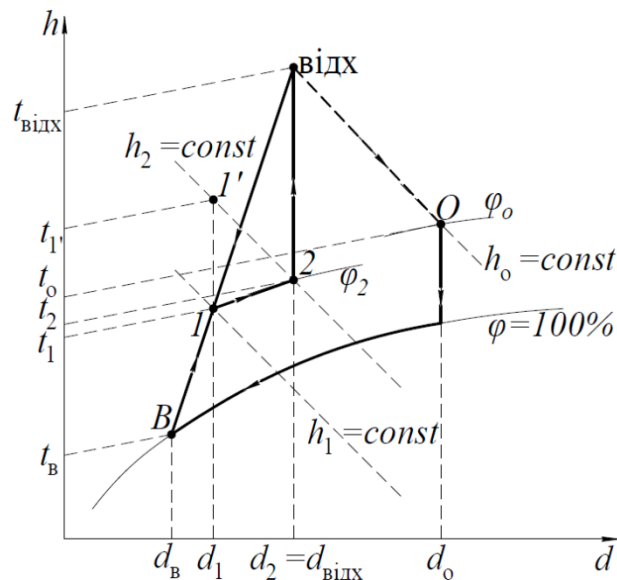


Рис. 3.2 – Робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в  $h-d$  діаграмі.

### 3.3 Методика визначення температури припливного повітря

Виходячи з апріорної оцінки співвідношення переохолодження припливного повітря для задоволення потреб кондиціювання і перепаду температур зовні і всередині приміщення, можна записати

$$\Delta t = t_{I'} - t_1 = K(t_0 - t_2), \quad (3.1)$$

де  $K$  – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти.

З іншого боку переохолодження припливного повітря  $\Delta t$  можна представити як

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2, \quad (3.2)$$

де  $\Delta t_1$ ,  $\Delta t_2$ , °C – переохолодження припливного повітря для компенсації

зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти відповідно.

Переохолодження  $\Delta t_1$  можна записати за аналогією до рівняння (3.1), а  $\Delta t_2$  можна виразити з рівняння для витрат теплоти на кондиціювання (для компенсації внутрішніх тепловиділень). З урахуванням цього рівняння (3.2) приймає вигляд

$$\Delta t = K_1(t_0 - t_2) + \frac{Q_{\text{вн}}}{G_{\text{заг}} c_p}, \quad (3.3)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт пропорційності, що залежить від характеристик приміщення і потребує попереднього визначення.

Прирівнявши рівняння (3.1) і (3.3) та розділивши їх на різницю температур  $(t_0 - t_2)$ , отримаємо наступне

$$K = K_1 + K_2. \quad (3.4)$$

де

$$K_2 = \frac{Q_{\text{вн}}}{G_{\text{заг}} c_p (t_0 - t_2)} \quad (3.5)$$

З метою визначення коефіцієнта  $K_1$  запишемо рівняння для витрат теплоти на вентиляцію і на кондиціювання (для компенсації зовнішніх надходжень теплоти)

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{заг}} (h_0 - h_1), \quad (3.6)$$

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{заг}} c_p (t_1' - t_1). \quad (3.7)$$

З рівнянь (3.6) і (3.7) з урахуванням попередньо визначеного переохолодження  $\Delta t_1$  впливає

$$K_1 = \frac{Q_{\text{конд}}}{Q_{\text{вент}}} \frac{(h_0 - h_1)}{c_p (t_0 - t_2)}. \quad (3.8)$$

З іншого боку, надходження теплоти через зовнішні огороження та витрати теплоти на вентиляцію можна визначити як:

$$Q_{\text{конд}} = \bar{K} F (t_0 - t_2), \quad (3.9)$$

$$Q_{\text{вент}} = G_{\text{вент}} (h_0 - h_1), \quad (3.10)$$

де  $\bar{K}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°С) – середній коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій виробничого приміщення;  $F$ , м<sup>2</sup> – площа огорожувальних конструкцій, через які відбуваються надходження теплоти до приміщення;  $G_{\text{вент}}$ , кг/с – масова витрата повітря на вентиляцію.

Масова витрата повітря  $G_{\text{вент}}$  може бути розрахована в залежності від об'єму виробничого приміщення  $V_{\text{прим}}$ ,  $\text{м}^3$ , і коефіцієнта повітрообміну  $K_{\text{п.об}}$ , 1/год, за співвідношенням

$$G_{\text{вент}} = \rho_{\text{п}} V_{\text{прим}} \frac{K_{\text{п.об}}}{3600}, \quad (3.11)$$

де  $\rho_{\text{п}}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$  – густина повітря.

Із відношення (3.9) і (3.10) з урахуванням (3.11) вираз для  $Q_{\text{конд}} / Q_{\text{вент}}$  можна записати як

$$\frac{Q_{\text{конд}}}{Q_{\text{вент}}} = \frac{3600 \bar{K} F (t_0 - t_2)}{\rho_{\text{п}} K_{\text{п.об}} V_{\text{прим}} (h_0 - h_1)}. \quad (3.12)$$

Тоді, вираз для коефіцієнта пропорційності за рівнянням (3.8) з урахуванням (3.12) приймає вигляд

$$K_1 = \frac{3600 \bar{K} F}{\rho_{\text{п}} c_{\text{р}} K_{\text{п.об}} V_{\text{прим}}}. \quad (3.13)$$

Таким чином, коефіцієнт пропорційності  $K$  в рівнянні (3.1) може бути попередньо визначений через коефіцієнти  $K_1$  і  $K_2$ , які в свою чергу визначаються через геометричні і теплофізичні характеристики будівлі і кратність повітрообміну, що залежить від функціонального призначення об'єкта кондиціонування (коефіцієнт  $K_1$ ), а також через внутрішні тепловиділення (коефіцієнт  $K_2$ ). Тим самим із рівняння (3.1) може бути визначена температура  $t_1$  припливного повітря на вході в приміщення.

### 3.4 Термодинамічний аналіз ТНУ

Термодинамічний аналіз системи, що розглядається, виконується на основі попереднього визначення термодинамічного стану цієї системи за прийнятих вихідних параметрів повітря всередині приміщення та в залежності від зміни параметрів зовнішнього атмосферного повітря. У свою чергу стан даної системи вентиляції та кондиціонування повітря залежить від поки що невідомих параметрів повітря у її вузлових точках. Для даної системи невідомими параметрами є доля

потоків свіжого зовнішнього повітря, що направляється на випарник ТН, температури повітря після випарника та конденсатора ТН, а також величина холодильного коефіцієнта всієї схеми. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового та матеріального балансів як окремих елементів системи, так і системи в цілому.

Ентальпія свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН може бути визначена із рівняння енергетичного балансу для КЗ, яке має вигляд

$$G_0 h_b + G_{кз} h_{в\text{і}\text{д}\text{х}} = G_{заг} h_1, \quad (3.14)$$

де  $G_0$ ,  $G_{кз}$ ,  $G_{заг}$ , кг/с – масові витрати свіжого, частки нагрітого відпрацьованого і загального потоків повітря;  $h_b$ ,  $h_{в\text{і}\text{д}\text{х}}$ ,  $h_1$ , кДж/кг<sub>с.п.</sub> – ентальпії відповідних потоків повітря.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (3.14) на величину  $G_{заг}$ , отримаємо

$$K_0 h_b + (1 - K_0) h_{в\text{і}\text{д}\text{х}} = h_1, \quad (3.15)$$

де  $K_0$  – частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

Ентальпію  $h_b$ , що визначається з рівняння (3.15), можна записати як

$$h_b = \frac{h_1 - (1 - K_0) h_{в\text{і}\text{д}\text{х}}}{K_0}. \quad (3.16)$$

Вологовміст свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН можна виразити з рівняння матеріального балансу вологи для всієї схеми, яке має вигляд

$$G_{заг} (d_2 - d_1) + G_0 d_0 = G_0 d_2 + G_0 (d_0 - d_b). \quad (3.17)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (3.17) на величину  $G_{заг}$ , після ряду перетворень отримаємо

$$d_b = d_0 - \frac{K_0 (d_0 - d_2) + (d_2 - d_1)}{K_0}. \quad (3.18)$$

Температура на виході з випарника ТН,  $t_b$ , може бути визначена за допомогою  $h$ - $d$  діаграми вологого повітря на лінії  $\phi=100\%$  в точці її перетину з  $h_b$  або  $d_b$ .

Для визначення частки свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції може бути використане рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_k = Q_{\text{вип}} + L_k. \quad (3.19)$$

Складові рівняння (3.19) визначаються так:

тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_k = G_{\text{заг}} (h_{\text{відх}} - h_2); \quad (3.20)$$

тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_0 (h_0 - h_b); \quad (3.21)$$

затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_k = Q_{\text{вип}} / \varepsilon_{\text{тн}}, \quad (3.22)$$

де  $\varepsilon_{\text{тн}}$  – холодильний коефіцієнт ТН.

Після деяких математичних перетворень вираз для визначення частки свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції приймає вигляд

$$K_0 = \frac{h_{\text{відх}} - h_2}{h_0 - h_b} \frac{\varepsilon_{\text{тн}}}{\varepsilon_{\text{тн}} + 1}. \quad (3.23)$$

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{тн}} = \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{відх}} + \Delta t_k}{273 + t_b - \Delta t_b} - 1}, \quad (3.24)$$

де  $t_b$  – температура свіжого зовнішнього повітря на виході з випарника ТН, °С;  $t_{\text{відх}}$  – температура відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_b$  – температурний перепад між потоками зовнішнього повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_k$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – повітря». Згідно з [96] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти  $\Delta t_k = \Delta t_b = 10$  °С.

Ентальпія відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН визначається з рівняння енергетичного балансу для всієї схеми, яке з урахуванням надходжень теплоти має вигляд

$$G_0 h_0 + L_k + Q_{\text{конд}} = G_0 h_{\text{відх}}. \quad (3.25)$$



Розділивши ліву та праву частини рівняння (3.25) на величину  $G_{\text{заг}}$  та врахувавши рівняння (3.1) в  $Q_{\text{конд}}$ , після ряду перетворень отримаємо

$$h_{\text{відх}} = h_0 + (h_0 - h_{\text{в}}) \frac{1}{\varepsilon_{\text{тн}}} + \frac{c_p K (t_0 - t_2)}{K_0}. \quad (3.26)$$

Температура на виході з конденсатора ТН,  $t_{\text{відх}}$ , може бути визначена за допомогою  $h-d$  діаграми вологого повітря в точці перетину  $h_{\text{відх}}$  з вологовмістом всередині приміщення  $d_2$ .

Ентальпію  $h_1$  з достатньою точністю можна визначити за розрахунковою формулою (2.19).

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов роботи самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику і конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї ТНУ вентиляції та кондиціонування більш доцільно використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{L_{\text{к}}}, \quad (3.27)$$

де  $Q_{\text{хол}}$ , кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення. Вона визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}} (h_0 - h_1). \quad (3.28)$$

З урахуванням рівнянь (3.21), (3.22) та (3.28), вираз (3.27) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{\varepsilon_{\text{тн}} (h_0 - h_1)}{K_0 (h_0 - h_{\text{в}})}. \quad (3.29)$$

### 3.5 Результати розрахунків

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ вентиляції та кондиціонування повітря виконано для типового виробничого приміщення з вологовиділенням. Як прототип

був обраний виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в Київській області [88]. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені наступні параметри внутрішнього повітря [91]: температура в приміщенні  $t_2 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; відносна вологість повітря в приміщенні  $\varphi_2 = 50\%$ ; перегрів припливного повітря для системи вентиляції  $\Delta t_{\text{вент}} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 3.2:  $d_1 = 5,3\text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  і  $d_2 = 6,5\text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$ .

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (3.16), (3.20), (3.23), (3.24), (3.26), (2.19) і (3.29) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціювання як на параметри системи (температура повітря на виході з випарника та конденсатора ТН, частка свіжого зовнішнього повітря, холодильний коефіцієнт ТН), так і на термодинамічну ефективність застосування даної системи вентиляції та кондиціювання.

Алгоритм ітераційного циклу наступний: задаються значення величин  $K$ ,  $t_0$ ,  $\varphi_0$ . За  $t_0$  і  $\varphi_0$  з  $h$ - $d$  діаграми визначаються  $d_0$  і  $h_0$ . У першому наближенні приймається довільне значення величини  $K_0$ . Визначається вологовміст повітря після випарника ТН  $d_v$  з рівняння (3.18). Використовуючи  $h$ - $d$  діаграму, у точці перетину  $d_v$  і  $\varphi_0 = 100\%$  знаходяться температура  $t_v$  і питома ентальпія  $h_v$ . У першому наближенні приймається довільне значення температури  $t_{\text{відх}}$  та розраховується величина холодильного коефіцієнта ТН  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  за формулою (3.24). З рівняння (3.26) визначається питома ентальпія  $h_{\text{відх}}$  і за  $h$ - $d$  діаграмою в точці перетину  $h_{\text{відх}}$  і  $d_2$  знаходиться нове значення температури  $t_{\text{відх}}$ , яке порівнюється з попередньо прийнятим. Уточнення  $t_{\text{відх}}$  продовжується, поки відносна похибка не становитиме  $0\%$ . Необхідна температура припливного повітря  $t_1$  знаходиться з формули (3.1), а питома ентальпія  $h_1$  – з формули (2.19). Далі визначається питома ентальпія  $h_v$  за формулою (3.16). Використовуючи  $h$ - $d$  діаграму, у точці перетину  $h_v$  і  $\varphi_0 = 100\%$  знаходиться температура  $t_v$  та вологовміст  $d_v$ . Після цього уточнюється  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  за формулою (3.24) з урахуванням нових значень відповідних параметрів. За формулою (3.23) визначається  $K_0$  та порівнюється з

попередньо прийнятим значенням. Ітерація повторюється, поки відносна похибка між початковим та кінцевим значеннями  $K_0$  не буде становити 0,5 %. За рівнянням (3.29) оцінюється величина холодильного коефіцієнта всієї схеми  $\epsilon_{cx}$ .

При виборі величини  $K$  врахована така обставина. За рівнянням (3.4) і з урахуванням (3.13) для обраного виробничого приміщення встановлено, що  $K = 0,23$  (відношення надходжень теплоти до приміщення до теплоти на вентиляцію). Отримане значення відповідає дійсності, оскільки для будівель виробничого та громадського призначень витрати теплоти на вентиляцію можуть у декілька раз перевищувати відповідні теплові притоки [93]. У зв'язку з цим в наведеному нижче аналізі взято наступні значення коефіцієнта  $K = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ .

На рис. 3.3, а-б наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора  $t_{в\text{і}\text{д}\text{х}}$  та випарника  $t_{\text{в}}$  ТН від температури та відносної вологості навколишнього середовища і різних значень величини  $K$  ( $t_{в\text{і}\text{д}\text{х}}, t_{\text{в}} = f(t_0, \varphi_0, K)$ ). Температури  $t_{в\text{і}\text{д}\text{х}}$  обмежуються критичним значенням температури, за якої можлива нормальна робота конденсатора ТН. Видно, що умови використання даної схеми погіршуються зі збільшенням відносної вологості навколишнього середовища. Таким чином, діапазон застосування даної схеми складає: від  $t_0 = 25$  °С ( $\varphi_0 = 80$  %) до  $t_0 = 33$  °С ( $\varphi_0 = 40$  %). Це висуває твердження про те, що дана ТНУ придатна для використання у країнах з помірним континентальним кліматом (Україна, Польща, Словачія). Температури  $t_{\text{в}}$  за  $t_0 > 25$  °С майже не залежать від відносної вологості  $\varphi_0$  та температури  $t_0$  навколишнього середовища та становлять в середньому 4 °С. Проте різниця між ними тим більша, чим нижчі значення  $\varphi_0$  та  $t_0$ .

Важливою характеристикою даної системи є частка потоку свіжого зовнішнього повітря на вході в систему  $K_0$ , яка направляється на випарник ТН. Відповідні розрахункові дані для змінної частки свіжого повітря, що отримані за рівнянням (3.23), наведені на рис. 3.4.

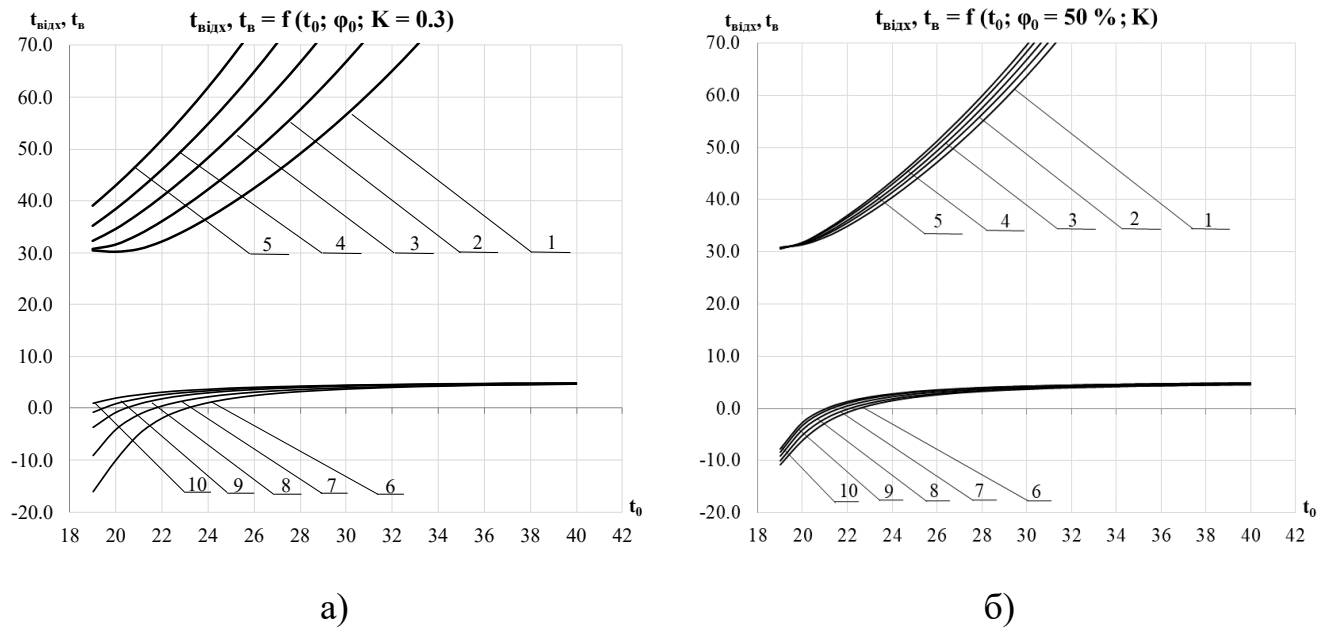


Рис. 3.3 – Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН від температури та відносної вологості навколишнього середовища (а) і величини  $K$  (б): а)  $K = 0,3$ ; 1-5 ( $t_{BДХ}$ ) –  $\varphi_0 = 40\% \text{ – } 80\%$ ; 6-10 ( $t_B$ ) –  $\varphi_0 = 40\% \text{ – } 80\%$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$ ; 1-5 ( $t_{BДХ}$ ) –  $K = 0,1 \text{ – } 0,5$ ; 6-10 ( $t_B$ ) –  $K = 0,1 \text{ – } 0,5$ .

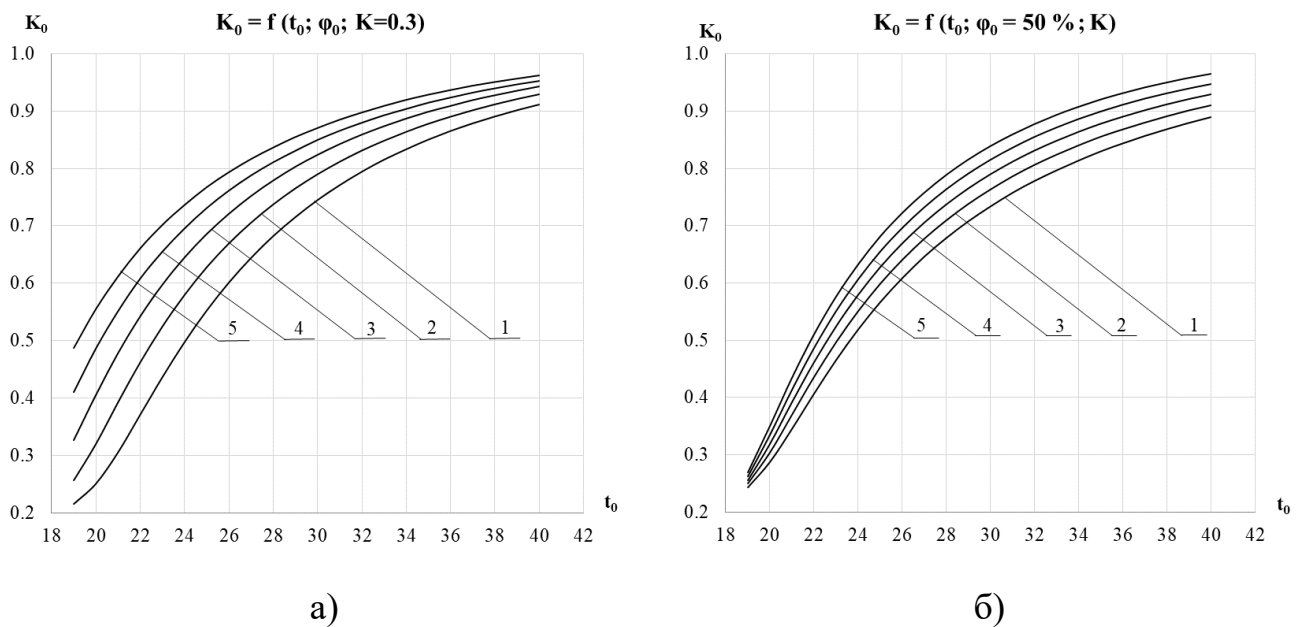


Рис. 3.4 – Залежність змінної частки свіжого зовнішнього повітря від параметрів навколишнього середовища (а) і величини  $K$  (б): а)  $K = 0,3$ ; 1-5 –  $\varphi_0 = 40\% \text{ – } 80\%$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$ ; 1-5 –  $K = 0,1 \text{ – } 0,5$ .

Як видно з графіків, змінна частка свіжого повітря для виконання умови підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури  $t_0$ , так і відносної вологості  $\phi_0$  атмосферного повітря. За постійної температури  $t_0$  потреба у свіжому повітрі зростає зі збільшенням як відносної вологості  $\phi_0$ , так і величини  $K$ , тобто надходжень теплоти до приміщення. За збільшення  $\phi_0$ , зростає ентальпія  $h_0$ . Це призводить до збільшення температури  $t_{\text{відх}}$  відпрацьованого повітря після конденсатора ТН. У результаті до КЗ надходить більша частка свіжого повітря за вищої відносної вологості  $\phi_0$ . Тому проектування ТНУ вентиляції та кондиціювання повітря має здійснюватися за умови змінного надходження свіжого повітря, оскільки в іншому випадку система не дозволить забезпечити заданих умов у приміщенні за зміни параметрів навколишнього середовища.

На основі чисельного аналізу співвідношень (3.24) і (3.29) побудовано графічні залежності холодильних коефіцієнтів ТН та ТНУ вентиляції та кондиціювання від температури та відносної вологості навколишнього середовища і різних значень величини  $K$  ( $\epsilon_{\text{тн}}, \epsilon_{\text{сх}} = f(t_0, \phi_0, K)$ ) (рис. 3.5, а-б). Холодильний коефіцієнт ТН характеризується високими значеннями в області помірних температур  $t_0 = 20 - 30$  °С, значно знижуючись з її подальшим ростом, а також зі збільшенням відносної вологості  $\phi_0$ . З графіків видно, що енергоефективність даної ТНУ досягає найбільших значень також в зоні низьких температур довкілля і значною мірою залежить від відносної вологості атмосферного повітря. Значення холодильних коефіцієнтів мало залежать від характеристики приміщення, тобто величини  $K$ , в усьому діапазоні температур  $t_0$ . У цілому розглянута ТНУ може мати високу енергетичну ефективність за її застосування в помірних широтах.

Слід також відмітити, що дана система, яка розрахована на режим роботи в теплий період року (охолодження та осушення зовнішнього свіжого повітря), має свої обмеження. На рис. 3.6 наведено два робочих процеси зміни стану повітря в ТНУ вентиляції та повітряного опалення (а) та ТНУ вентиляції та кондиціювання (б). Перший процес отримано в результаті аналізу ТНУ для даного об'єкта в холодний період року. Результати цього аналізу наведено в [4]. Згідно з ними в залежності від

відносної вологості  $\varphi_0$  існує деяка критична температура зовнішнього повітря  $t_0$ , вище якої ТНУ в операційному режимі (а) не зможе забезпечити комфортних умов в приміщенні внаслідок надходження надмірної вологи з навколишнього середовища. Така ситуація має місце тоді, коли вологовміст зовнішнього повітря перевищує заданий вологовміст припливного повітря в точці 1, тобто  $d_0 > d_1 = 5,3$  г/кг<sub>с.п</sub> (рис. 3.6, а). За перевищення граничних значень температури атмосферного повітря необхідна принципова зміна системи з переходом в режим кондиціювання, у якому забезпечується охолодження і осушення припливного повітря. Результатом вирішення цієї проблеми є дана ТНУ вентиляції та кондиціювання, робочий процес якої наведено на рис. 3.2 та рис. 3.6, б. Згідно з рис. 3.6, б граничною умовою застосування даної схеми буде ситуація, коли ентальпія зовнішнього повітря стане нижчою за ентальпію суміші повітря в точці 1, тобто  $h_0 < h_1 = 34,7$  кДж/кг<sub>с.п</sub> (рис. 3.6, б).

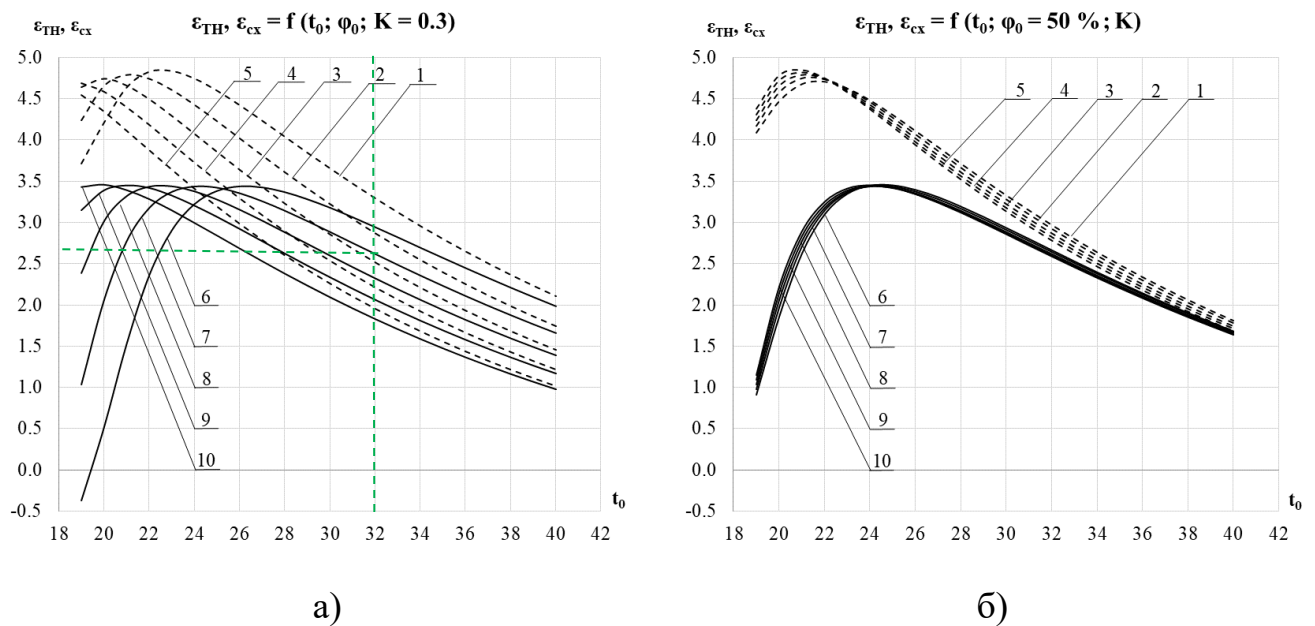


Рис. 3.5 – Залежність холодильних коефіцієнтів ТН та схеми в цілому від параметрів навколишнього середовища (а) і величини  $K$  (б): а)  $K = 0,3$ ; 1-5 ( $\varepsilon_{\text{TH}}$ ) –  $\varphi_0 = 40\% - 80\%$ ; 6-10 ( $\varepsilon_{\text{CX}}$ ) –  $\varphi_0 = 40\% - 80\%$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$ ; 1-5 ( $\varepsilon_{\text{TH}}$ ) –  $K = 0,1 - 0,5$ ; 6-10 ( $\varepsilon_{\text{CX}}$ ) –  $K = 0,1 - 0,5$ .

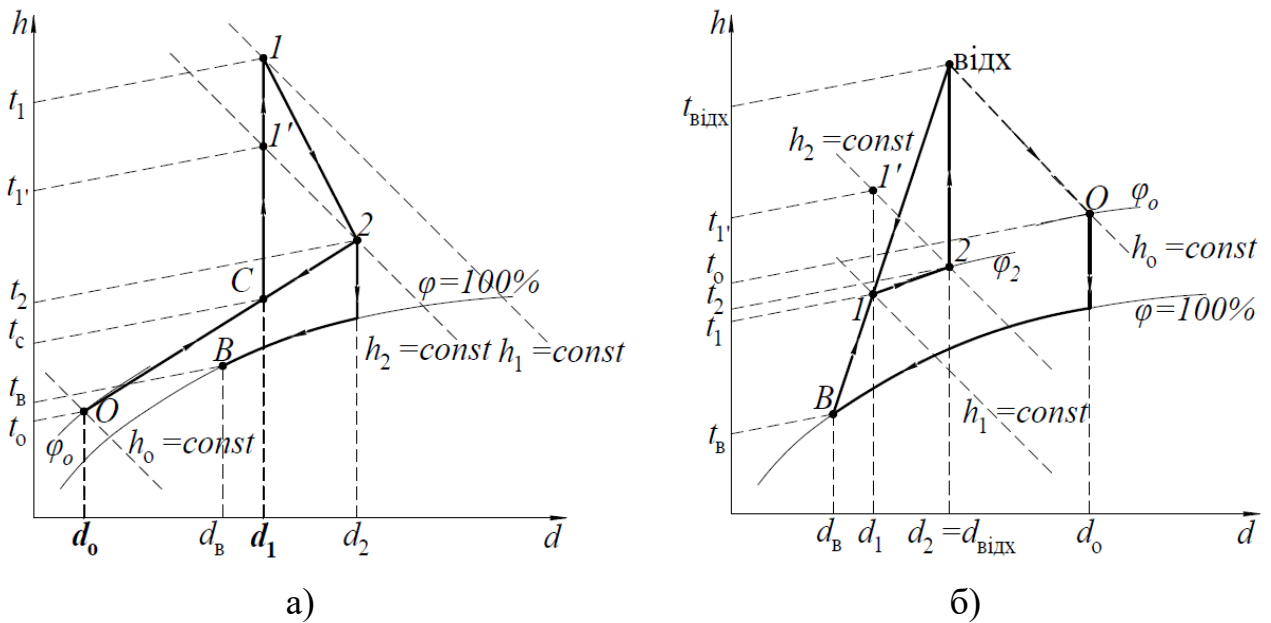


Рис. 3.6 – Робочі процеси зміни стану повітря в ТНУ вентиляції та повітряного опалення (а) та ТНУ вентиляції та кондиціювання (б).

### 3.6 Висновки до розділу 3

1. Показано, що необхідне для кондиціювання додаткове охолодження припливного повітря на вході в приміщення може бути визначено через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур ззовні і всередині приміщення, значення якого залежить від теплофізичних і геометричних характеристик приміщення і кратності повітрообміну, що визначається функціональним призначенням об'єкта кондиціювання, а також від внутрішніх тепловиділень у приміщенні.

2. Розглянута система вентиляції та кондиціювання в приміщеннях з надлишковим вологовиділенням може забезпечити підтримання заданих умов всередині приміщення в теплий період року до деяких помірних значень параметрів зовнішнього атмосферного повітря, подальше збільшення яких обмежується максимальною температурою скидного повітря після конденсатора ТН.

3. Дана система підтримання температурно-вологісних умов всередині приміщення має найвищу енергоефективність в зоні відносно невисоких температур довкілля і значною мірою залежить від відносної вологості атмосферного повітря. Це висуває твердження про те, що дана схема ТНУ придатна для використання у країнах з помірним континентальним кліматом.

## РОЗДІЛ 4 ВИСОКОЕФЕКТИВНА ТЕПЛОНАСОСНА СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ

### 4.1 Постановка задач дослідження

У роботі [9] було виконано термодинамічний аналіз ТНУ вентиляції та кондиціювання повітря виробничого приміщення у теплий період року, метою якого були визначення параметрів повітря в вузлових точках схеми, оцінка енергетичної ефективності та встановлення режимів роботи ТНУ в залежності від параметрів зовнішнього повітря та характеристик об'єктів вентиляції та кондиціювання.

Попередня схема забезпечувала потреби у вентиляції та кондиціюванні повітря шляхом змінного надходження свіжого повітря. Аналіз схеми показав, що за постійної температури навколишнього середовища  $t_0$  потреба у свіжому повітрі зростає зі збільшенням його відносної вологості  $\phi_0$  та величини  $K$ , яка використовується для розрахунку необхідного переохолодження припливного повітря на вході до приміщення для компенсації теплових надходжень. Таке зростання призводить до збільшення температури відпрацьованого повітря після конденсатора ТН  $t_{\text{відх.}}$ . У результаті для задоволення потреб необхідна більша частка свіжого повітря за вищої відносної вологості  $\phi_0$ . Дана обставина погіршує температурні умови нормальної роботи ТН, оскільки температури повітря після конденсатора досягають критичних значень за низьких температур навколишнього середовища  $t_0$ .

Запропонована в даному дослідженні схема має високу ефективність за більших значень відносної вологості  $\phi_0$  та температури  $t_0$  навколишнього середовища за рахунок високого коефіцієнта рециркуляції вентиляційного повітря  $K_p = 0,8$ . Підвищення ефективності відбувається тому, що через випарник ТН надходить більша частка повітря з приміщення в суміші зі свіжим повітрям. У цьому випадку параметри цієї суміші будуть близькими до параметрів саме відпрацьованого повітря в широкому діапазоні зміни параметрів навколишнього середовища.



Це означає, що тепловий потік випарника ТН теж буде змінюватись не суттєво. Через це можна реалізувати роботу схеми таким чином, щоб вологовміст повітря на виході з випарника був постійним і рівним необхідному вологовмісту повітря на вході до приміщення  $d_1$ . Тоді це повітря достатньо буде підігріти до заданої температури  $t_1$  у поверхневому теплообміннику, наприклад, рекуператорі, використовуючи повітря після конденсатора ТН в якості гарячого теплоносія.

Результатом даного дослідження є визначені енергетична ефективність та параметри повітря у вузлових точках нової ТНУ в теплий період року. Для проведення розрахунків було використано попередньо розроблену в роботі [9] методику визначення необхідного переохолодження припливного повітря для компенсації внутрішніх тепловиділень і надходжень теплоти через зовнішні огороження приміщення (коефіцієнт  $K$ ).

## 4.2 Опис системи та робочого процесу

На рис. 4.1 зображена принципова схема вентиляції та кондиціювання з рециркуляцією відпрацьованого повітря та зі змінною часткою свіжого зовнішнього повітря. Принцип роботи схеми: два потоки свіжого зовнішнього повітря з температурою  $t_0$ , вологовмістом  $d_0$  і масовими витратами  $G_p$  та  $G_0$  поступають до першої та другої камер змішування відповідно, де змішуються з двома потоками відпрацьованого повітря з приміщення за температури  $t_2$ , вологовмісту  $d_2$  і з масовими витратами  $G_0$  та  $G_p$  відповідно. Таким чином, на виході з КЗ отримуються суміші повітря з однаковими масовими витратами, які рівні необхідній витраті повітря для задоволення потреб вентиляції  $G_{\text{заг}}$ . Суміш повітря після першої камери змішування (КЗ<sub>1</sub>) за температури  $t_{c1}$  і вологовмісту  $d_{c1}$  надходить до конденсатора ТН, де нагрівається і на виході має температуру  $t_k$  за постійного вологовмісту. Суміш повітря після другої камери змішування (КЗ<sub>2</sub>) за температури  $t_{c2}$  і вологовмісту  $d_{c2}$  надходить до випарника ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари до температури  $t_b$  та заданого технологічними умовами вологовмісту  $d_1$ . Обидва потоки спрямовуються до рекуператора, у якому відбувається нагрівання потоку повітря

після випарника до заданої температури  $t_1$  за рахунок теплоти повітря, нагрітого в конденсаторі ТН. Процес теплообміну проходить за постійних вологовмістів обох повітряних потоків. Нагріта суміш повітря ( $t_1, d_1, G_{\text{заг}}$ ) після рекуператора спрямовується до виробничого приміщення для цілей вентиляції та кондиціювання (для компенсації надходжень теплоти через огороження та внутрішніх тепло- і вологовиділень).

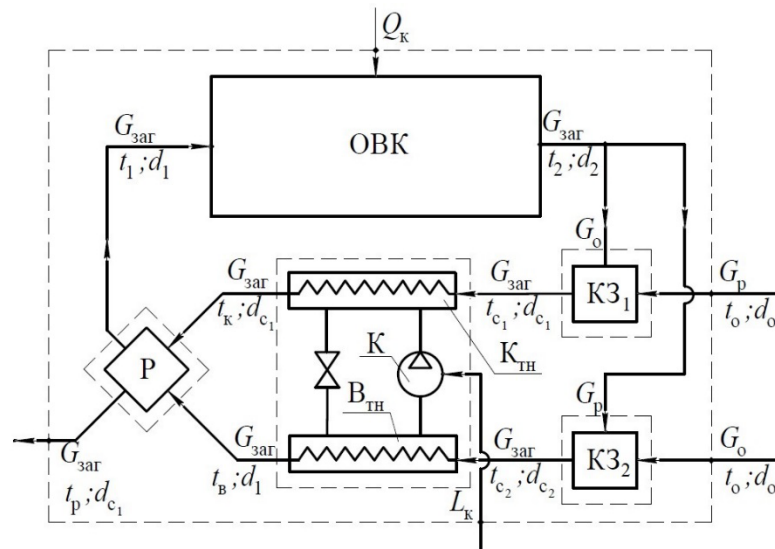


Рис. 4.1 – Принципова ТНУ вентиляції та кондиціювання повітря в приміщенні:  $K_{\text{ТН}}$  – конденсатор ТН;  $B_{\text{ТН}}$  – випарник ТН;  $K$  – компресор;  $KЗ_1$  – перша камера змішування;  $KЗ_2$  – друга камера змішування;  $P$  – рекуператор;  $ОВК$  – об’єкт вентиляції та кондиціювання повітря.

На рис. 4.2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в  $h-d$  діаграмі. Точка  $O$  побудована за параметрами навколишнього середовища ( $t_o, h_o$ ) [90]. Точка 2 побудована згідно з необхідними температурою  $t_2$  і відносною вологістю  $\phi_2$  повітря всередині виробничого приміщення, визначається згідно з [91] в залежності від технологічного призначення приміщення. За  $h-d$  діаграмою визначається  $h_2$ . Згідно з будівельними нормами [91] для даного приміщення приймається величина перегріву припливного повітря  $\Delta t_{\text{вент}}$  і на лінії  $h_2 = \text{const}$  за  $t_{1'} = t_2 + \Delta t_{\text{вент}}$  знаходиться точка  $1'$ , яка відповідає стану припливного повітря за умов вентиляції. Перехід  $1'-1$  зображує додаткове

переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціювання. Температура повітря в точці  $I$  на лінії  $d_{1'} = \text{const}$  може бути прийнята, виходячи з умов пропорційності різниці температур, що відповідає переохолодженню повітря на вході в приміщення, і перепаду температур ззовні і всередині приміщення, тобто  $\Delta t = t_{1'} - t_1 = K(t_0 - t_2)$ , де  $K$  – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Опис методики розрахунку даного коефіцієнта викладено у роботі [9]. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці 2 розділяється на два потоки та змішується з двома потоками свіжого зовнішнього повітря з параметрами в точці  $O$  у двох КЗ (точки  $c_1$  і  $c_2$ ). Один потік повітряної суміші підігрівається в конденсаторі ТН до температури  $t_k$  за сталого вологовмісту  $d_{c1}$  (точка  $k$ ), а інший потік охолоджується у випарнику ТН з частковою конденсацією водяної пари (точка  $B$ ). Охолоджений потік повітря нагрівається у рекуператорі за сталого заданого вологовмісту  $d_1$  до температури  $t_1$  за рахунок гарячого потоку повітря після конденсатора. Підігріта суміш повітря направляєється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціювання. Процес  $1-2$  відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення.

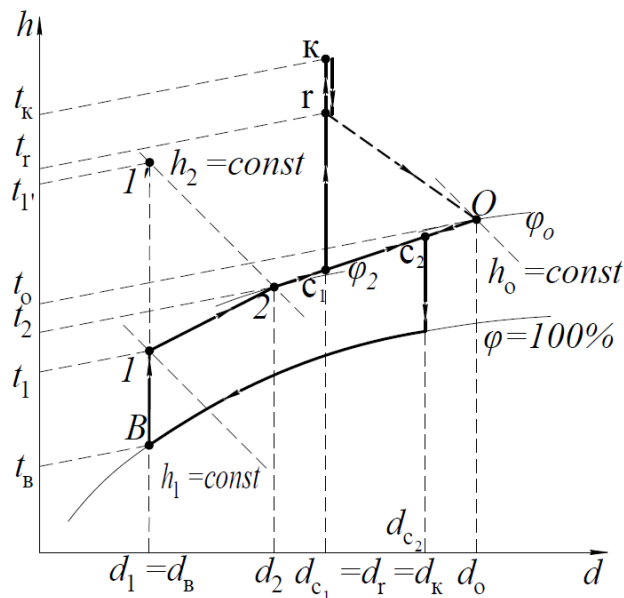


Рис. 4.2 – Робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в  $h-d$  діаграмі.

### 4.3 Термодинамічний аналіз ТНУ

Термодинамічний аналіз системи, що розглядається, виконується на основі попереднього визначення термодинамічного стану цієї системи за прийнятих вихідних параметрів повітря всередині приміщення та в залежності від зміни параметрів зовнішнього атмосферного повітря. У свою чергу стан даної системи вентиляції та кондиціонування повітря залежить від поки що невідомих параметрів повітря у її вузлових точках. Для даної системи невідомими параметрами є частки потоків відпрацьованого та свіжого зовнішнього повітря, що направляються до КЗ<sub>1</sub> та КЗ<sub>2</sub>, температури повітря після конденсатора ТН та рекуператора, а також величина холодильного коефіцієнта всієї схеми. Відповідні залежності для цих параметрів можуть бути визначені з рівнянь теплового та матеріального балансів як окремих елементів системи, так і системи в цілому.

За принципом роботи схеми повітря після випарника ТН підігрівається у рекуператорі до необхідної температури  $t_1$  за рівнянням (3.1). Цей процес протікає за постійного вологовмісту, який повинен відповідати заданому значенню  $d_1$ . Оскільки у випарнику охолодження повітря протікає за часткової конденсації водяної пари, температуру та ентальпію повітря на виході,  $t_b$  і  $h_b$ , можна визначити за допомогою  $h$ - $d$  діаграми вологого повітря на лінії  $\phi = 100\%$  в точці її перетину з  $d_1$ .

Ентальпії сумішей повітря після КЗ<sub>1</sub> і КЗ<sub>2</sub> можна визначити з рівнянь енергетичного балансу для камер змішування, які відповідно мають вигляд

$$G_p h_0 + G_0 h_2 = G_{\text{заг}} h_{c1}, \quad (4.1)$$

$$G_p h_2 + G_0 h_0 = G_{\text{заг}} h_{c2}, \quad (4.2)$$

де  $G_0$ ,  $G_p$ ,  $G_{\text{заг}}$ , кг /с – масові витрати свіжого, відпрацьованого і загального потоків повітря;  $h_{c1}$ ,  $h_{c2}$ , кДж/кг<sub>с.п.</sub> – ентальпії повітряних сумішей після КЗ.

Розділивши ліві та праві частини рівнянь (4.1) і (4.2) на величину  $G_{\text{заг}}$ , отримаємо рівняння для визначення ентальпій  $h_{c1}$  і  $h_{c2}$

$$h_{c1} = K_p h_0 + K_0 h_2, \quad (4.3)$$

$$h_{c2} = K_p h_2 + K_0 h_0, \quad (4.4)$$

де  $K_p$ ,  $K_0$  – частки рециркуляційного відпрацьованого та свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

За принципом роботи схеми на виході з КЗ отримуються суміші повітря з однаковими масовими витратами, які рівні необхідній витраті повітря для задоволення потреб вентиляції  $G_{\text{заг}}$ . Тобто повинна виконуватись така умова

$$K_p + K_0 = 1. \quad (4.5)$$

Вологовмісти сумішей повітря після камер змішування  $d_{c1}$  і  $d_{c2}$  можна визначити із рівнянь матеріального балансу для КЗ

$$G_p d_0 + G_0 d_2 = G_{\text{заг}} d_{c1}, \quad (4.6)$$

$$G_p d_2 + G_0 d_0 = G_{\text{заг}} d_{c2}. \quad (4.7)$$

Розділивши ліві та праві частини рівнянь (4.6) і (4.7) на величину  $G_{\text{заг}}$ , отримаємо рівняння для визначення вологовмістів

$$d_{c1} = K_p d_0 + K_0 d_2, \quad (4.8)$$

$$d_{c2} = K_p d_2 + K_0 d_0. \quad (4.9)$$

Для визначення ентальпії суміші повітря після конденсатора ТН,  $h_k$ , може бути використане рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_{\text{конд}} = Q_{\text{вип}} + L_k. \quad (4.10)$$

Складові рівняння (4.10) визначаються так:

тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_{\text{конд}} = G_{\text{заг}} (h_k - h_{c1}); \quad (4.11)$$

тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{заг}} (h_{c2} - h_v); \quad (4.12)$$

затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_k = Q_{\text{вип}} / \varepsilon_{\text{ТН}}, \quad (4.13)$$

де  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  – холодильний коефіцієнт ТН.

Після деяких математичних перетворень вираз для визначення ентальпії  $h_k$

приймає вигляд

$$h_k = h_{c1} + (h_{c2} - h_b) \frac{\varepsilon_{\text{ТН}} + 1}{\varepsilon_{\text{ТН}}}. \quad (4.14)$$

Температура на виході з конденсатора ТН,  $t_k$ , може бути визначена за допомогою  $h-d$  діаграми вологого повітря в точці перетину  $h_k$  з вологовмістом після КЗ<sub>1</sub>  $d_{c1}$ .

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{1}{\frac{273 + t_k + \Delta t_k}{273 + t_b - \Delta t_b} - 1}, \quad (4.15)$$

де  $t_b$  – температура суміші повітря на виході з випарника ТН, °С;  $t_k$  – температура суміші повітря на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_b$  – температурний перепад між потоками повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_k$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і повітря на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – повітря». Згідно з [96] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти  $\Delta t_k = \Delta t_b = 10$  °С.

Ентальпію  $h_1$  з достатньою точністю можна визначити за розрахунковою формулою (2.19).

Ентальпія охолодженої суміші повітря на виході з рекуператора,  $h_p$ , визначається з рівняння енергобалансу рекуператора. З урахуванням того, що масові витрати повітряних сумішей після КЗ<sub>1</sub> і КЗ<sub>2</sub> однакові, рівняння має наступний вигляд

$$h_k + h_b = h_1 + h_r. \quad (4.16)$$

Таким чином, ентальпія  $h_r$  визначається як

$$h_r = h_k + h_b - h_1. \quad (4.17)$$

З іншого боку, ентальпію суміші повітря після КЗ<sub>2</sub> можна виразити з рівняння енергетичного балансу для всієї схеми, яке з урахуванням зовнішніх і внутрішніх надходжень теплоти,  $Q_k$ , має вигляд

$$L_k + G_0 h_0 + G_p h_0 + Q_k = G_{\text{заг}} h_r. \quad (4.18)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (4.18) на величину  $G_{\text{заг}}$  та врахувавши рівняння (3.1) в  $Q_k$ , після ряду перетворень отримаємо

$$h_{c2} = [h_r - h_0 - c_p K(t_0 - t_2)] \varepsilon_{\text{тн}} + h_b. \quad (4.19)$$

Якщо параметри у вузлових точках системи визначено правильно, то числові значення ентальпії  $h_{c2}$ , отримані за допомогою рівнянь (4.4) та (4.19), мають бути рівними.

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов роботи самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику і конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї ТНУ вентиляції та кондиціювання більш доцільно використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{L_k}, \quad (4.20)$$

де  $Q_{\text{хол}}$ , кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення. Вона визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}}(h_0 - h_1). \quad (4.21)$$

З урахуванням рівнянь (4.12) і (4.13) вираз (4.22) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \varepsilon_{\text{тн}} \frac{h_0 - h_1}{h_{c2} - h_b}. \quad (4.22)$$

#### 4.4 Результати розрахунків

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ вентиляції та кондиціювання повітря виконано для типового виробничого приміщення з вологовиділенням. Як прототип був обраний виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в Київській області [88]. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені наступні параметри внутрішнього повітря [91]: температура в приміщенні  $t_2 = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

відносна вологість повітря в приміщенні  $\phi_2 = 50 \%$ ; перегрів припливного повітря для системи вентиляції  $\Delta t_{\text{вент}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ .

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 4.2:  $d_1 = 5,3 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  і  $d_2 = 6,5 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$ .

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (4.3), (4.4), (4.8), (4.9), (4.14), (4.15), (4.17), (4.19) і (4.22) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціонування як на параметри системи (температура повітря на виході з конденсатора ТН і рекуператора, холодильний коефіцієнт ТН), так і на термодинамічну ефективність застосування даної системи вентиляції та кондиціонування.

Алгоритм ітераційного циклу наступний: задаються значення величин  $K$ ,  $K_p$ ,  $t_0$ ,  $\phi_0$ . За  $t_0$  і  $\phi_0$  з  $h$ - $d$  діаграми визначаються  $d_0$  і  $h_0$ . За формулами (4.3), (4.4), (4.8), (4.9) розраховуються значення  $h_{c1}$ ,  $h_{c2}$ ,  $d_{c1}$ ,  $d_{c2}$  відповідно. У першому наближенні приймається довільне значення температури  $t_k$ , розраховується величина холодильного коефіцієнта ТН  $\epsilon_{\text{ТН}}$  за формулою (4.15) та визначається  $h_k$  з  $h$ - $d$  діаграми. Необхідна температура припливного повітря  $t_1$  знаходиться з формули (3.1), а питома ентальпія  $h_1$  – з формули (2.19). За рівнянням (4.17) розраховується питома ентальпія  $h_r$  та уточнюється значення питомої ентальпії  $h_{c2}$  за формулою (4.19). Потім за рівнянням (4.14) визначається питома ентальпія  $h_k$  та порівнюється з попередньо прийнятим значенням. Ітерація повторюється, поки відносна похибка між початковим та кінцевим значеннями  $h_k$  не буде становити 0,5 %. Далі за  $h$ - $d$  діаграмою визначається температура  $t_k$  і розраховується коефіцієнт  $\epsilon_{\text{ТН}}$ . За рівнянням (4.22) оцінюється величина холодильного коефіцієнта всієї схеми  $\epsilon_{\text{сх}}$ .

При виборі величини  $K$  врахована така обставина. За наведеною у роботі [9] методикою для обраного виробничого приміщення встановлено, що  $K = 0,23$  (відношення надходжень теплоти до приміщення до теплоти на вентиляцію). Отримане значення відповідає дійсності, оскільки для будівель виробничого та громадського призначень витрати теплоти на вентиляцію можуть у декілька раз



перевищувати відповідні теплові притоки [93]. У зв'язку з цим в наведеному нижче аналізі взято наступні значення коефіцієнта  $K = 0,1; 0,3; 0,5$ .

На рис. 4.3, а-б наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора  $t_k$  і випарника  $t_b$  ТН та рекуператора  $t_r$  (рис. 4.3, а), а також залежності холодильних коефіцієнтів ТН  $\varepsilon_{TH}$  та ТНУ  $\varepsilon_{cx}$  вентиляції та кондиціювання (рис. 4.3, б) від температури  $t_0$  та відносної вологості ( $\varphi_0 = 50\%$ ) навколишнього середовища, коефіцієнта  $K = 0,3$  і значень коефіцієнта рециркуляції  $K_p = 0 - 0,8$  ( $t_{вдх}, t_b, \varepsilon_{TH}, \varepsilon_{cx} = f(t_0, \varphi_0 = 50\%, K = 0,3)$ ). Криві 1 та 6 на обох рисунках відповідають випадку, коли рециркуляція відсутня, тобто  $K_p = 0$ .

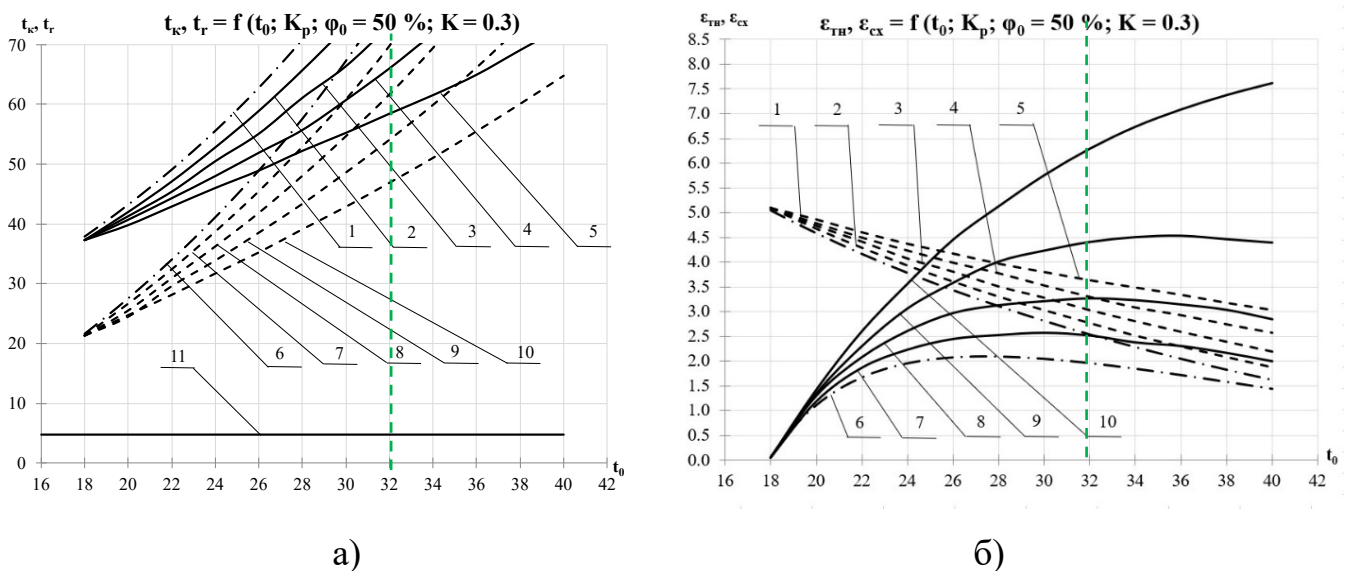


Рис. 4.3 – Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН і рекуператора (а), залежності холодильних коефіцієнтів ТН та схеми в цілому (б) від температури, відносної вологості ( $\varphi_0 = 50\%$ ) навколишнього середовища, величини  $K = 0,3$  і коефіцієнта рециркуляції  $K_p$ : а) 1-5 ( $t_k$ ); 6-10 ( $t_r$ ); 11 ( $t_b$ ) –  $K_p = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$ ; б) 1-5 ( $\varepsilon_{TH}$ ); 6-10 ( $\varepsilon_{cx}$ ) –  $K_p = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$ .

Температури  $t_k$  обмежуються критичним значенням температури, за якої можлива нормальна робота конденсатора ТН  $t_k = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Видно, що умови використання даної схеми покращуються зі збільшенням рециркуляції відпрацьованого повітря. Так, за  $K_p = 0,8$  схема здатна працювати до

$t_0 = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура охолодженого в рекуператорі повітря  $t_p$  підвищуються з ростом  $t_0$ , оскільки знижується  $t_1$ , тобто потреба в більш холодному повітрі. Температури  $t_b$  не залежать від  $t_0$  та  $K_p$  згідно з прийнятим робочим процесом ТНУ і становлять в середньому  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

З рис. 4.3, б видно, що енергоефективність даної ТНУ зростає зі збільшенням  $t_0$  і  $K_p$ . За зниження рециркуляції  $K_p$  температури  $t_0$ , при яких ефективність максимальна, також знижуються. Потім ефективність поступово знижується з ростом  $t_0$ . Проте за  $K_p = 0,8$  ефективність при  $t_0 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$  все ще зростає. Це свідчить про те, що дана модель ТНУ може бути придатною для застосування в країнах з помірним сухим континентальним кліматом (Україна, Польща, Чехія) в усьому діапазоні температур навколишнього середовища, коли об'єктом вентиляції виступає виробниче приміщення з невисокою кратністю повітрообміну.

На рис. 4.5, а-б наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора  $t_k$ , випарника  $t_b$  ТН і рекуператора  $t_r$  від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\phi_0$  навколишнього середовища (рис. 4.5 (а)  $K = 0,3$ ;  $K_p = 0,8$ ) і різних значень величини  $K$  (рис. 4.5 (б)  $\phi_0 = 50\text{ }%$ ;  $K_p = 0,8$ ). Температури  $t_k$  теж обмежуються критичним значенням температури та зростають зі збільшенням відносної вологості  $\phi_0$ . За  $\phi_0 = 70\text{ }%$  критична температура настане при  $t_0 = 36\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Це означає, що дана схема має сприятливі показники також для вологого жаркого клімату. Температури  $t_b$  не залежать від відносної вологості  $\phi_0$  та температури  $t_0$  і становлять в середньому  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Збільшення температури  $t_r$  вказує на зменшення теплового потоку для нагрівання припливного повітря до заданої температури  $t_1$ . За даного робочого процесу температура  $t_k$  не залежить від величини  $K$ , оскільки в розрахунках приймається постійне значення температури повітря на виході з приміщення  $t_2 = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тобто схема розглядається в стаціонарному режимі, коли теплові надходження не змінюються в часі. За збільшення величини  $K$ , тобто при більших надходженнях теплоти, температура  $t_p$  також буде зростати. Криві 5 і 10 на рис. 4.5 (а), а також 2 і 6 на рис. 4.5 (б) описують відсутність рециркуляції повітря та вказують на різке погіршення температурного режиму роботи ТНУ.

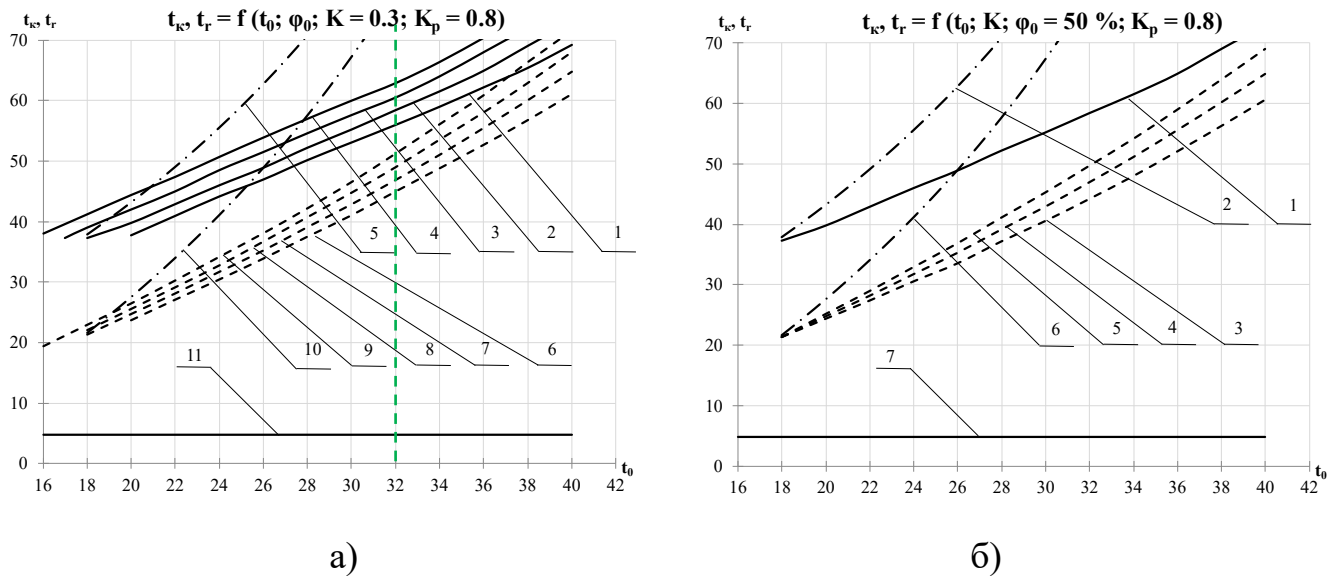


Рис. 4.5 – Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН і рекуператора від температури та відносної вологості навколишнього середовища, величини  $K$  і коефіцієнта рециркуляції  $K_p = 0,8$ : а)  $K = 0,3$ : 1-4 ( $t_k$ ), 6-9 ( $t_r$ ), 11 ( $t_b$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$ ; 50%; 60%; 70%; 5 ( $t_k$ ), 10 ( $t_r$ ) –  $K_p = 0$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$ : 1 ( $t_k$ ), 3-5 ( $t_r$ ), 7 ( $t_b$ ) –  $K = 0,1$ ; 0,3; 0,5; 2 ( $t_k$ ), 6 ( $t_r$ ) –  $K_p = 0$ .

На основі чисельного аналізу співвідношень (4.15) і (4.22) на рис. 4.6 побудовано графічні залежності холодильних коефіцієнтів ТН  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  та ТНУ  $\varepsilon_{\text{сх}}$  вентиляції та кондиціонування від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0$  навколишнього середовища (рис. 4.6, а) та різних значень величини  $K$  (рис. 4.6, б). З графіків видно, що енергоефективність даної ТНУ  $\varepsilon_{\text{сх}}$  зростає зі збільшенням  $\varphi_0$ , оскільки більша частина зовнішнього повітря потрапляє до конденсатора ТН, а на випарник надходить повітряна суміш з параметрами близькими до параметрів в точці 2 (див. рис. 4.2). Тобто зростання ентальпії зовнішнього повітря  $h_0$  не суттєво впливає на теплове навантаження випарника ТН, що свідчить про ефективну рециркуляцію холоду, який виробляється системою. Зростання величини  $K$  вказує на те, що зростає потреба у більш холодному повітрі для цілей кондиціонування, тому ефективність схеми також підвищується. Оскільки температури  $t_k$  і  $t_b$  є постійними за даного робочого процесу, то  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  не залежить від величини  $K$ , тобто від характеристики приміщення. Криві 5, 10 (а) і 2, 6 (б) описують відсутність рециркуляції повітря та вказують на різке погіршення ефективності роботи ТНУ.

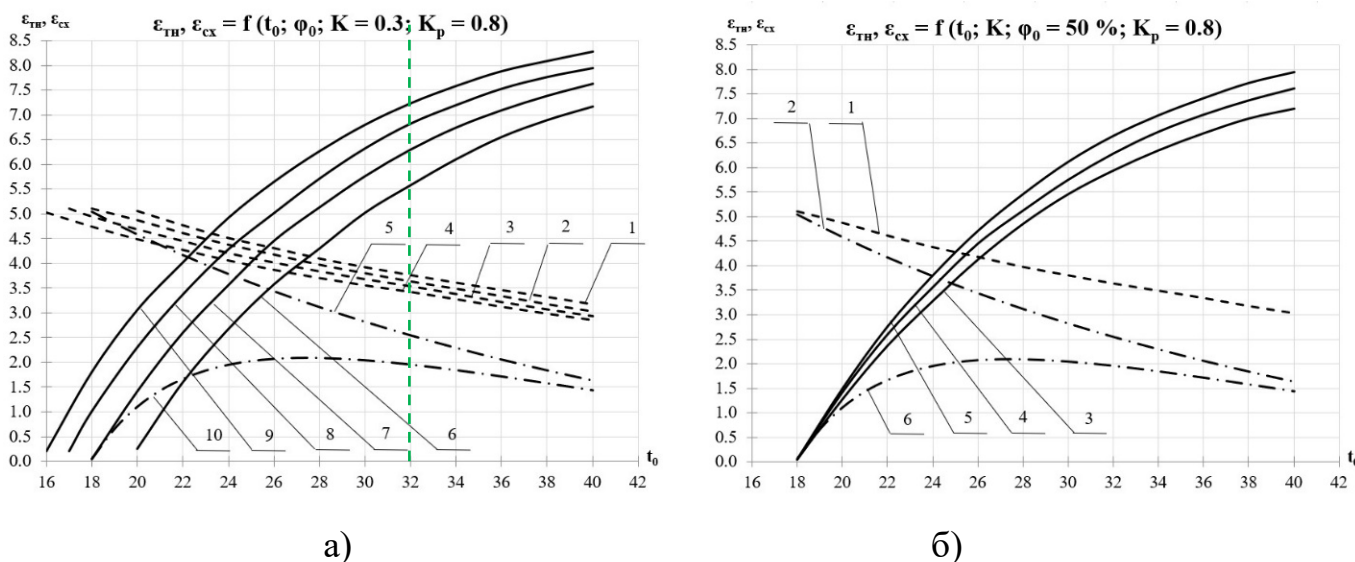


Рис. 4.6 – Залежності холодильних коефіцієнтів ТН та схеми в цілому від температури та відносної вологості навколишнього середовища, величини  $K$  і коефіцієнта рециркуляції  $K_p = 0,8$ : а)  $K = 0,3$ ; 1-4 ( $\epsilon_{TH}$ ), 6-9 ( $\epsilon_{CX}$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$ ; 50%; 60%; 70%; 5 ( $\epsilon_{TH}$ ), 10 ( $\epsilon_{CX}$ ) –  $K_p = 0$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$ : 1 ( $\epsilon_{TH}$ ), 3-5 ( $\epsilon_{CX}$ ) –  $K = 0,1$ ; 0,3; 0,5; 2 ( $\epsilon_{TH}$ ), 6 ( $\epsilon_{CX}$ ) –  $K_p = 0$ .

#### 4.5 Висновки до розділу 4

1. Аналіз даної ТНУ вентиляції та кондиціювання показав вагомість рециркуляції холоду для забезпечення високої ефективності роботи схеми в широкому діапазоні температур і відносних вологостей навколишнього середовища. Теоретично максимальна ефективність схеми становить близько 8 од., що відбувається за найгірших умов:  $t_0 = 40$  °C;  $\varphi_0 = 70\%$ . Збільшення теплових притоків зумовлює до ще більш ефективної рециркуляції холоду, так як для кондиціювання потребується більш низька температура припливного повітря.

2. Висока холодильна ефективність ТНУ в усьому температурному діапазоні свідчить про покращення умов роботи конденсатора, тобто температури повітря на виході з нього досягають критичних значень за вищих температур навколишнього середовища в порівнянні зі схемою, що була розглянута в роботі [9].

3. Дана теоретична модель ТНУ може бути придатною для застосування як в країнах з помірним сухим континентальним кліматом, так і з вологим тропічним кліматом в усьому діапазоні температур навколишнього середовища, коли об'єктом вентиляції виступає виробниче приміщення з невисокою кратністю повітрообміну (цех, склад, машинне відділення).

## **РОЗДІЛ 5 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ З РЕКУПЕРАЦІЄЮ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ**

### **5.1 Постановка задач дослідження**

Застосування ТНУ в системах вентиляції та кондиціювання повітря потребує особливого підходу, оскільки осушене після випарника ТН зовнішнє чисте повітря необхідно підігрівати до заданої температури на вході в приміщення [65]. Цей процес може бути організований різними шляхами. У роботі [9] проведено термодинамічний аналіз ТНУ, у якій досягнення заданих параметрів припливного повітря відбувається за рахунок змішування охолодженого в випарнику ТН і нагрітого в конденсаторі ТН потоків повітря. Енергоефективність такої ТНУ підвищується за рахунок часткової рециркуляції відпрацьованого повітря, тобто внаслідок часткової утилізації виробленого холоду.

Разом з тим існує принципова можливість подальшого підвищення енергоефективності такої системи за рахунок попередньої рекуперації холоду відпрацьованого повітря для охолодження свіжого атмосферного повітря. Очікуваним ефектом від рекуперації холоду є зниження навантаження на випарник ТН, і, як наслідок, зменшення роботи компресора та підвищення енергетичної ефективності роботи ТНУ в цілому. Однак при цьому підігрів в рекуператорі рециркуляційного повітря, що поступає в конденсатор ТН, є обмежуючим фактором, оскільки може привести до підвищення температури повітря після конденсатора, яка не повинна перевищувати критичних значень (близько 60 °C) для запобігання виходу з ладу обладнання ТН [96]. Тому питання застосування рекуператора холоду в такій теплонасосній системі потребує спеціального дослідження.

Результатом роботи є визначені енергетична ефективність та режими роботи ТНУ в теплий період року в залежності від параметрів зовнішнього повітря, ефективності процесу рекуперації та характеристик об'єктів вентиляції та

кондиціювання. Розроблено теоретичну модель ТНУ та проведено її термодинамічний аналіз для визначення параметрів повітря в вузлових точках схеми та умов забезпечення параметрів припливного повітря.

## 5.2 Опис системи та робочого процесу

На рис. 5.1 зображена принципова схема вентиляції та кондиціювання з рекуперацією відпрацьованого повітря та зі змінною часткою свіжого зовнішнього повітря. Принцип роботи схеми: свіже зовнішнє повітря з температурою  $t_0$ , вологовмістом  $d_0$  і масовою витратою  $G_0$  поступає до рекуператора, де охолоджується за постійного вологовмісту до температури  $t_{ox}$  за рахунок холоду вентиляційних викидів з приміщення з температурою  $t_2$ , вологовмістом  $d_2$  і масовою витратою  $G_{заг}$ . Охолоджене зовнішнє повітря направляється до випарника ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари до температури  $t_v$  та вологовмісту  $d_v$ . Підігріте відпрацьоване повітря після рекуператора за температури  $t_n$  та сталого вологовмісту надходить до конденсатора ТН, де нагрівається і на виході має температуру  $t_k$  з незмінним вологовмістом  $d_2$ . Нагріте відпрацьоване повітря розділяється на два потоки: один потік з масовою витратою  $G_0$  скидається в навколишнє середовище; другий потік подається до камери змішування (КЗ), де змішується з охолодженим зовнішнім повітрям після випарника ТН. Отримана суміш повітря ( $t_1, d_1, G_{заг}$ ) після КЗ спрямовується до виробничого приміщення для цілей вентиляції та кондиціювання (для компенсації надходжень теплоти через огороження та внутрішніх тепловиділень).

На рис. 5.2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в  $h-d$  діаграмі. Точка  $O$  побудована за параметрами навколишнього середовища ( $t_o, h_o$ ) [90]. Точка 2 побудована згідно з необхідними температурою  $t_2$  і відносною вологістю  $\phi_2$  повітря всередині виробничого приміщення, визначається згідно з [91] в залежності від технологічного призначення приміщення. За  $h-d$  діаграмою визначається  $h_2$ . Згідно з будівельними нормами [91] для даного приміщення приймається величина перегріву припливного повітря  $\Delta t_{вент}$

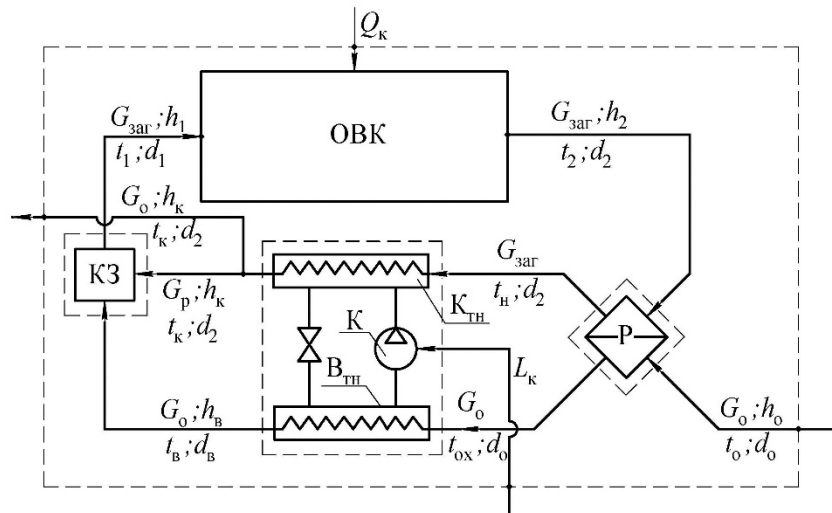


Рис. 5.1 – Принципова ТНУ вентиляції та кондиціювання повітря в приміщенні з рекуперацією вентиляційного повітря:  $K_{\text{ТН}}$  – конденсатор ТН;  $B_{\text{ТН}}$  – випарник ТН;  $K$  – компресор;  $KЗ$  – камера змішування;  $P$  – рекуператор;  $ОВК$  – об’єкт вентиляції та кондиціювання повітря.

і на лінії  $h_2 = \text{const}$  за  $t_1' = t_2 + \Delta t_{\text{вент}}$  знаходиться точка  $1'$ , яка відповідає стану припливного повітря за умов вентиляції для видалення зайвої вологи. Перехід  $1'-1$  зображує додаткове переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціювання. Температура повітря в точці  $1$  на лінії  $d_1' = \text{const}$  може бути прийнята, виходячи з умов пропорційності різниці температур, що відповідає переохолодженню повітря на вході в приміщення, і перепаду температур ззовні і всередині приміщення, тобто  $\Delta t = t_1' - t_1 = K(t_0 - t_2)$ , де  $K$  – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці  $2$  підігрівається в рекуператорі до температури  $t_n$  за сталого вологовмісту  $d_2$ . Потім цей потік надходить до конденсатора ТН, де підігрівається до температури  $t_k$  за постійного вологовмісту. Одна частина повітря видаляється в навколишнє середовище, інша змішується з охолодженим у рекуператорі, а потім у випарнику ТН зовнішнім повітрям (точки  $ox$  і  $B$  відповідно), утворюючи в точці  $1$  суміш повітря з вологовмістом  $d_1' = d_1$  та температурою  $t_1$ , яка направляється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціювання. Процес  $1-2$  відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення.

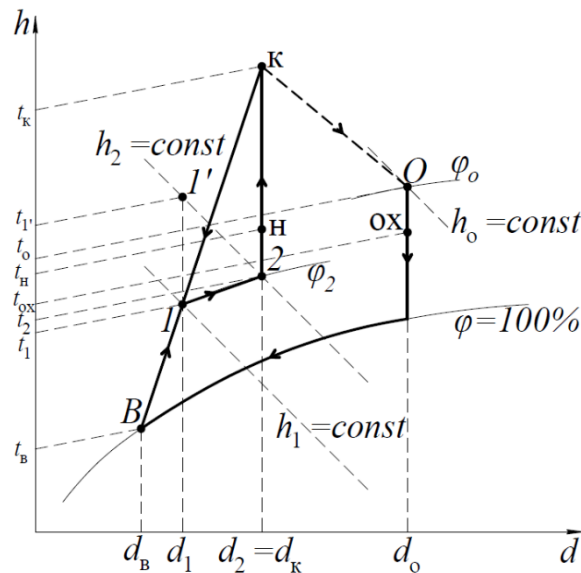


Рис. 5.2 – Робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в  $h-d$  діаграмі.

### 5.3 Термодинамічний аналіз ТНУ

Проведення термодинамічного аналізу ТНУ передбачає попереднє визначення її термодинамічного стану за прийнятих вихідних параметрів повітря всередині приміщення та в залежності від змінних параметрів зовнішнього середовища (температура та вологовміст повітря). Стан ТНУ вентиляції та кондиціювання повітря залежить від невідомих параметрів повітря у її вузлових точках. Для даної системи невідомими параметрами є доля потоку свіжого зовнішнього повітря, що направляється на випарник ТН, температури повітря після рекуператора, після випарника та конденсатора ТН, а також величина холодильного коефіцієнта всієї схеми. Рівняння теплового та матеріального балансів окремих елементів системи та системи в цілому дозволяють визначити залежності для цих параметрів.

Температури повітряних потоків після рекуператора можна визначити з виразу для оцінки його ефективності [93]

$$\eta_r = \frac{t_h - t_2}{t_0 - t_2} \quad \text{або} \quad \eta_r = \frac{t_0 - t_{ox}}{t_0 - t_2}, \quad (5.1)$$

де  $\eta_r$  – коефіцієнт ефективності рекуператора;  $t_h$ ,  $t_{ox}$ , °C – температури відповідно нагрітого вентиляційного та охолодженого зовнішнього повітря.

З (5.1) вирази для температур  $t_h$  і  $t_{ox}$  мають наступний вигляд



$$t_n = t_2 + \eta_r(t_0 - t_2), \quad (5.2)$$

$$t_{ox} = t_0 - \eta_r(t_0 - t_2).$$

Ентальпії  $h_n$  і  $h_{ox}$  визначаються з  $h-d$  діаграми в точках перетину відповідних кривих температур та вологовмістів вентиляційного ( $t_n \times d_2$ ) та зовнішнього повітря ( $t_{ox} \times d_0$ ).

Ентальпія свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН може бути визначена із рівняння теплового балансу для КЗ, яке має вигляд

$$G_0 h_b + G_p h_k = G_{zar} h_1, \quad (5.3)$$

де  $G_0$ ,  $G_p$ ,  $G_{zar}$ , кг/с – масові витрати свіжого, частки нагрітого відпрацьованого і загального потоків повітря;  $h_b$ ,  $h_k$ ,  $h_1$ , кДж/кг<sub>с.п.</sub> – ентальпії відповідних потоків повітря.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (5.3) на величину  $G_{zar}$ , отримаємо

$$K_0 h_b + (1 - K_0) h_k = h_1, \quad (5.4)$$

де  $K_0$  – частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

Тоді, ентальпію  $h_b$ , що визначається з рівняння (5.4), можна записати як

$$h_b = \frac{h_1 - (1 - K_0) h_k}{K_0}. \quad (5.5)$$

Вологовміст свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН можна виразити з рівняння матеріального балансу вологи для всієї схеми, яке має вигляд

$$G_{zar}(d_2 - d_1) + G_0 d_0 = G_0 d_2 + G_0(d_0 - d_b). \quad (5.6)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (5.6) на величину  $G_{zar}$ , після ряду перетворень отримаємо

$$d_b = d_2 - \frac{d_2 - d_1}{K_0}. \quad (5.7)$$

Температура на виході з випарника ТН,  $t_b$ , може бути визначена за допомогою  $h-d$  діаграми вологого повітря на лінії  $\phi = 100\%$  в точці її перетину з  $h_b$  або  $d_b$ .

Частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції може бути визначена із рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_k = Q_{вип} + L_k. \quad (5.8)$$

Складові рівняння (5.8) визначаються так:

тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_k = G_{\text{заг}}(h_k - h_n); \quad (5.9)$$

тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_0(h_{\text{ох}} - h_b); \quad (5.10)$$

затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_k = Q_{\text{вип}} / \varepsilon_{\text{ТН}}, \quad (5.11)$$

де  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  – холодильний коефіцієнт ТН.

Із рівняння (5.8) з урахуванням (5.9) – (5.11) після деяких математичних перетворень вираз для визначення частки свіжого зовнішнього повітря приймає вигляд

$$K_0 = \frac{h_k - h_n}{h_{\text{ох}} - h_b} \frac{\varepsilon_{\text{ТН}}}{\varepsilon_{\text{ТН}} + 1}. \quad (5.12)$$

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{1}{\frac{273 + t_k + \Delta t_k}{273 + t_b - \Delta t_b} - 1}, \quad (5.13)$$

де  $t_b$  – температура свіжого зовнішнього повітря на виході з випарника ТН, °С;  $t_k$  – температура відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_b$  – температурний перепад між потоками зовнішнього повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_k$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – повітря». Згідно з [91] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти  $\Delta t_k = \Delta t_b = 10$  °С.

Ентальпія відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН визначається з рівняння енергетичного балансу для всієї схеми

$$G_0 h_0 + L_k + Q_{\text{конд}} = G_0 h_k. \quad (5.14)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (5.14) на величину  $G_{\text{заг}}$  та врахувавши рівняння (3.1) в  $Q_{\text{конд}}$ , після ряду перетворень отримаємо

$$h_k = h_0 + (h_{ox} - h_b) \frac{1}{\varepsilon_{th}} + \frac{c_p K (t_0 - t_2)}{K_0}. \quad (5.15)$$

Температура на виході з конденсатора ТН,  $t_k$ , може бути визначена за допомогою  $h-d$  діаграми вологого повітря в точці перетину  $h_k$  з вологовмістом всередині приміщення  $d_2$ .

Ентальпію  $h_1$  з достатньою точністю можна визначити за розрахунковою формулою (2.19).

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов роботи самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику і конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї ТНУ вентиляції та кондиціонування більш доцільно використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{cx} = \frac{Q_{хол}}{L_k}, \quad (5.16)$$

де  $Q_{хол}$ , кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення і визначається як

$$Q_{хол} = G_{заг} (h_0 - h_1). \quad (5.17)$$

З урахуванням рівнянь (5.17) та (5.10), (5.11) вираз (5.16) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{cx} = \frac{\varepsilon_{th} (h_0 - h_1)}{K_0 (h_{ox} - h_b)}. \quad (5.18)$$

## 5.4 Результати розрахунків

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ виконано для типового виробничого приміщення з заданим технологічним режимом. У якості прототипу обрано виробничий цех кондитерської фабрики «Рошен» в Київській області [88]. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені наступні параметри внутрішнього повітря [91]: температура в приміщенні  $t_2 = 18$  °С; відносна вологість повітря в приміщенні  $\varphi_2 = 50$  %; перегрів припливного повітря для системи

вентиляції  $\Delta t_{\text{вент}} = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

За заданих умов було визначено вологовміст повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 5.2:  $d_1 = 5,3 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  і  $d_2 = 6,5 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$ .

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (5.2), (5.5), (5.7), (5.12), (5.13), (5.15) і (5.18) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, ефективності рекуперації, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціонування як на параметри системи (температура повітря на виході з випарника та конденсатора ТН, частка свіжого зовнішнього повітря, холодильний коефіцієнт ТН), так і на термодинамічну ефективність застосування даної системи вентиляції та кондиціонування.

Алгоритм ітераційного циклу наступний: задаються значення величин  $K$ ,  $t_0$ ,  $\phi_0$ ,  $\eta_r$ . За  $t_0$  і  $\phi_0$  з  $h-d$  діаграми визначаються  $d_0$  і  $h_0$ . У першому наближенні приймається довільне значення величини  $K_0$ . За формулами (5.2) обчислюються температури  $t_n$  і  $t_{ox}$ , відповідні питомі ентальпії визначаються з  $h-d$  діаграми. Необхідна температура припливного повітря  $t_1$  знаходиться з формули (3.1), а питома ентальпія  $h_1$  – з формули (2.19). За рівнянням (5.7) розраховується вологовміст  $d_v$  та визначаються  $t_v$  і  $h_v$  з  $h-d$  діаграми. У першому наближенні приймається довільне значення температури  $t_k$  та розраховується величина холодильного коефіцієнта ТН  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  за формулою (5.13). З рівняння (5.15) визначається питома ентальпія  $h_k$  і за  $h-d$  діаграмою знаходиться нове значення температури  $t_k$ , яке порівнюється з попередньо прийнятим. Уточнення  $t_k$  продовжується, поки відносна похибка не становитиме 0 %. За рівнянням (5.5) розраховується ентальпія  $h_v$  і визначаються  $t_v$  і  $d_v$  з  $h-d$  діаграми. Після цього уточнюється  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  за формулою (5.13) з урахуванням нових значень відповідних параметрів. За формулою (5.12) визначається  $K_0$  та порівнюється з попередньо прийнятим значенням. Ітерація повторюється, поки відносна похибка між початковим та кінцевим значеннями  $K_0$  не буде становити 0,5 %. За рівнянням (5.18) оцінюється величина холодильного коефіцієнта всієї схеми  $\varepsilon_{\text{сх}}$ .

Для ефективності рекуперації прийнято наступні значення  $\eta_r = 0; 0,4; 0,6; 0,8$ . Причому випадок, коли  $\eta_r = 0$ , відповідає ТНУ, яку розглянуто в роботі [9], тобто

вентиляція та кондиціювання повітря без попередньої рекуперації холоду.

При виборі величини  $K$  врахована така обставина. За наведеною у роботі [9] методикою для обраного виробничого приміщення встановлено, що  $K = 0,23$  (відношення надходжень теплоти до приміщення до теплоти на вентиляцію). Отримане значення відповідає дійсності, оскільки для будівель виробничого та громадського призначень витрати теплоти на вентиляцію можуть у декілька разів перевищувати відповідні теплові притоки [93]. У зв'язку з цим в наведеному нижче аналізі взято наступні значення коефіцієнта  $K = 0,1; 0,3; 0,5$ .

На рис. 5.3, а-в наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора  $t_k$  та випарника  $t_v$  ТН від температури навколишнього середовища та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини  $K$  (б) і коефіцієнта рекуперації (в) ( $t_k, t_v = f(t_0, \varphi_0, K, \eta_r)$ ). Температури  $t_k$  обмежуються критичним значенням температури, за якої можлива нормальна робота конденсатора ТН. Видно, що умови використання даної схеми погіршуються зі збільшенням відносної вологості навколишнього середовища. Діапазон застосування даної схеми складає: від  $t_0 = 27^\circ\text{C}$  ( $\varphi_0 = 80\%$ ) до  $t_0 = 34^\circ\text{C}$  ( $\varphi_0 = 40\%$ ), що на  $1-2^\circ\text{C}$  ширше, ніж у випадку без рекуперації [9]. Температури  $t_v$  за  $t_0 > 20^\circ\text{C}$  майже не залежать від відносної вологості  $\varphi_0$  та температури  $t_0$  навколишнього середовища та становлять в середньому  $6^\circ\text{C}$ . Використання рекуперації має найбільший позитивний вплив саме на температури після випарника ТН  $t_v$ , у той час як граничні значення температур після конденсатора ТН  $t_k$  майже незмінні. Таким чином, регіоном використання даної ТНУ, як і в роботі [9], є країни з помірним континентальним кліматом (Україна, Угорщина, Румунія) з низькими значеннями відносної вологості повітря.

Важливою характеристикою даної системи є частка потоку свіжого зовнішнього повітря на вході в систему  $K_0$ , яка направляється на випарник ТН. Відповідні розрахункові дані для змінної частки свіжого повітря, що отримані за рівнянням (5.12), наведені на рис. 5.4.

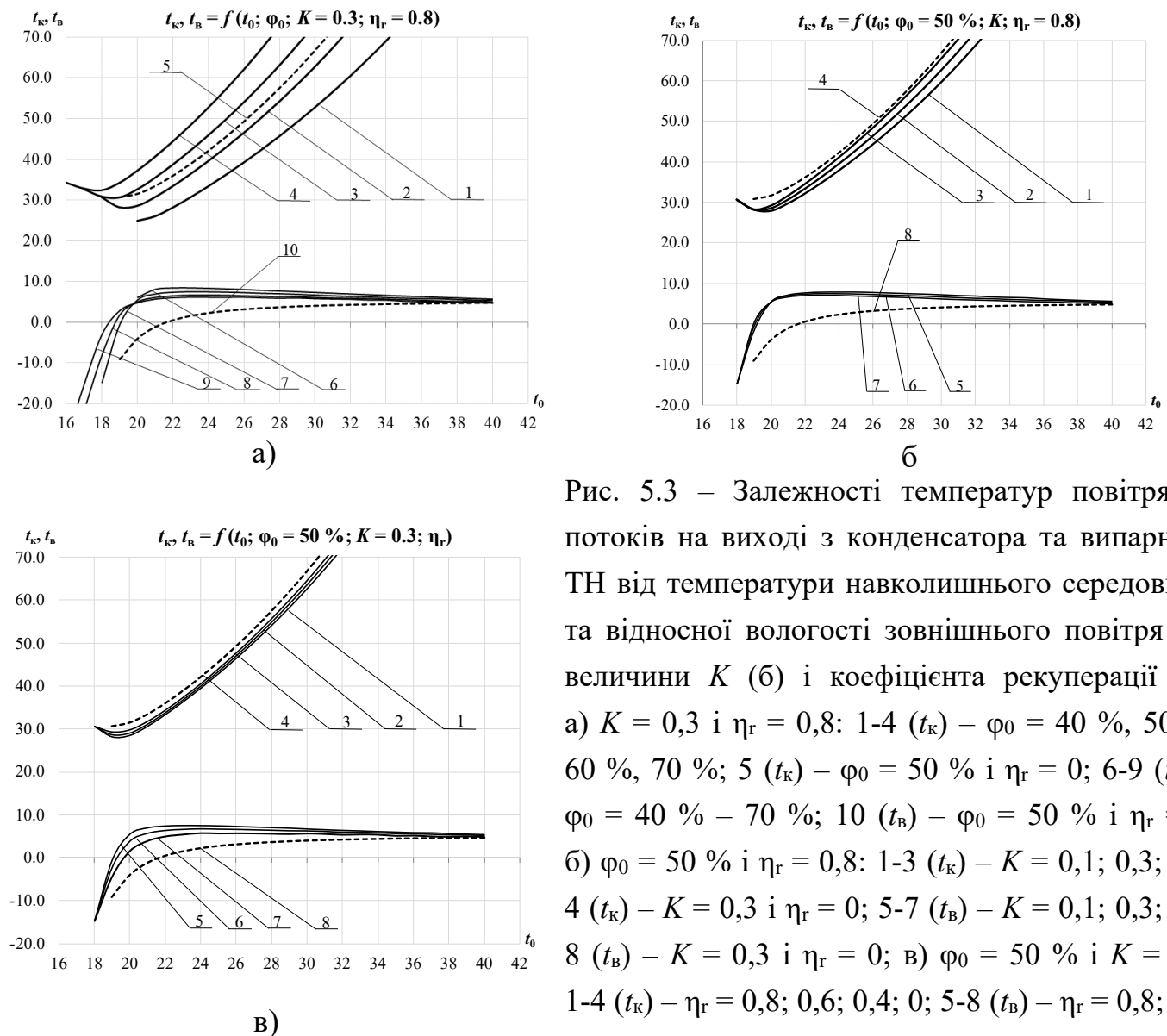


Рис. 5.3 – Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН від температури навколишнього середовища та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини  $K$  (б) і коефіцієнта рекуперації (в): а)  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-4 ( $t_k$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$ ,  $50\%$ ,  $60\%$ ,  $70\%$ ; 5 ( $t_k$ ) –  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0$ ; 6-9 ( $t_b$ ) –  $\varphi_0 = 40\% - 70\%$ ; 10 ( $t_b$ ) –  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-3 ( $t_k$ ) –  $K = 0,1$ ;  $0,3$ ;  $0,5$ ; 4 ( $t_k$ ) –  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0$ ; 5-7 ( $t_b$ ) –  $K = 0,1$ ;  $0,3$ ;  $0,5$ ; 8 ( $t_b$ ) –  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0$ ; в)  $\varphi_0 = 50\%$  і  $K = 0,3$ : 1-4 ( $t_k$ ) –  $\eta_r = 0,8$ ;  $0,6$ ;  $0,4$ ;  $0$ ; 5-8 ( $t_b$ ) –  $\eta_r = 0,8$ ;  $0,6$ ;  $0,4$ ;  $0$ .

З графіків видно, що частка свіжого повітря для підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури  $t_0$ , так і відносної вологості  $\varphi_0$  навколишнього середовища. За постійної температури  $t_0$  потреба у свіжому повітрі зростає зі збільшенням відносної вологості  $\varphi_0$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r$  та величини  $K$ , тобто надходжень теплоти до приміщення. За збільшення  $\varphi_0$ , зростає ентальпія  $h_0$ . Це, а також більш глибока утилізація холоду вентиляційного повітря у рекуператорі, призводить до збільшення температури  $t_k$  відпрацьованого повітря після конденсатора ТН. У результаті до КЗ надходить більша частка свіжого повітря за вищої відносної вологості  $\varphi_0$ . Тому проектування ТНУ вентиляції та кондиціонування повітря має здійснюватися за умови

змінного надходження свіжого повітря, оскільки в іншому випадку система не забезпечить заданого технологічного режиму всередині приміщення за зміни параметрів навколишнього середовища. Загалом використання рекуперації збільшує частку свіжого повітря в загальній витраті повітря.

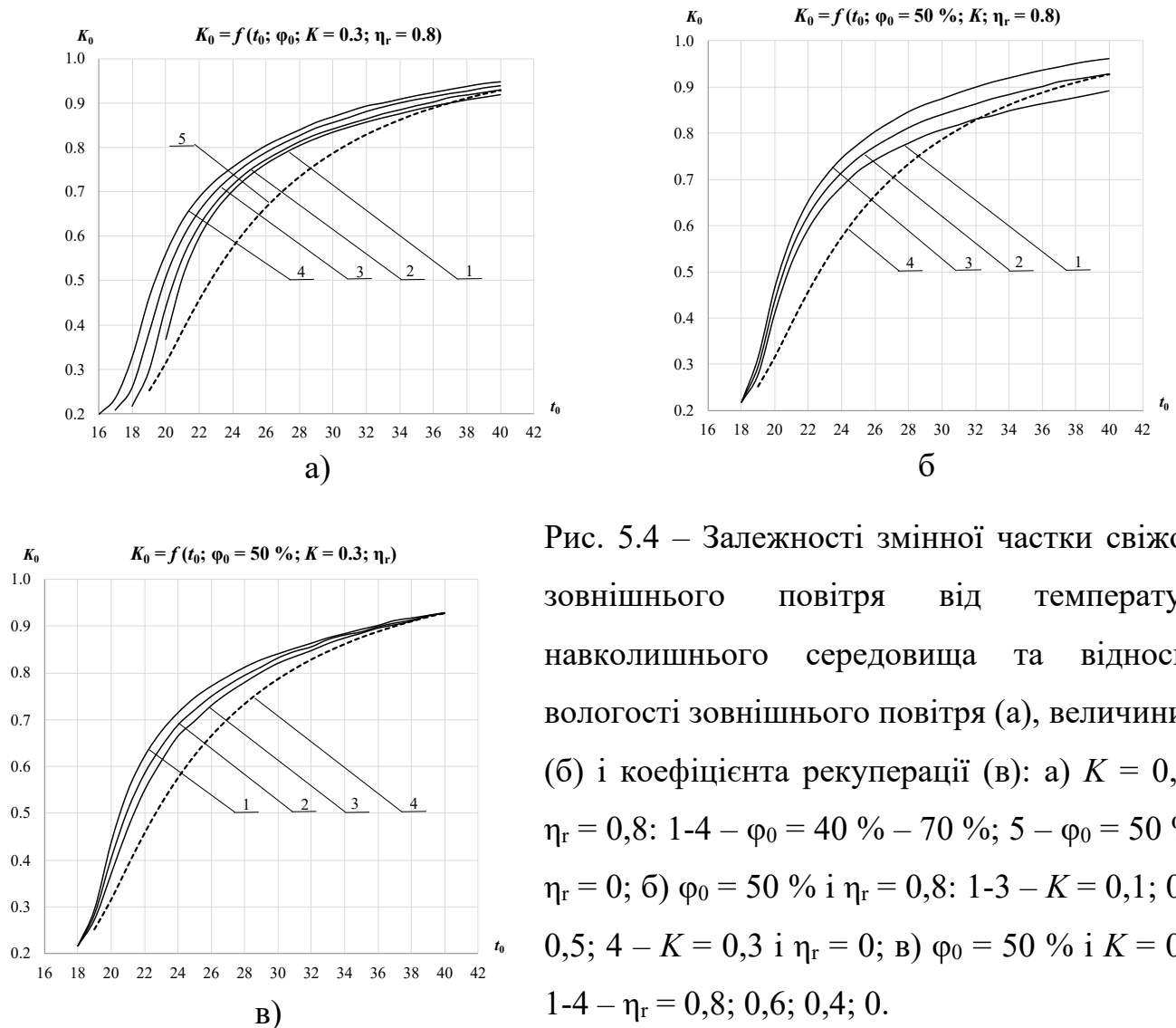


Рис. 5.4 – Залежності змінної частки свіжого зовнішнього повітря від температури навколишнього середовища та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини  $K$  (б) і коефіцієнта рекуперації (в): а)  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0,8$ ; 1-4 –  $\varphi_0 = 40\% - 70\%$ ; 5 –  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0,8$ ; 1-3 –  $K = 0,1; 0,3; 0,5$ ; 4 –  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0$ ; в)  $\varphi_0 = 50\%$  і  $K = 0,3$ : 1-4 –  $\eta_r = 0,8; 0,6; 0,4; 0$ .

На основі чисельного аналізу співвідношень (5.13) і (5.18) побудовано графічні залежності холодильних коефіцієнтів ТН та ТНУ вентиляції та кондиціонування від температури та відносної вологості навколишнього середовища, коефіцієнта рекуперації і різних значень величини  $K$  ( $\varepsilon_{\text{ТН}}, \varepsilon_{\text{сх}} = f(t_0, \varphi_0, K, \eta_r)$ ) (рис. 5.5 – 5.6). Холодильний коефіцієнт ТН характеризується вищими значеннями в області помірних температур  $t_0 = 20 - 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  у порівнянні зі схемою без рекуперації холоду. Проте з подальшим зростанням  $t_0$  та  $\varphi_0$  видно значне падіння ефективності роботи ТН (рис. 5.5).

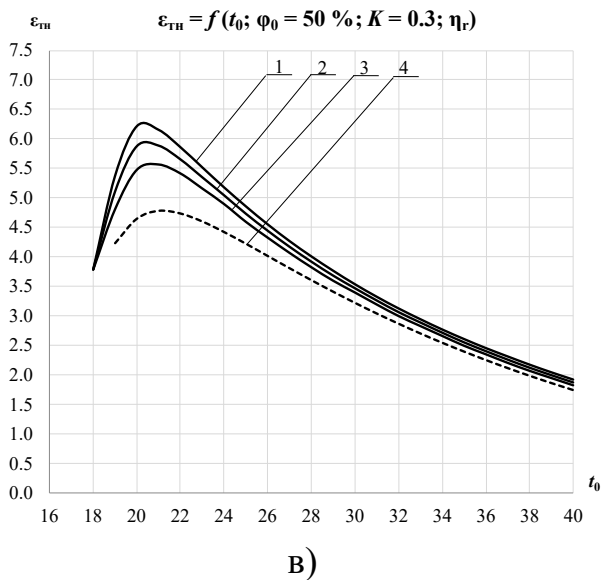
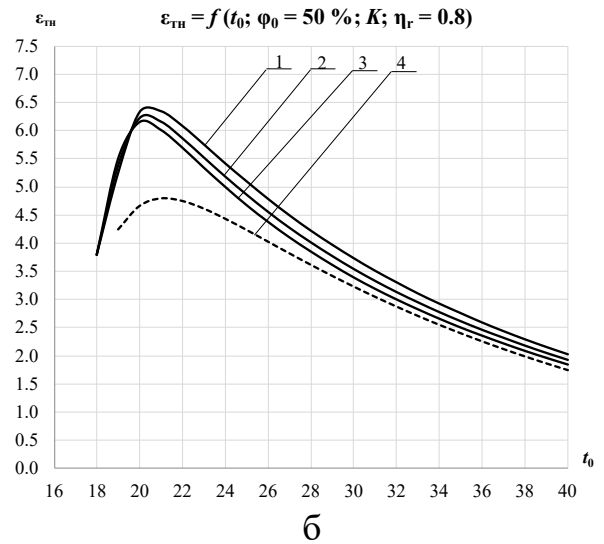
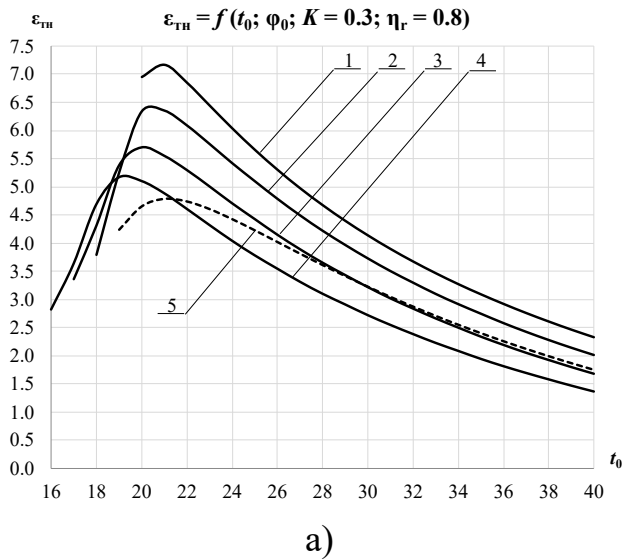
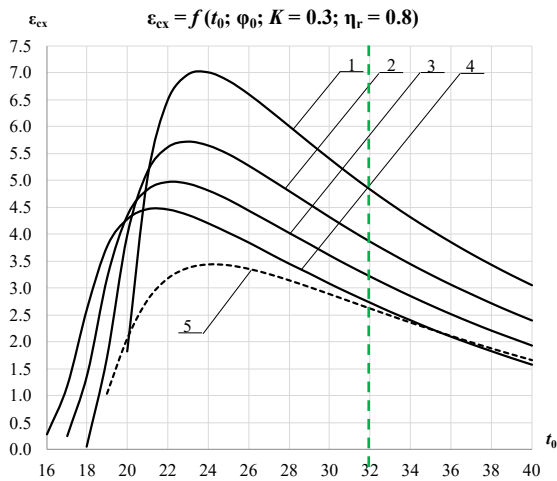


Рис. 5.5 – Залежності холодильного коефіцієнта ТН від температури навколишнього середовища та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини  $K$  (б) і коефіцієнта рекуперації (в): а)  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-4 –  $\varphi_0 = 40\% - 70\%$ ; 5 –  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-3 –  $K = 0,1; 0,3; 0,5$ ; 4 –  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0$ ; в)  $\varphi_0 = 50\%$  і  $K = 0,3$ : 1-4 –  $\eta_r = 0,8; 0,6; 0,4; 0$ .

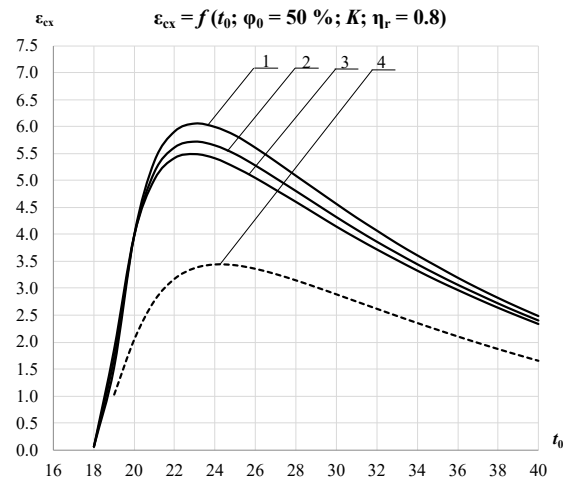
З графіків на рис. 5.6 видно, що енергоефективність даної ТНУ досягає найбільших значень також в зоні відносно низьких температур довкілля і значною мірою залежить від відносної вологості атмосферного повітря та ефективності процесу рекуперації. Значення холодильних коефіцієнтів схеми мало залежать від характеристики приміщення, тобто величини  $K$ , в усьому діапазоні температур  $t_0$ .

У цілому можна зазначити, що попередня рекуперація холоду відпрацьованого повітря для охолодження свіжого атмосферного повітря суттєво підвищує енергоефективність всієї теплонасосної схеми вентиляції і кондиціювання для підтримання комфортних умов в виробничому приміщенні з вологовиділенням.

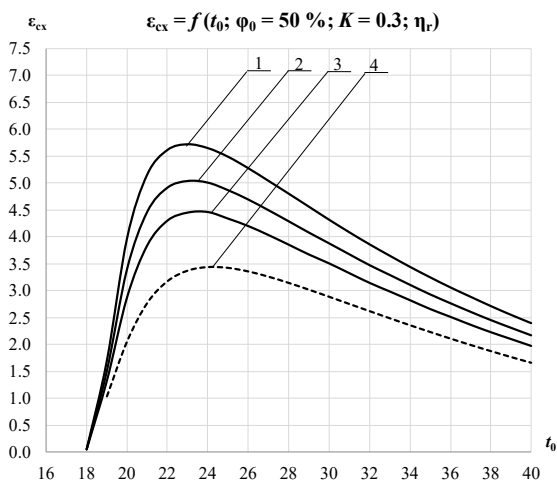




а)



б)



в)

Рис. 5.6 — Залежності холодильного коефіцієнта всієї схеми від температури навколишнього середовища та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини  $K$  (б) і коефіцієнта рекуперації (в): а)  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-4 —  $\varphi_0 = 40\% - 70\%$ ; 5 —  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0$ ; б)  $\varphi_0 = 50\%$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-3 —  $K = 0,1; 0,3; 0,5$ ; 4 —  $K = 0,3$  і  $\eta_r = 0$ ; в)  $\varphi_0 = 50\%$  і  $K = 0,3$ : 1-4 —  $\eta_r = 0,8; 0,6; 0,4; 0$ .

## 5.5 Висновки до розділу 5

1. Аналіз даної ТНУ вентиляції та кондиціювання показав переваги рекуперації холоду, у порівнянні зі схемою в роботі [9], для забезпечення вищого холодильного коефіцієнта схеми в робочому діапазоні температур навколишнього середовища за розглянутих значень відносної вологості зовнішнього повітря. Теоретично максимальна ефективність схеми становить близько 4 од. (за критичних температур повітря після конденсатора ТН при параметрах зовнішнього повітря  $t_0 = 32-34\text{ }^\circ\text{C}$  і  $\varphi_0 = 40-50\%$ ).

2. Розглянута система вентиляції та кондиціювання в приміщеннях, де потребується підтримання технологічного режиму (температури та вологовмісту) в теплий період року, може ефективно працювати до деяких помірних значень параметрів зовнішнього середовища, подальше збільшення яких обмежується максимальною температурою скидного повітря після конденсатора ТН.

3. Дана ТНУ має найвищу енергоефективність в зоні відносно невисоких температур довкілля  $t_0 = 28\text{ }^\circ\text{C}$  і відносної вологості  $\varphi_0 = 50\%$ . Це говорить про те, що така схема ТНУ придатна для використання у країнах з помірним континентальним кліматом, якому притаманні низькі відносні вологості повітря.

## **РОЗДІЛ 6 АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЗМІНИ ВНУТРІШНІХ ВОЛОГОВИДІЛЕНЬ НА РОБОТУ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ОСУШЕННЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ВИРОБНИЧОГО ПРИМІЩЕННЯ**

### **6.1 Постановка задач дослідження**

Надлишкова волога є однією з головних причин пошкодження і руйнування будівель [97], особливо в українських умовах, коли вологі стіни під дією низьких температур замерзають, у результаті чого бетон і цегляна кладка схильні до розтріскування, що призводить до передчасного виходу споруд з ладу. Не настільки катастрофічні, але, тим не менш, значні наслідки надмірної вологості мають місце при зберіганні різного роду матеріалів і виробів. Для всіх матеріалів існує стан, у якому вони знаходяться в рівновазі з навколишнім середовищем. Найчастіше коливання вологості є єдиним або найбільш важливим чинником, що викликає нестабільність властивостей матеріалів [98].

Відомі три основні методи боротьби з надлишковою вологістю повітря всередині будівель і споруд: асиміляція, адсорбція та конденсація [99]. Останній є одним із найбільш поширених в припливно-вентиляційних установках, оскільки є відносно простим у виконанні та обслуговуванні, не потребує регенерації або заміни сорбентів та дозволяє досягати високої енергоефективності за рахунок встановленого контуру теплового насоса (ТН). Такі теплонасосні установки (ТНУ) є високоефективними та при правильному проектуванні зменшують споживання первинної енергії по відношенню до традиційних систем [100].

У роботі [11] розглядається ТНУ вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з рекуперацією вентиляційного повітря. Її компоновка є типовою та використовується багатьма виробниками ТНУ у тому числі для цілей осушення. Принцип та перевага даної схеми полягає в тому, що виконуються умови збереження постійних параметрів припливного повітря як по температурі, так і по вологості, у той час як в реальній практиці тільки один із параметрів є цільовим (найчастіше температура). Даний принцип реалізується двома способами: або додатковим

зовнішнім джерелом енергії у вигляді електричного чи рідинного нагрівача, або спеціальною організацією повітряних потоків таким чином, щоб досягалась максимально ефективна утилізація енергії, яка була згенерована в системі. У роботі досліджується саме останній спосіб.

З термодинамічного аналізу більш простої схеми [9] видно, що дана ТНУ є найбільш ефективною для використання у країнах з помірним континентальним кліматом, якому притаманні низькі відносні вологості повітря (40 %) та невисокі розрахункові значення температур (32 °C). Такі параметри навколишнього середовища цілком відповідають клімату України в теплу пору року.

У даному розділі було проаналізовано роботу даної системи та визначено її енергоефективність не тільки для вентиляції та кондиціонування, але і для осушення виробничих приміщень зі змінними умовами вологовиділення.

## 6.2 Опис системи та робочого процесу

На рис. 6.1 зображена принципова схема вентиляції, кондиціонування та осушення з рекуперацією відпрацьованого повітря та зі змінною часткою свіжого зовнішнього повітря. Принцип роботи схеми: свіже зовнішнє повітря з температурою  $t_0$ , вологовмістом  $d_0$  і масовою витратою  $G_0$  поступає до рекуператора, де охолоджується за постійного вологовмісту до температури  $t_{ox}$  за рахунок холоду вентиляційних викидів з приміщення з температурою  $t_2$ , вологовмістом  $d_2$  і масовою витратою  $G_{заг}$ . Охолоджене зовнішнє повітря направляється до випарника ТН, де охолоджується з частковою конденсацією водяної пари до температури  $t_v$  та вологовмісту  $d_v$ . Підігріте відпрацьоване повітря після рекуператора за температури  $t_n$  та сталого вологовмісту надходить до конденсатора ТН, де нагрівається і на виході має температуру  $t_k$  з незмінним вологовмістом  $d_2$ . Нагріте відпрацьоване повітря розділяється на два потоки: один потік з масовою витратою  $G_0$  скидається в навколишнє середовище; другий потік подається до камери змішування (КЗ), де змішується з охолодженим зовнішнім повітрям після випарника ТН. Отримана суміш повітря ( $t_1$ ,  $d_1$ ,  $G_{заг}$ ) після КЗ спрямовується до виробничого приміщення для цілей вентиляції, кондиціонування

(для компенсації надходжень теплоти через огороження та внутрішніх тепловиділень) та видалення зайвої вологи з приміщення.

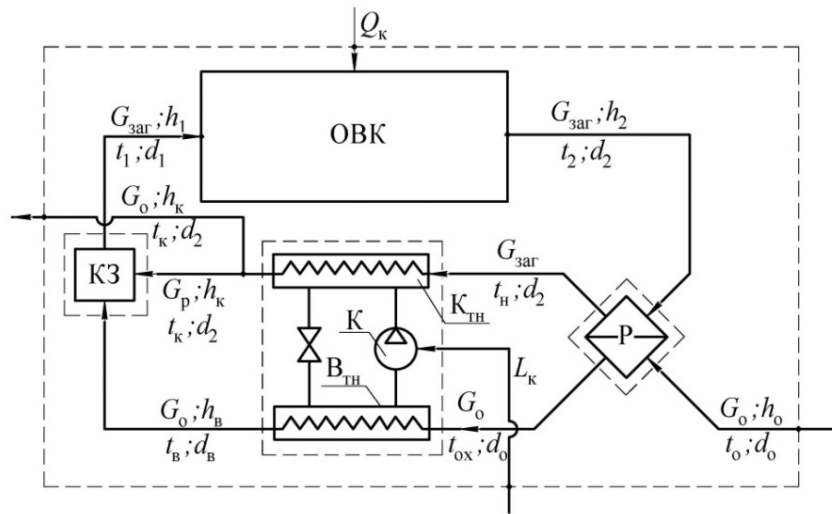
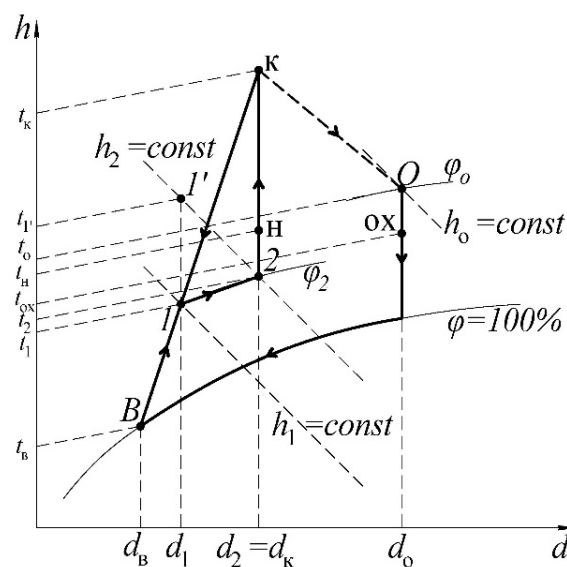


Рис. 6.1 – Принципова ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря в приміщенні з рекуперацією вентиляційного повітря:  $K_{\text{ТН}}$  – конденсатор ТН;  $B_{\text{ТН}}$  – випарник ТН;  $K$  – компресор;  $KЗ$  – камера змішування;  $P$  – рекуператор;  $ОВК$  – об'єкт вентиляції та кондиціювання повітря.

На рис. 6.2 зображено робочий процес зміни стану повітря в системі вентиляції, кондиціювання та осушення повітря в  $h-d$  діаграмі. Точка  $O$  побудована за параметрами навколишнього середовища ( $t_0, h_0$ ) [90]. Точка 2 побудована згідно з необхідними температурою  $t_2$  і відносною вологістю  $\varphi_2$  повітря всередині виробничого приміщення, визначається згідно з [91] в залежності від технологічного призначення приміщення. За  $h-d$  діаграмою визначається  $h_2$ . Згідно з величиною внутрішніх вологовиділень та величиною об'ємних витрат повітря для асиміляції вологи визначається необхідне значення вологовмісту припливного повітря  $d_1$  і на лінії  $h_2 = \text{const}$  за  $d_1$  знаходиться точка  $1'$ , яка відповідає стану припливного повітря за умов вентиляції для видалення зайвої вологи. Перехід  $1'-1$  зображує додаткове переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціювання, тобто додаткове переохолодження для компенсації зовнішніх і внутрішніх теплових надходжень. Температура повітря в точці  $1$  на лінії  $d_1 = \text{const}$  може бути прийнята, виходячи з умов

пропорційності різниці температур, що відповідає переохолодженню повітря на вході в приміщення, і перепаду температур ззовні і всередині приміщення, тобто  $\Delta t = t_1' - t_1 = K(t_0 - t_2)$ , де  $K$  – коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці 2 підігрівається в рекуператорі до температури  $t_h$  за сталого вологовмісту  $d_2$ . Потім цей потік надходить до конденсатора ТН, де підігрівається до температури  $t_k$  за постійного вологовмісту. Після конденсатора одна частина повітря видаляється в навколишнє середовище, інша змішується з охолодженим у рекуператорі, а потім у випарнику ТН зовнішнім повітрям (точки  $ox$  і  $B$  відповідно), утворюючи в точці 1 суміш повітря з вологовмістом  $d_1' = d_1$  та температурою  $t_1$ , яка направляєється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціювання. Процес 1-2 відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення.



(температура та відносна вологість повітря). Стан ТНУ вентиляції, кондиціювання та осушення повітря залежить від невідомих параметрів повітря у її вузлових точках. Для даної системи невідомими параметрами є доля потоку свіжого зовнішнього повітря, що направляється на випарник ТН, температури повітря після рекуператора, після випарника та конденсатора ТН, а також величина холодильного коефіцієнта всієї схеми. Рівняння теплового та матеріального балансів окремих елементів системи та системи в цілому дозволяють визначити залежності для цих параметрів.

Температури повітряних потоків після рекуператора можна визначити з виразу для оцінки його ефективності [93]

$$\eta_r = \frac{t_n - t_2}{t_0 - t_2} \text{ або } \eta_r = \frac{t_0 - t_{ox}}{t_0 - t_2}, \quad (6.1)$$

де  $\eta_r$  – коефіцієнт ефективності рекуператора;  $t_n$ ,  $t_{ox}$ , °С – температури відповідно нагрітого вентиляційного та охолодженого зовнішнього повітря.

З (5.1) вирази для температур  $t_n$  і  $t_{ox}$  мають наступний вигляд

$$\begin{aligned} t_n &= t_2 + \eta_r (t_0 - t_2), \\ t_{ox} &= t_0 - \eta_r (t_0 - t_2). \end{aligned} \quad (6.2)$$

Ентальпії  $h_n$  і  $h_{ox}$  визначаються з  $h-d$  діаграми в точках перетину відповідних кривих температур та вологовмістів вентиляційного ( $t_n \times d_2$ ) та зовнішнього повітря ( $t_{ox} \times d_0$ ).

Рівняння для визначення ентальпії свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН може бути визначена із рівняння теплового балансу для КЗ, яке має вигляд

$$G_0 h_b + G_p h_k = G_{zag} h_1, \quad (6.3)$$

де  $G_0$ ,  $G_p$ ,  $G_{zag}$ , кг/с – масові витрати свіжого, частки нагрітого відпрацьованого і загального потоків повітря;  $h_b$ ,  $h_k$ ,  $h_1$ , кДж/кг<sub>с.п.</sub> – ентальпії відповідних потоків повітря.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (6.3) на величину  $G_{zag}$ , отримаємо

$$K_0 h_b + (1 - K_0) h_k = h_1, \quad (6.4)$$

де  $K_0$  – частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

Тоді, ентальпію  $h_b$ , що визначається з рівняння (6.4), можна записати як

$$h_b = \frac{h_1 - (1 - K_0)h_k}{K_0}. \quad (6.5)$$

Вологовміст свіжого зовнішнього повітря після випарника ТН можна виразити з рівняння матеріального балансу вологи для всієї схеми, яке має вигляд

$$G_{\text{заг}}(d_2 - d_1) + G_0 d_0 = G_0 d_2 + G_0(d_0 - d_b). \quad (6.6)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (6.6) на величину  $G_{\text{заг}}$ , після ряду перетворень отримаємо

$$d_b = d_2 - \frac{d_2 - d_1}{K_0}. \quad (6.7)$$

Температура на виході з випарника ТН,  $t_b$ , може бути визначена за допомогою  $h$ - $d$  діаграми вологого повітря на лінії  $\phi = 100\%$  в точці її перетину з  $h_b$  або  $d_b$ .

Частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції може бути визначена із рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_k = Q_{\text{вип}} + L_k. \quad (6.8)$$

Складові рівняння (6.8) визначаються так:

тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_k = G_{\text{заг}}(h_k - h_n); \quad (6.9)$$

тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_0(h_{\text{ох}} - h_b); \quad (6.10)$$

затрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_k = Q_{\text{вип}} / \varepsilon_{\text{ТН}}, \quad (6.11)$$

де  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  – холодильний коефіцієнт ТН.

Із рівняння (6.8) з урахуванням (6.9) – (6.11) після деяких математичних перетворень вираз для визначення частки свіжого зовнішнього повітря приймає вигляд

$$K_0 = \frac{h_k - h_n}{h_{\text{ох}} - h_b} \frac{\varepsilon_{\text{ТН}}}{\varepsilon_{\text{ТН}} + 1}. \quad (6.12)$$

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, можна в даному випадку оцінити величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{1}{\frac{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}}{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}} - 1}, \quad (6.13)$$

де  $t_{\text{в}}$  – температура свіжого зовнішнього повітря на виході з випарника ТН, °С;  $t_{\text{к}}$  – температура відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_{\text{в}}$  – температурний перепад між потоками зовнішнього повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_{\text{к}}$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «повітря – повітря». Згідно з [96] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти  $\Delta t_{\text{к}} = \Delta t_{\text{в}} = 10$  °С.

Ентальпія відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН визначається з рівняння енергетичного балансу для всієї схеми

$$G_0 h_0 + L_{\text{к}} + Q_{\text{конд}} = G_0 h_{\text{к}}. \quad (6.14)$$

Розділивши ліву та праву частини рівняння (6.14) на величину  $G_{\text{заг}}$  та врахувавши рівняння (3.1) в  $Q_{\text{конд}}$ , після ряду перетворень отримаємо

$$h_{\text{к}} = h_0 + (h_{\text{ох}} - h_{\text{в}}) \frac{1}{\varepsilon_{\text{ТН}}} + \frac{c_{\text{п}} K (t_0 - t_2)}{K_0}. \quad (6.15)$$

Температура на виході з конденсатора ТН,  $t_{\text{к}}$ , може бути визначена за допомогою  $h$ - $d$  діаграми вологого повітря в точці перетину  $h_{\text{к}}$  з вологовмістом всередині приміщення  $d_2$ .

Ентальпію  $h_1$  з достатньою точністю можна визначити за розрахунковою формулою (2.19).

Холодильний коефіцієнт ТН, як і коефіцієнт трансформації теплоти, залежить тільки від умов роботи самого ТН, тобто від температурного рівня процесів теплообміну, що проходять у випарнику і конденсаторі ТН. Тому для характеристики ефективності роботи всієї ТНУ вентиляції та кондиціювання більш доцільно



використати комплексний показник (холодильний коефіцієнт всієї схеми), який можна представити наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{L_{\text{к}}}, \quad (6.16)$$

де  $Q_{\text{хол}}$ , кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення і визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}}(h_0 - h_1). \quad (6.17)$$

З урахуванням рівнянь (6.17) та (6.10), (6.11) вираз (6.16) можна записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{\varepsilon_{\text{тн}}(h_0 - h_1)}{K_0(h_{\text{ох}} - h_{\text{в}})}. \quad (6.18)$$

## 6.4 Результати розрахунків

Розрахунковий аналіз параметрів ТНУ виконано для типового виробничого приміщення з заданим технологічним режимом. Як прототип обрано ковальський цех одного з підприємств в Київській області. Для забезпечення комфортних умов роботи в приміщенні цеху були встановлені наступні параметри внутрішнього повітря [91]: температура в приміщенні  $t_2 = 19\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; відносна вологість повітря в приміщенні  $\varphi_2 = 50\%$ ; за кількістю вологи, що виділяється в цеху, та витратою повітря був визначений діапазон зміни приросту вологовмісту повітря  $\Delta d = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0\text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$ .

За заданих умов було визначено вологовмісти повітря на вході і виході з приміщення, тобто в точках 1 і 2 діаграми робочого процесу на рис. 6.2:  $d_1 = 6,4; 5,9; 5,4; 4,9\text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  і  $d_2 = 6,9\text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$ .

Чисельний аналіз із використанням співвідношень (6.2), (6.5), (6.7), (6.12), (6.13), (6.15) і (6.18) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни температури та відносної вологості навколишнього середовища, ефективності рекуперації, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціонування, а також внутрішніх вологовиділень як на параметри системи (температура повітря на виході з випарника та конденсатора ТН, частка свіжого зовнішнього повітря, холодильний

коефіцієнт ТН), так і на термодинамічну ефективність застосування даної системи вентиляції, кондиціювання та осушення.

Алгоритм ітераційного циклу подібний до алгоритму з розділу 5. У даному випадку додатково задається значення величини зміни приросту вологовмісту повітря  $\Delta d$  всередині приміщення.

Для оцінки ефективності рекуперації були проведені розрахунки без рекуператора ( $\eta_r = 0$ ) і з рекуператором, коли  $\eta_r = 0,8$ . При виборі величини  $K$  врахована така обставина. За наведеною у роботі [9] методикою для обраного виробничого приміщення розраховано  $K$  за середньою кількістю тепловиділень, що становить  $K = 0,2$  (відношення зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти до приміщення до теплоти на вентиляцію). Через те, що внутрішні тепловиділення можуть змінюватись в широкому діапазоні, значення для  $K$  прийнято наступні: 0,2 і 0,4.

На рис. 6.3, а-б наведено графічні залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора  $t_k$  та випарника  $t_v$  ТН від температури навколишнього середовища та відносної вологості зовнішнього повітря (а) і приросту вологовмісту повітря (б) ( $t_k, t_v = f(t_0, \varphi_0, \Delta d, K, \eta_r)$ ). Температури  $t_k$  обмежуються критичним значенням температури, за якої можлива нормальна робота конденсатора ТН. Видно, що умови використання даної схеми погіршуються зі збільшенням відносної вологості навколишнього середовища. Діапазон застосування даної схеми складає: від  $t_0 = 26^\circ\text{C}$  ( $\varphi_0 = 80\%$ ) до  $t_0 = 34^\circ\text{C}$  ( $\varphi_0 = 40\%$ ). Температури  $t_v$  за  $t_0 > 24^\circ\text{C}$  майже не залежать від відносної вологості  $\varphi_0$  та температури  $t_0$  навколишнього середовища та становлять в середньому  $6^\circ\text{C}$ . Криві 4 і 9 (а) показують випадок, коли рекуперація відсутня. Як видно, використання рекуперації має позитивний вплив як на температури після випарника ТН  $t_v$  (їх підвищення на  $3^\circ\text{C}$ ), так і на температури після конденсатора ТН  $t_k$  (їх зменшення на  $3-5^\circ\text{C}$ ). Збільшення теплових притоків у приміщенні (криві 5 і 10, а) майже не впливають на температури  $t_v$  та підвищують температури  $t_k$  у середньому на  $2-3^\circ\text{C}$ . На рис. 6.3, б показано, що зі збільшенням внутрішніх вологовиділень необхідне більше осушення зовнішнього повітря. Як наслідок, температури  $t_v$  знижуються, а температури  $t_k$  збільшуються. Для відносної вологості зовнішнього повітря  $\varphi_0 = 40\%$  система здатна працювати практично в

усьому діапазоні температур. Таким чином, регіоном використання даної ТНУ є країни з помірним континентальним кліматом з низькими значеннями відносної вологості повітря.

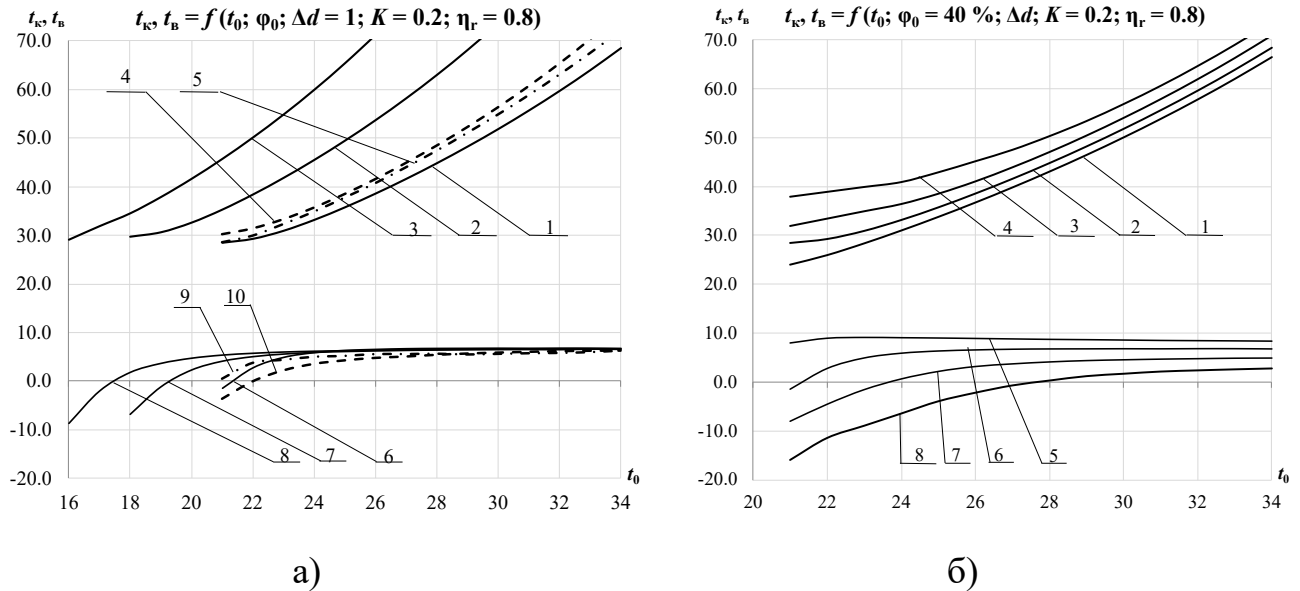


Рис. 6.3 – Залежності температур повітряних потоків на виході з конденсатора та випарника ТН від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря  $\Delta d$  (б): а)  $\Delta d = 1$  г/кг<sub>с.п.</sub>,  $K = 0,2$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-3 ( $t_k$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$ ,  $60\%$ ,  $80\%$ ; 4 ( $t_k$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $\eta_r = 0$ ; 5 ( $t_k$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $K = 0,4$ ; 6-8 ( $t_b$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$  –  $80\%$ ; 9 ( $t_b$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $\eta_r = 0$ ; 10 ( $t_k$ ) –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $K = 0,4$ ; б)  $\varphi_0 = 40\%$ ,  $K = 0,2$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-4 ( $t_k$ ) –  $\Delta d = 0,5$ ;  $1,0$ ;  $1,5$ ;  $2,0$  г/кг<sub>с.п.</sub>; 5-8 ( $t_b$ ) –  $\Delta d = 0,5$ ;  $1,0$ ;  $1,5$ ;  $2,0$  г/кг<sub>с.п.</sub>

Важливою характеристикою даної системи є частка потоку свіжого зовнішнього повітря на вході в систему  $K_0$ , яка направляється на випарник ТН. Відповідні розрахункові дані для змінної частки свіжого повітря, що отримані за рівнянням (6.12), наведені на рис. 6.4. З графіків видно, що частка свіжого повітря для підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури  $t_0$ , так і відносної вологості  $\varphi_0$  навколишнього середовища. За постійної температури  $t_0$  потреба у свіжому повітрі зростає зі збільшенням відносної вологості  $\varphi_0$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r$  та величини  $K$ , тобто

надходжень теплоти до приміщення. За збільшення  $\varphi_0$ , зростає ентальпія  $h_0$ . Це, а також більш глибока утилізація холоду вентиляційного повітря у рекуператорі, призводить до збільшення температури  $t_k$  відпрацьованого повітря після конденсатора ТН. У результаті до КЗ надходить більша частка свіжого повітря за вищої відносної вологості  $\varphi_0$ . Тому проектування ТНУ вентиляції та кондиціювання повітря має здійснюватися за умови змінного надходження свіжого повітря, оскільки в іншому випадку система не забезпечить заданого технологічного режиму всередині приміщення за зміни параметрів навколишнього середовища. Збільшення приросту вологовмісту повітря (рис. 6.4, б) призводить до необхідності зменшення частки свіжого повітря (збільшення рециркуляції), що пов'язано з більш інтенсивним осушенням повітря у випарнику і, як наслідок, зменшенням його температури.

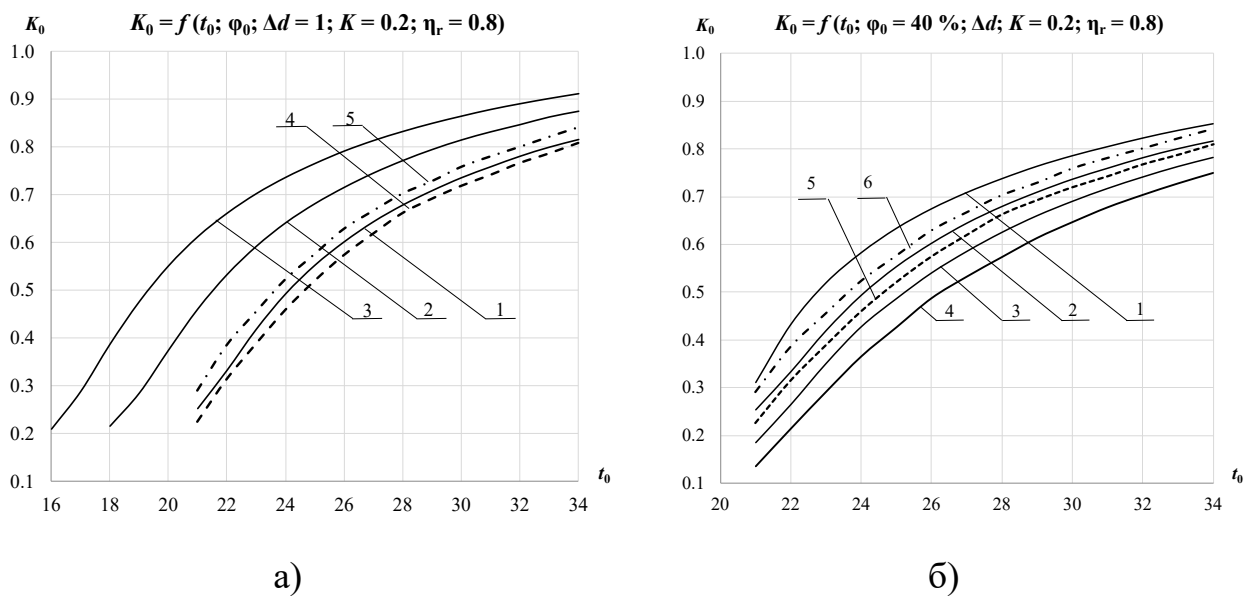


Рис. 6.4 – Залежності змінної частки свіжого зовнішнього повітря від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря  $\Delta d$  (б): а)  $\Delta d = 1$  г/кг<sub>с.п.</sub>,  $K = 0,2$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-3 –  $\varphi_0 = 40\% - 80\%$ ; 4 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $\eta_r = 0$ ; 5 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $K = 0,4$ ; б)  $\varphi_0 = 40\%$ ,  $K = 0,2$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-4 –  $\Delta d = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$  г/кг<sub>с.п.</sub>; 5 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $\eta_r = 0$ ; 6 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $K = 0,4$ .

На основі чисельного аналізу співвідношень (6.13) і (6.18) побудовано графічні залежності холодильних коефіцієнтів ТН та ТНУ вентиляції, кондиціювання та

осушення від температури та відносної вологості навколишнього середовища, коефіцієнта рекуперації, різних значень величин  $K$  і  $\Delta d$  ( $\varepsilon_{\text{ТН}}, \varepsilon_{\text{СХ}} = f(t_0, \varphi_0, \Delta d, K, \eta_r)$ ) (рис. 6.5 – 6.6). Холодильний коефіцієнт ТН значно знижується з ростом відносної вологості зовнішнього повітря та величини приросту вологовмісту повітря. Застосування рекуперації підвищує ефективність ТН.

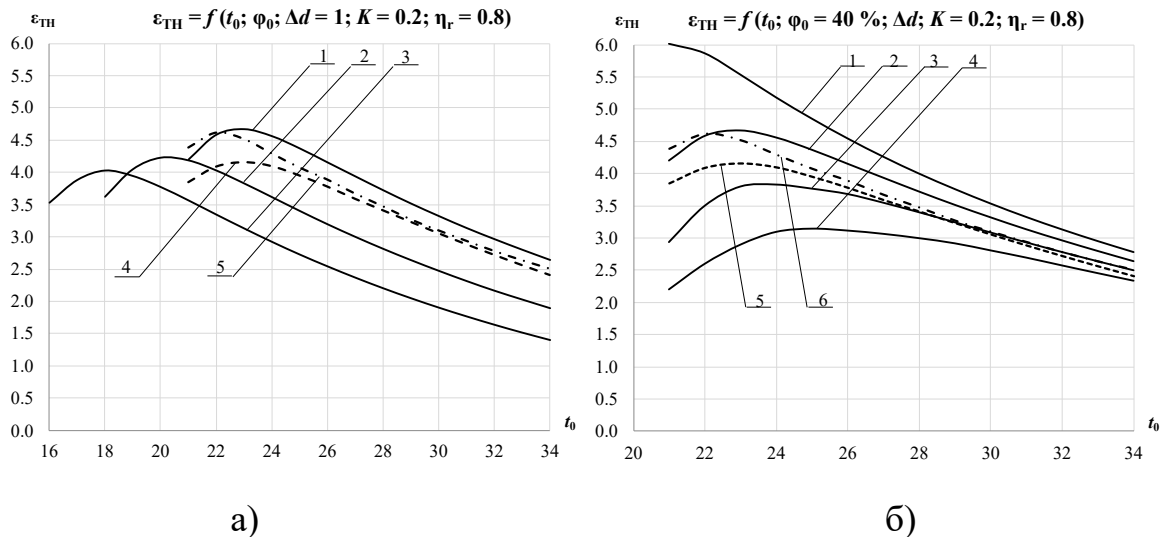


Рис. 6.5 – Залежності холодильного коефіцієнта ТН від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря  $\Delta d$  (б):

- а)  $\Delta d = 1$  г/кг<sub>с.п.</sub>,  $K = 0,2$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-3 –  $\varphi_0 = 40\% - 80\%$ ; 4 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $\eta_r = 0$ ;  
 5 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $K = 0,4$ ; б)  $\varphi_0 = 40\%$ ,  $K = 0,2$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-4 –  $\Delta d = 0,5; 1,0; 1,5;$   
 2,0 г/кг<sub>с.п.</sub>; 5 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $\eta_r = 0$ ; 6 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $K = 0,4$ .

З графіків на рис. 6.6 видно, що енергоефективність даної ТНУ досягає найбільших значень також в зоні відносно низьких температур довкілля і значною мірою залежить від відносної вологості атмосферного повітря, ефективності процесу рекуперації та потреби в осушенні приміщення. Значення холодильних коефіцієнтів схеми мало залежать від характеристики приміщення, тобто величини  $K$ , в усьому діапазоні температур  $t_0$ .

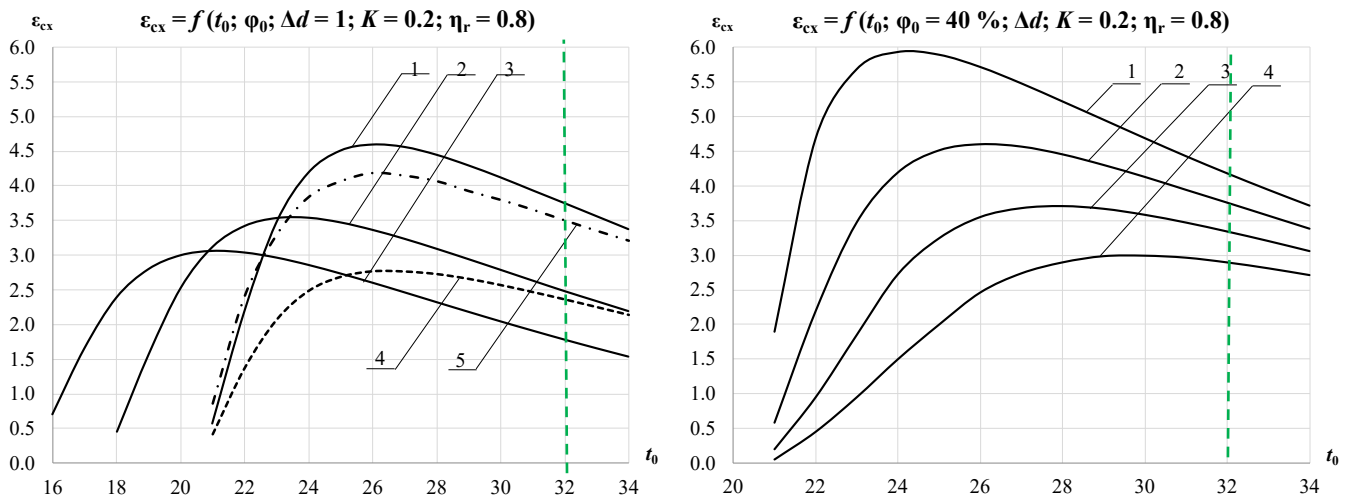


Рис. 6.6 – Залежності холодильного коефіцієнта всієї схеми від температури та відносної вологості зовнішнього повітря (а), величини приросту вологовмісту повітря  $\Delta d$  (б): а)  $\Delta d = 1$  г/кг<sub>с.п.</sub>,  $K = 0,2$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-3 –  $\varphi_0 = 40\% - 80\%$ ; 4 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $\eta_r = 0$ ; 5 –  $\varphi_0 = 40\%$  і  $K = 0,4$ ; б)  $\varphi_0 = 40\%$ ,  $K = 0,2$  і  $\eta_r = 0,8$ : 1-4 –  $\Delta d = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$  г/кг<sub>с.п.</sub>.

## 6.5 Висновки до розділу 6

1. Досліджена теплонасосна система здатна працювати за розрахункової температури 32 °С при відносній вологості навколишнього повітря 40 % та величини внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 1$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Збільшення відносної вологості до 60 % супроводжується погіршенням температурних умов на конденсаторі ТН і, як наслідок, зниженням максимальної робочої температури навколишнього повітря до 28 °С. З підвищенням внутрішніх вологовиділень вдвічі, тобто за  $\Delta d = 1$  г/кг<sub>с.п.</sub>, температурний діапазон роботи системи знизиться на 1 °С.

2. У діапазоні відносних вологостей повітря 40 – 60 % та за внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 1$  г/кг<sub>с.п.</sub> середня ефективність роботи схеми складає 3,1 Вт/Вт за розрахункової температури 32 °С. За відносної вологості 40 % збільшення внутрішніх вологовиділень вдвічі призводить до падіння ефективності роботи системи на 20 %. Утім це значення ефективності є задовільним та складає 3 Вт/Вт.

3. Аналіз даної ТНУ показав переваги рекуперації холоду для забезпечення вищого холодильного коефіцієнта схеми в робочому діапазоні температур

навколишнього середовища за розглянутих значень відносної вологості зовнішнього повітря та величини приросту вологовмісту повітря. Так, за відсутності рекуперації падіння ефективності системи складає в середньому 36 %.

4. Дана схема є найбільш ефективною для використання у країнах з помірним континентальним кліматом, якому притаманні низькі відносні вологості повітря (40 – 50 %) та невисокі розрахункові значення температур (32 °C). Причому показники ефективності системи при збільшенні внутрішніх вологовиділень вдвічі порівняно з розрахунковим значенням залишаються задовільними для застосування даної ТНУ для цілей осушення приміщень зі змінними умовами вологовиділень усередині.

## **РОЗДІЛ 7 ПЕРЕВАГИ ТА ЕКОНОМІЧНІСТЬ ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНИХ УСТАНОВОК НА ОСНОВІ ТЕПЛОВОГО НАСОСА ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В КОМЕРЦІЙНОМУ І ПРОМИСЛОВОМУ СЕКТОРАХ**

### **7.1 Постановка задач дослідження**

Відпрацьована енергія у вентиляційних системах виникає через різницю між температурою свіжого зовнішнього повітря та температурою повітря всередині приміщення. Взимку температура зовнішнього повітря нижча за кімнатну, а влітку вища. На даний момент проведено ряд досліджень і зроблено висновки, що заходи з утилізації відпрацьованого вентиляційного повітря є перспективними для технологій HVAC [101]. Мардіана та Ріффат [102] прийшли до висновку, що максимальна утилізована теплота становила 134 Вт (22 % від загального споживання енергії) за різниці температур 4,3 °C в установці з пластинчатим рекуператором. Інший вид рекуперації теплоти, за допомогою теплового насоса (ТН), у системі вентиляції класних приміщень школи були одночасно досліджені Вангом та ін. [103]. Результати показали, що енергоспоживання шкільної будівлі було зменшено, а якість повітря в класі покращилася.

На сьогодні український ринок систем вентиляції та кондиціювання представлений двома найбільш популярними рішеннями: припливно-витяжними установками (ПВУ), у яких джерелом холоду виступають або зовнішній компресорно-конденсаторний блок (ККБ) (рис. 7.1), або внутрішній контур теплового насоса (ТН) (рис. 7.4). Причому перше рішення є найбільш розповсюдженим, оскільки дозволяє зекономити на капітальних затратах і не потребує більш складного процесу проектування та, як наслідок, виробництва. Проте головним недоліком ПВУ з ККБ є відсутність глибокої утилізації енергії відпрацьованого повітря, у порівнянні з ПВУ з ТН. Натомість в таких установках відбувається лише часткова утилізація енергії за рахунок рекуператора, що є лише одним із заходів для створення енергетично ефективної системи.

Для заданих за проектом потреб у кондиціюванні обирається ККБ виробника



Hisense номінальною потужністю 40 кВт: модель AVWT-136HKFSE (рис. 7.1). В агрегаті встановлено 1 компресор інверторного типу, який здатен плавно регулювати свою потужність в залежності від потреб у кондиціонуванні. Проте існує обмеження в мінімальній потужності компресора, яка становить 50 % від номінальної потужності. Після досягнення цієї межі ККБ буде працювати в режимі «on/off», тобто з періодичними відключеннями компресора та, як наслідок, пульсаціями температур припливного повітря. Такий режим роботи не задовільний, так як у приміщенні можуть виникати великі різниці температур. Через це розрахунки проводились до температур навколишнього середовища, за яких ККБ починає працювати в режимі «on/off».



Модель зовнішнього блока:	AVWT-136HKFSE		
Номінальна холодопродуктивність (kW)	40	Номінальна теплопродуктивність (kW)	45
Номінальне енергоспоживання під час охолодження (kW)	10,39	Номінальне енергоспоживання під час нагрівання (kW)	10,9
EER	3,81	COP	1,94
Вага (kg)	270	Тип холодоагенту	R410A
Габарити (ВхШхГ) (mm)	1730x1210x750		

Рис. 7.1 – Зовнішній вигляд обраної моделі ККБ та технічні характеристики.

Схема підключення зовнішнього ККБ до ПВУ зображена на рис. 7.2. ККБ підключають за допомогою фреоноводів до теплообмінника ПВУ через терморегулюючий вентиль (ТРВ), який служить для зниження тиску фреону після його конденсації в ККБ. Схема здатна також працювати в реверсному режимі, коли є потреба в опаленні приміщень.

На рис. 7.3 зображено креслення припливно-витяжної установки, спроектованої для заданого проекту. У ПВУ встановлений пластинчатий рекуператор для додаткової утилізації енергії витяжного повітря.

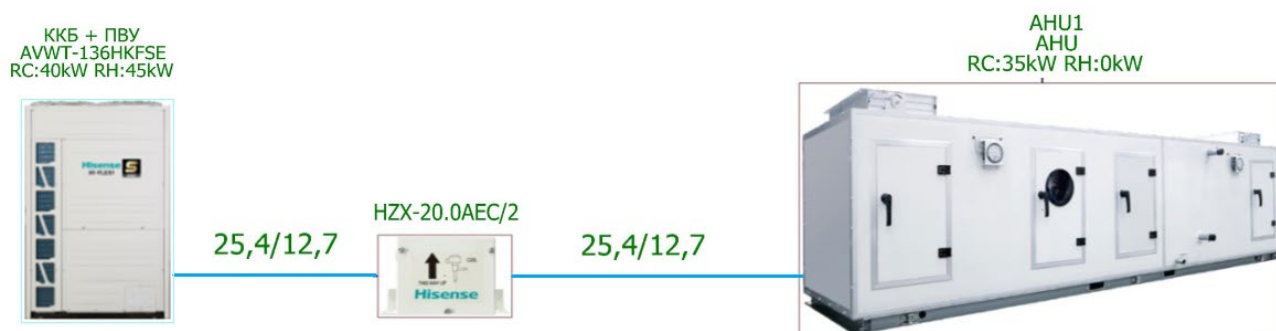


Рис. 7.2 – Схема вентиляції та кондиціонування ПВУ з ККБ.

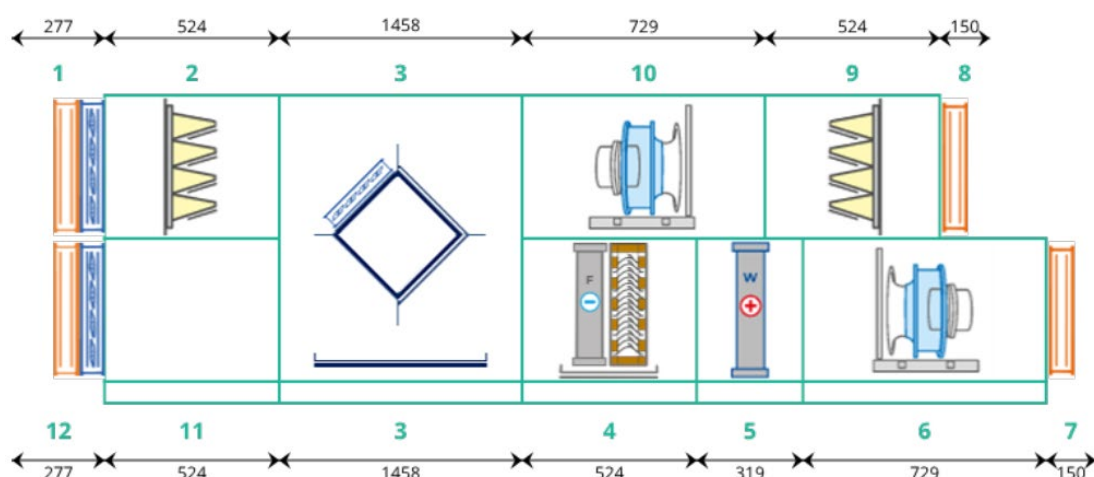


Рис. 7.3 – Креслення ПВУ, спроектованої за умовами проекту.

У випадку ПВУ з вбудованим ТН (рис. 7.4) можлива більш гнучка комплектація, наприклад, два компресори замість одного. Через те що такі установки найчастіше виготовляються під кожне замовлення індивідуально, це дозволяє ідеально налаштувати їх роботу в усьому необхідному температурно-вологісному діапазоні з максимальною ефективністю системи загалом. У той час серійність ККБ та перевага нижчої ціни і простоти готового рішення (ПВУ і ККБ) над потребою в більш ефективній схемі кондиціонування (ПВУ і ТН) є часто вирішальним критерієм для замовників.

На рис. 7.5 зображено креслення ПВУ з контуром ТН за умовами проекту. В установці використовується пластинчатий рекуператор для утилізації холоду вентиляційного повітря.



Рис. 7.4 – Внутрішній вигляд ВВУ з контуром ТН (компресор ТН виділено колом).

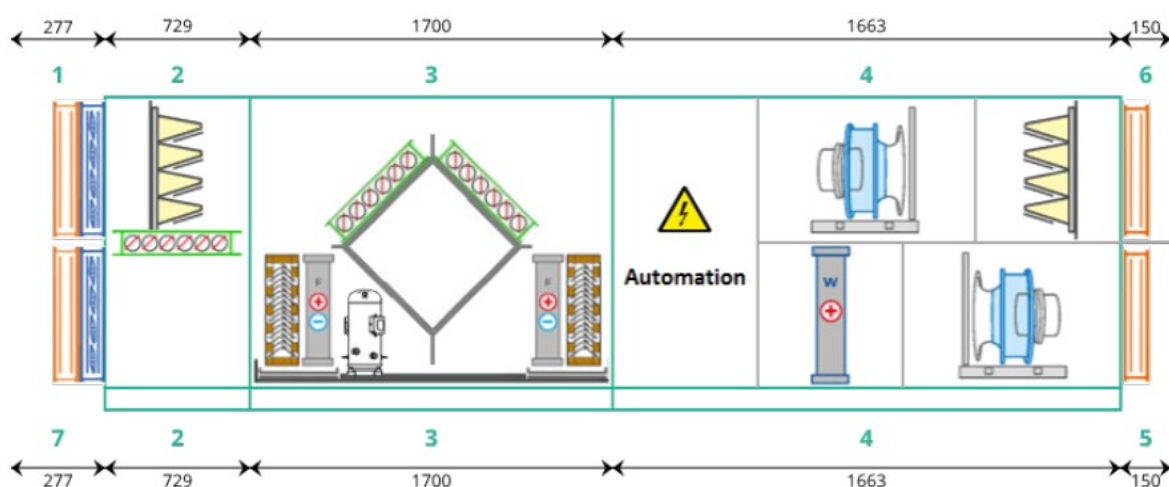


Рис. 7.5 – Креслення ВВУ з ТН, спроектованої за умовами проекту.

У випадку застосування ККБ сумісно з ВВУ для кондиціювання (та осушення) приміщення питання температури повітря після конденсатора не є настільки суттєвим у порівнянні з ВВУ з ТН. Адже в ККБ витрата повітря на охолодження конденсатора є змінною величиною та може в декілька разів перевищувати витрату витяжного повітря в ВВУ з ТН, що проходить через конденсатор всередині самої установки. Зі збільшенням рециркуляції повітря витрата витяжного повітря буде зменшуватись, що призведе до неминучого збільшення температури витяжного повітря, яка може досягти критичних температур 60 – 70 °С. За таких температур контур ТН буде працювати у екстремальному діапазоні.

Дана обставина відбувається через те, що зниження витрати повітря через конденсатор ТН призводить до зниження швидкості молекул повітря, що проходять

через нього. Одночасно зростає температура трубок та ребер конденсатора, тому що температура конденсації підвищилася. Зниження витрати повітря за сталого теплового потоку обумовлює зростання підігріву повітря, і його температура на виході з конденсатора підвищується.

У даному дослідженні поставлено завдання провести термодинамічний аналіз двох систем ПВУ з ККБ або ТН і порівняти їх енергоефективності на прикладі виробничого приміщення, у якому необхідні вентиляція та кондиціювання для підтримання заданих за проектом кліматичних умов всередині. Впровадження такого аналізу під час проектування систем HVAC дозволить, по-перше, наочно продемонструвати, яка зі схем є більш виправданою для конкретного проекту в довготривалій перспективі та, по-друге, стане основою для подальшого більш точного процесу проектування ПВУ, що передбачає вибір обладнання, програмування алгоритму роботи установки тощо.

## 7.2 Опис систем з ККБ (а) або ТН (б) та робочих процесів

На рис. 7.6, а-б показані принципові схеми вентиляції і кондиціювання повітря з рекуперацією та рециркуляцією відпрацьованого повітря. Відмінностями цих схем є джерело холоду. У схемі на рис. 7.6 (а) джерелом холоду виступає ККБ і він знаходиться ззовні приміщення. Перенос теплоти відбувається по фреоновим трубопроводам, під'єднаним до випарника ПВУ. Схема на рис. 7.6 (б) наводить випадок, коли весь фреоновий контур знаходиться всередині ПВУ. Принцип роботи схем: свіже зовнішнє повітря з температурою  $t_0$ , відносною вологістю  $\phi_0$  і масовою витратою  $G_0$  надходить в рекуператор, де охолоджується при постійному вологовмісті до температури  $t_{ox}$  за рахунок холодних вентиляційних викидів з приміщення за температури  $t_2$ , вологовмісту  $d_2$  і масової витрати  $G_0$ . Охолоджене зовнішнє повітря направляється у камеру змішування (КЗ), де до повітря підмішується рециркуляційне повітря з приміщення. Підмішування відбувається у змінних пропорціях двох типів повітря для ефективної роботи схеми в усьому діапазоні температур. Далі суміш повітря потрапляє до випарника ККБ або ТН, де охолоджується з частковою конденсацією вологи до температури  $t_1$  і вологовмісту  $d_1$ . Отримана повітряна суміш далі направляється у виробниче приміщення для вентиляції та кондиціювання (для компенсації надходження теплоти через огороження та внутрішніх тепловиділень). Нагріте відпрацьоване повітря після рекуператора при температурі  $t_n$  і постійному вмісті вологи у випадку схеми (а) викидається в зовнішнє середовище, втрачаючи потенціал енергії, який ще можна

використати: температура вентиляційних викидів часто має нижчу температуру за навколишнє середовище. Дана обставина враховується в схемі (б), коли повітря надходить до конденсатора ТН, де нагрівається і на виході має температуру  $t_k$ . Після цього повітря видаляється з установки.

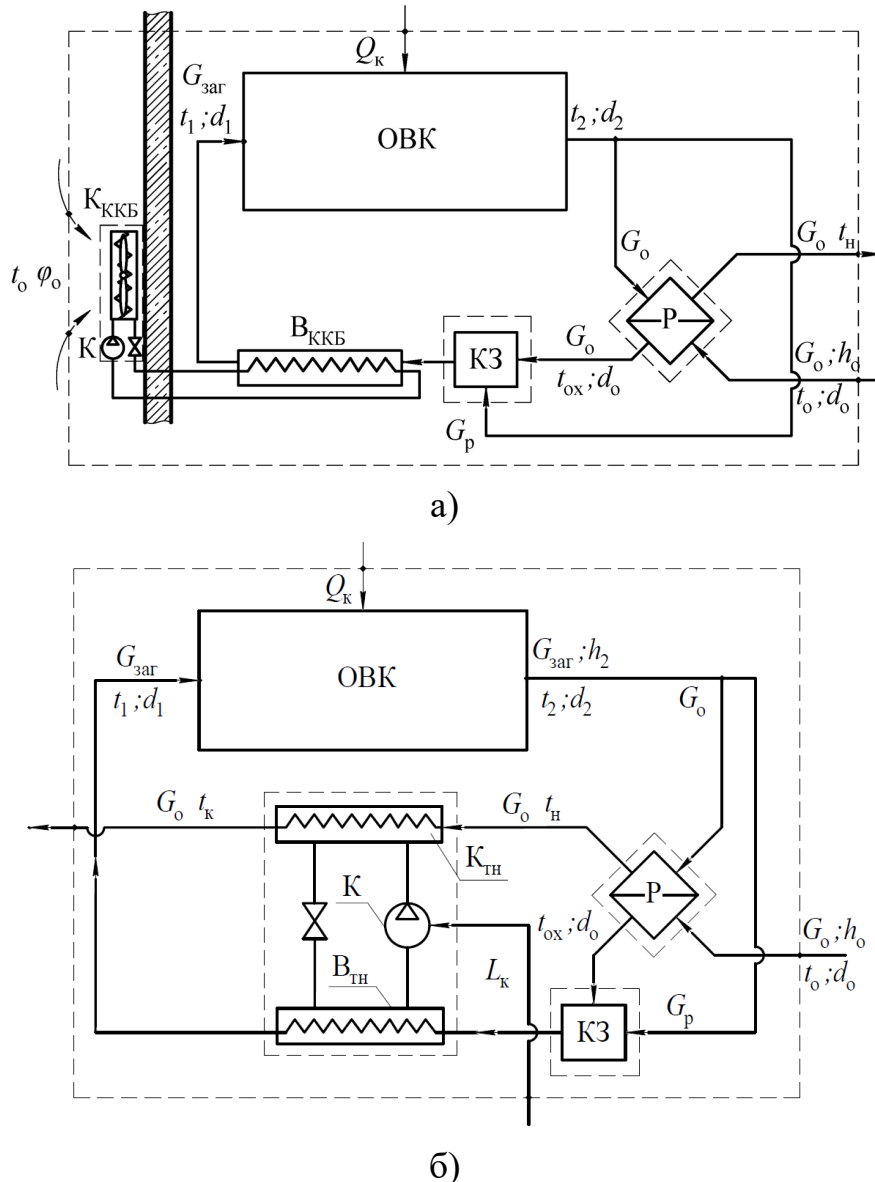


Рис. 7.6 – Принципові ПВУ вентиляції та кондиціювання повітря в приміщенні з рекуперацією та рециркуляцією вентиляційного повітря з зовнішнім ККБ (а) або внутрішнім ТН (б):  $K_{ККБ}$  /  $K_{ТН}$  – конденсатор ККБ / ТН;  $B_{ККБ}$  /  $B_{ТН}$  – випарник ККБ / ТН;  $K$  – компресор;  $K3$  – камера змішування;  $P$  – рекуператор; ОВК – об’єкт вентиляції та кондиціювання повітря.

На рис. 7.7, а-б зображено робочі процеси зміни стану повітря в системі вентиляції та кондиціювання приміщення в  $h-d$  діаграмі. Точка  $O$  побудована за параметрами навколишнього середовища ( $t_o, d_o$ ) [90]. Точка 2 побудована згідно з

необхідними температурою  $t_2$  і відотною вологістю  $\phi_2$  повітря всередині приміщення, визначається згідно з [91] в залежності від технологічного призначення приміщення. Точка  $I'$  відповідає стану припливного повітря за умов лише вентиляції приміщення для видалення зайвої вологи, методика визначення описана в [12]. Перехід  $I'-I$  зображує додаткове переохолодження повітря для задоволення потреб кондиціювання приміщення. Температуру повітря в точці  $I$  в залежності від внутрішніх тепловиділень та теплових притоків ззовні можна розрахувати для всього діапазону температур навколишнього середовища, методику розрахунку викладено в [9]. Відпрацьоване повітря з параметрами в точці 2 поділяється на два потоки: один потік підігрівається в рекуператорі до температури  $t_n$  за сталого вологовмісту  $d_2$ , а потім або викидається назовні (а) або поступає до конденсатора ТН (б), після чого також видаляється. Другий потік повітря підмішується до охолодженого після рекуператора зовнішнього свіжого повітря, утворюючи суміш у точці  $C$  на діаграмі. Потім ця загальна витрата припливного повітря надходить до випарника ТН, де охолоджується до заданої температури  $t_1$  з частковою конденсацією вологи. Точка  $I$  відповідає стану припливного повітря з вологовмістом  $d_1$  та температурою  $t_1$ , яке направляється в приміщення для задоволення потреб вентиляції та кондиціювання. Процес  $I-2$  відповідає робочому процесу зміни стану повітря всередині приміщення. У даному випадку процес показує зволоження та підігрівання повітря через наявність теплових надходжень та виділень вологи всередині приміщення.

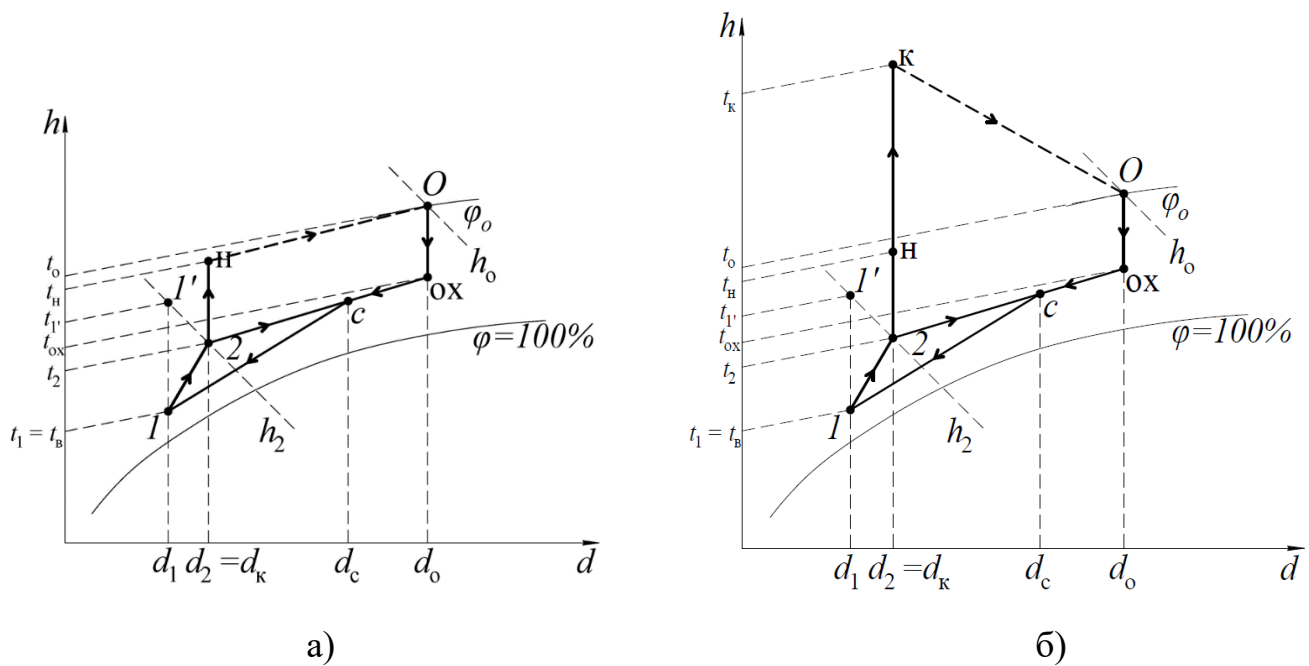


Рис. 7.7 – Робочі процеси зміни стану повітря в системах вентиляції та кондиціонування приміщення з ККБ (а) або ТН (б) в  $h-d$  діаграмі.

### 7.3 Термодинамічний аналіз ПВУ з ККБ (а) або ТН (б)

З метою проведення аналізу схем ПВУ необхідно визначити їх термодинамічні стани за робочих параметрів повітря в приміщенні в залежності від таких факторів, як: температура та вологовміст зовнішнього повітря, внутрішні та зовнішні теплові надходження, внутрішні виділення вологи. Зі свого боку стан ПВУ вентиляції та кондиціонування залежить від невідомих параметрів повітря у їх вузлових точках. Для даних систем невідомими параметрами є температури повітря після рекуператора, після камери змішування, після випарника ККБ (а) або ТН та конденсатора ТН (б), ефективність ККБ або ТН, а також величини холодильних коефіцієнтів схем загалом. Рівняння теплового та матеріального балансів окремих елементів систем та систем в цілому дозволяють визначити залежності для цих параметрів і як результат теоретично розрахувати ефективність роботи систем за заданих умов проекту.

Температури повітряних потоків після рекуператора можна визначити з рівняння ефективності пластинчатого протиточного рекуператора [93]

$$\eta_r = \frac{t_h - t_2}{t_0 - t_2} \text{ або } \eta_r = \frac{t_0 - t_{\text{ох}}}{t_0 - t_2}, \quad (7.1)$$

де  $\eta_r$  – термічний коефіцієнт ефективності рекуператора;  $t_h$ ,  $t_{\text{ох}}$ , °C – температури відповідно нагрітого вентиляційного та охолодженого зовнішнього повітря.

З (7.1) можна отримати вирази для температур  $t_h$  і  $t_{\text{ох}}$

$$t_h = t_2 + \eta_r(t_0 - t_2), \quad (7.2)$$

$$t_{\text{ох}} = t_0 - \eta_r(t_0 - t_2).$$

Ентальпії  $h_h$  і  $h_{\text{ох}}$  визначаються з  $h$ - $d$  діаграми в точках перетину відповідних кривих температур та вологовмістів вентиляційного ( $t_h \times d_2$ ) та зовнішнього повітря ( $t_{\text{ох}} \times d_0$ ).

Ентальпію суміші припливного повітря перед випарником ККБ (а) або ТН (б) можна визначити із рівняння теплового балансу для КЗ, яке має вигляд

$$G_p h_2 + G_o h_{\text{ох}} = G_{\text{заг}} h_{\text{сум}}, \quad (7.3)$$

де  $G_p$ ,  $G_o$ ,  $G_{\text{заг}}$ , кг/с – масові витрати рециркуляційного, свіжого і загального потоків повітря;  $h_2$ ,  $h_{\text{ох}}$ ,  $h_{\text{сум}}$ , кДж/кг<sub>с.п.</sub> – ентальпії відповідних потоків повітря.

Розділивши ліву та праву частини рівняння (7.3) на величину  $G_{\text{заг}}$ , отримаємо

$$h_{\text{сум}} = (1 - K_0)h_2 + K_0 h_{\text{ох}}, \quad (7.4)$$

де  $K_0$  – частка свіжого зовнішнього повітря на потреби вентиляції.

За аналогією з рівняннями 7.3 і 7.4 з рівняння матеріального балансу визначається вологовміст суміші повітря після КЗ. Отриманий вираз для вологовмісту  $d_{\text{сум}}$  має вигляд

$$d_{\text{сум}} = (1 - K_0)d_2 + K_0 d_{\text{ох}}. \quad (7.5)$$

Температура припливного повітря визначається за методикою, описаною в [9], з урахуванням значення  $K$ , коефіцієнта пропорційності, що залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти. Цей показник додатково розраховується в залежності від заданих параметрів проекту: конструкційних особливостей приміщення, внутрішніх тепловиділень, коефіцієнта повітрообміну тощо. Вираз для



$t_1$  має наступний вигляд

$$t_1 = t_1' - K(t_0 - t_2), \quad (7.6)$$

де  $t_1'$  – температура повітря, необхідного лише для вентиляції приміщення без врахування потреб на кондиціювання.

Вологовміст та ентальпія суміші припливного повітря після охолодження у випарнику ККБ (а) або ТН (б) до заданої температури  $t_1$  визначаються за допомогою  $h-d$  діаграми та рівнянь стану вологого повітря. Для розрахунків згідно з [54] температура поверхні випарника  $t_{\text{хл}}$  приймається 5 °С. Парціальний тиск водяної пари біля поверхні випарника  $p_{\text{хл}}$  визначається за  $h-d$  діаграмою за температури  $t_{\text{хл}}$  та становить 870 Па. З [104] вологовміст та ентальпія повітря поблизу поверхні випарника розраховуються за наступними формулами

$$d_{\text{хл}} = \frac{0,622 p_{\text{хл}}}{1,013 \cdot 10^5 - p_{\text{хл}}}, \quad (7.7)$$

$$h_{\text{хл}} = 1 \cdot t_{\text{хл}} + (2500 + 1,9 t_{\text{хл}}) d_{\text{хл}} \cdot 10^{-3}. \quad (7.8)$$

Використовуючи  $h-d$  діаграму, визначається ентальпія припливного повітря  $h_1$ , охолодженого після випарника ККБ (а) або ТН (б). Вологовміст припливного повітря  $d_1$  розраховується за формулою, яку можна виразити з рівняння (7.8)

$$d_1 = \frac{h_1 - 1 \cdot t_1}{2500 + 1,9 t_1} \cdot 10^3. \quad (7.9)$$

Для схеми з ТН (б) додатково визначаються параметри повітря після конденсатора ТН. Ентальпія відпрацьованого повітря з приміщення після нагрівання в конденсаторі може бути визначена із рівняння енергетичного балансу ТН

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} + L_{\text{к}}. \quad (7.10)$$

До рівняння (7.10) входять наступні величини:

- тепловий потік, відведений від конденсатора ТН

$$Q_{\text{к}} = G_0 (h_{\text{к}} - h_{\text{н}}); \quad (7.11)$$

- тепловий потік, підведений до випарника ТН

$$Q_{\text{вип}} = G_{\text{заг}} (h_{\text{сум}} - h_1); \quad (7.12)$$

- витрати зовнішньої електричної енергії на компресор ТН

$$L_k = Q_{\text{вип}} / \varepsilon_{\text{ТН}}, \quad (7.13)$$

де  $\varepsilon_{\text{ТН}}$  – холодильний коефіцієнт ТН.

З (7.10), враховуючи (7.11) – (7.13), вираз для визначення ентальпії відпрацьованого повітря після конденсатора ТН приймає вигляд

$$h_k = h_n + \frac{(h_{\text{сум}} - h_1) \varepsilon_{\text{ТН}} + 1}{K_0 \varepsilon_{\text{ТН}}}. \quad (7.14)$$

Ефективність роботи ТН, який в режимі кондиціювання працює як холодильна машина, оцінюється величиною холодильного коефіцієнта ТН

$$\varepsilon_{\text{ТН}} = \frac{1}{\frac{273 + t_k + \Delta t_k}{273 + t_1 - \Delta t_b} - 1}, \quad (7.15)$$

де  $t_1$  – температура суміші охолодженого припливного повітря на виході з випарника ТН перед потраплянням у приміщення, °С;  $t_k$  – температура нагрітого відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_b$  – температурний перепад між потоками повітря та холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_k$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і відпрацьованого повітря на виході з конденсатора ТН, °С. Згідно з [96] для конденсатора і випарника ТН типу «повітря – повітря» можна прийняти наступні числові значення температурних перепадів  $\Delta t_k = \Delta t_b = 10$  °С.

Температура на виході з конденсатора ТН  $t_k$  визначається з  $h$ - $d$  діаграми вологого повітря в точці перетину  $h_k$  з вологовмістом всередині приміщення  $d_2$ .

На відміну від схеми з ТН (б), у схемі з ККБ (а) відпрацьоване повітря після підігрівання у рекуператорі відразу видаляється з системи в навколишнє середовище. У даному дослідженні за проектом було обрано в якості прототипу ККБ виробництва Hisense. Ефективність роботи зовнішнього блоку визначається за допомогою керівництва з монтажу та експлуатації [105], у якому представлені робочі таблиці з наведеними параметрами потужності, що споживається ККБ, за різних температурних режимів та в залежності від необхідної холодильної потужності для кондиціювання повітря в приміщенні.

На рис. 7.8 наведено приклад даної таблиці для обраної моделі ККБ. Тут  $Q$ , кВт, відповідає необхідній холодильній потужності кондиціонування;  $P$ , кВт, – потужності, яка споживається ККБ;  $T_o$ , °C, – температурі зовнішнього повітря за сухим термометром;  $T_i$ , °C, – температурі внутрішнього припливного повітря за вологим термометром.

Combination (%)	$T_o \setminus T_i$	14.00		16.00		18.00		19.00		20.00		22.00		23.00		24.00	
		Q	P	Q	P	Q	P	Q	P	Q	P	Q	P	Q	P	Q	P
100%	-5	27.24	5.19	32.34	5.30	37.45	5.40	40.00	5.46	40.97	5.72	42.54	5.82	44.39	5.93	45.84	6.04
	0	27.24	5.30	32.34	5.41	37.45	5.53	40.00	5.59	41.24	5.93	42.54	6.08	44.39	6.23	45.84	6.34
	4	27.24	5.39	32.34	5.49	37.45	5.63	40.00	5.69	41.46	6.11	42.54	6.29	44.39	6.48	45.84	6.58
	7	27.24	5.45	32.34	5.56	37.45	5.71	40.00	5.76	41.62	6.24	42.54	6.45	44.39	6.66	45.84	6.77
	10	27.24	5.59	32.34	5.71	37.45	5.85	40.00	5.96	41.79	6.32	42.54	6.51	44.39	6.69	45.84	6.79
	12	27.24	5.68	32.34	5.81	37.45	5.94	40.00	6.09	41.69	6.38	42.47	6.54	44.22	6.71	45.60	6.81
	14	27.24	5.77	32.34	5.91	37.45	6.03	40.00	6.22	41.59	6.43	42.40	6.58	44.05	6.73	45.36	6.83
	16	27.24	5.87	32.34	6.01	37.45	6.12	40.00	6.35	41.49	6.49	42.34	6.62	43.88	6.74	45.12	6.85
	18	27.24	5.96	32.34	6.11	37.45	6.21	40.00	6.48	41.40	6.55	42.27	6.66	43.71	6.76	44.88	6.87
	20	27.24	6.20	32.34	6.49	37.45	6.72	40.00	6.94	41.30	7.05	42.20	7.13	43.54	7.21	44.64	7.29
	22	27.24	6.45	32.34	6.86	37.45	7.24	40.00	7.40	41.20	7.56	42.14	7.61	43.37	7.66	44.40	7.70
	24	27.24	6.69	32.34	7.23	37.45	7.75	40.00	7.86	41.10	8.06	42.07	8.08	43.20	8.10	44.16	8.12
	25	27.24	6.81	32.34	7.41	37.45	8.01	40.00	8.09	41.05	8.32	42.04	8.32	43.12	8.32	44.04	8.33
	26	27.24	6.98	32.34	7.60	37.45	8.21	40.00	8.32	41.01	8.52	42.00	8.53	43.03	8.53	43.92	8.54
	28	27.24	7.32	32.34	7.97	37.45	8.61	40.00	8.78	40.91	8.94	41.94	8.95	42.86	8.95	43.68	8.95
	30	27.24	7.66	32.34	8.34	37.45	9.01	40.00	9.24	40.81	9.35	41.87	9.36	42.69	9.36	43.44	9.37
	32	27.24	8.00	32.34	8.71	37.45	9.41	40.00	9.70	40.71	9.77	41.80	9.78	42.53	9.78	43.20	9.78
	34	27.24	8.34	32.34	9.08	37.45	9.81	40.00	10.16	40.62	10.19	41.74	10.19	42.36	10.20	42.96	10.20
	35	27.24	8.51	32.34	9.26	37.45	10.01	40.00	10.39	40.57	10.39	41.70	10.40	42.27	10.41	42.84	10.41
	36	26.86	8.52	32.15	9.28	37.22	10.06	39.24	10.42	40.32	10.53	41.45	10.54	42.02	10.54	42.58	10.54
	38	26.10	8.52	31.76	9.30	36.77	10.16	37.72	10.49	39.84	10.79	40.95	10.80	41.51	10.81	42.07	10.82
	40	25.33	8.52	31.37	9.32	36.32	10.25	36.44	10.87	39.35	11.06	40.45	11.07	41.00	11.08	41.55	11.09
	43	23.84	8.52	28.95	9.35	33.52	10.39	34.52	11.45	36.31	11.46	37.33	11.47	37.83	11.48	38.34	11.49
	46	22.34	8.55	26.52	9.38	30.71	10.42	33.21	11.46	33.27	11.46	34.20	11.47	34.66	11.48	35.13	11.49
	48	19.89	8.52	23.61	9.27	27.71	10.08	30.12	11.13	30.63	11.24	30.86	11.26	31.28	11.28	31.70	11.30
	50	17.98	8.42	21.19	9.26	24.72	9.82	26.32	10.41	27.08	10.50	27.52	10.57	27.90	10.63	28.27	10.69
	52	16.07	8.31	18.76	9.25	21.72	9.56	22.52	9.70	23.53	9.77	24.19	9.87	24.52	9.97	24.85	10.08

Рис. 7.8 – Робоча таблиця для визначення споживання електроенергії ККБ в залежності від температурних режимів та необхідної холодильної потужності кондиціонування [105].

Таким чином, ефективність роботи ККБ розраховується за наступною формулою

$$\epsilon_{\text{ККБ}} = \frac{Q_{\text{ККБ}}}{P}, \quad (7.16)$$

де  $P$ , кВт – потужність, що споживається ККБ, визначається з робочих таблиць для обраного агрегату [105];  $Q_{\text{ККБ}}$ , кВт – необхідна холодильна потужність ККБ для охолодження припливного повітря до заданих параметрів, визначається як

$$Q_{\text{ККБ}} = G_{\text{заг}} (h_{\text{сум}} - h_1). \quad (7.17)$$

Холодильні коефіцієнти ККБ (а) або ТН (б) залежать лише від умов роботи відповідних холодильних контурів, тобто від температурних рівнів процесів теплообміну, які протікають у випарниках і конденсаторах ККБ (а) або ТН (б). Тому для характеристики ефективності роботи всієї ПВУ вентиляції та кондиціювання доречніше використовувати холодильний коефіцієнт всієї схеми  $\varepsilon_{\text{сх}}$ , який можна представити наступним чином відповідно для ККБ (а) та ТН (б)

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{P}, \quad (7.18)$$

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{Q_{\text{хол}}}{L_{\text{к}}}, \quad (7.19)$$

де  $Q_{\text{хол}}$ , кВт – холодильна потужність, що виробляється на вході у виробниче приміщення і визначається як

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{заг}}(h_0 - h_1). \quad (7.20)$$

З урахуванням рівнянь (7.20), (7.16) і (7.17) для схеми (а) та (7.20), (7.12) і (7.13) для схеми (б) вирази (7.18) та (7.19) можна відповідно записати наступним чином

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{h_0 - h_1}{h_{\text{сум}} - h_1} \varepsilon_{\text{ККБ}}, \quad (7.21)$$

$$\varepsilon_{\text{сх}} = \frac{h_0 - h_1}{h_{\text{сум}} - h_1} \varepsilon_{\text{ТН}}. \quad (7.22)$$

Аналіз роботи двох систем ПВУ проведено для технічного приміщення аеропорту «Київ-Жуляни» з заданими внутрішніми параметрами повітря, які необхідно підтримувати: температура  $t_2 = 19$  °С; відносна вологість повітря в діапазоні  $\phi_2 = 50 - 75$  %. Зовнішні та внутрішні тепловиділення за проектом становлять відповідно 5 і 3,5 кВт, виділення вологи в приміщенні складає 5,4 кг/год. Для ефективності рекуперації прийнято наступні значення  $\eta_r = 0; 0,6; 0,8$ .

Коефіцієнт пропорційності  $K$  визначається за наведеною у роботі [12] методикою для обраного приміщення та становить  $K = 0,15$ . Ця величина показує відношення надходжень теплоти до приміщення до теплоти, яку необхідно видалити з

припливного повітря для потреб вентиляції. Для будівель технічного та громадського призначення надлишкова теплота з вентиляцією може у декілька разів перевищувати відповідні теплові притоки [93]. У зв'язку з цим аналіз виконувався за значень коефіцієнта  $K = 0,15$  і  $0,3$ . Тобто був розглянутий випадок роботи систем (а) і (б), коли надходження теплоти збільшились вдвічі.

За умов проекту встановлюється необхідна різниця вологовмістів припливного  $d_1$  та витяжного повітря  $d_2$ , для контролю відносної вологості повітря всередині приміщення в межах заданого діапазону  $\varphi_2 = 50 - 75 \%$ . Ця різниця  $\Delta d = d_2 - d_1$  становить  $0,91$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Також розглянуто випадок роботи схем (а) і (б), коли вологовиділення в приміщенні зросли вдвічі, тобто за  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>.

Розрахунковий аналіз із використанням рівнянь (7.2), (7.4) – (7.9), (7.14) – (7.22) методом послідовних наближень дає змогу оцінити вплив зміни параметрів навколишнього середовища, ефективності рекуперації, характеристики об'єкту вентиляції та кондиціювання як на параметри систем (температура повітря на виході з випарника та конденсатора ККБ або ТН, холодильний коефіцієнт ККБ або ТН), так і на термодинамічну ефективність застосування систем вентиляції та кондиціювання.

Алгоритм ітераційного циклу наступний: задаються значення величин  $K$ ,  $K_0$ ,  $t_0$ ,  $\varphi_0$ ,  $\eta_r$ . За  $t_0$  і  $\varphi_0$  з  $h-d$  діаграми визначаються  $d_0$  і  $h_0$ . За формулами (7.2) обчислюються температури  $t_n$  (для системи з ТН) і  $t_{ox}$ , відповідні питомі ентальпії визначаються з  $h-d$  діаграми. За рівняннями (7.4) і (7.5) обчислюються відповідно питома ентальпія  $h_{\text{сум}}$  і вологовміст  $d_{\text{сум}}$ . Необхідна температура припливного повітря  $t_1$  знаходиться з формули (3.1). Розраховуються вологовміст та питома ентальпія повітря біля поверхні випарника ТН за формулами (7.7) і (7.8) відповідно. Питома ентальпія  $h_1$  визначається за  $h-d$  діаграмою, а вологовміст  $d_1$  виражається з рівняння (7.8). Для схеми з ТН обчислюється додатково ентальпія після конденсатора  $h_k$  за формулою (7.14) та знаходиться температура  $t_k$  з  $h-d$  діаграми. Холодильні коефіцієнти ТН та ККБ визначаються за формулами (7.15) і (7.16) відповідно. За рівняннями (7.21) і (7.22) оцінюються величини холодильних коефіцієнтів схем  $\varepsilon_{\text{сх}}$  з ТН та ККБ відповідно.

## 7.4 Результати аналізу системи ПВУ з ККБ

На рис. 7.9 зображено холодильну ефективність ККБ  $\varepsilon_{\text{ККБ}}$  в залежності від умов навколишнього середовища: температури  $t_0$  та відносної вологості повітря  $\varphi_0$ , за рециркуляції вентиляційного повітря 60 %, коефіцієнта  $K = 0,15$  (коефіцієнт пропорційності, значення якого залежить від зовнішніх та внутрішніх надходжень теплоти), коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  та внутрішніх вологовиділень у приміщенні, які визначаються за різницею вологовмістів припливного та витяжного повітря та складають  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>.

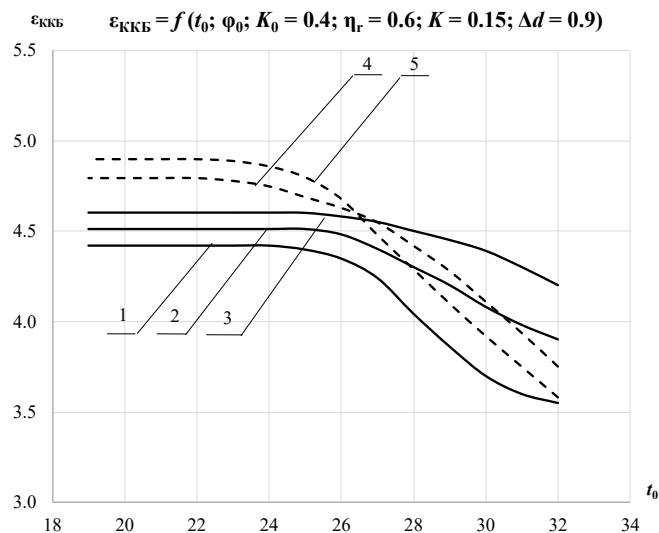


Рис. 7.9 – Залежності холодної ефективності ККБ від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$ , коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>: 1-3 –  $\varphi_0 = 40, 45, 50\%$ ; 4-5 –  $\varphi_0 = 50\%$  і  $K_0 = 0,7; 1,0$ .

Зі зростанням  $\varphi_0$  ефективність ККБ також зростає. За умовами задачі, для того щоб задовольнити потреби в кондиціюванні необхідна розрахункова температура припливного повітря має становити 14 °С. Зі збільшенням  $\varphi_0$  зростає вологовміст повітря, тому під час охолодження однакової кількості повітря різного вологовмісту ентальпія більш вологого повітря за однакової температури буде більшою. Через більшу різницю ентальпій між входом та виходом випарника необхідна потужність

$Q_{\text{вип}}$  буде більшою для вологішого повітря. Проте за даними виробника ККБ Hisense [105] відповідні затрати зовнішньої енергії на компресор зростають не суттєво.

На рис. 7.10 (а) за фіксованого значення  $\varphi = 45\%$  показано залежність  $\varepsilon_{\text{ККБ}}$  від частки свіжого повітря  $K_0$  в суміші припливного повітря. Відсутність рециркуляції (або використання тільки зовнішнього повітря) є ефективною лише за низьких температур, коли різниця між температурами зовнішнього та витяжного повітря незначна. За температури  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  настає момент, коли більш ефективним є впровадження рециркуляції повітря. Перевага в рециркуляції є завжди, тому обмеженням є лише санітарні та виробничі норми в кожному конкретному випадку. Для громадських приміщень це значення в середньому складає  $35\%$ .

Графік 5 (б) зображує ситуацію, коли внутрішні вологовиділення в приміщенні збільшились удвічі. При цьому відбулося незначне покращення роботи ККБ. Оскільки температура вологого термометра у витяжного повітря збільшилась (через зростання вологовиділень) зменшилась різниця температур зовнішнього та внутрішнього повітря. За оберненим циклом Карно ефективність холодильної машини при цьому зростає.

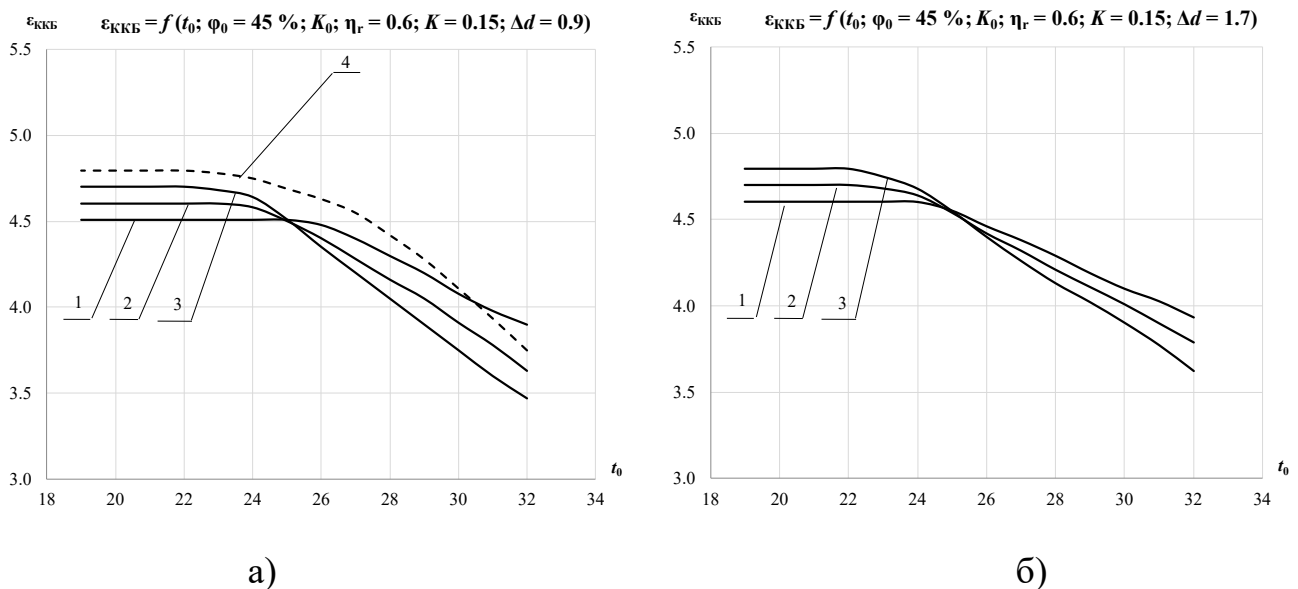


Рис. 7.10 – Залежності холодильної ефективності ККБ від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0 = 45\%$  зовнішнього повітря, коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub> (а) і  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub> (б): 1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4 –  $K_0 = 0,7$  і  $\varphi_0 = 50\%$ .

На рис. 7.11 – 7.12 зображуються залежності коефіцієнта ефективності всієї схеми  $\varepsilon_{\text{сх}}$ , тобто відношення необхідної холодильної потужності до затрат зовнішньої енергії для роботи компресора.

На рис. 7.11 ця залежність показана для значень  $\varphi_0 = 40 - 50 \%$ . Із зростанням  $\varphi_0$  необхідна холодильна потужність  $Q_{\text{хол}}$  буде збільшуватись, при цьому ефективність ККБ також зростає. Максимальна ефективність, яку можна отримати за такою схемою, складає 9,5 Вт/Вт в розрахунковому діапазоні температур зовнішнього повітря. Проте потрібно наголосити на тому, що процес кондиціювання в цьому випадку проходить з рециркуляцією 60 % та додатковою рекуперацією теплоти повітря з ефективністю  $\eta_r = 0,6$ . На рисунку також показано, наскільки сильно впливає на ефективність зменшення рециркуляції повітря. За повної відсутності рециркуляції (крива 5) ефективність схеми буде складати близько 5 Вт/Вт (за розрахункової температури  $t_0 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ ), майже 50 % втрати корисної енергії, що можна утилізувати.

Криві на рис. 7.12 показують залежності  $\varepsilon_{\text{сх}}$  від частки свіжого повітря  $K_0$  в припливному повітрі за різних значень внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  (а) і  $\Delta d = 1,7 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  (б). Як і у випадку коефіцієнта ефективності ККБ простежується краща ефективність усієї схеми з відсутністю рециркуляції за низьких температур зовнішнього повітря. Проте зі збільшенням різниці температур зовнішнього та внутрішнього повітря рециркуляція є ефективнішою. Збільшення внутрішніх вологовиділень негативно впливає на ефективність усієї схеми через підвищення ентальпії вентиляційного повітря. Ця різниця складає близько 8 % за  $t_0 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_0 = 45 \%$  та  $K_0 = 0,4$ .

За різних значень внутрішніх вологопритоків результати будуть відрізнятись, тому що у КЗ ентальпія та вологовміст суміші буде зростати через більш вологе рециркуляційне повітря. Через більшу концентрацію вологи ентальпія охолодженого після випарника припливного повітря буде також більшою. Відповідно зі збільшенням ентальпії припливного повітря необхідність в кондиціюванні стає меншою, величина  $Q_{\text{хол}}$  знижується. Через це відбувається падіння ефективності схеми.



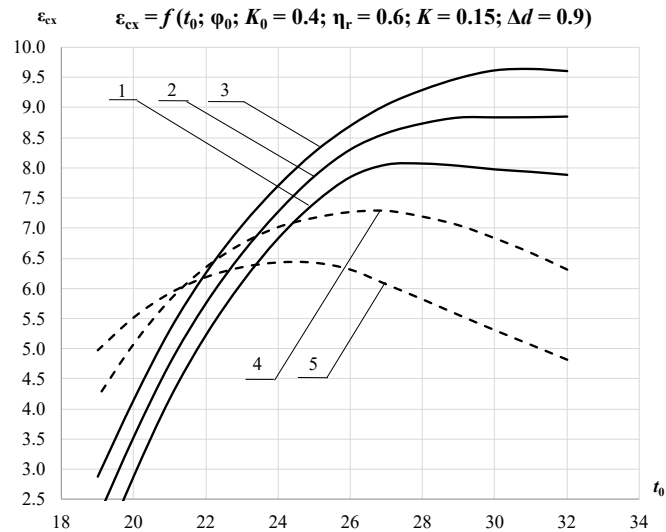
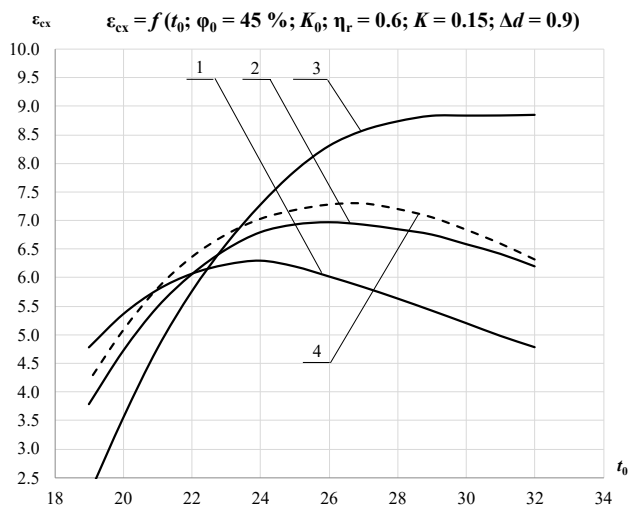
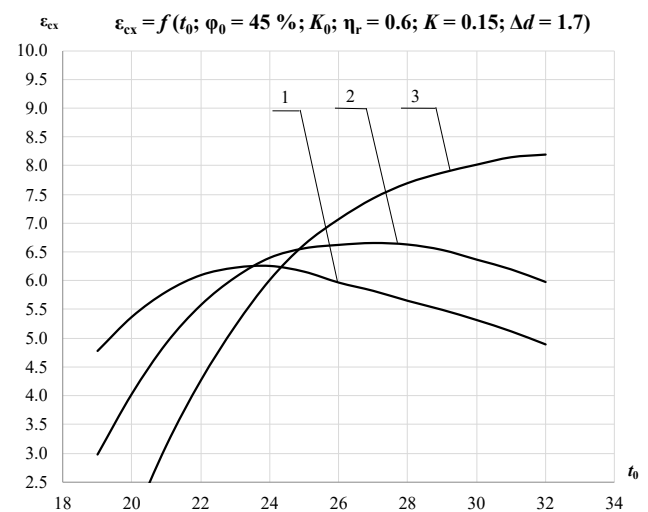


Рис. 7.11 – Залежності холодильної ефективності схеми від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$ , коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>: 1-3 –  $\varphi_0 = 40, 45, 50$  %; 4-5 –  $\varphi_0 = 50$  % і  $K_0 = 0,7; 1,0$ .



а)



б)

Рис. 7.12 – Залежності холодильної ефективності схеми від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0 = 45$  % зовнішнього повітря, коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub> (а) і  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub> (б): 1-3 –  $K_0 = 1,0, 0,7, 0,4$ ; 4 –  $K_0 = 0,7$  і  $\varphi_0 = 50$  %.

## 7.5 Результати аналізу системи ПВУ з ТН

У ПВУ з ТН важливою є температура повітря на виході з конденсатора вузла ТН. Зазвичай компресори таких ТН працюють з використанням фреону R410A в якості робочої рідини. Характеристики цього фреону можна побачити на діаграмі робочого стану фреону (рис. 7.13). За температури 60 °С компресор буде працювати у критичних умовах, тиск фреону становитиме близько 40 бар. Тому під час проектування установок з ТН, який використовує витяжне повітря в якості джерела теплоти, необхідно правильно налаштувати його алгоритм роботи за різних умов зовнішнього середовища для задоволення потреб у вентиляції та кондиціюванні за проектом.

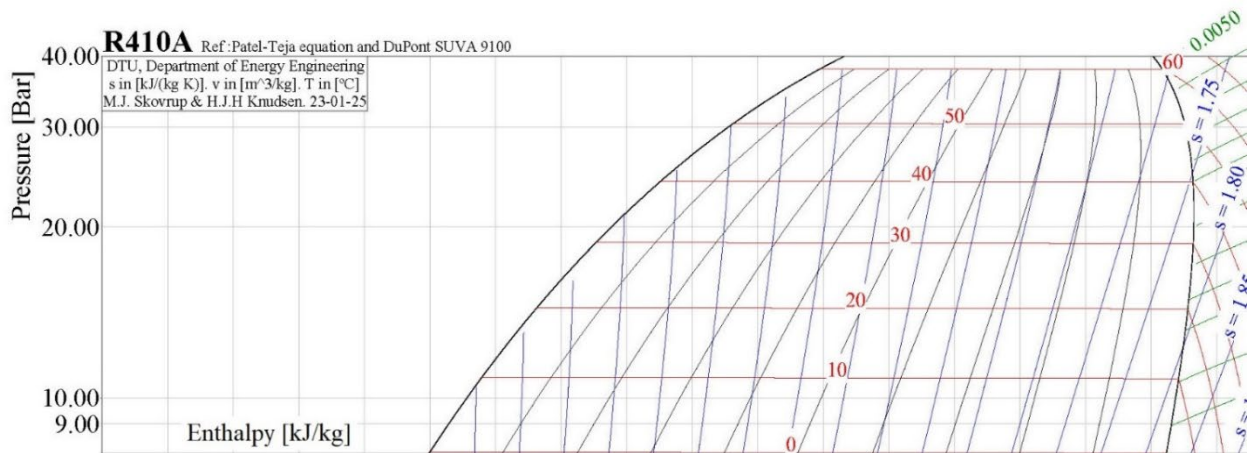


Рис. 7.13 –  $\log(P)$ - $h$  діаграма робочого стану фреону R410A

На рис. 7.14 – 7.15 зображено залежності температур припливного  $t_1$  (або  $t_b$ ) та витяжного повітря  $t_k$  від температури  $t_0$  та вологості  $\phi_0$  (40, 45, 50 %) зовнішнього повітря, ефективності рекуператора (0; 0,6; 0,8), частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$  (або рециркуляції 60 %), коефіцієнта  $K = 0,15$  та внутрішніми вологовиділеннями в приміщенні  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Додатково для  $\phi_0 = 50$  % наведено криві за інших значень рециркуляції, а саме: 30 і 0 %.

За зростання  $\phi_0$  в систему буде потрапляти більш вологе повітря з вищим значенням ентальпії. Як наслідок, буде зростати різниця ентальпій на вході та виході з випарника, що призведе до зростання потужності компресора. У результаті на конденсаторі необхідно відводити більше теплової енергії. За незмінного повітряного

потоків зі збільшенням  $\varphi_0$  температура  $t_k$  зростатиме.

Використання рекуператора в ПВУ має позитивний ефект та дозволяє розширити межі роботи установки на 1 °С: з 28 до 29 °С температури зовнішнього повітря за  $\varphi_0 = 50 \%$ . Більш ефективний рекуператор дозволяє досягнути 30 °С для роботи компресора з рециркуляцією 60 %. Тобто лише 40 % загального потоку повітря буде надходити на охолодження конденсатора ТН.

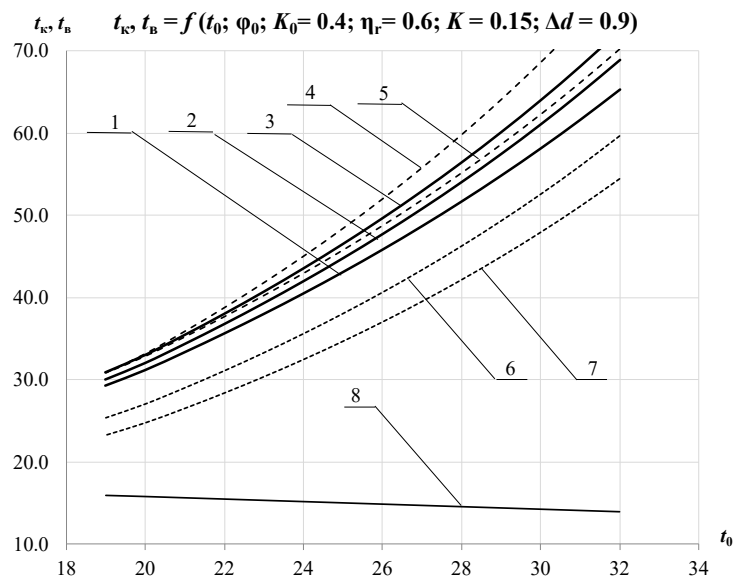


Рис. 7.14 – Залежності температур припливного  $t_b$  та витяжного повітря  $t_k$  від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$ , коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>: 1-3 –  $\varphi_0 = 40, 45, 50 \%$ ; 4-5 –  $\varphi_0 = 50 \%$  і  $\eta_r = 0; 0,8$ ; 6-7 –  $\varphi_0 = 50 \%$  і  $K_0 = 0,7; 1,0$ ; 8 –  $t_b$ .

Проте такий режим роботи є не бажаним, і тому рішенням цієї проблеми є зменшення рециркуляції, тобто зменшення температури  $t_k$  за рахунок більшої масової витрати через конденсатор. Покращення стану роботи для розрахункової температури зовнішнього повітря 32 °С досягається за зменшення рециркуляції вдвічі, тобто до 30 % (крива 6).

Температура  $t_1$  (або  $t_b$ ) визначається за умовами проекту та є пріоритетною під час роботи установки. Дана температура знижується з ростом  $t_0$ , що пов'язано зі

збільшенням теплових надходжень ззовні.

Окремо на рис. 7.15 (а) за  $\varphi_0 = 45\%$  показано, як різні значення рециркуляції впливають на температуру  $t_k$ . На цьому ж графіку штрихованою кривою наведено випадок, коли всередині приміщення вологовиділення збільшилось вдвічі, тобто з  $0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub> до  $1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Через збільшення вологи необхідна холодильна потужність також зростає, що призведе до росту температури  $t_k$ , у даному випадку на  $2^\circ\text{C}$ , що також обмежить діапазон роботи схеми з  $30$  до  $28^\circ\text{C}$  температури зовнішнього повітря.

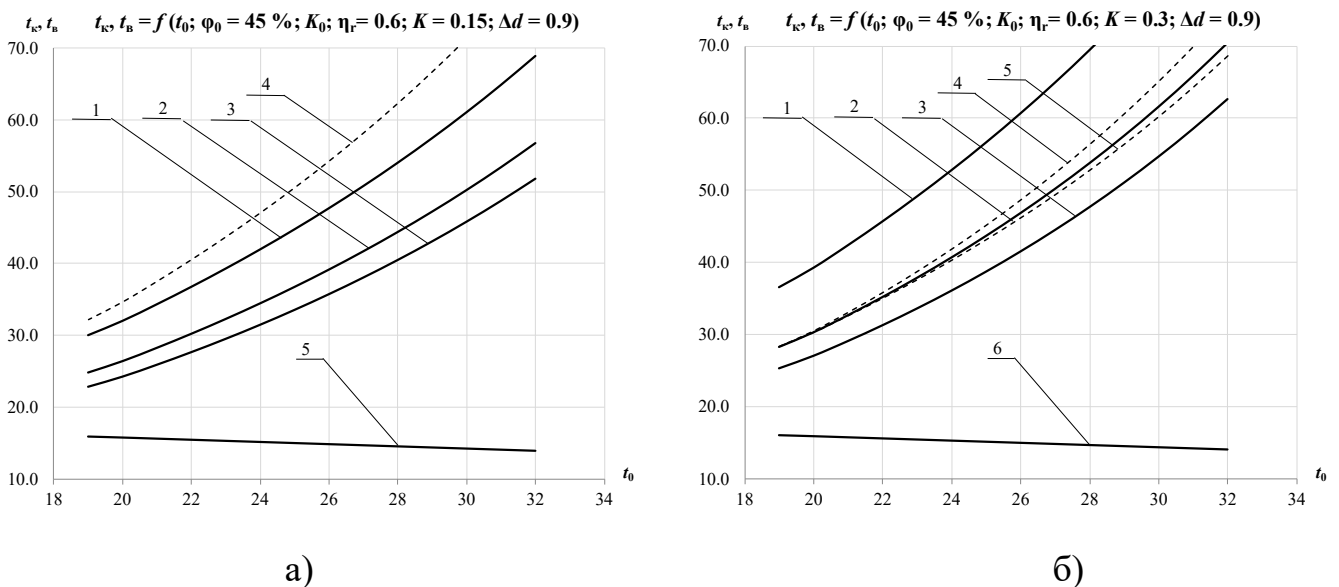


Рис. 7.15 – Залежності температур припливного  $t_b$  та витяжного повітря  $t_k$  від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0 = 45\%$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0$ , коефіцієнта  $K = 0,15$  (а) і  $0,3$  (б), коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>: а) 1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4 –  $K_0 = 0,4$  і  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>; 5 –  $t_b$ ; б) 1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4-5 –  $K_0 = 0,7$  і  $\eta_r = 0; 0,8$ ; 6 –  $t_b$ .

Було проведено розрахунки за умови, що необхідність в кондиціюванні зростає вдвічі (рис. 7.15, б). Ця обставина враховується розрахунковим коефіцієнтом  $K$ , який в даних розрахунках становить  $0,3$ . Цей коефіцієнт розраховується в залежності від даних проекту вентиляції та кондиціювання та включає компоненти внутрішніх тепловиділень від освітлення, приладів тощо та надходжень теплоти ззовні через огороження. За значення  $\varphi_0 = 45\%$  та температури  $t_0 = 32^\circ\text{C}$  видно, що схема може працювати лише за відсутності рециркуляції, коли в приміщення постачається  $100\%$

свіжого повітря. Це говорить про те, що заданої за проектом витрати повітря на вентиляцію недостатньо, щоб охолодити конденсатор ТН. Рішенням є збільшення витрати припливного повітря, що не завжди може бути доцільним для проекту. Або використання іншої конструкції установки, як зображено на рис. 7.16.

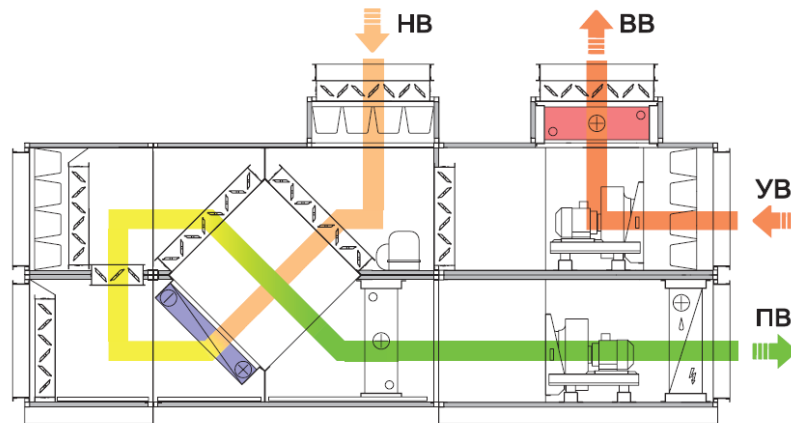


Рис. 7.16 – Припливно-витяжна установка зі збільшеною витратою повітря через конденсатор ТН для спекотних регіонів.

Ефективність ТН в залежності від стану зовнішнього середовища та інших параметрів зображено на рис. 7.17 – 7.18. Графіки на рис. 7.17 показують залежність від  $\phi_0 = 40 - 50 \%$  за рециркуляції  $60 \%$ . При збільшенні вологості зовнішнього повітря ефективність ТН падає незначно. Проте криві 4-5 ілюструють ситуацію, коли рециркуляція зменшилась до  $30$  і  $0 \%$  відповідно, що має значно більший вплив на ефективність ТН. Графіки на рис. 7.18 (а) показують ефективність ТН за всього діапазону змін  $K_0$ , тобто частки свіжого повітря в системі. За розрахункової температури  $t_0 = 32 \text{ }^\circ\text{C}$  та  $\phi_0 = 45 \%$  втрати в ефективності ТН між  $K_0 = 1$  та  $K_0 = 0,4$  складають  $23 \%$ , між  $K_0 = 0,7$  та  $K_0 = 0,4$  –  $16 \%$ .

На рис. 7.18 (а) також показано вплив рекуперації в системі ПВУ з ТН (криві 4-5), що дає  $12 \%$  приросту в ефективності роботи ТН (за коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$ ). Збільшення ефективності рекуператора дає невисоке збільшення ефективності, лише  $4 \%$ .

Крива 6 на рис. 7.18 (а) наведена для порівняння впливу вищого вологовиділення всередині приміщення, у даному випадку при їх збільшенні в два рази: з  $0,9 \text{ г/кг}_{\text{с.п.}}$  до

1,7 г/кг<sub>с.п.</sub>. Ефективність ТН знижується несуттєво, лише на 3 %. Зниження ефективності відбувається за рахунок підвищення температури повітря після конденсатора ТН, що є наслідком збільшення ентальпії вентиляційного повітря через вищу інтенсивність утворення вологи всередині приміщення.

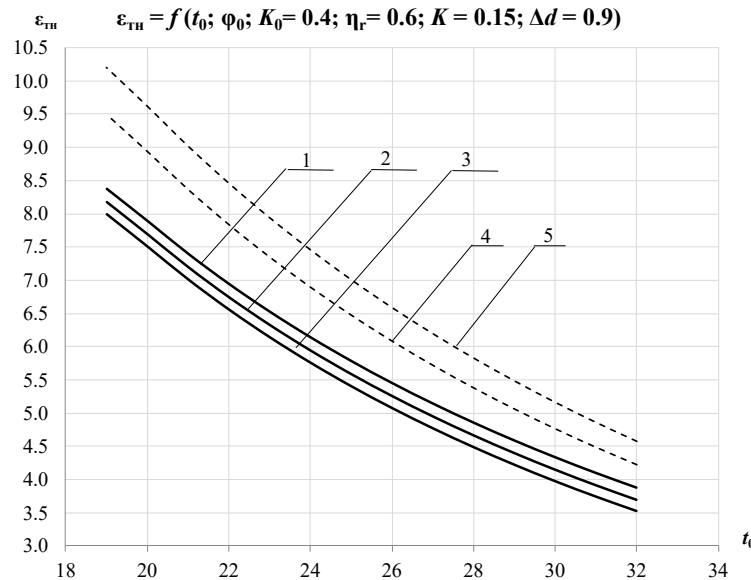


Рис. 7.17 – Залежності холодильної ефективності ТН від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$ , коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>: 1-3 –  $\varphi_0 = 40, 45, 50$  %; 4-5 –  $\varphi_0 = 50$  % і  $K_0 = 0,7; 1,0$ .

Щоб показати вплив збільшення теплових надходжень до приміщення та внутрішніх тепловиділень в ньому, було збільшено коефіцієнт  $K$  вдвічі, тобто до значення 0,3. Відповідні результати розрахунків зображено на рис. 7.18 (б). Спостерігається падіння ефективності ТН в середньому на 21 %. Загалом дана система підбирається індивідуально за потребами кожного проекту, тому вже на стадії підбору повинні закладатись актуальні дані необхідних параметрів системи. Регулювання таких систем відбувається виключно в межах визначеного робочого діапазону і не рекомендоване для використання при зростанні потреб у вентиляції та кондиціюванні.

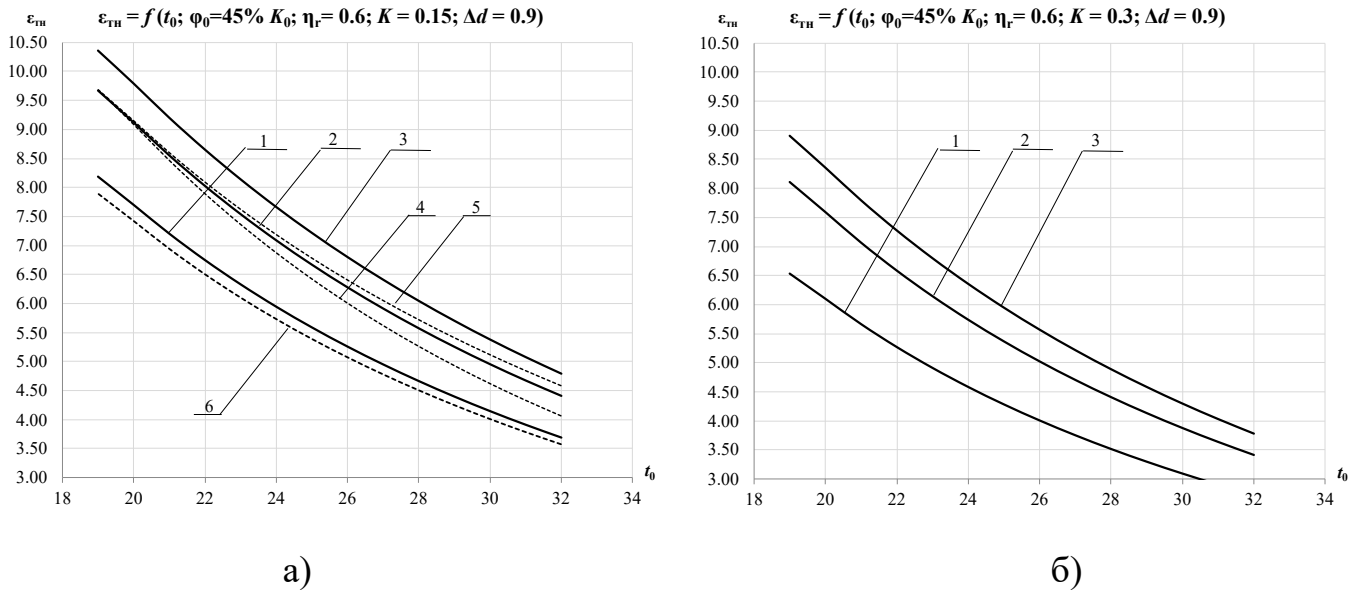


Рис. 7.18 – Залежності холодильної ефективності ТН від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\phi_0 = 45\%$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0$ , коефіцієнта  $K = 0,15$  (а) і  $0,3$  (б), коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>: 1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4-5 –  $K_0 = 0,7$  і  $\eta_r = 0; 0,8$ ; 6 –  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>.

Ефективність всієї схеми є найбільш важливим параметром для термодинамічного порівняння схем вентиляції та кондиціювання. Дана величина показує наскільки ефективніше кожна схема може забезпечувати необхідні умови припливного повітря за одиницю використаної енергії. Енергія роботи компресора має найбільш суттєвий вклад в загальне енергоспоживання ПВУ.

Криві залежностей  $\varepsilon_{сх}$  від  $t_0$ , побудовані за значень  $\phi_0 = 40 - 50\%$ ,  $K_0 = 0,4$  (рециркуляція  $60\%$ ), зображено на рис. 7.19. Видно, що схема має загалом досить високе значення ефективності  $\varepsilon_{сх}$ , яке приймає максимальне значення  $9,65$  Вт/Вт в діапазоні температур  $t_0 = 24 - 27^\circ\text{C}$ . Зі зростанням  $\phi_0$  ефективність буде зменшуватись через підвищення ентальпії повітряних потоків всередині системи як наслідок збільшення вологості повітря. При цьому за різних значень  $\phi_0$  ефективність зменшується незначно: від  $5$  до  $10\%$ .

На цьому ж рисунку демонструється вплив рекуперації на ефективність всієї схеми. Використання рекуператора з середніми показниками коефіцієнта рекуперації

0,6 дає на 23 % вищу ефективність системи, тобто на 23 % нижче споживання електроенергії. Рекуператор з ефективністю 0,8 дасть ще 10 % економії, що загалом складе 33 % економії витрат електроенергії.

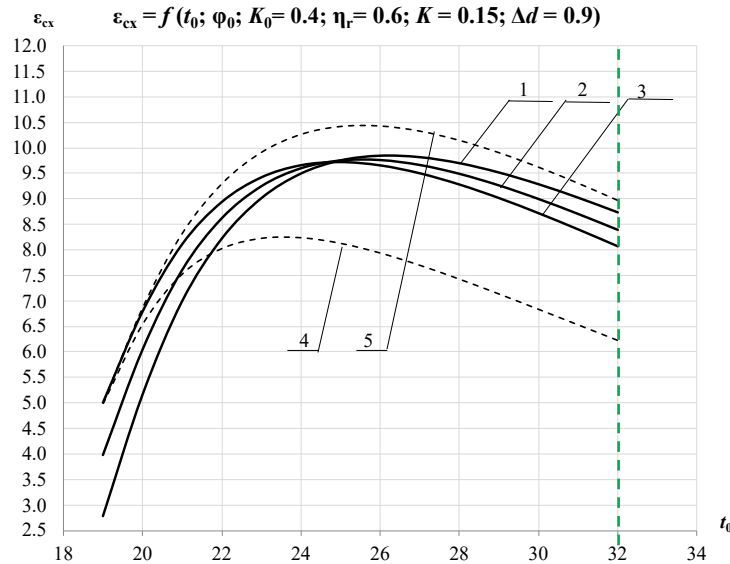


Рис. 7.19 – Залежності холодильної ефективності схеми від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\phi_0$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0 = 0,4$ , коефіцієнта  $K = 0,15$ , коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>: 1-3 –  $\phi_0 = 40, 45, 50$  %; 4-5 –  $\phi_0 = 50$  % і  $\eta_r = 0; 0,8$ .

Криві на рис. 7.20 (а) показують, що максимальної ефективності за різних значень  $t_0$  схема набуває при регулюванні витрат рециркуляційного повітря в суміші припливного повітря. За високих температур рециркуляція має бути найбільшою, обмежуючись санітарно-гігієнічними нормами або іншими умовами. За рециркуляції 60 % ефективність буде вищою на 20 % в порівнянні з її відсутністю.

Крива 4 на рис. 7.20 (а) відповідає умовам, коли внутрішні вологовиділення збільшились вдвічі, тобто з 0,9 г/кг<sub>с.п.</sub> до 1,7 г/кг<sub>с.п.</sub>. У цьому випадку ефективність схеми буде нижчою на 15 %, утім залишиться досить високою загалом, становлячи 8 Вт/Вт.

Для порівняння впливу внутрішніх та зовнішніх теплопритоків побудовано криві на рис. 7.20 (б) за коефіцієнта  $K = 0,3$ , тобто в два рази більшими. Ефективність при цьому зменшиться до 5,6 Вт/Вт, на 33 %. У цьому випадку схема не буде мати



виправданого ефекту, під такі умови необхідна установка з іншими параметрами, наприклад, більшою витратою припливного повітря.

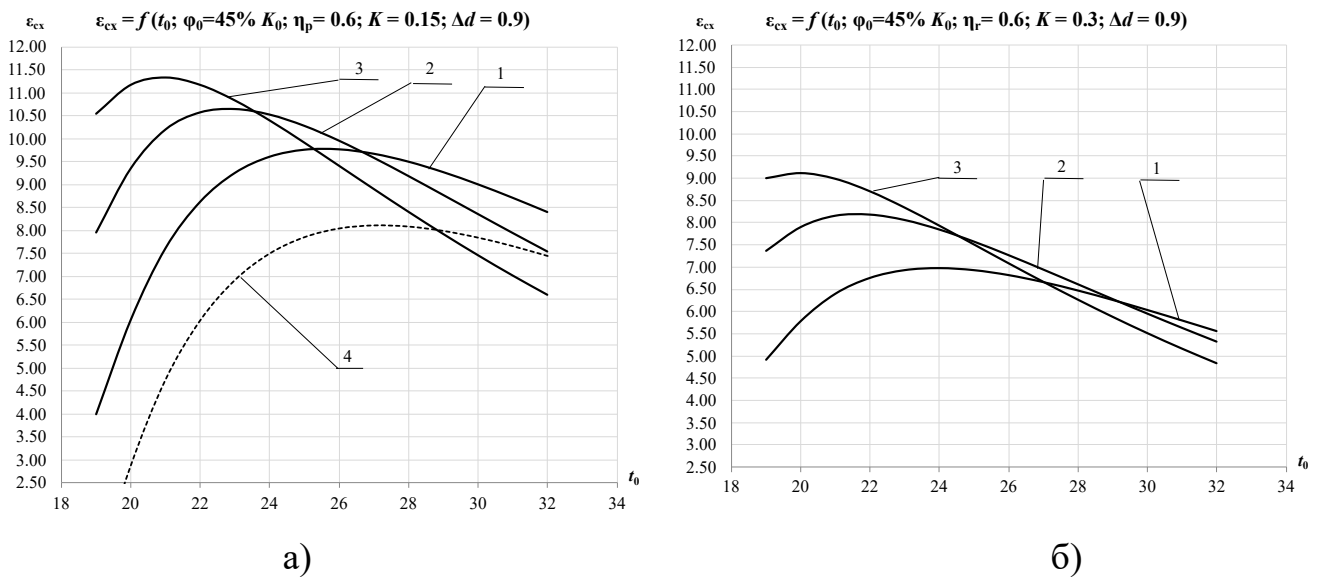


Рис. 7.20 – Залежності холодильної ефективності схеми від температури  $t_0$  та відносної вологості  $\varphi_0 = 45\%$  зовнішнього повітря, частки свіжого повітря  $K_0$ , коефіцієнта  $K = 0,15$  (а) і  $0,3$  (б), коефіцієнта рекуперації  $\eta_r = 0,6$  і внутрішніх вологовиділень  $\Delta d = 0,9$  г/кг<sub>с.п.</sub>: 1-3 –  $K_0 = 0,4, 0,7, 1,0$ ; 4 –  $\Delta d = 1,7$  г/кг<sub>с.п.</sub>.

## 7.6 Висновки до розділу 7

1. ПВУ з вбудованим контуром ТН є більш ефективними в порівнянні з ПВУ з зовнішнім ККБ. У середньому ПВУ з ТН на 9 % мають вищу ефективність роботи. Це досягається за рахунок додаткової утилізації теплоти вентиляційного повітря в контурі ТН. Крім цього, установки є компактними та потребують мінімальних монтажних робіт.

2. Через сталу витрату повітря в ПВУ з ТН, в порівнянні з ПВУ з ККБ, виникає обмеження за температурою повітря після конденсатора ТН, вона не має перевищувати 60 °С. Регулювання досягається зменшенням рециркуляції, як наслідок зменшення ефективності. За розрахункових параметрів схема здатна працювати ефективно при 30 % рециркуляції, ефективність складає 7,5 Вт/Вт, що на 12 % нижче за рециркуляції 60 % (8,5 Вт/Вт). Для порівняння ПВУ з ККБ при 30 % рециркуляції

має ефективність 6,2 Вт/Вт і при 60 % рециркуляції – 8,7 Вт/Вт.

3. Для зменшення собівартості припливно-витяжних установок з контуром ТН рекомендується використовувати рекуператори з середніми показниками коефіцієнта рекуперації на рівні 0,6. Більш ефективні і як наслідок більш дорогі рекуператори з коефіцієнтом рекуперації 0,8 і вище дадуть невисокий приріст у ефективності системи, у середньому 5 %. Проте повна відсутність рекуперації теплоти витяжного повітря призведе до зниження ефективностей на 26 %.

4. ПВУ з ККБ краще справляються у своєму номінальному режимі роботи, тобто за розрахункової температури 32 °С. Така температура не є довготривалою, і вже за 30 °С ПВУ з ТН стає ефективнішою. За 26 °С ця різниця складає 13 %.

5. ККБ обираються з модельного ряду за розрахунковою потужністю, тому під час надмірного збільшення потреби в холоді ПВУ з ККБ можуть покрити подвійне збільшення теплопритоків за рахунок припинення рециркуляції. Ефективність роботи схеми знизиться до 5,5 Вт/Вт, на 15 %.

## ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена дослідженню енергоефективності повітряних теплонасосних систем для кондиціювання, вентиляції, осушення та опалення приміщень з надлишковими вологовиділеннями в теплий та холодний періоди року. У процесі виконання роботи отримано наступні науково-практичні висновки:

1. Досліджена теплонасосна система повітряного опалення всередині приміщення з розділу 2 характеризується високою енергетичною ефективністю в широкому діапазоні як параметрів зовнішнього повітря, так і параметрів об'єкта теплопостачання (коефіцієнт  $K$ ), що пов'язано з вигідними температурними умовами роботи ТН та утилізацією теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря за рахунок часткової рециркуляції. Для забезпечення заданих температурно-вологісних параметрів у системі з надлишковими вологовиділеннями необхідна змінна рециркуляція вентиляційних викидів у залежності від параметрів навколишнього середовища. Підтримання заданих параметрів за постійного значення коефіцієнта рециркуляції неможливе для теплонасосних систем подібних компоновок. Середнє значення ефективності схеми становить 8 Вт/Вт у температурному діапазоні  $-10 / +8$  °C за відносної вологості 80 %.

2. Під час досліджень було встановлено, що необхідний для опалення додатковий підігрів та для кондиціювання додаткове охолодження припливного повітря на вході в приміщення може бути визначено через простий коефіцієнт пропорційності до перепаду температур ззовні і всередині приміщення (коефіцієнт  $K$ ). Його значення залежить від теплофізичних і геометричних характеристик приміщення і кратності повітрообміну, яка визначається функціональним призначенням об'єкта теплопостачання або кондиціювання.

3. Проста схема вентиляції та кондиціювання з розділу 3 може працювати до розрахункової температури 32 °C тільки за пониженої відносної вологості зовнішнього середовища 40 %. Найкраще схема показує себе за температури 28 °C. Через глобальне потепління літо в Україні стає більш жарким з більшою тривалістю аномально високих температур повітря. Дана схема не зможе забезпечити

кондиціювання в усьому діапазоні температур. У такому випадку застосовуються внутрішні кліматичні системи, такі як фанкойли або настінні кондиціонери. Така практика є навіть рекомендованою, оскільки головне призначення ТНУ є вентиляція, а налаштування необхідного мікроклімату краще виконувати призначеними системами. Тому досліджена ТНУ може бути ефективно застосована у країнах з помірним континентальним кліматом, такими як Україна, за умови присутності низькопотенційного джерела енергії у вигляді вентиляційних викидів. Коефіцієнт рециркуляції для виконання умови підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури, так і відносної вологості атмосферного повітря. За постійного значення коефіцієнта рециркуляції система не дозволить забезпечити заданих умов у приміщенні за зміни параметрів навколишнього середовища. Середнє значення ефективності схеми становить 2,9 Вт/Вт за розрахункової температури зовнішнього повітря 32 °С. Перевагою даної системи є простота конструкції, тому затрати на її реалізацію будуть невисокими в порівнянні з іншими дослідженими ТНУ. Такі установки ТНУ найбільше підходять для побутових споживачів та домогосподарств.

4. Особливістю схеми з рециркуляцією повітря до ТН з розділу 4 є вимоги до максимальної утилізації енергії викидного повітря шляхом рециркуляції. Це доцільно для виробничих приміщень з невисокою кратністю повітрообміну в країнах з помірним сухим континентальним або вологим тропічним кліматом. За рециркуляції 80 % робота системи можлива до 34 °С з енергоефективністю всієї схеми 6,3 Вт/Вт при  $\phi_0 = 50 \%$ , з подальшим ростом ефективності до 7 Вт/Вт при  $\phi_0 = 70 \%$ . Зниження рециркуляції до 60 % призводить до падіння ефективності на 28 %. Змінна частка свіжого повітря для виконання умови підтримання заданих комфортних параметрів повітря в приміщенні має змінюватись в залежності як від температури, так і відносної вологості атмосферного повітря. Тому вентиляція та кондиціювання повітря має здійснюватися за умови змінного надходження свіжого повітря, оскільки в іншому випадку система не дозволить забезпечити заданих умов у приміщенні за зміни параметрів навколишнього середовища. У порівнянні з попередньою схемою висока холодильна ефективність ТНУ в усьому температурно-вологісному діапазоні

зовнішнього повітря свідчить про покращення умов роботи конденсатора, тобто температури повітря на виході з нього досягають критичних значень за вищих температур навколишнього середовища. Це надає схемі більшої практичності та універсальності у застосуванні. Проте через складні умови змішування потоків повітря дана система є найбільш складною в реалізації для серійного виробництва. Таку систему необхідно проектувати індивідуально під кожний проект.

5. Досліджена схема з рекуперацією вентиляційних викидів з розділу 5 здатна працювати за високих температур  $28 - 32\text{ }^{\circ}\text{C}$  та відносних вологостей  $40 - 60\%$  зовнішнього повітря, що відповідає теплову періоду в Україні. За розрахункової температури  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  середнє значення ефективності схеми в діапазоні відносної вологості  $40 - 60\%$  становить  $4\text{ Вт/Вт}$ , що на  $27\%$  ефективніше за першу схему. Це відбувається за рахунок додаткової рекуперації холоду вентиляційних викидів.

6. Система з рекуперацією здатна працювати для цілей осушення повітря у виробничому приміщенні за змінних умов внутрішніх вологовиділень (розділ 6). Її особливість полягає в тому, що виконуються умови збереження постійних параметрів припливного повітря як по температурі, так і по вологості, у той час як в реальній практиці тільки один із параметрів є цільовим (найчастіше температура). За збільшення вологовиділення в приміщенні вдвічі від розрахункового значення ефективність системи знизиться на  $22\%$ , становлячи  $2,9\text{ Вт/Вт}$  при температурі зовнішнього повітря  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  та вологості  $40\%$ . Середня ефективність ТНУ складає  $3,6\text{ Вт/Вт}$ . Як і в випадку схеми без рекуперації дана ТНУ має просту конструкцію, що дозволяє створити серійне виробництво таких установок з підвищеною ефективністю. Головне використання передбачено побутовими споживачами та об'єктами громадського призначення.

7. Проведене порівняння схем ТНУ з застосуванням зовнішнього ККБ та схеми з ТН у розділі 7 показало, що схема з ККБ має найвищу енергоефективність ( $8,8\text{ Вт/Вт}$ ) в номінальному режимі роботи за розрахункової температури зовнішнього середовища  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Високі значення ефективності досягаються за рахунок рекуперації та досить високій рециркуляції (у даному випадку  $60\%$ ) вентиляційних викидів. Але якщо розглядати увесь діапазон температур зовнішнього повітря, то досліджена ТНУ

з ТН має кращі параметри, працюючи із середньою ефективністю 9,2 Вт/Вт, що на 9 % вище. За середніх температур 24 – 28 °С схема з ТН проявляє себе найкраще, маючи ефективність 10 Вт/Вт, що на 19 % вище, ніж у системі з ККБ. Установка з ТН є найбільш ефективною в середньому за сезон у порівнянні з ККБ, оскільки пікові високі температури повітря не є постійними і середня температура за сезон нижча. За цих температур досліджена ТНУ з ТН має найвищу ефективність 9,7 Вт/Вт.

8. Для зменшення собівартості припливно-витяжних установок з контуром ТН рекомендується використовувати рекуператори з середніми показниками коефіцієнта рекуперації на рівні 60 %. Більш ефективні і як наслідок більш дорогі рекуператори з коефіцієнтом рекуперації 80 % і вище дадуть невисокий приріст у ефективності системи, у середньому 5 %. Проте повна відсутність рекуперації теплоти витяжного повітря призведе до зниження ефективностей в середньому на 30 %.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Carroll P., Chesser M., Lyons P. Air Source Heat Pumps field studies: A systematic literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 134 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110275>.
2. ЕНРА. European heat pump market and statistics. 2021, online. URL [http://www.stats.ehpa.org/hp\\_sales/country\\_cards/](http://www.stats.ehpa.org/hp_sales/country_cards/).
3. Гершкович В. Ф. Ключ до повномасштабного енергозбереження в українській комунальній енергетиці / В. Ф. Гершкович // *Енергозбереження у будинках*. – 2015. – № 1. – С. 32-43.
4. COM. Directive (EU) 2018/2001 of the European parliament and of the council of 11 december 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources. Off J Eur Union 2018;(2001). URL <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018L2001&from=EN>.
5. Gleeson CP, Lowe R. Meta-analysis of European heat pump field trial efficiencies. *Energy Build*, 66 (2013). Pp. 637–647. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.064>, URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S03787778813004556>.
6. González-Torres M., Pérez-Lombard L. A review on buildings energy information: Trends, end-uses, fuels and drivers. *Energy Reports*, 8 (2022). <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.11.280>.
7. Kone P., Fumo N. Dehumidification performance of a variable speed heat pump and a single speed heat pump with and without dehumidification capabilities in a warm and humid climate. *Energy Reports*, 6 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.06.024>.
8. Безродний М. К., Місюра Т. О. Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції виробничого приміщення з надлишковим вологовиділенням / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // *Наукові вісті НТУУ «КПІ» : міжнародний науково-технічний журнал*. – 2020. – № 2. – С. 7-16.
9. Bezrodny M., Misiura T. The heat pump system for ventilation and air conditioning inside the production area with excessive internal moisture generation. *Eurasian Physical Technical Journal*, 34 (2020).

10. Безродний М. К., Місюра Т. О. Високоєфективна теплонасосна система вентиляції та кондиціювання виробничого приміщення з рециркуляцією вентиляційного повітря / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // *Енергетика: економіка, технології, екологія: науковий журнал*. – 2020. – № 2. – С. 26-35.

11. Bezrodny M., Misiura T. Research to estimate energy efficiency of a ventilation and air conditioning heat pump system inside a production premise with ventilation air recovery. *Archives of thermodynamics*, 42 (2021).

12. Безродний М. К., Місюра Т. О. Енергетичний аналіз теплонасосної припливно-витяжної установки для осушення та кондиціювання виробничого приміщення / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // *Теплофізика та теплоенергетика*. – 2022. – № 1 (44). – С. 55-65.

13. Безродний М. К., Місюра Т. О. Переваги та економічність припливно-витяжних установок на основі теплового насоса для вентиляції та кондиціювання повітря в комерційному і промисловому секторах / М. К. Безродний, Т. О. Місюра // *Енергетика і автоматика*. – 2023. – № . – С. -

14. Alberini A., Gans W., Towe C. Free riding, upsizing, and energy efficiency incentives in Maryland homes. *Energy J*, vol. 3 (1), 2016. <http://dx.doi.org/10.5547/01956574.37.1.aalb>.

15. Caird S., Roy R., Potter S. Domestic heat pumps in Ukraine: user behaviour, satisfaction and performance. *Energy Effic*, vol. 5 (3), 2012.

16. Guo S., Yan D., Hu S. Global comparison of building energy use data within the context of climate change. *Energy Build*, vol. 226, 2020. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110362>.

17. Dossat R., Horan T. Principles of Refrigeration. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ. 2002.

18. Ruhna O., Hirth L., Praktijnjo A. Time series of heat demand and heat pump efficiency for energy system modeling. *Sci Data*, vol. 6 (1), 2021.

19. Zottl A., Nordman R., Miara M. Benchmarking method of seasonal performance. In: The IEE project SEPOMO-Build, 2020.



20. Nordman R., Zottl A. SEPEMO-Build-a European project on seasonal performance factor and monitoring for heat pump systems in the building sector. *REHVA J*, vol. 48 (4), 2011.
21. COM. Directive 2009/28/EC on the promotion of the use of energy from renewable sources. Off J Eur Union 2009.
22. Madonna F., Bazzocchi F. Annual performances of reversible air-to-water heat pumps in small residential buildings. *Energy Build*, vol. 65, 2013. Pp. 299–309. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.06.016>.
23. Staffell I., Brett D., Brandon N, et al. A review of domestic heat pumps. *Energy Environ Sci*, vol. 5 (11), 2012. <http://dx.doi.org/10.1039/c2ee22653g>.
24. Kelly N., Cockroft J. Analysis of retrofit air source heat pump performance: Results from detailed simulations and comparison to field trial data. *Energy Build*, vol. 43 (1), 2011. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.09.018>.
25. Zhang Y., Zhang G., Zhang A., et al. Frosting phenomenon and frost-free technology of outdoor air heat exchanger for an air-source heat pump system in China: An analysis and review. *Energies*, vol. 11 (10), 2018. <http://dx.doi.org/10.3390/en11102642>.
26. Omer A. Ground-source heat pumps systems and applications. *Renew Sustain Energy Rev*, vol. 12 (2), 2008. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2006.10.003>.
27. Deng J., Wei Q., Liang M., et al. Test on energy performance of medium-depth geothermal heat pump systems (MD-GHPs). *Energy Build*, vol. 184, 2019. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.12.006>.
28. Le KX, Huang MJ, Shah NN, et al. Techno-economic assessment of cascade air-to-water heat pump retrofitted into residential buildings using experimentally validated simulations. *Appl Energy*, vol. 250, 2019. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.05.041>.

29. Le KX, Huang MJ, Shah N, et al. High temperature air source heat pump coupled with thermal energy storage: Comparative performances and retrofit analysis. *Energy Procedia*, vol. 158., 2019 <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.857>.
30. Lyons P., Pukhrem S., et al. Review of low voltage network development and design for electrified domestic heat and transport. In: 3rd e-Mobility power system integration symposium, online. 2019 [http://mobilityintegrationsymposium.org/wpcontent/uploads/sites/16/2019/10/4B\\_2\\_EMOB19\\_098\\_paper\\_Lyons\\_Padraig.pdf](http://mobilityintegrationsymposium.org/wpcontent/uploads/sites/16/2019/10/4B_2_EMOB19_098_paper_Lyons_Padraig.pdf).
31. D. Üрге-Vorsatz, L. F. Cabeza, S. Serrano, C. Barreneche, K. Petrichenko. Review of sustainable energy supply. *Renew. Sustain. Energy*. vol. 41, 2015. Pp. 85–98.
32. European Parliament. Directive 2012/27/EU of the European Parliament and of the Council of 25 October 2012 on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC. Off J Eur Union 2012;14/11/2012:1–56. doi:10.3000/19770677.L\_2012.315.eng (2012).
33. M. Bojić, D. Cvetkovic, J. Skerlić, D. Nikolić, H. Boyer. Performances of Low Temperature Radiant Heating Systems. *Second Int. Conf. Build. Energy Environ. COBEE*. 2012. Pp. 1–10.
34. M. Sørensen Torekov, N. Bahnsen, B. Qvale. Study of an air heat pump system for air conditioning. *Energy*. vol. 32, 2007. Pp. 627–33.
35. Balta T., Kalinci Y., Hepbasli A. Evaluating a low exergy heating system from the power plant through the heat pump to the building envelope. *Energy & Buildings*. vol. 40, 2008. Pp. 141–147.
36. A. Mardiana-Idayu, S. B. Riffat. Review on heat recovery technologies for building applications. *Renew. Sustain. Energy Rev*. vol. 16, 2012. Pp. 1241–1255.
37. F. Liu, L. Wang, Q. Wang, H. Wang. Experiment Study on Heating Performance of Solar-Air Source Heat Pump Unit. *Procedia Eng*. vol. 205, 2017. Pp. 3873–3878.
38. S. H. Rae, B. R. W. Besant, P. Eng, C. J. Simonson. Air-To-Air Energy Recovery. *ASHRAE Journal*. vol. 35, 2019. Pp. 31–43.

39. J. Wallin, H. Madani, J. Claesson. Run-around coil ventilation heat recovery system: A comparative study between different system configurations. *Applied Energy*. vol. 90, 2012. Pp. 258–265.
40. F. Fucci, B. F. Catalano. Integrated mechanical ventilation system with a heat pump. *Energy Build.* vol. 28, 2016. Pp. 358-370.
41. M. Thalfeldt, J. Kurnitski, E. Latõšov. The Impact of Parallel Energy Consumption on the District Heating Networks. *Appl. Therm. Eng.* vol. 128, 2018. Pp. 402–414.
42. J. Deng, Q. Wei, M. Liang, S. He, H. Zhang. What Is the Main Difference between Medium-Depth Geothermal Heat Pump Systems and Conventional Shallow-Depth Geothermal Heat Pump Systems? Field Tests and Comparative Study. *Energy Build.* vol. 182, 2019. Pp. 172–186.
43. Мацевітий Ю. М. Про раціональне використання теплонасосних технологій в економіці України / Ю. М. Мацевітий, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // *Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит*. – 2007. – № 3. – С. 20-31.
44. ЗАКОН УКРАЇНИ Про альтернативні джерела енергії. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/555-15#Text>.
45. НАКАЗ Про затвердження Методики обчислення частки енергії, виробленої тепловими насосами з відновлюваних джерел. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0395-18#Text>.
46. ЗАКОН УКРАЇНИ Про енергетичну ефективність будівель. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2118-19#Text>.
47. ДИРЕКТИВА ЄВРОПЕЙСЬКОГО ПАРЛАМЕНТУ І РАДИ 2010/31/ЄС від 19 травня 2010 року про енергетичні характеристики будівель (нова редакція). [https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984\\_011-10#Text](https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_011-10#Text).
48. Концепції «Стратегії термомодернізації будівель до 2050 року». <https://www.minregion.gov.ua/base-law/grom-convers/elektronni-konsultatsiyi-z-gromadskistyu/proekt-rozporiyadzhennya-kabinetu-ministriv-ukrayiny-pro-shvalennya-dovgostrokovoyi-strategiyi-termomodernizacziyi-budivel-na-period-do-2050-roku-ta-konczepcziiy-zagalnoderzhavnoyi-ekonomichnoyi/>.

49. УГОДА ПРО АСОЦІАЦІЮ між Україною, з однієї сторони, та Європейським Союзом, Європейським співтовариством з атомної енергії і їхніми державами-членами, з іншої сторони.  
[https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984\\_011#Text](https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/984_011#Text).

50. Протокол про приєднання України до Договору про заснування Енергетичного Співтовариства. [https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/994\\_a27#Text](https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/994_a27#Text).

51. Теплові насоси — потужна технологія енергетичної трансформації.  
<https://www.epravda.com.ua/columns/2023/03/8/697791/>.

52. Redko A., DiPippo R. Low-Temperature Energy Systems with Applications of Renewable Energy. Academic Press. 2019.

53. Bronicki L. Rankine cycle configurations for utilization of low temperature heat sources. *In: Proc. 9th biennial ASME conf. On engineering systems design and analysis, July 7-9. Haifa, Israel, 2008.*

54. Allouhi A., El Fouih Y., Kousksou T., et al. Energy consumption and efficiency in buildings: Current status and future trends. *J. Clean. Prod.*, vol. 109, 2015. Pp. 118–130. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jclepro.2015.05.139>.

55. Rezaie B., Rosen M., et al. District heating and cooling: review of technology and potential enhancements. *Applied Energy*, vol. 93, 2012. Pp. 2–10.

56. Hundy G., Trott A. Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps. Butterworth-Heinemann. 2016.

57. Critoph R. Ingenieurwissen in forschung und praxis. *Klimatechnik*, vol. 6, 2022. Pp. 17–19.

58. Viessmann. Heating with airborne and geothermal energy. Viessmann Technology Brochure. 2019.

59. Белова Є. Центральні системи кондиціювання повітря в будівлях. Євроклімат. 2006.

60. Redko A., Bezrodny M., Zagoruchenko M., et al. Low potential energy, textbook LLC. Kharkov: Typography Madrid. 2016. 412 pp.

61. Беккер А. Системи вентиляції. Євроклімат. 2005.

62. Мацевітий Ю. М., Чіркін Н. Б., Богданович Л. С. та ін. Впровадження теплонасосних технологій / Ю. М. Мацевітий, Н. Б. Чіркін, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // *Екотехнології та ресурсозбереження*. – 2008. – № 3. – С. 4-10.
63. Безродний М. К., Дранік Т. В. Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми кондиціювання повітря з рекуператором холоду / М. К. Безродний, Т. В. Дранік // *Технічна теплофізика і промислова теплотехніка*. – 2012. – № 4. – С. 5-16.
64. Мацевітий Ю. М., Чіркін Н. Б., Клепанда А. С. Про використання теплових насосів у світі і що гальмує їх широкомасштабне впровадження в Україні / Ю. М. Мацевітий, Н. Б. Чіркін, А. С. Клепанда // *Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит*. – 2014. – № 2. – С. 2-17.
65. Chwieduk B., Chwieduk D. Analysis of operation and energy performance of a heat pump driven by a PV system for space heating of a single family house in Polish conditions. *Renewable Energy*, vol. 165, 2021. Pp. 117–126.
66. Ананьєв В., Балусєва Л. Системи вентиляції та кондиціювання. Теорія та практика. Євроклімат. 2001.
67. Безродний М. К., Галан М. А. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення / М. К. Безродний, М. А. Галан // *Наукові вісті НТУУ «КПІ»*. – 2011. – № 6. – С. 30-35.
68. Безродний М. К., Галан М. А. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря / М. К. Безродний, М. А. Галан // *Енергетика: економіка, технології, екологія*. – 2012. – № 1. – С. 103–110.
69. Developing geothermal district heating in Europe. GEODH; 2014. [http://geodh.eu/wpcontent/uploads/2012/07/GeoDH-Report-2014\\_web.pdf](http://geodh.eu/wpcontent/uploads/2012/07/GeoDH-Report-2014_web.pdf).
70. Shirey D., Henderson H., Raustad R. Understanding the Dehumidification Performance of Air-Conditioning Equipment at Part-Load Conditions. *Florida Solar Energy Center*, vol. 67, 2006.
71. Rudd A., Henderson H. Monitored indoor moisture and temperature conditions in humid climates. *ASHRAE Transactions*, vol. 113, 2007.

72. Rudd A. Expert Meeting: Recommended Approaches to Humidity Control in High Performance Homes. *Energy Efficiency and Renewable Energy*, vol. 95, 2013.

73. Rashkin S. Humidity Control in High-Performance Homes in Humid Climates. *Professional Builder*, [Online] 2021. <https://www.probuilder.com/humidity-control-high-performance-homes-humid-climates>.

74. Fang X., Winkler J., Christensen D. Using EnergyPlus to perform dehumidification analysis on building homes. *HVAC R J*, vol. 87, 2011.

75. O'Neal D., Rodriguez A., Davis M. Return Air Leakage impact on Air conditioner performance in Humid climates. *J. Sol. Energy*, vol. 124, 2002. Pp. 63–69.

76. Turpin J. Healthy Homes Require Humidity Control. theNews. 2010.

77. ASHRAE, 2016. ASHRAE Standard 62.2: Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality in Low-Rise Residential Buildings. ANSI/ASHRAE.

78. Schwartz K. Trend Heightens need for Humidity control. theNews. 2011.

79. Bathia A. Air Conditioning Psychrometrics. [Online], 2018. <https://www.cedengineering.com/userfiles/Air%20Conditioning%20Psychrometrics.pdf>.

80. Rafique M., Gandhidasan P., Rehman S. A review on Dessicant based Evaporative Cooling systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 45, 2015. Pp. 145–159.

81. Munk J., Odukomaiya A., Gehl A. Field study of performance, comfort, and sizing of two variable-speed heat pumps installed in a single 2-story residence. *ASHRAE Papers*, vol. 79, 2014.

82. Goodman S. Air Conditioning and HVAC Systems. *Goodman Manufacturing Company*, [Online], 2019. <https://www.goodmanmfg.com/resources/hvac-learning-center/hvac-101/what-is-variable-speed-technology>.

83. Mix J. Inverter Technology. ASHRAE J. 2014.

84. Douglas K. Dehumidification system enhancements. ASHRAE J. 2006.

85. Клепанда А. С. Теплові насоси в системах теплохолодопостачання / А. С. Клепанда, Н. Б. Чіркін, Є. В. Шерстов // *Теплові насоси*. – 2012. – № 1. – С. 17-20.

86. Безродний М. К., Кутра Д. С. Ефективність теплонасосних систем кондиціонування. К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка». 2015. 166 с.

87. Забезпечення мікроклімату та енергозбереження у критих басейнах. Норми проектування. – М. : АВОК-прес, 2012. – 18 с.

88. Безродний М. К., Притула Н. О., Цвіткова М. О. Термодинамічний аналіз теплонасосної системи вентиляції для підтримання комфортних умов в виробничих приміщеннях з вологовиділенням / М. К. Безродний, Н. О. Притула, М. О. Цвіткова // *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*. – 2018. – № 13. – С. 77-82. DOI: 10.20998/2078-774X.2018.13.14

89. Хрустальов Б. М. Теплопостачання та вентиляція. М.: Вид-во АСВ. 2007. 784 с.

90. Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти. К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка». 2004. 192 с.

91. Опалення, вентиляція та кондиціювання. Державні будівельні норми України ДБН В.2.5-67:2013. К.: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. 2013. 149 с.

92. Шубін Є. П. Основні питання проектування систем теплопостачання міст. М.: Енергія. 1979. 359 с.

93. Безродний М. К., Притула Н. О. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія. К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка». 2016. 272 с.

94. Yu-Yuan Hsieh, Yi-Hung Chuang, Tung-Fu Hou. A study of heat-pump fresh air exchanger. *Applied Thermal Engineering*, vol. 132, 2018. Pp. 708–718.

95. Bezrodny M., Prytula N., Tsvetkova M. Efficiency of heat pump systems of air conditioning for removing excessive moisture. *Archives of Thermodynamics*, vol. 40, 151–165. DOI: 10.24425/ather.2019.129546.

96. Морозюк Т. В. Теорія холодильних машин та теплових насосів. Одеса: Студія «Негоціант». 2006. 712 с.

97. Штраубе Дж. Ф. Волога в приміщеннях / Дж. Ф. Штраубе // *АВОК*. – 2002. – № 6. – С. 36-38.

98. Гагарін В. Г. Коментарі до статті «Волога в приміщеннях» / В. Г. Гагарін // *АВОК*. – 2002. – № 6. – С. 36-38.

99. Вишневський Є. П. Аналіз особливостей використання основних методів осушення повітря / Є. П. Вишневський // *Журнал С.О.К.* – 2004. – № 3. – С. 5-13.
100. Mazzeo D. Solar and wind assisted heat pump to meet the building air conditioning and electric energy demand in the presence of an electric vehicle charging station and battery storage. *Journal of Cleaner Production*, vol. 213, 2019. DOI: 10.1016/j.jclepro.2018.12.212.
101. Cuce P., Riffat S. A comprehensive review of heat recovery systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 47, 2021. Pp. 665–682.
102. Mardiana A., Riffat S. An experimental study on the performance of enthalpy recovery system for building. *Energy and Buildings*, vol. 43, 2021. Pp. 2533–2538.
103. Wang Y. School building energy performance and classroom air environment implemented with the heat recovery heat pump and displacement ventilation system. *Applied Energy*, vol. 114, 2018, Pp. 58–68.
104. Бурцев С. І., Цветков Ю. Н. Вологе повітря. Склад і властивості: Навчальний посібник. СПб: СПбГАХПТ. 1998. 146 с.
105. Hisense. VRF AIR-CONDITIONER (HEAT PUMP). Technical and Installation Handbook. China. 2023. 691 p.