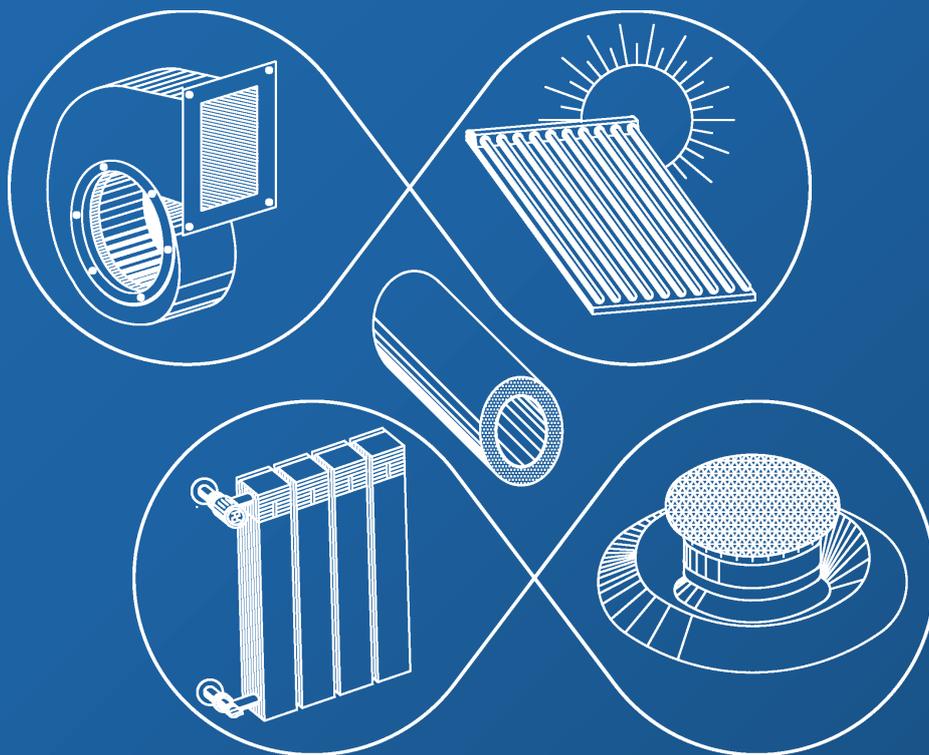


ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ



2025

Випуск 55



MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
Kyiv National University of Construction and Architecture

**VENTYLIATSIIA, OSVITLENNIA
TA TEPLOHAZOPOSTACHANNIA**

SCIENTIFIC AND TECHNICAL COLLECTION

founded in 2001

ISSUE 55

Kyiv 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 55

Київ 2025

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип. 55 / відповідальний редактор В. О. Мілейковський. – Київ: КНУБА, 2025. – 128 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, теплопостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

Редакційна колегія: докт. техн. наук, професор В. О. Мілейковський (відповідальний редактор); докт. техн. наук, професор В. П. Корбут (заступник відповідального редактора); ас. О.А. Дудніков (відповідальний секретар); докт. екон. наук, доцент К. М. Предун; докт. техн. наук, професор О. В. Приймак; докт. техн. наук, професорка Т. М. Ткаченко; докт. техн. наук, професор Г. В. Жук; докт. техн. наук, професор В. А. Кравець; докт. техн. наук, професор Г. Гавардашвілі (Грузія); докт. техн. наук, професор З. Гвішіані (Грузія); докт. техн. наук, професор Н. Мамедов (Азербайджан); докт. техн. наук, професор Б. Рашуо (Сербія); доктор наук, професор А. Рогожа (Литва); докт. техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); докт. техн. наук, професор М. Улевіч (Польща); доктор інженер, доцент А. Ліс (Польща); доктор інженер, доцент А. Уйма (Польща); доктор Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури 25 грудня 2025 р., протокол № 39.

Адреса редакційної колегії: Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції та кафедра теплотехніки, Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, 03037, Україна.
тел. +380(44)245-48-33

© Київський національний
університет будівництва і
архітектури

З М І С Т

Вадим Корбут, Тетяна Ткаченко, Віктор Мілейковський, Сергій Морковник, Ганна Клименко <i>МОДЕЛЮВАННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ВИТІСНЯЮЧОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ТЕПЛООВОГО Й ШУМОВОГО КОМФОРТУ.....</i>	<i>6</i>
Олександр Погосов, Євген Кулінко, Богдан Козячина, Микола Кольчик <i>АНАЛІЗ ТА ШЛЯХИ РОЗВИТКУ УКРАЇНСЬКОГО ЗАКОНОДАВСТВА У СФЕРІ ВИМОГ ДО ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬ.....</i>	<i>33</i>
Олександра Череднікова, Дмитро Гузик, Володимир Чередніков, Микола Чередніков <i>ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ НЕСТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПОБУТОВОГО КОНДИЦІОНЕРА ПРИ НОРМАЛЬНОМУ ТА НЕДОСТАТНЬОМУ ЗАПРАВЛЕННІ ХОЛОДОАГЕНТУ.....</i>	<i>47</i>
Костянтин Предун, Світлана Рубцова, Ольга Почка, Віталій Ейсмонт <i>ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ В УКРАЇНІ.....</i>	<i>66</i>
Юрій Франчук, Вікторія Коновалюк <i>АНАЛІЗ НОРМАТИВНО-ПРАВОВОЇ ТА НОРМАТИВНО-ТЕХНІЧНОЇ БАЗИ ГАЗОПОСТАЧАННЯ УКРАЇНИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ ЩОДО ЇЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ.....</i>	<i>79</i>
Вадим Задіранов <i>ЧИСЕЛЬНЕ 3D-МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ВНУТРІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ ТУНЕЛЮ МЕТРОПОЛІТЕНУ.....</i>	<i>96</i>
Андрій Редько, Ігор Редько, Тімур Лаврінов, Олег Ліщинський, Кирил Цимбал, Кирило Гордієнко <i>ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ.....</i>	<i>115</i>

CONTENTS

Vadym Korbut, Tetiana Tkachenko, Viktor Mileikovskiy, Serhii Morkovnyk, Hanna Klymenko <i>MODELING THE ORGANIZATION OF DISPLACEMENT VENTILATION WITH ENSURING THERMAL AND NOISE COMFORT</i>	6
Oleksandr Pohosov, Yevhen Kulinko, Bohdan Koziachyna, Mykola Kolchuk <i>ANALYSIS AND WAYS TO DEVELOP UKRAINIAN LEGISLATION IN THE FIELD OF REQUIREMENTS FOR ENERGY EFFICIENCY OF BUILDINGS</i>	33
Oleksandra Cherednikova, Dmytro Guzyk, Volodymyr Cherednikov, Mykola Cherednikov <i>COMPARATIVE ANALYSIS OF UNSTEADY OPERATING MODES OF A HOUSEHOLD AIR CONDITIONER UNDER NORMAL AND INSUFFICIENT REFRIGERANT CHARGE</i>	47
Kostiantyn Predun, Svitlana Rubtsova, Olha Pochka, Vitalii Eismont <i>INCREASING THE RELIABILITY OF ENERGY SUPPLY IN UKRAINE</i>	66
Yurii Franchuk, Viktoriia Konovaliuk <i>ANALYSIS OF THE REGULATORY AND TECHNICAL BASIS OF GAS SUPPLY IN UKRAINE AND PROPOSALS FOR ITS IMPROVEMENT</i>	79
Vadym Zadiranov <i>NUMERICAL 3D SIMULATION OF THE NON-STATIONARY TEMPERATURE FIELD OF THE INTERNAL SURFACE OF A METRO TUNNEL</i>	96
Andriy Redko, Ihor Redko, Timur Lavrinov, Oleg Lishchynskiy, Kyryl Tsymbal, Kyrylo Gordienko <i>THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF THE THERMAL SCHEME OF GEOTHERMAL POWER PLANT</i>	115

УДК 622.741.3.022;622.7;620.133

д.т.н., проф. **Вадим Корбут**,

korbut.vp@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4560-5463,

д.т.н., проф. **Тетяна Ткаченко**,

tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2105-5951,

д.т.н., проф. **Віктор Мілейковський**,

mileikovskiy.vo@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0001-8543-1800

аспірант **Сергій Морковник**,

s.morkovnyk@gmail.com, ORCID: 0009-0003-9662-1951

Київський національний університет будівництва і архітектури

к.т.н., ст. викл. **Ганна Клименко**,

anett.lviv@gmail.com, ORCID:0000-0003-1173-4299

Національний університет «Львівська Політехніка»

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.6-32>

МОДЕЛЮВАННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ВИТІСНЯЮЧОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ТЕПЛОВОГО Й ШУМОВОГО КОМФОРТУ

***Анотація.** Енергоефективність формування мікроклімату обмежена умовою забезпечення комфорту в приміщеннях. Військові умови диктують глибокі обмеження щодо енергоспоживання. Як було показано в попередніх роботах, ефективною є витісняюча вентиляція з періодичним подаванням повітря з підвищеним робочим перепадом температури. Розглянуто ідеалізовану модель витісняючої вентиляції, де припливне повітря поступово асимілює теплонадлишки без підмішування повітря з верхньої зони. Коефіцієнт повітрообміну не може бути меншим за 2 і залежить від співвідношення теплонадлишків у зонах. У разі періодичного подавання повітря коефіцієнт повітрообміну за температурою припливного повітря знижується зі зменшенням часу роботи повітророзподільника, але зростає, якщо за базову прийняти середню температуру повітря на рівні підлоги. Показано, що періодичне подавання повітря дозволяє уникнути порушення ідеалізованої моделі через підсмоктування нагрітого повітря з верхньої зони, яке підсилюється розрідженням між потоками повітря, що прокладають шлях у практично нерухомому повітрі. Рекомендовано подавати повітря в межах нижньої половини робочої зони, щоб уникнути примусового виштовхування повітря з зони. На підтвердження слід використати обчислювальну гідродинаміку. Для можливості моделювання питома теплоємність повітря має бути постійною протягом процесу. Політропна теплоємність залежить від початкового й кінцевого стану. Зокрема, для процесів нагрівання та*

охолодження при постійному вологовмісті теплоємність постійна, але не відповідає $1,006 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$ з урахуванням питомої теплоємності водяної пари. Визначено, що якщо будь-який прямий процес у межах позитивної температури повітря припинити в довільній точці, теплоємність змінюватиметься в межах 5,63 %, що дозволяє вважати її постійною для оцінювальних розрахунків. Моделювання запропонованого способу подавання повітря показало ефективне забезпечення теплового комфорту перебування людей. Періодичне підвищення рівня шуму здатне імітувати шуми вітру, що рекомендовано поєднати з фітодизайном, узгодженим з призначенням приміщення.

Ключові слова: енергоефективність, комфорт, витісняюча вентиляція, динамічний мікроклімат, обчислювальна гідродинаміка, коефіцієнт повітрообміну, фітодизайн, шум.

Постановка проблеми. Енергоефективність формування мікроклімату обмежена достатньо жорсткими умовами забезпечення комфорту перебування людей у приміщеннях. З іншого боку, військові умови диктують глибокі обмеження щодо енергоспоживання, що вимагає стабілізаційних та аварійних знеструмлень. Як було показано в попередніх роботах, ефективним рішенням є витісняюча вентиляція з періодичним подаванням повітря з підвищеним робочим перепадом температури. Розрахункова модель не може оцінити особливості розвитку струминних течій, що вимагає математичного моделювання.

Актуальність дослідження. Підвищення енергоефективності формування комфортних умов приміщень у вентиляції та кондиціонуванні повітря є важливою науковою проблемою в рамках зеленого будівництва та сталості міст.

Останні дослідження та публікації. Комфортний стан у приміщенні – це комплексне поняття, що передбачає тепловий візуальний, акустичний, шумовий, запаховий комфорт, а також відсутність шкідливого впливу домішок, зокрема вуглекислого газу. Тому створення комфорту передбачає комплекс заходів – системи формування мікроклімату, прийоми дизайну, шумозахист, використання екологічних матеріалів тощо. Зокрема, біофільний дизайн (Răscușan, Dîrja and Dumitraș, 2020) хоча і створює максимально природне візуальне середовище, але дозволяє використання для цього штучних елементів або засушених квітів, що ніяк не покращують повітряне середовище та може забруднювати його пилом і леткими органічними речовинами. Фітодизайн – це більш вузьке поняття (Сніжко and Харітонова, 2006), яке запропонував український учений Андрій Гродзинський для використання живих рослин задля покращення внутрішнього середовища. Вдалий фітодизайн створює візуальні умови, близькі до природних. Цей ефект може бути доповнений

відповідним акустичним середовищем. І це дозволяє пом'якшує акустичні вимоги до вентиляції за умови близькості шумового спектру до вітрового та періодичності його впливу. У минулій роботі (Korbut et al., 2025) подібний підхід, але з високою частотою перемикання, було запропоновано застосувати до витісняючої вентиляції (Jiang et al., 2025), що за умови періодичного почергового подавання повітря дозволяє поєднати зменшений повітрообмін з високим коефіцієнтом повітрообміну, а значить, досягти зменшення енергопотреб.

Особливістю витісняючої вентиляції з подаванням повітря зі стін є поява додаткового розрідження між тумбами або решітками, що пов'язано з ежекцією струмин та обмеженням простору між ними. Це розрідження призводить до засмоктування повітря з верхньої зони в робочу з погіршенням якості повітря. Цей ефект був виявлений у 2015 р. й описаний авторкою в роботі (Клименко, 2015) як негативний фактор, що спричиняє рециркуляцію конвективних потоків у теплонапружених приміщеннях з витісняючою вентиляцією.

У цій же роботі боротьба з даним ефектом була визначена як умова запобігання цій рециркуляції та запропоновано технічне рішення – відмова від плоских решіток і тумб на користь тумб з опуклою поверхнею, що роздають повітря в різні боки. Проте таке рішення не завжди застосовне в громадських будівлях. Адже опуклі тумби забирають корисну площу приміщення.

Виникає фізична суперечність: потоки повітря повинні знаходитися одночасно у двох несумісних станах – турбулентний струминний примежовий шар (що завжди ежектує повітря) та потік, що не ежектує. Ламінізація не вирішує суперечність, адже турбулентний струминний примежовий шар формується безпосередньо в приміщенні.

Періодичне подавання повітря створює потоки, що набувають інших аеродинамічних характеристик, ніж у стаціонарному режимі (Возняк, 2018). Їхні властивості сильно залежать від періодичності подавання. Тому постає задача моделювання запропонованого підходу задля отримання достовірних результатів.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є перевіряння ефективності витісняючої вентиляції з періодичним подаванням повітря

Ідеалізована модель витісняючої вентиляції. Щоб виявити коректні рішення, сформулюємо модель витісняючої вентиляції при подаванні повітря з температурою, нижчою за температуру повітря робочої зони. Припливні потоки (рис. 1) подають G , кг/с, повітря з температурою Θ_{SUB} , К. Повітря змішується з повітрям робочої зони з забезпеченням температури на рівні підлоги $\Theta_{IDA,min}$. Припливне повітря асимілює теплонадлишки Φ_{IDA} , Вт, робочої зони та на її верхньому рівні має температуру

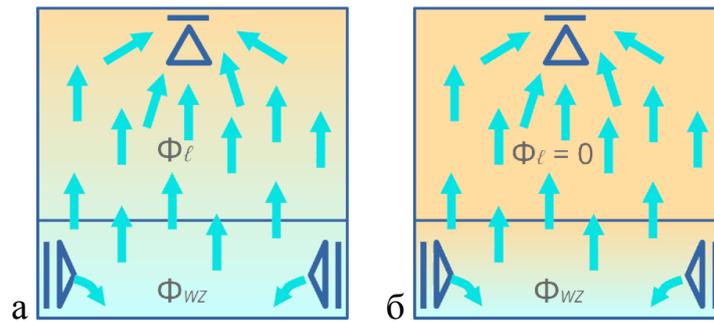


Рис. 1. Ідеалізована модель поточкорозподілення при витісняючій вентиляції:
 а – за наявності теплонадлишків у робочій (Φ_{WZ} , Вт) і верхній (Φ_{ℓ} , Вт) зонах;
 б – за відсутності теплонадлишків у верхній зоні

$$\Theta_{IDA,max} = \Theta_{SUP} + \frac{\Phi_{WZ}}{c_{\pi} \cdot G}, \text{ К}, \quad (1)$$

де c_{π} – питома теплоємність повітря в політропному процесі асиміляції тепловологонадлишків у приміщенні, Дж/(кг·К).

Далі це повітря піднімається вгору, асимілює, за наявності, теплонадлишки верхньої зони Φ_{ℓ} та набуває температури витяжного повітря

$$\Theta_{ETA} = \Theta_{SUP} + \frac{\Phi_{WZ} + \Phi_{\ell}}{c_{\pi} \cdot G}, \text{ К}; \quad (2)$$

Таким чином, температура повітря в робочій зоні при витісняючій вентиляції змінна за висотою. При постійному подаванні повітря в робочу зону можна припустити, що на рівні підлоги температура дорівнюватиме

$$\Theta_{IDA,min} = \Theta_{SUP}, \text{ К}, \quad (3)$$

Середня температура повітря в робочій зоні

$$\bar{\Theta}_{IDA} = \frac{\Theta_{IDA,min} + \Theta_{IDA,max}}{2}, \text{ К}, \quad (4)$$

З урахуванням формул (1) і (3) рівняння (4) набуде вигляду

$$\bar{\Theta}_{IDA} = \Theta_{SUP} + \frac{\Phi_{WZ}}{2 c_{\pi} \cdot G}, \text{ К}, \quad (5)$$

Тоді коефіцієнт повітрообміну за максимальною температурою в робочій зоні за формулами (1) і (2)

$$K_L = \frac{\Theta_{ETA} - \Theta_{SUP}}{\Theta_{IDA, max} - \Theta_{SUP}} = \left(1 + \frac{\Phi_\ell}{\Phi_{WZ}} \right), \text{ К.} \quad (6)$$

Коефіцієнт повітрообміну за середньою температурою в робочій зоні за формулами (1) і (5)

$$\bar{K}_L = \frac{\Theta_{ETA} - \Theta_{SUP}}{\bar{\Theta}_{IDA} - \Theta_{SUP}} = 2 \cdot \left(1 + \frac{\Phi_\ell}{\Phi_{WZ}} \right), \text{ К.} \quad (7)$$

Коефіцієнт повітрообміну за мінімальною температурою повітря в робочій зоні за формулами (2) й (3) нескінченний.

Формули (6) і (7) показують, що коефіцієнт повітрообміну не може характеризувати ефективність організації повітрообміну. Наприклад, у спортзалі ввечері тренуються два спортсмени, що виділяють біля 600 Вт. У верхній зоні працює штучне освітлення потужністю 600 Вт. Тоді за формулами (6) і (7) коефіцієнт повітрообміну становить 2 і 4, відповідно. Якщо ж вони тренуються вдень, а сонячна радіація перетворюється на теплоту в основному на підлозі, то теплонадходження до верхньої зони практично відсутні. Тоді за формулою (6) коефіцієнт повітрообміну наближається до 1 або 2. І при цьому організація повітрообміну лишається незмінною.

Розглянемо випадок, коли подавання повітря відбувається періодично з різних повітророзподільних пристроїв. У такому випадку середня температура повітря біля підлоги $\Theta_{IDA, min}$ не може дорівнювати температурі припливного повітря Θ_{SUP} , що й дозволяє розширити робочий перепад температур. Формули (1) і (2), що виражають тепловий баланс робочої зони та приміщення в цілому, залишаються справедливими, якщо подавання повітря відбувається по чергово з повітророзподільних пристроїв зі збереженням незмінності сумарної витрати G в часі. Аналогічно справедливою є й формула (6).

Оцінити температури можна, якщо припустити, що в зоні кожного повітророзподільного пристрою протягом часу роботи на температура біля підлоги дорівнює температурі припливного повітря Θ_{SUP} , а в інший час – середній температурі робочої зони Θ_{IDA} . Якщо частка часу роботи повітророзподільного пристрою становить τ , то

$$\Theta_{IDA, min} = \Theta_{SUP} \cdot \tau + \Theta_{IDA} \cdot (1 - \tau), \text{ К.} \quad (7)$$

Рівняння (1), (4) та (7) утворюють систему з розв'язком:

$$\Theta_{IDA, min} = \Theta_{SUP} + \frac{1 - \tau}{1 + \tau} \cdot \frac{\Phi_{WZ}}{c_{\pi} \cdot G}, \text{ К,} \quad (8)$$

$$\bar{\Theta}_{IDA} = \Theta_{SUP} + \frac{1}{1 + \tau} \cdot \frac{\Phi_{WZ}}{c_{\pi} \cdot G}, \text{ К,} \quad (9)$$

а також формула (1).

Якщо в рівняння (8) і (9) підставити $\tau = 1$, тобто повітря подається постійно, то отримаємо формули (3) та (5). Тобто припущення охоплює і випадок постійного подавання повітря як граничний випадок.

Коефіцієнт повітрообміну:

$$\bar{K}_L = \frac{\Theta_{ETA} - \Theta_{SUP}}{\Theta_{IDA} - \Theta_{SUP}} = (1 + \tau) \cdot \left(1 + \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}} \right), \text{ К.} \quad (10)$$

Якщо цим коефіцієнтом характеризувати ефективність повітрообміну, то «оптимальним» значенням τ була б одиниця. Проте в даній формі коефіцієнт (10) навіть не характеризує нерівномірність розподілу температури. Визначимо коефіцієнт повітрообміну інакше:

$$\tilde{K}_L = \frac{\Theta_{ETA} - \Theta_{IDA, min}}{\Theta_{IDA} - \Theta_{IDA, min}} = 2 + \frac{1 + \tau}{\tau} \cdot \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}} = 2 \cdot \left(1 + \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}} \right) + \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right) \cdot \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}}, \text{ К.} \quad (11)$$

У такій формі коефіцієнт повітрообміну характеризує нерівномірність розподілу температури. При зменшенні τ він прямує до нескінченності, а при $\tau = 1$ маємо формулу (7).

Надалі необхідно розглянути можливості організування повітрообміну максимально наближено до даної моделі.

Рух повітря при короткочасному подаванні струмин. При витісняючій вентиляції одним з важливих факторів, що визначають підсмоктування повітря з верхньої зони, є ежекційна спроможність струмин. При розгляді струмин, зазвичай, аналізують їхній розвиток в усталеному режимі. Лише окремі роботи (Возняк, 2018) розглядають перехідні процеси при формуванні струминних течій. Проте за результатами роботи важко проаналізувати фізичні принципи ежекції подібними струминами через дуже великий часовий крок.

У даній роботі змодельовано найпростішу вільну вісесиметричну струмину з початковою швидкістю 3 м/с і кроком 20 мс. Ужито стандартну k-ε модель. Струмина витікає в нерухомий простір. Значить, на самому початку розвитку вона має виштовхувати повітря навколо свого фронту. Форма струмини через 1 с набуває вигляду на рис. 2. Форма характерна для випадку «розштовхування» нерухомого повітря задля прокладання шляху, а не для струминного примежового шару.

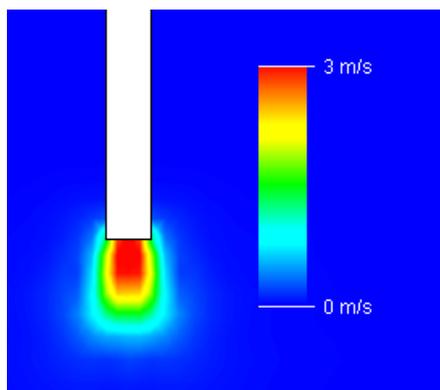


Рис. 2. Форма струмини через 1 с після запуску

Векторне поле швидкості показує, що попереду струмини повітря розходиться від струмини, а біля виходу починає формуватися підтікання до струмини з утворенням локальної циркуляції (рис. 3)

Надалі біля випуску починає формуватися турбулентний примежовий шар. Але наприкінці струмини продовжується процес прокладання шляху для розвитку. Це добре видно на рис. 4 через 4 с після запуску.

Наприкінці струмина розвивається як у капсулі. Векторне поле (рис. 5) свідчить, що біля виходу сформований примежовий шар ежектує навколишнє повітря, а біля капсули маємо лише локальні циркуляційні течії.

Отже, періодичне подавання струмини дозволяє уникнути значних зон ежектування навколишнього повітря, тобто мінімізувати негативний ефект для витісняючої вентиляції.

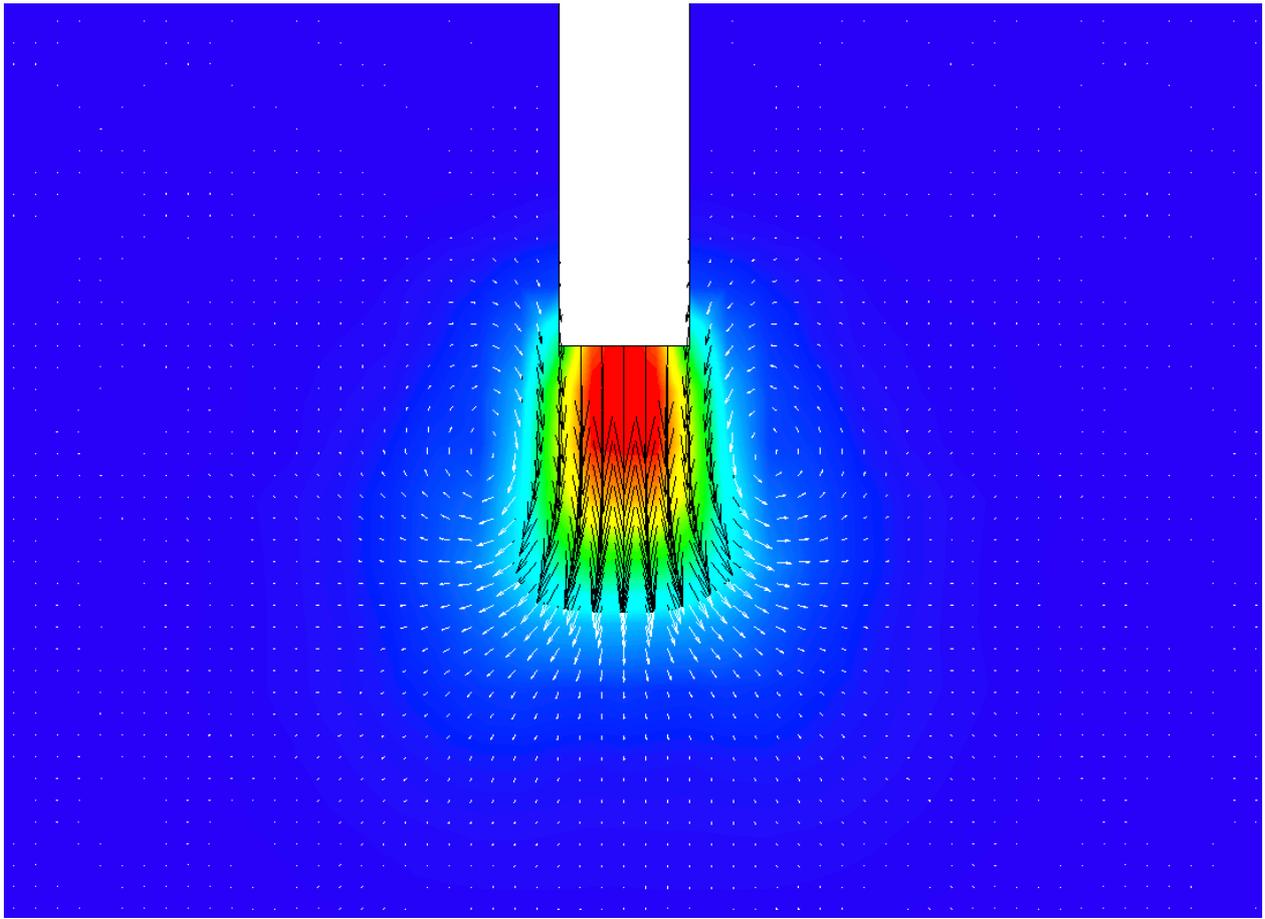


Рис. 3. Векторне поле через 1 с після запуску. Кольори відповідають рис. 2

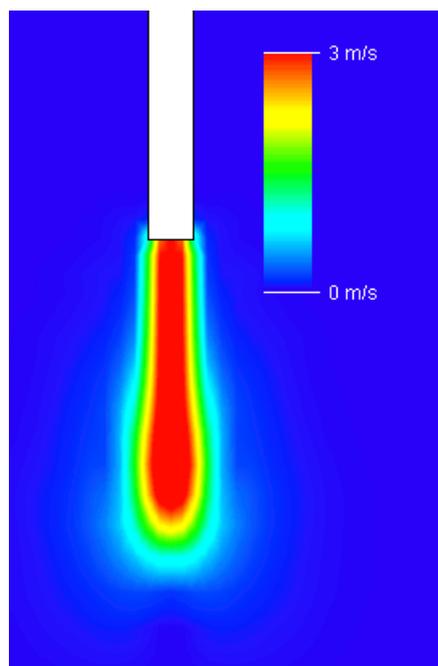


Рис. 4. Форма струмини через 4 с після запуску

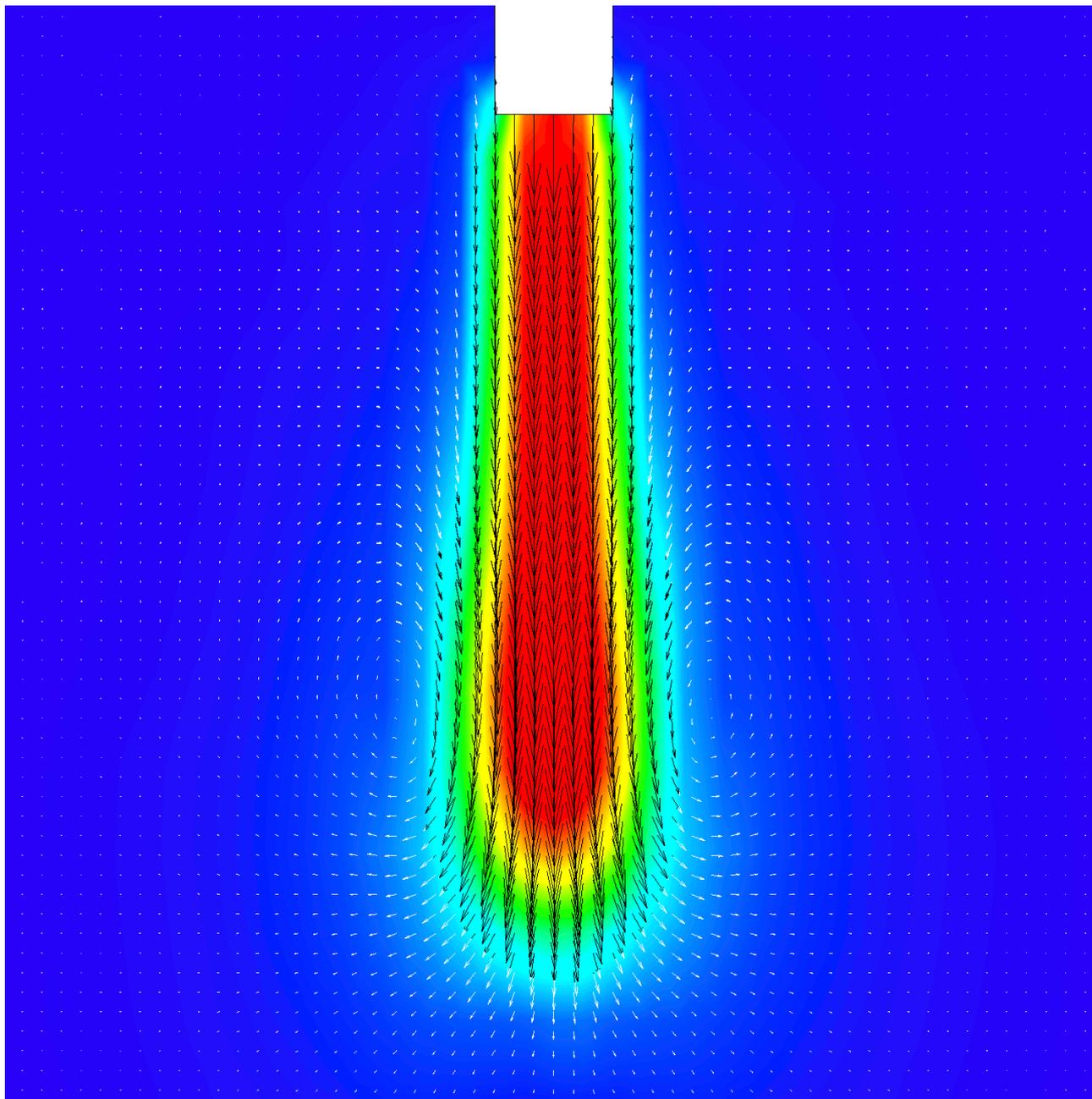


Рис. 5. Векторне поле через 4 с після запуску: кольори відповідають рис. 4

Необхідно зважати на витіснення повітря та циркуляційні течії. Для уникнення втрати невідпрацьованого повітря у верхню зону не варто повітророзподільні тумби та решітки піднімати до верхньої межі робочої зони. Рекомендуємо обмежитися нижньою половиною цієї зони.

Політропна питома теплоємність повітря. Більшість програм обчислювальної гідродинаміки не моделюють процеси вологообміну з огляду на приховану теплоту. Тобто розрахунок відбувається за явною теплотою, а не за повною. Однак, теплоємність газів сильно залежить від процесу. Саме через відмінність теплоємності всупереч вимогам ДБН В.2.5-67:2013 повітрообмін у приміщеннях з малими значеннями кутового коефіцієнта променя процесу за

явною теплотою не рахують. При точному комп'ютерному розрахунку I-d діаграми нев'язка не перевищує 3 %. Але оскільки похибка ручної побудови за I-d діаграмою досягає 5 %, то в разі одного знаку цих похибок у результаті нев'язка може вийти за допустимі межі – 5 %.

Політропну теплоємність c_π , Дж/(кг·К), легше за все знайти шляхом прирівнювання повітрообмінів за явними теплонадлишками $\Delta\Phi$, Вт, вологонадлишками W , г/с, та повними теплонадлишками $\Delta\Phi_{hf} = \Delta\Phi + r \cdot W$, Вт, при теплоті пароутворення r , Дж/г (або кДж/кг):

$$G = \frac{\Delta\Phi}{c_\pi(\theta_{ETA} - \theta_{SUP})} = \frac{W}{d_{ETA} - d_{SUP}} = \frac{\Delta\Phi_{hf}}{I_{ETA} - I_{SUP}} = \frac{\Delta\Phi + r \cdot W}{c_{pa} \cdot \theta_{ETA} + (r + c_{pv} \cdot \theta_{ETA}) \cdot d_{ETA} - c_{pa} \cdot \theta_{SUP} - (r + c_{pv} \cdot \theta_{SUP}) \cdot d_{SUP}}, \text{ кг/с}, \quad (12)$$

де d_{ETA} – вологовміст витяжного повітря, г/кг; d_{SUP} – вологовміст припливного повітря, г/кг; I_{ETA} – ентальпія витяжного повітря, г/кг; I_{SUP} – ентальпія припливного повітря, г/кг; θ_{ETA} – температура витяжного повітря, °С; θ_{SUP} – температура припливного повітря, °С; c_{pa} – ізобарна теплоємність сухого повітря, Дж/(кг·К); c_{pv} – ізобарна теплоємність водяної пари, Дж/(кг·К)

$$c_\pi = c_{pa} + c_{pv} \cdot \frac{\theta_{ETA} \cdot d_{ETA} - \theta_{SUP} \cdot d_{SUP}}{\theta_{ETA} - \theta_{SUP}} = c_{pa} + c_{pv} \cdot \frac{(\theta_{ETA} - 273,15) \cdot d_{ETA} - (\theta_{SUP} - 273,15) \cdot d_{SUP}}{\theta_{ETA} - \theta_{SUP}} \quad (13)$$

У процесах без зміни вологовмісту $d = d_{ETA} = d_{SUP}$, г/кг, маємо (рис. 6)

$$c_\pi|_{d=d_{ETA}=d_{SUP}} = c_p = c_{pa} + c_{pv} \cdot d. \quad (14)$$

Таким чином, перехід від $c_{pa} = 1$ кДж/(кг·К) (Щекин et al., 1976) до 1,006 кДж/(кг·К) ('ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування', 2013) є не виправданим. Для процесів нагрівання та охолодження без зміни вологовмісту слід визначати питому ізобарну теплоємність за формулою (14) або рис. 2.

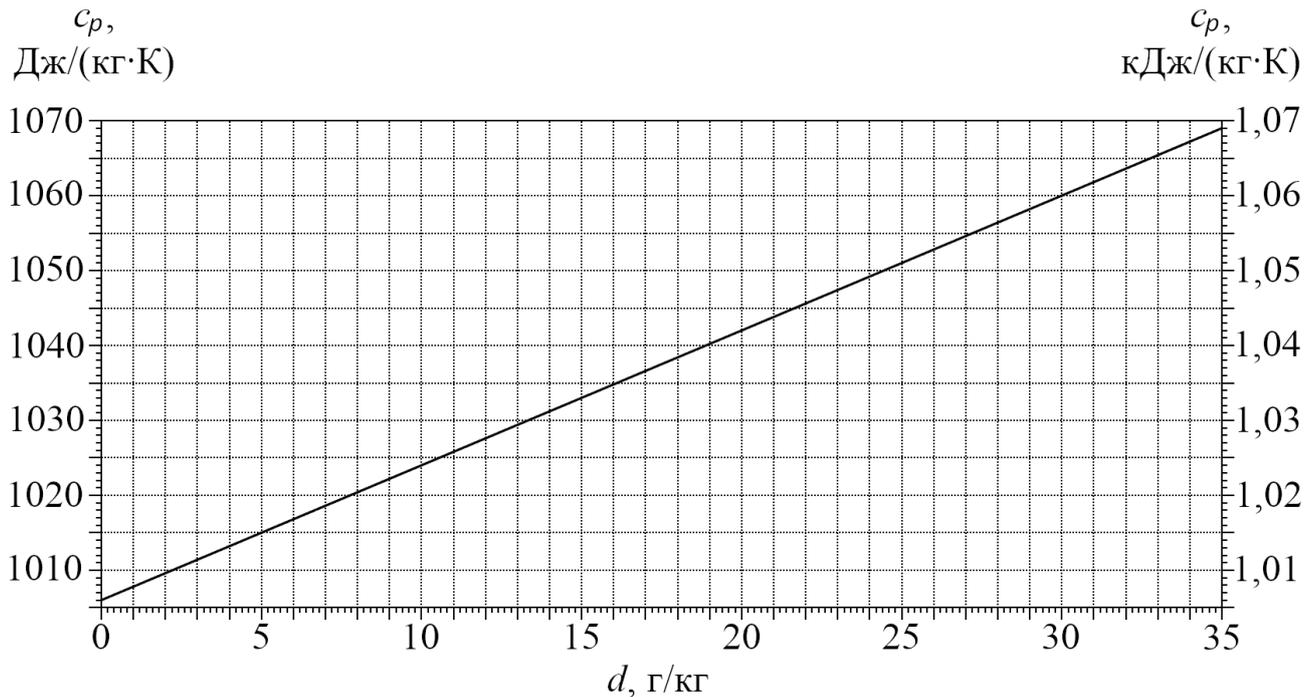


Рис. 6. Графік залежності питомої ізобарної теплоємності вологого повітря від вологовмісту

При проведенні процесу в різних напрямках теплоємність буде різною і залежною від початкової та кінцевої точки процесу. Тому коректність моделювання в програмах обчислювальної гідродинаміки повинна бути підтверджена визначенням відносної зміни теплоємності.

Створено програму в системі SciLab 2025.1.0. I-d діаграму накрито сіткою за вологовмістом від 0 до 32 з кроком 0,2 г/кг. По вертикалі (рис. 7) кожену отриману лінію постійного вологовмісту накрито сіткою за температурою від значення з відносною вологістю 100 % (але не менше 273,15 K) до 323,15 K (50 °C) з кроком 0,1 K.

Далі кожна можлива пара точок сполучається відрізком прямої, який розбивається на 100 інтервалів. Отримані точки символізують можливі значення точок робочої зони. За формулою (12) визначається питома теплоємність від початку відрізка до кожної з таких точок.

Після проходження кожного відрізка накопичується максимальне і мінімальне значення теплоємності. Програма повертає найбільшу можливу відносну розбіжність, віднесена до меншого значення, яка виявилася рівною 5,63 %. Ця величина сумірна з похибкою моделювання, тому моделі обчислювальної гідродинаміки можуть оцінювати характер теплових процесів у приміщеннях

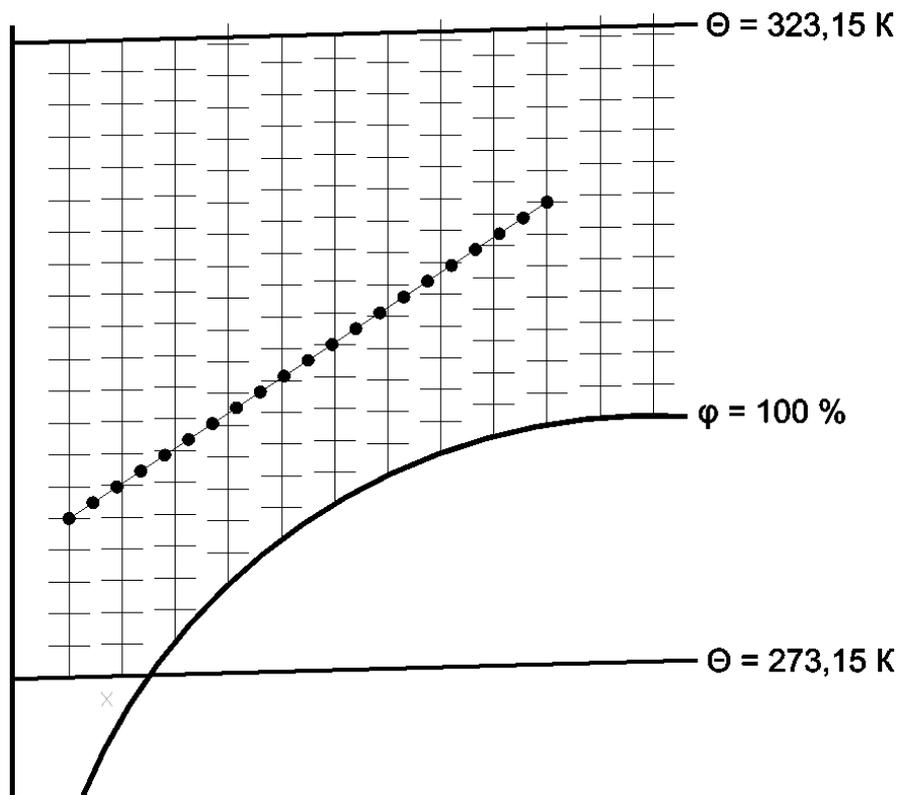


Рис. 7. Сітка на I-d діаграмі: тонкі вертикальні лінії – розбиття вологовмісту через кожні 0,2 г/кг; засічки – розбиття цих ліній за температурою з кроком 0,1 К; чорні кружки – розбиття лінії між будь-якими отриманими вузлами на 100 відрізків.

Моделювання витісняючої вентиляції з періодичним подаванням повітря. Зазначені принципи розглянемо на прикладі (рис. 8) приміщення розмірами 6000×12000 мм, де перебуває 72 людини з розрахунку одна людина на квадратний метр. Кожна людина, представлена в моделі еліптичним циліндром діаметрами 500×250 мм, виділяє 100 Вт теплоти з вертикальної поверхні. Ще 2700 Вт явних теплонадходжень від сонячної радіації та внутрішнього обладнання умовно застосована до підлоги. Загальні теплонадлишки 10 000 Вт зосереджені в робочій зоні. Приплив повітря здійснюється вісьмома стіновими решітками вздовж обох довгих стін (по чотири на кожній) заввишки половина висоти робочої зони, тобто 1000 мм. Довжина решіток не перевищує 2000 мм.

Температуру повітря в режимі періодичного подавання за відсутності соціологічних досліджень визначено за допустимими умовами ('ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування', 2013). Температура робочої зони може досягати 295,15 К, а температура припливного повітря може бути на 1 К менше, тобто $\Theta_{SUP} = 294,15$ К.

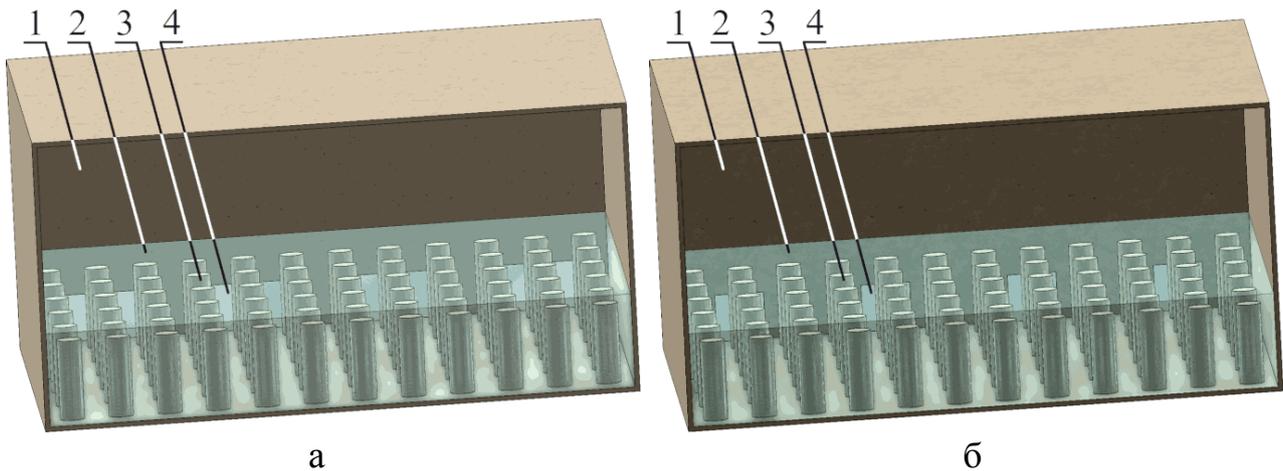


Рис. 8. Модель приміщення:
 а – з решітками 2000×1000 мм; б – з решітками 1250×1000 мм
 1 – огорожувальні конструкції; 2 – об’єм робочої зони; 3 – моделі людей;
 4 – припливні решітки; у центрі стелі розміщено
 витяжну решітку 1000×1000 мм

При таких параметрах за будь-яких умов за визначенням допустимих параметрів мікроклімату погіршення стану здоров’я неможливе.

Максимальна температура повітря робочої зони за оптимальними умовами досягає 299,15 К. За відсутності теплонадлишків у верхній зоні ця температура відповідає температурі витяжного повітря. За формулою (12) і рис. 6 при вологовмісті 12 г/кг потрібна витрата повітря

$$G = \frac{7200 + 2800}{1028(299,15 - 294,15)} = 1,946, \text{ кг/с},$$

При густині повітря $\rho_{SUP} = 1,20 \text{ кг/м}^3$ за відомою формулою при атмосферному тиску 101 325 Па

$$\rho_{SUP} = \frac{353}{\Theta_{SUP}}, \text{ кг/м}^3, \quad (15)$$

маємо об’ємну витрату припливного повітря $L = 1,946/1,20 = 1,62 \text{ кг/м}^3$.

Ця величина не враховує часткову втрату теплоти від людей у верхню зону конвекцією. Тому моделювання розпочнемо з витрати повітря 1,6 кг/м³. Подавати повітря будемо почергово з пари решіток навпроти одне одного з часткою часу $\kappa = 1/4 - 5$ с подавання і 15 с перерви або 2,5 с подавання і 7,5 с перерви. Подавання через таку пару решіток усуває прикладання обертального моменту до внутрішнього повітря.

За рис. 9-12 для решіток розмірами 2000×1000 мм (швидкість 0,4 м/с) та 1000×1000 мм (швидкість виходу 0,8 м/с) бачимо, що температурний режим укладається в оптимальні параметри мікроклімату крім областей прямої дії потоків повітря з решіток, де короткочасно температура знижується до допустимих значень. При подаванні повітря протягом 5 с характер розподілення температури біля стін є хвилювим, причому в області решіток, що не працюють, спостерігаються зони вищої температури. У центрі приміщення хвилі затухають. Якщо повітря подається протягом 2,5 с, бачимо відсутність суттєвих хвиль і областей перегрівання. Збільшення швидкості вдвічі не призводить до принципових змін розподілення температури, але дозволяє зменшити площу решіток. При цьому за рис. 1 роботи (Korbut et al., 2025) температура та швидкість повітря відповідають теплообміну людини при тепловому комфорту.

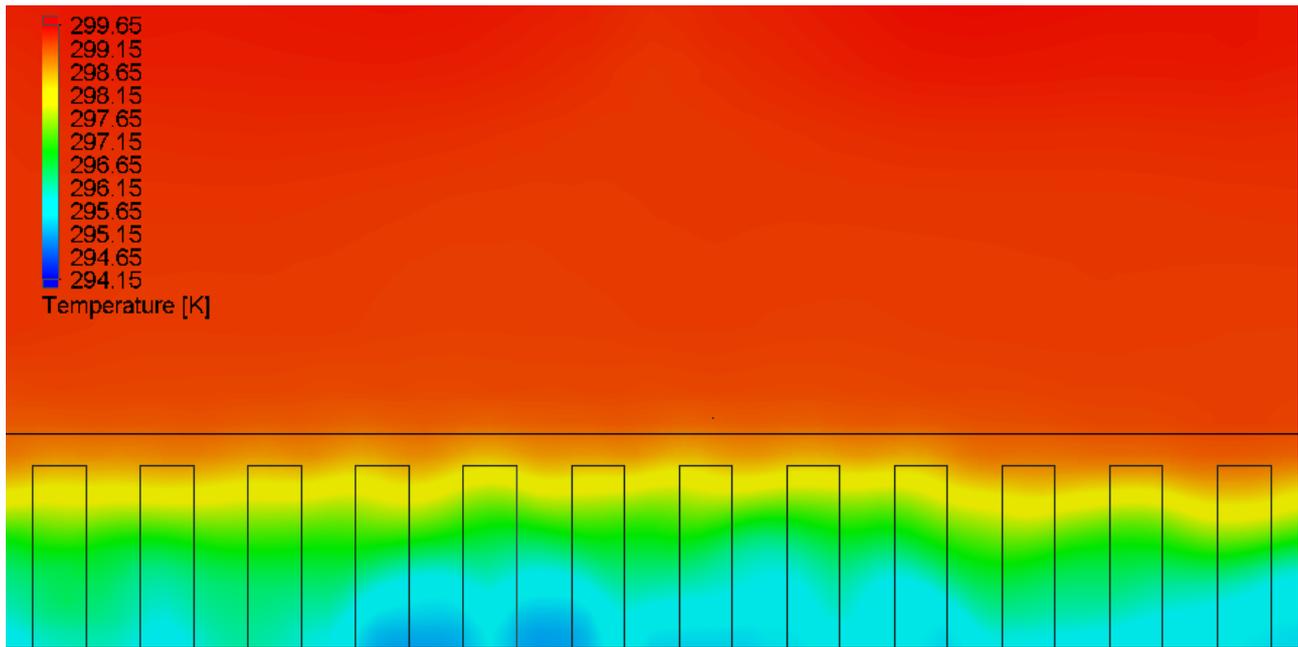
Для порівняння змодельовано неперервне подавання повітря з робочим перепадом температури 1,5 К. При цьому вдається досягти нормативної максимальної температури повітря 299,15 К лише при витраті вентиляційного повітря 8,5 м³/с (рис. 13). Як бачимо, найвища температура повітря спостерігається в області підсмоктування повітря струминами. Через це в центральній площині температура більше ніж на 1 К нижча, аніж верхня межа за оптимальними умовами. Для пом'якшення явища можна підвищити висоту решіток до висоти робочої зони, але тоді основну роль відіграватиме підсмоктування між решітками (жовті зони з температурою 298,9 К).

Перевіримо можливості моделювання теплових процесів у приміщенні шляхом рівномірного розподілення теплонадлишків у об'ємі робочої зони (рис. 14) при тих же витратах повітря та режимах подавання. Результати (рис. 15-17) свідчать про близький тепловий режим окрім незначних відхилень амплітуди хвиль та форми областей при періодичному подаванні повітря.

При постійному подаванні маємо суттєвішу різницю. Але за температурним режимом вона становить менше половини кельвіна. Це дозволяє для оцінкового моделювання не вимальовувати рівномірно розподілені в об'ємі зали людей. Таким чином, періодичне почергове подавання повітря дозволяє зменшити повітрообмін у 5,31 разів. Це є, в основному, результатом:

- можливості збільшити робочий перепад температур до допустимих мікрокліматичних параметрів, і при цьому забезпечити комфорт на рівні, як мінімум, оптимальних параметрів;
- уникнути ефекту підсмоктування нагрітого відпрацьованого повітря (рециркуляції конвективних потоків) між струминами без потреби займати корисну площу опуклими тумбами.

а



б

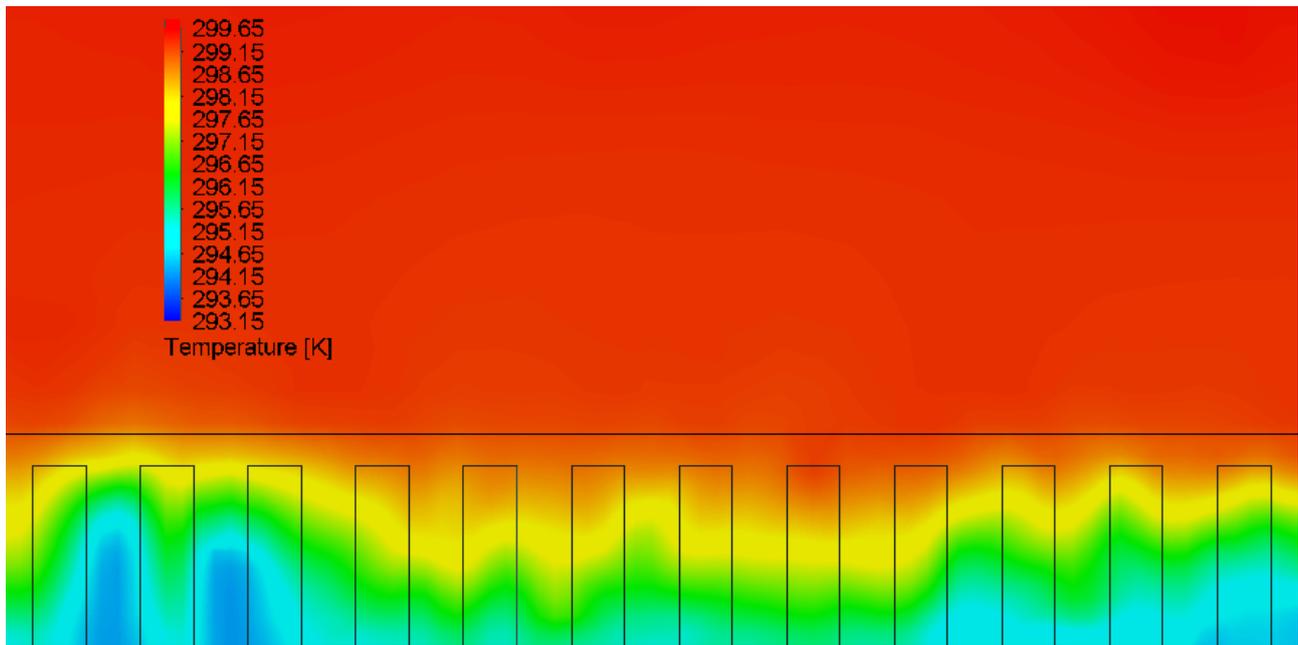
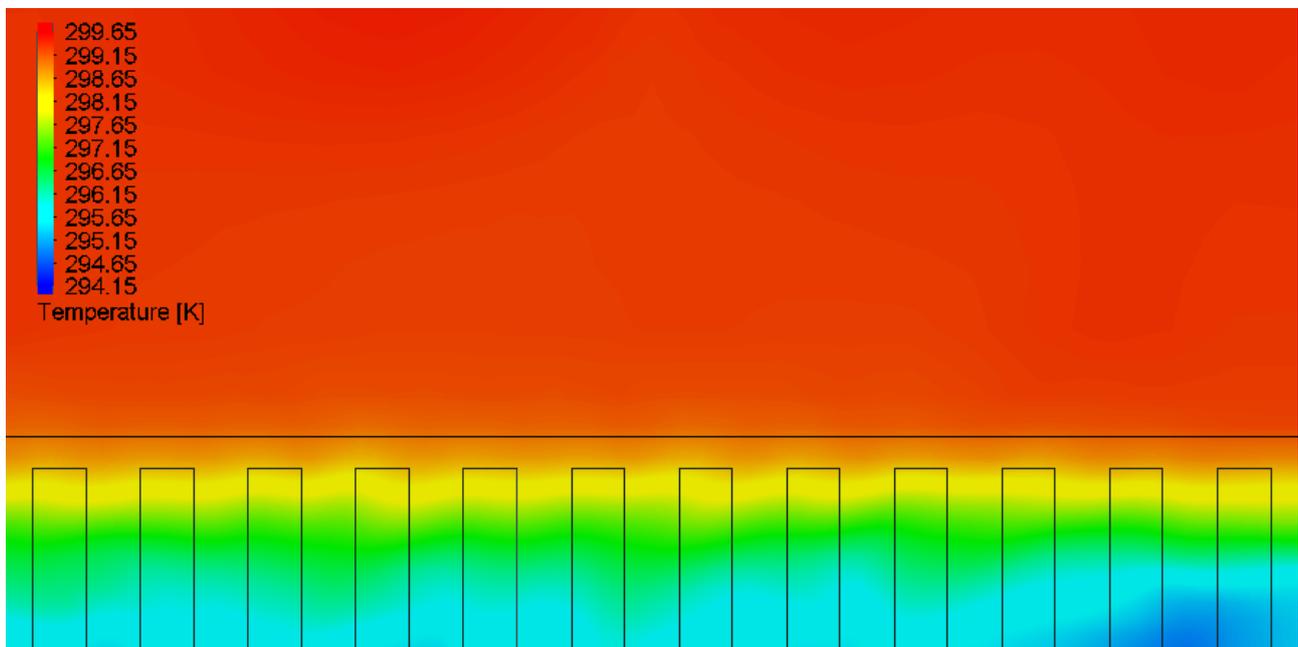


Рис. 9. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з подаванням повітря по 5 с з перервою 15 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

а



б

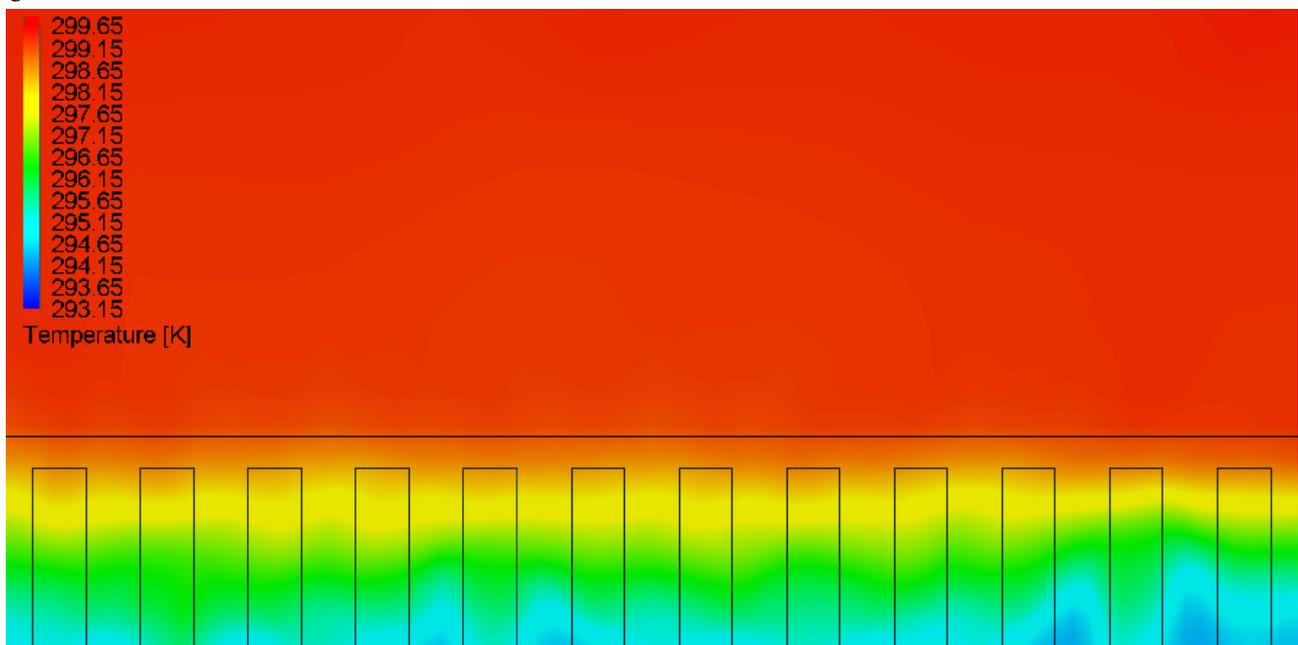


Рис. 10. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з подаванням повітря по 2,5 с з перервою 7,5 с с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

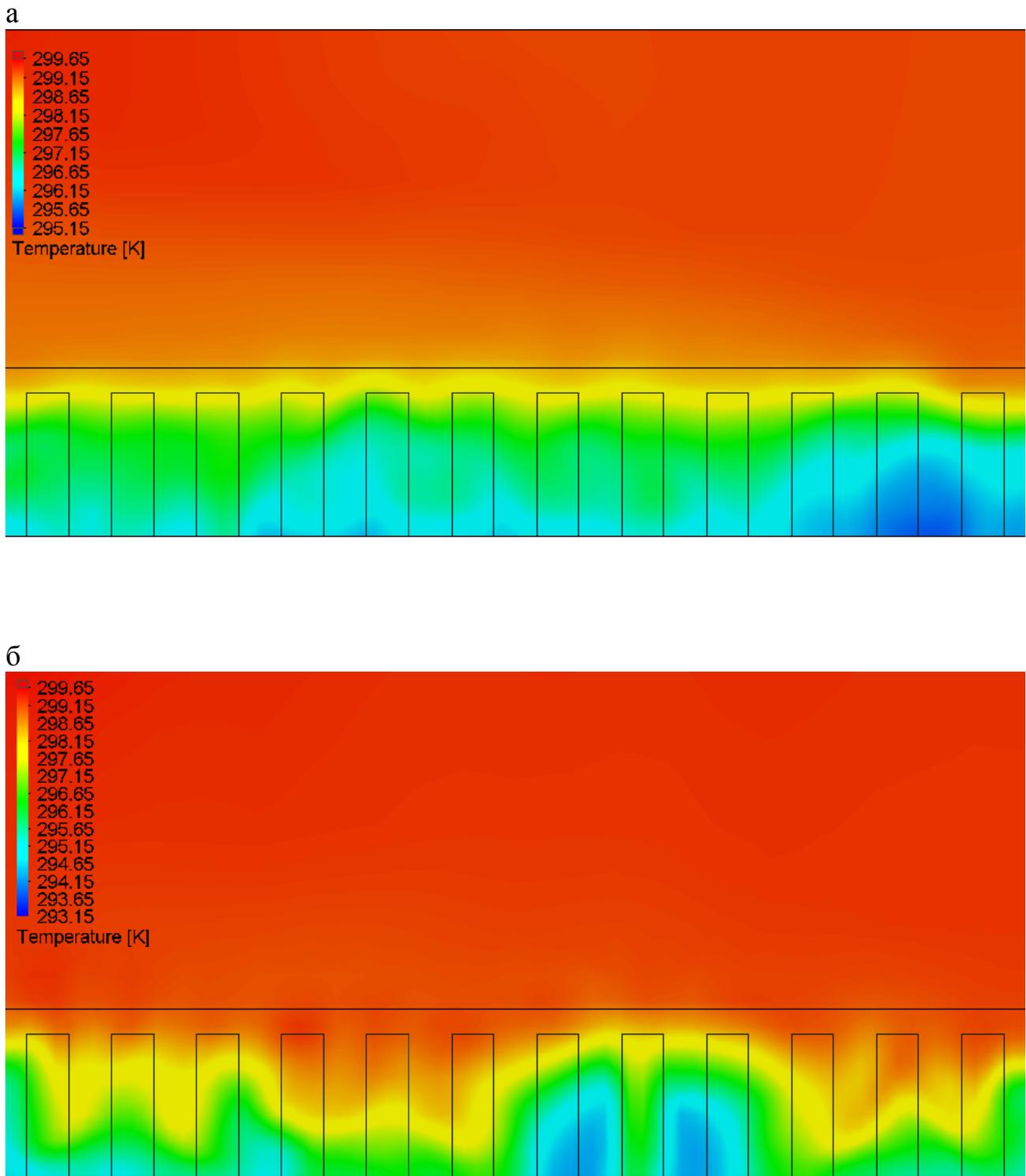


Рис. 11. Температура повітря в приміщенні з решітками 1250×1000 мм з подаванням повітря по 5 с з перервою 15 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

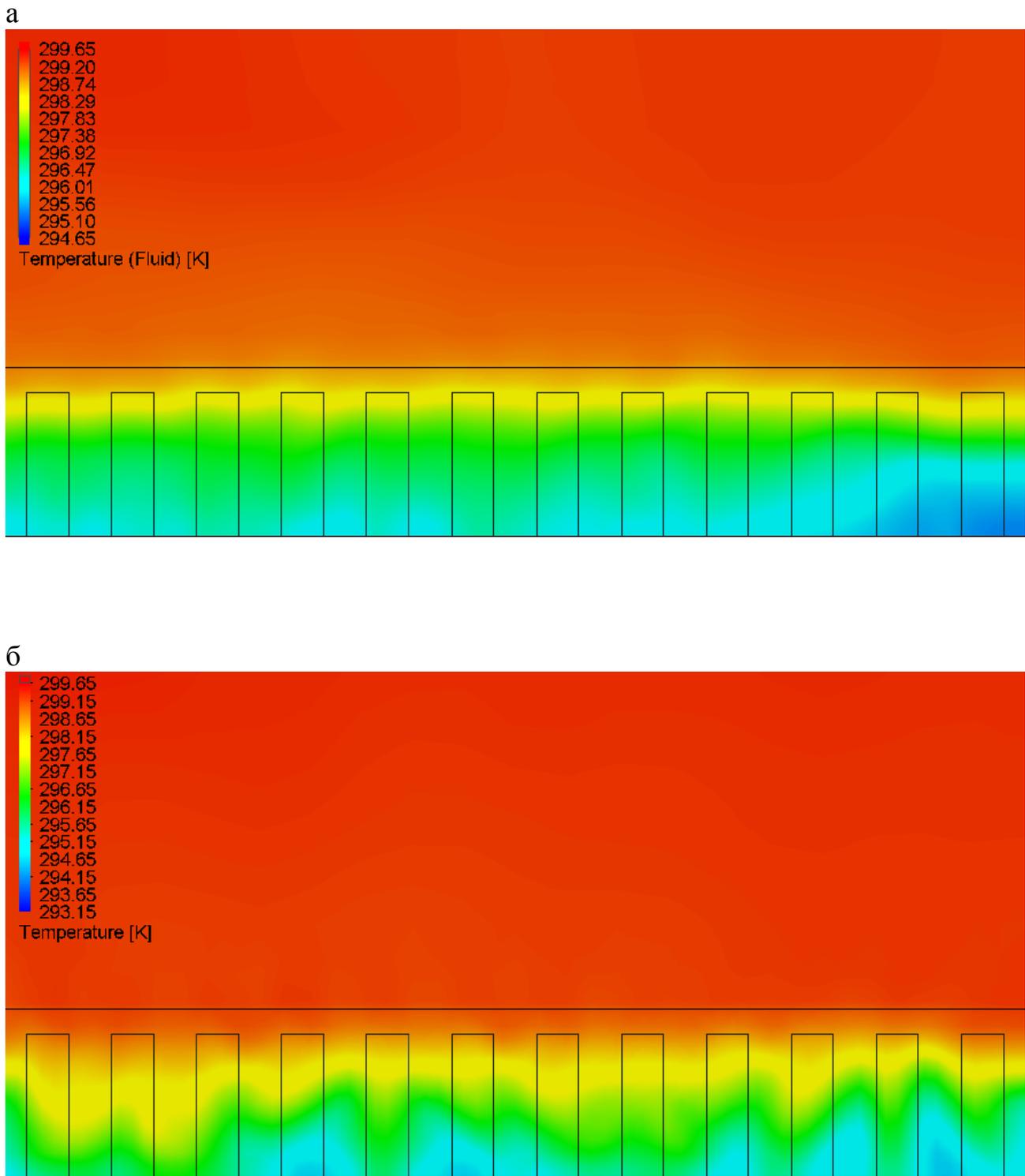


Рис. 12. Температура повітря в приміщенні з решітками 1250×1000 мм з подаванням повітря по 2,5 с з перервою 7,5 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

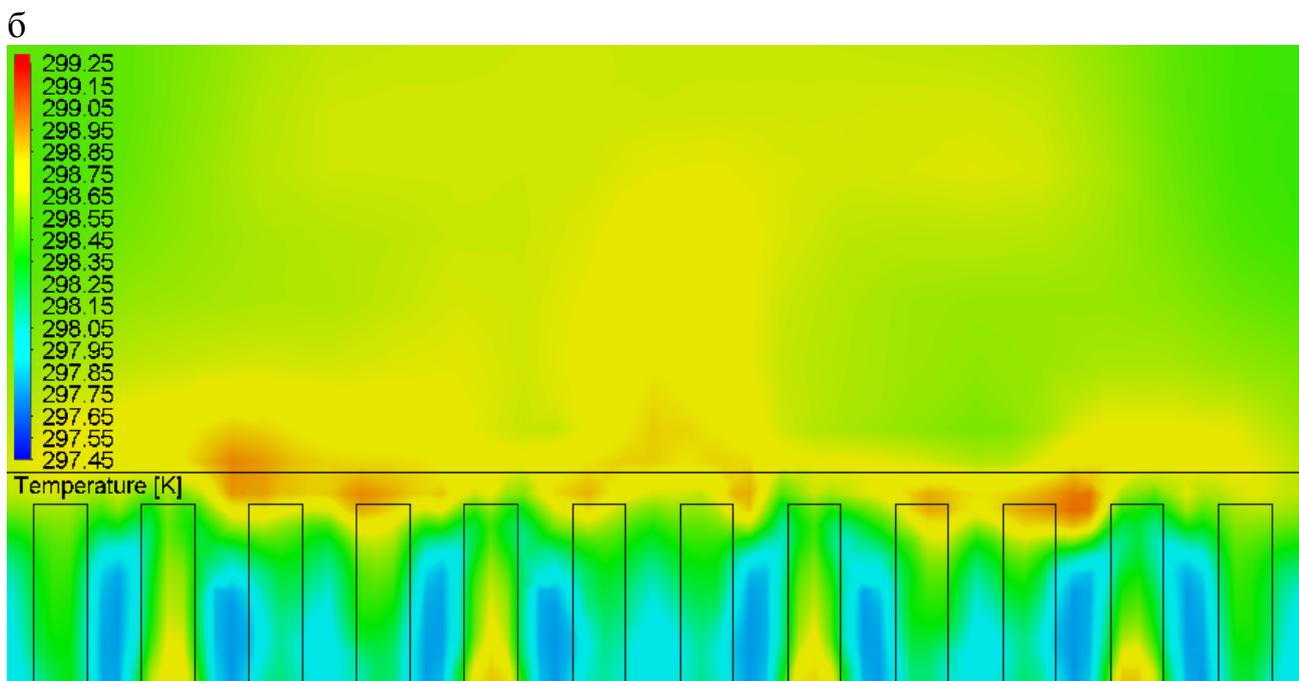
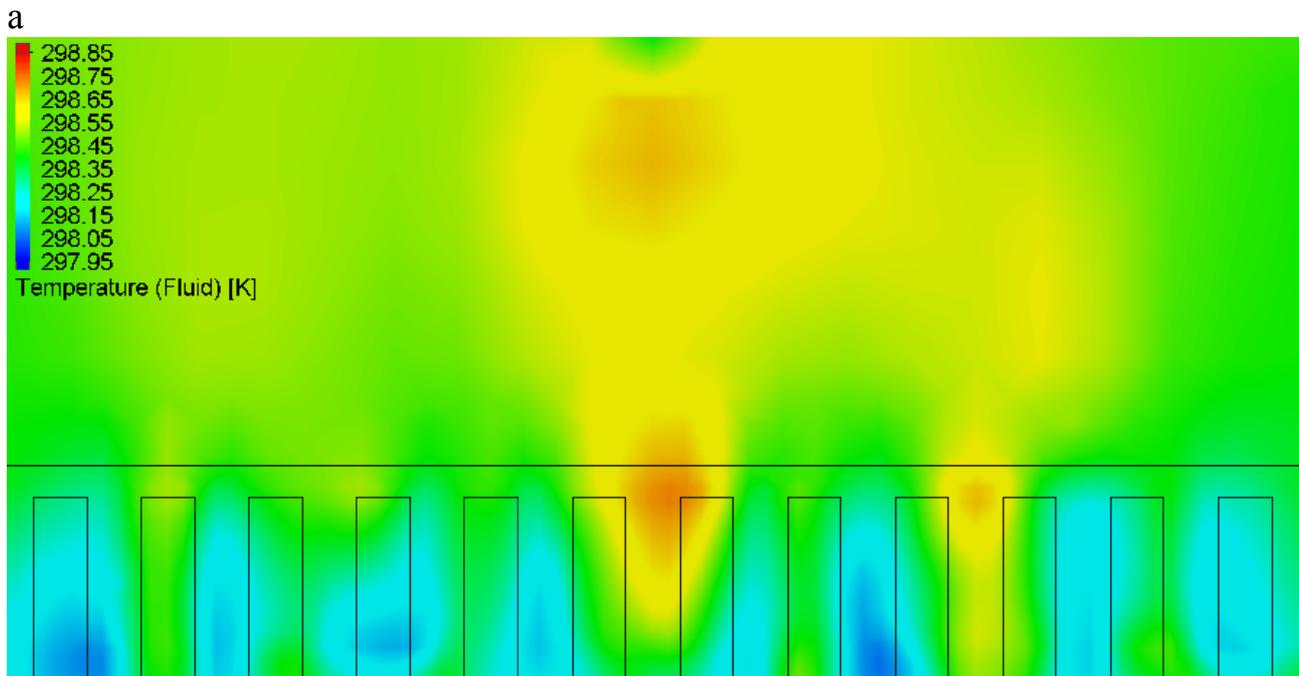


Рис. 13. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з неперервним подаванням повітря в розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

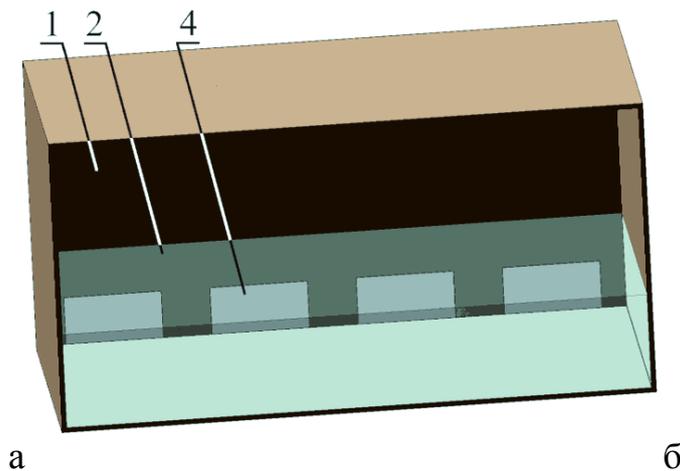


Рис. 14. Модель приміщення з решітками 2000×1000 мм і рівномірним розподіленням в об'ємі 10000 Вт теплонадлишків робочої зони: позначення див. рис. 4

Останнє, зокрема, особливо актуально для багатьох спортивних залів. Тренування можуть передбачати біг або біг з вправами вздовж периметру зали. Якщо вздовж периметру будуть стояти опуклі тумби, то простір між ними біля стін буде мертвою зоною для таких тренувань. А на сьогодні висока вартість площ не допускає такого марнотратства.

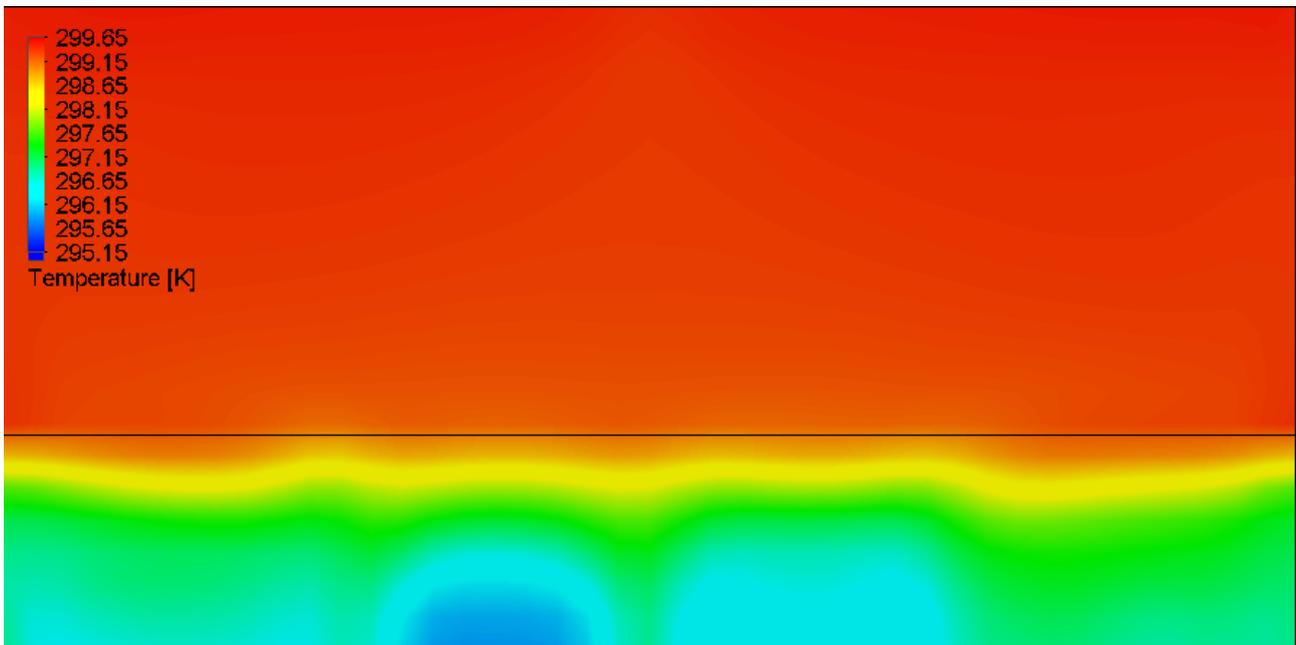
Збільшення швидкості повітря без втрати комфорту дозволяє досягти двох переваг:

- зменшення площі решіток та перерізів повітропроводів задля покращення інтер'єру та зменшення собівартості системи;
- створення періодичного шуму, що відтворює шум вітру.

Для створення гармонійного середовища необхідно поєднати подібний шум з фітодизайном. У разі неможливості займати площі приміщення, слід використовувати ліани на стінах та кашпо з рослинами. Їх слід підбирати залежно від освітленості та вологості.

Висновки. Ідеалізована модель витісняючої вентиляції дозволяє оцінити ефективність організації повітрообміну. В ідеальних умовах, коли припливне повітря поступово асимілює теплонадлишки без підмішування повітря з верхньої зони, коефіцієнт повітрообміну не може бути меншим за 2 і залежить від співвідношення теплонадлишків до робочої та верхньої зон. У разі періодичного подавання повітря коефіцієнт повітрообміну за температурою припливного повітря знижується зі зменшенням часу роботи повітророзподільника, але зростає, якщо за базову прийняти середню температуру повітря на рівні підлоги.

а



б

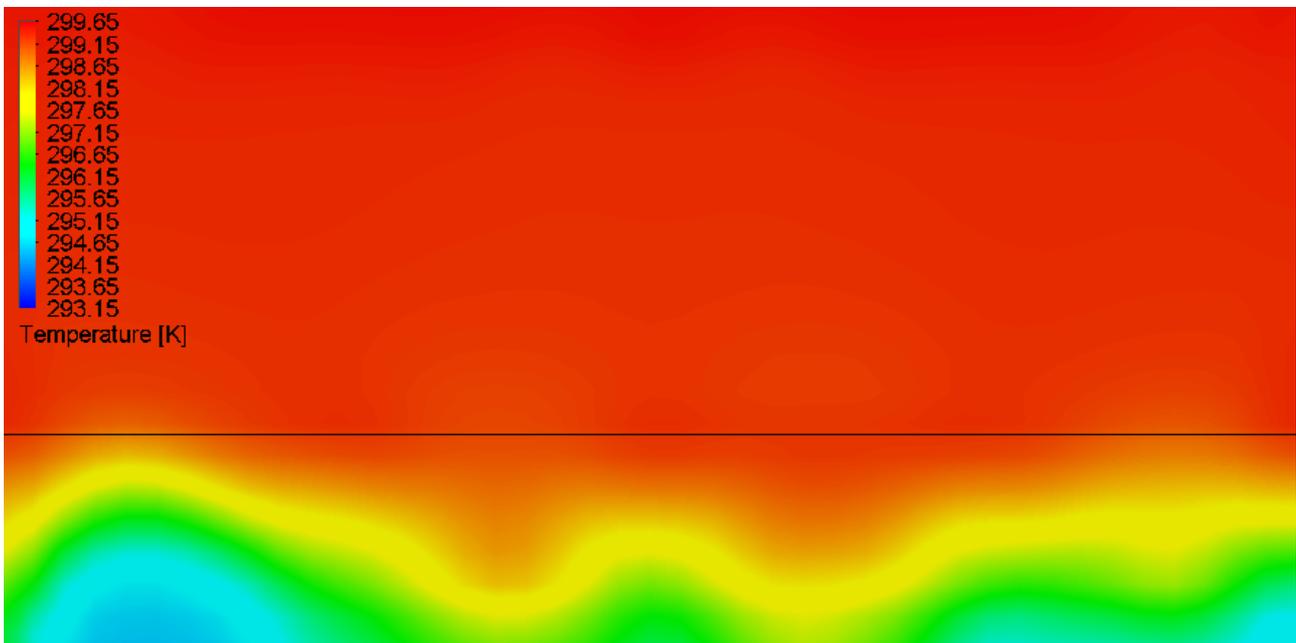
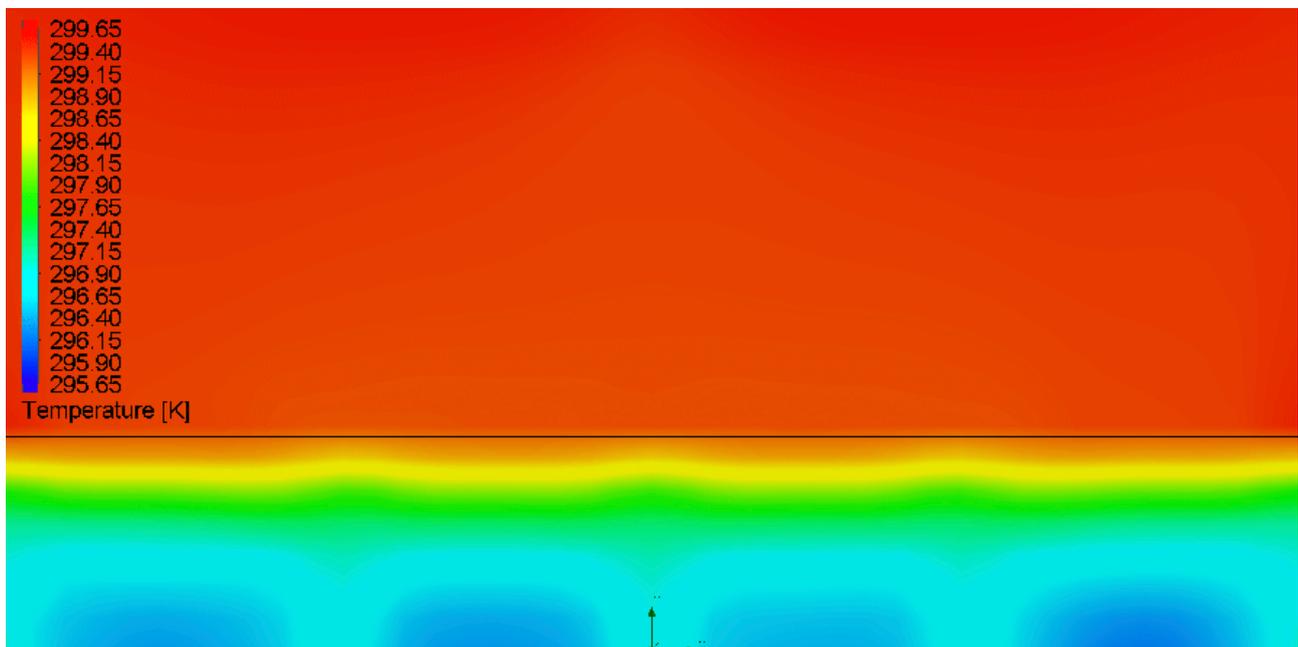


Рис. 15. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з подаванням повітря по 5 с з перервою 15 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

а



б

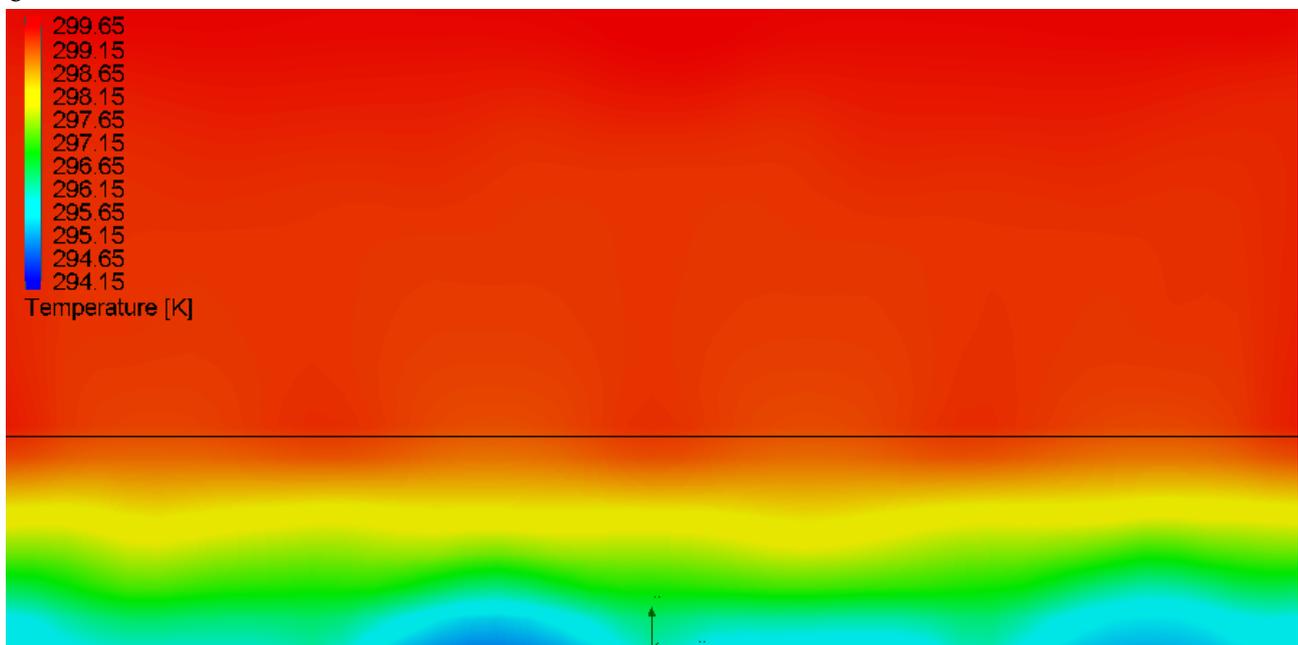
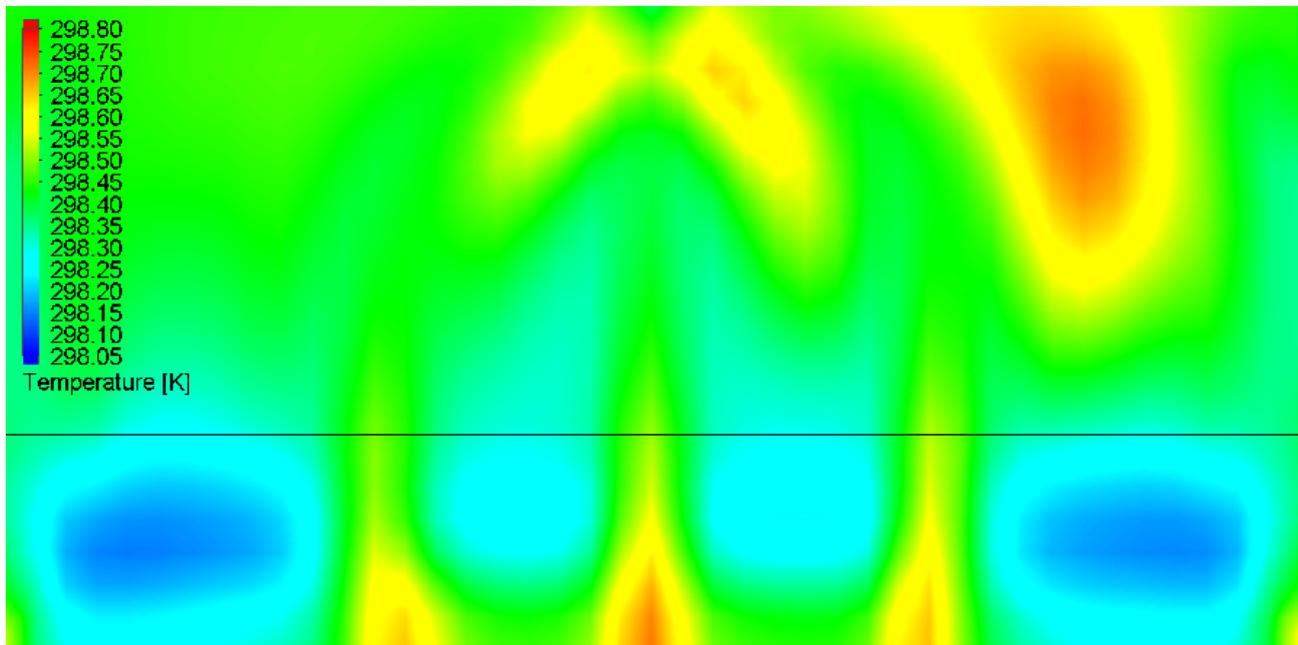


Рис. 16. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з подаванням повітря по 2,5 с з перервою 7,5 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

а



б

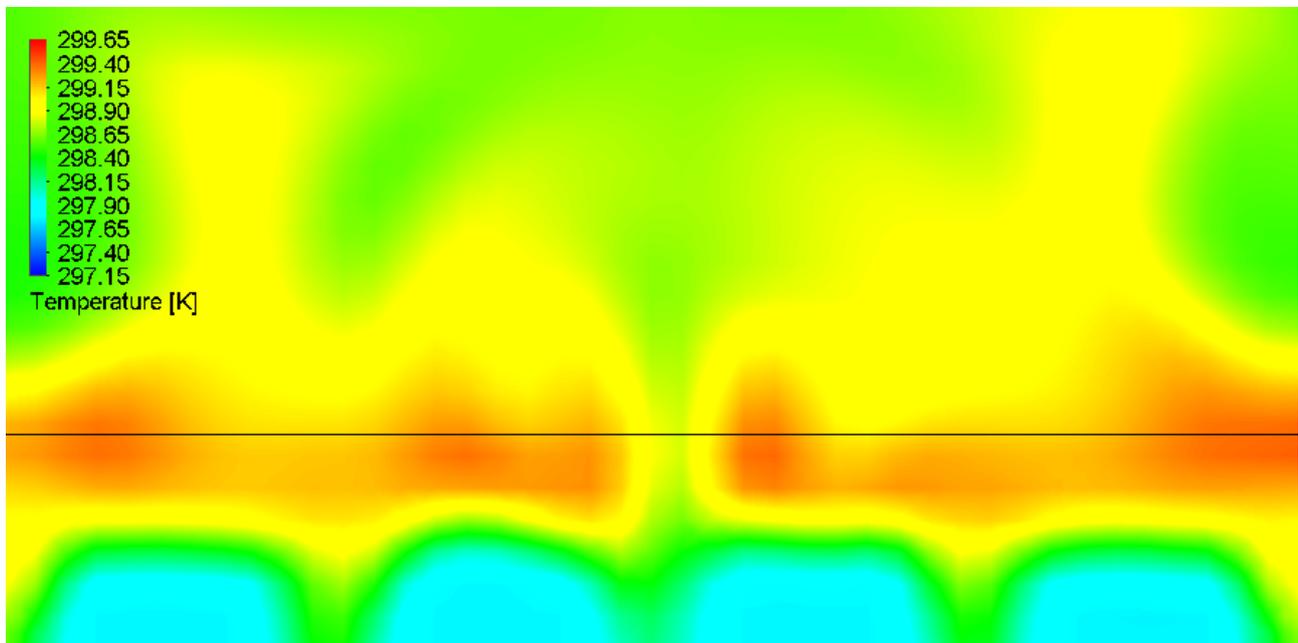


Рис. 17. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з неперервним подаванням повітря в розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

Порушення ідеалізованої моделі спричиняє підсмоктування нагрітого повітря з верхньої зони, що підсилюється розрідженням між потоками повітря зі стінових решіток і тумб. Ефективним рішенням є періодичне подавання повітря, щоб потоки прокладали шлях у практично нерухомому повітрі. Рекомендується подавати повітря в межах нижньої половини робочої зони, щоб уникнути примусового виштовхування повітря з зони фронтом потоків повітря. Для підтвердження такої можливості слід використати моделювання методами обчислювальної гідродинаміки (CFD).

Програми CFD виконують моделювання за явною теплою. Для можливості такого моделювання питома теплоємність повітря має бути постійною. Як показує порівняння повітрообміну за явною, прихованою та повною теплою, політропна теплоємність залежить від початкового й кінцевого стану. Для процесів нагрівання та охолодження при постійному вологовмісті питома теплоємність постійна, але не відповідає $1,006 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, а має розраховуватися з урахуванням питомої теплоємності водяної пари або наближено прийматися $1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Якщо будь-який прямий процес у межах позитивної температури повітря припинити в довільній точці, теплоємність зміниться в межах 5,63 %, що дозволяє вважати її постійною і використовувати моделювання за явною теплою для оцінювальних розрахунків.

Моделювання процесів у приміщенні з витісняючою вентиляцією за запропонованого способу подавання повітря показало, що при розрахунку повітрообміну за ідеалізованою моделлю вона забезпечує нормативні параметри повітряного середовища в робочій зоні поза межами потоків припливного повітря. У межах таких періодичних потоків забезпечується та ж інтенсивність тепловіддавання від організму людини, що й при оптимальних мікрокліматичних параметрах.

Періодичне подавання повітря дозволяє збільшити швидкість і зменшити площі повітророзподільних пристроїв без погіршення комфортного стану людини. Періодичне підвищення рівня шуму здатне імітувати шуми вітру, що рекомендовано поєднати з фітодизайном, узгодженим з призначенням приміщення.

Перспективи подальших досліджень. Остаточне підтвердження комфортного стану людей у межах періодичних потоків повітря вимагатиме соціологічних досліджень за методом PMV/PPD в лабораторних умовах, що потребує грантового підтримання.

References

1. Răcușan, O., Dîrja, M. and Dumitraș, A. ‘Biophyllia and biophylic design effects on quality of life’, *Agricultura*, Vol. 115, Iss. 3-4, 2020 pp. 291–306. Available at: <https://journals.usamvcluj.ro/index.php/agricultura/article/view/13973>.
2. Snizhko, V.V. and Kharitonova, I.P. ‘Rozvytok idei A.M. Hrodzinskoho pro fitodyzain’, *Introduktsiia roslyn*, No. 4, 2006, pp. 35–39. Available at: <https://plantintroduction.org/index.php/pi/article/download/837/802> (Accessed: 19 November 2025).
3. Korbut, V., Tkachenko, T., Mileikovskiy, V., Popov, V., Hlushchenko, R. and Tryhub, O. ‘Natural approaches to organizing displacement ventilation ensuring thermal and noise comfort’, *Ventyliatsiia, Osvitlennia ts Teplohazopostachannia*, Iss. 54, 2025 pp. 6–18. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.6-18>.
4. Jiang, Yingying, Qiao, X., Kong, B., Shi, H. and Jiang, Yanlong. ‘Multi-Objective Comparative Analysis of Various Ventilation–Radiant Coupled Heating Systems’, *Buildings*, Vo. 15, Iss. 20, p. 3784. Available at: <https://doi.org/10.3390/buildings15203784>.
5. Klymenko H. *Povitrorozpodil u stysnennykh umovakh vyrobnychykh prymishchenn z teplonadlyshkamy*. Thesis for candidate of technical sciences. Lviv Polytechnic National University. Available at: <https://nrat.ukrintei.ua/searchdoc/0415U000963/>.
6. Vozniak, O. *Enerhooshchadni tekhnolohii formuvannia dynamichnoho mikroklimatu u stysnennykh umovakh vyrobnychykh prymishchen*. Thesis for candidate of technical sciences. Lviv Polytechnic National University. Available at: <https://nrat.ukrintei.ua/searchdoc/0518U000234/>.
7. Shchekin, R.V., Korenevskii, S.M., Bem, G.E., Skorokhodko, F.I., Chechik, E.I., Sobolevskii, G.D., Melnik, V.A. and Korenevskaiia, O.S. (1976) *Spravochnik po teplosnabzheniiu i ventiliatsii. Kniga 2. Ventiliatsiia i konditsionirovanie vozdukh*. Kiev: «Budivelnyk».
8. ‘DBN V.2.5-67:2013. Heating, ventilation and conditioning’. *Ukrarkhbudinform*, 2013. Available at: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3074971619479783152.

UDC 622.741.3.022;622.7;620.133

Dr. Hab., Prof. **Vadym Korbut**,

korbut.vp@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4560-5463,

Dr. Hab., Prof. **Tetiana Tkachenko**,

tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2105-5951,

Dr. Hab., Prof. **Viktor Mileikovskiy**,

mileikovskiy.vo@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0001-8543-1800,

post-graduate **Serhii Morkovnyk**,

s.morkovnyk@gmail.com, ORCID: 0009-0003-9662-1951

Kyiv National University of Construction and Architecture

PhD., Senior Lecturer **Hanna Klymenko**,

anett.lviv@gmail.com, ORCID:0000-0003-1173-4299

National Lviv Polytechnical University

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.6-32>

MODELING THE ORGANIZATION OF DISPLACEMENT VENTILATION WITH ENSURING THERMAL AND NOISE COMFORT

Abstract. *The energy efficiency of microclimate formation is limited by the need to ensure comfort in the premises. Military conditions dictate deep restrictions on energy consumption. As shown in previous works, displacement ventilation with periodic air supply with an increased operating temperature difference is effective. An idealized model of displacement ventilation is considered, where the supply air gradually assimilates excess heat without mixing air from the upper zone. The air exchange coefficient is greater than or equal to 2 and depends on the ratio of excess heat in the zones. In the case of periodic air supply, the air exchange coefficient by the supply air temperature decreases with a decrease in the air distributor operating time, but increases if the average air temperature at floor level is taken as the base. It is shown that periodic air supply allows to avoid violation of the idealised model due to suction of heated air from the upper zone, which is enhanced by rarefaction between air flows, which pave a path in practically still air. It is recommended to supply air within the lower half of the working zone in order to avoid forced expulsion of air from the zone. Computational hydrodynamics should be used for confirmation. For modeling the possibility, the specific heat capacity of air should be constant during the process. Polytropic heat capacity depends on the initial and final states. In particular, for heating and cooling processes at constant moisture content, heat capacity is constant, but does not correspond to 1.006 kJ/(kg·K) taking into account specific heat capacity of water vapor. It is determined that if any direct process within positive air temperature is stopped at an arbitrary point, heat capacity*

will change within 5.63%, which allows us to consider it constant for estimation calculations. Modeling of the proposed method of air supply showed effective provision of thermal comfort for people. Periodic increase in noise level can simulate wind noise, which is recommended to be combined with phytodesign, consistent with the purpose of the room.

Keywords: *energy efficiency, comfort, displacement ventilation, dynamic microclimate, CFD, air exchange factor, phytodesign, noise.*

Received/Надійшла до редакції 20.10.2025
Reviewed/Рецензована 12.11.2025
Accepted/Прийнята 26.11.2025

УДК 620.9

к.т.н. доц. **Олександр Погосов**,
pogosov_aleksandr@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2158-8897,
асист. **Євген Кулінко**,
yevhen_kulinko@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8834-3600,
аспірант **Богдан Козячина**,
bohthankoziachyna@gmail.com, ORCID: 0009-0000-6972-3862,
Київський національний університет будівництва і архітектури
керівник департаменту інновацій **Микола Кольчик**,
nkolchik@gmail.com, 0009-0008-9272-2399

Товариство з обмеженою відповідальністю «Фраг Леб»

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.33-46>

АНАЛІЗ ТА ШЛЯХИ РОЗВИТКУ УКРАЇНСЬКОГО ЗАКОНОДАВСТВА У СФЕРІ ВИМОГ ДО ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬ

***Анотація.** У статті пропонується енергоекономічний метод оцінювання рівня розвитку енергоефективності країни, який базується на сумарному споживанні первинної енергії та величині внутрішнього валового продукту. Результати оцінювання є якісними та не можуть застосовуватися для кількісного оцінювання сектору. Проте вони свідчать щодо недостатнього рівня впровадження заходів підвищення енергетичної ефективності будівель в Україні та значний потенціал впровадження таких заходів. Крім цього, проаналізовано підходи та кількісні показники вимог щодо сектору енергоефективності в країнах світу. Вказано на основні ключові фактори, які впливають на оцінку класу енергетичної ефективності будівель. Проаналізовано зростання населення міста Києва й Київської області та, відповідно, актуальність розвитку заходів підвищення енергоефективності в регіоні. Розкрито кількісні показники приведенного опору теплопередачі огорожувальних конструкцій та понять енергопотреби, енергоспоживання, первинної енергії в розрізі країн світу. Систематизовано можливі перспективні напрямки розвитку галузі в Україні. Виокремлено важливість коригування кліматологічних даних, які застосовуються в інженерному проектуванні, а також необхідність детального врахування масивності та відповідної їй теплової інерції внутрішніх і зовнішніх огорожувальних конструкцій.*

***Ключові слова:** енергоефективність; енергопотреба; енергоспоживання; первинна енергія; приведений опір теплопередачі.*

Постановка проблеми. Енергоспоживання первинних енергетичних ресурсів залежить від безлічі факторів, які потрібно контролювати та

оцінювати. Загалом система генерування, транспортування, розподілення та споживання енергії є комплексом підсистем, для кожної з яких існують певні підходи до оцінювання енергетичної ефективності [1]. Законодавчо в Україні існує ранжування за підсистемами і підходами до оцінювання їх ефективності, відповідно до чого закріплено поняття первинної енергії, енергопотреби та енергоспоживання. Наразі в українському законодавстві чітко закріплено вимоги до нового будівництва, реконструкції та капітального ремонту саме в розрізі енергоспоживання.

Україна стала на шлях комплексного сталого розвитку будівництва та енергоефективності, зокрема задекларувала принципи та підходи, притаманні країнам Європейського Союзу [2]. На жаль, спадщина будівель пострадянського простору вкрай потребує всього комплексу підходів реконструкції та капітального ремонту, реновації та термомодернізації [3, 4] з метою підвищення блоку показників: енергоспоживання, соціального та екологічного ефектів.

Проводити комплексне оцінювання енергетичної ефективності країни складно та не завжди можливо за допомогою кількісних показників. Для оцінювання потенціалу України в напрямку енергетичної ефективності та сталого розвитку галузей будівництва (зокрема реконструкції та капітального ремонту) можливий якісний підхід оцінювання відношення загального питомого споживання енергії на одиницю населення до величини внутрішнього валового продукту країни. На рис. 1 наведена ретроспектива питомого сумарного споживання первинної енергії на одну особу [5]. На рис. 2 зображено зміну за роками внутрішнього валового продукту на одну особу [5].

З показників рис. 1 та рис. 2 можна сформуванати умовний якісний показник потенціалу запровадження підходів сталого будівництва та комплексу заходів з енергоефективності. На гістограмі (рис. 3) наведені такі показники за 2021 рік для певних країн. Показник, характерний для України становить 2,17 кВт·год/\$ ВВП, що на 57 % більше ніж показник країн ЄС та на 64 % більше за показник Великобританії. Отриманий результат свідчить про наявність високого потенціалу до впровадження заходів підвищення енергоефективності та комплексних заходів зі сталого розвитку, зокрема в будівельній галузі України.

З показників на рис. 1 і 2 можна сформуванати умовний якісний показник потенціалу запровадження підходів сталого будівництва та комплексу заходів з енергоефективності. На гістограмі (рис. 3) наведені такі показники за 2021 рік для певних країн. Показник, характерний для України становить 2,17 кВт·год/\$ ВВП, що на 57 % більше ніж показник країн ЄС та на 64 % більше за показник Великобританії. Отриманий результат свідчить про наявність високого потенціалу запровадження заходів щодо енергоефективності та комплексних заходів зі сталого розвитку, зокрема в будівельній галузі України.

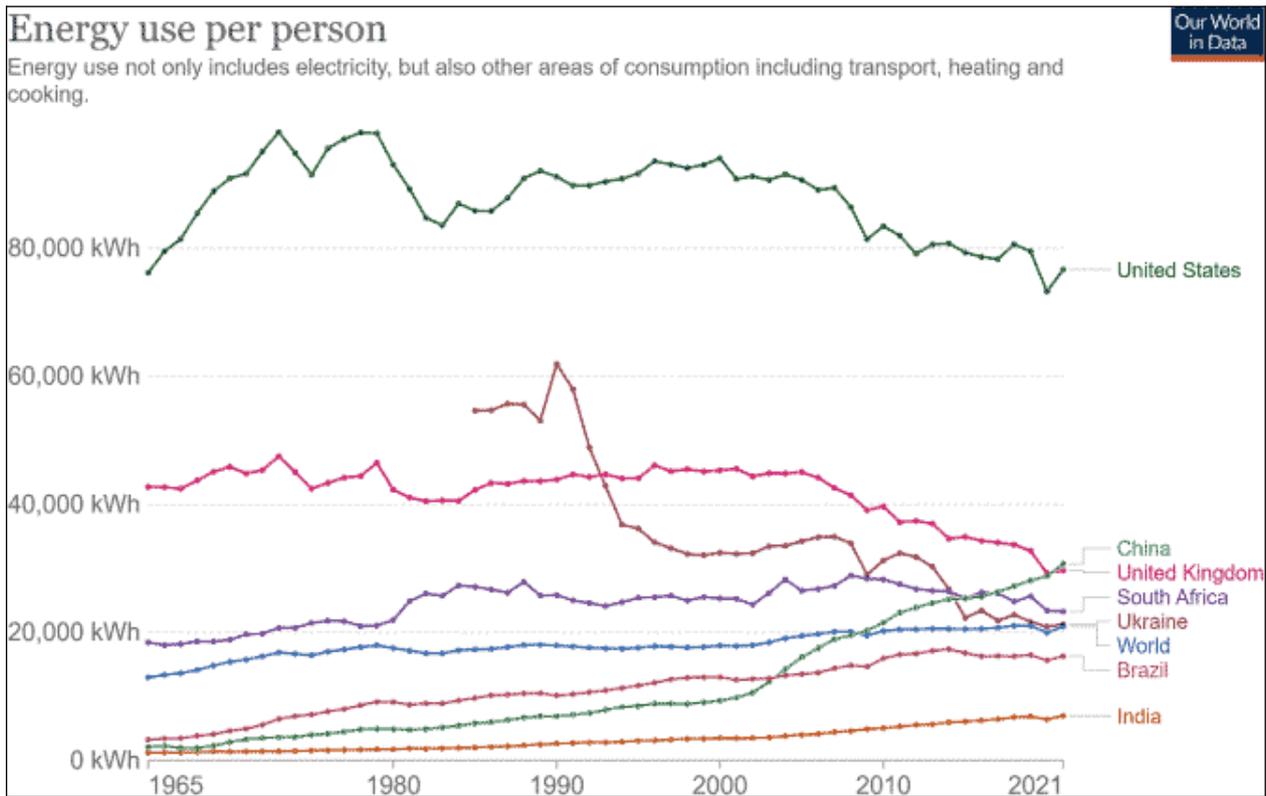


Рис. 1. Ретроспектива сумарного споживання первинної енергії за всіма видами палива в розрізі країн світу, кВт*год/люд [5]

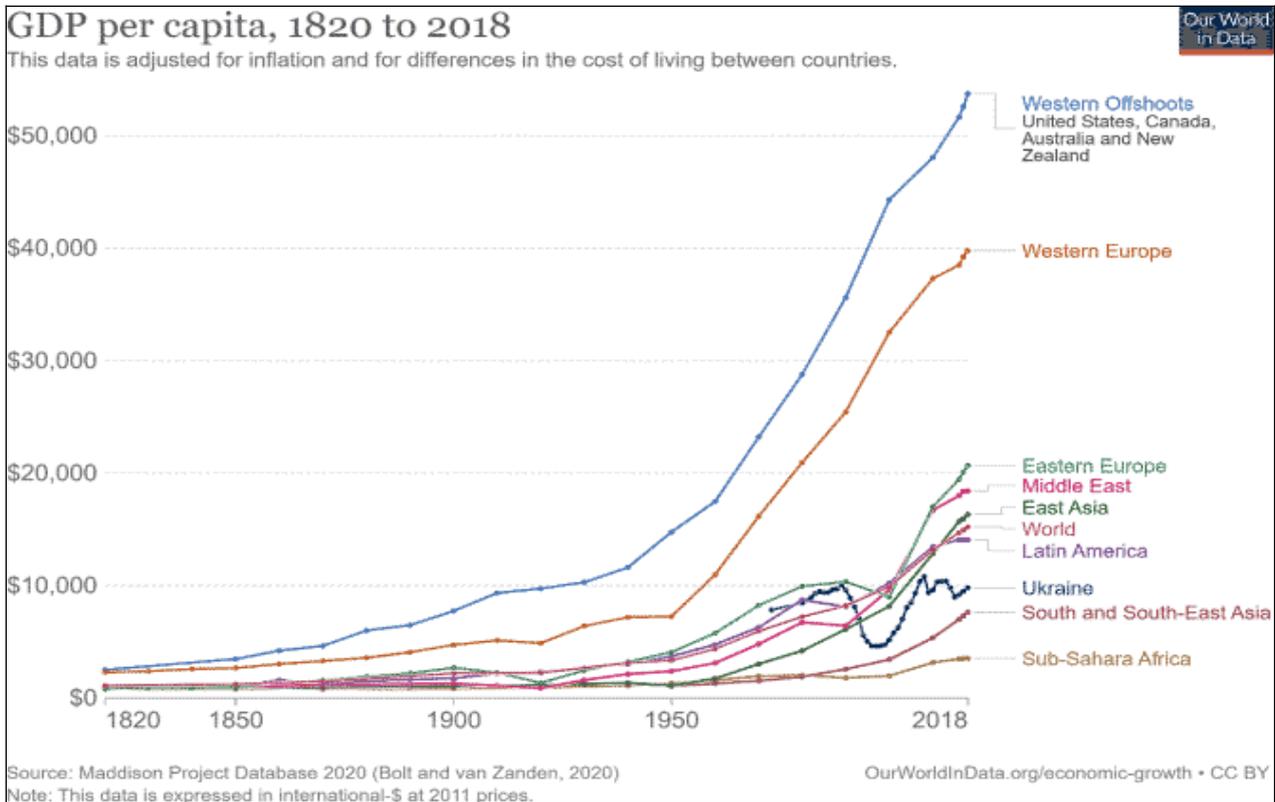


Рис. 2. Ретроспектива зміни показника внутрішнього валового продукту в розрізі країн світу, \$/люд [5]

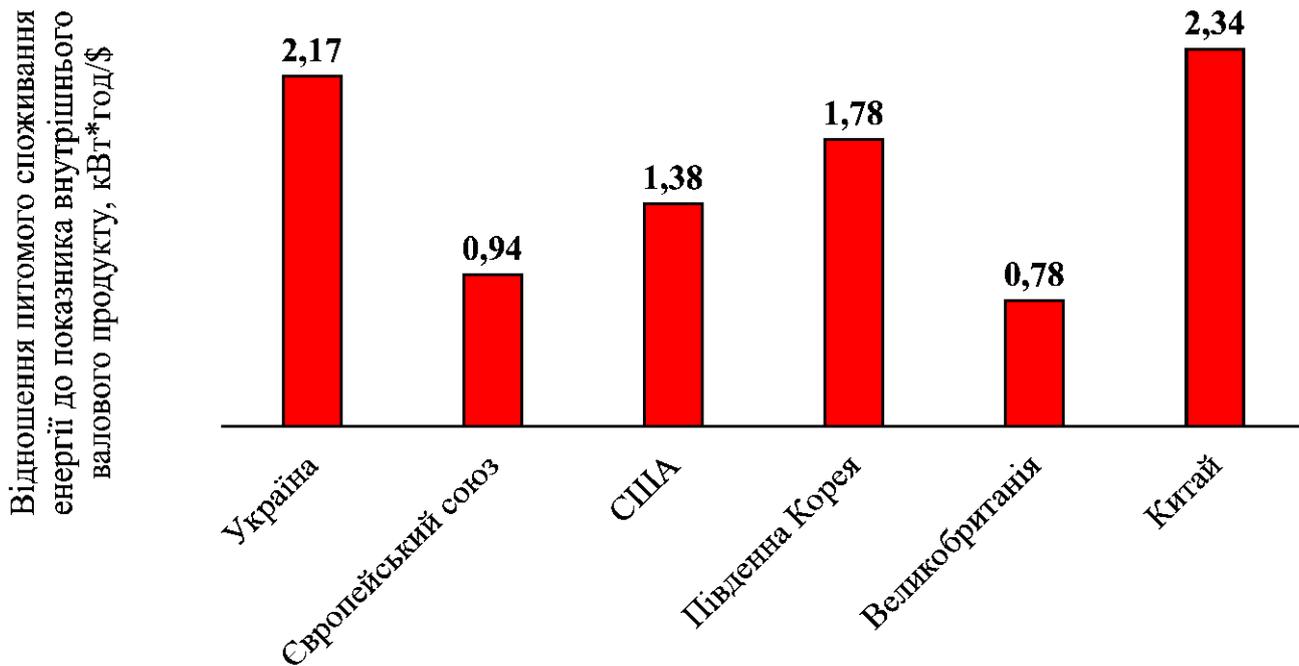


Рис. 3. Відношення питомого споживання енергії до показника внутрішнього валового продукту, кВт*год/\$

Характерними особливостями Києва та Київської області України є стрімкий (зокрема технологічний) розвиток протягом останніх років, який вочевидь загальмувався після початку повномасштабної російської агресії 24 лютого 2022 року.

Населення регіону (рис. 4) стрімко зростало з 2012 року [6]. Це водночас зумовило і стрімке зростання будівельної галузі, зокрема в частині будівництва багатоквартирних та індивідуальних житлових будинків. Так само, зростання населення потребує нового будівництва, реконструкції та/або капітального ремонту наявних будівель соціальної сфери та об'єктів енергетики [7].

Економічне зростання в поєднанні зі сталим соціальним та екологічним ефектом можливі в тому числі при оптимальному розвитку будівельної галузі країни, яка тісно пов'язана з енергетичним сектором та сектором виробництва будівельних матеріалів [8, 9].

Актуальність дослідження. Енергоефективність будівель є одним з ключових чинників раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів та зниження навантаження на енергетичну систему країни. Значна частина існуючого житлового і громадського фонду України була зведена за застарілими нормами, що зумовлює неефективне використання енергії. В умовах гармонізації нормативної документації з європейськими вимогами виникає потреба у вдосконаленні нормативної бази та розробленні практичних підходів до оцінки і підвищення енергоефективності будівель.

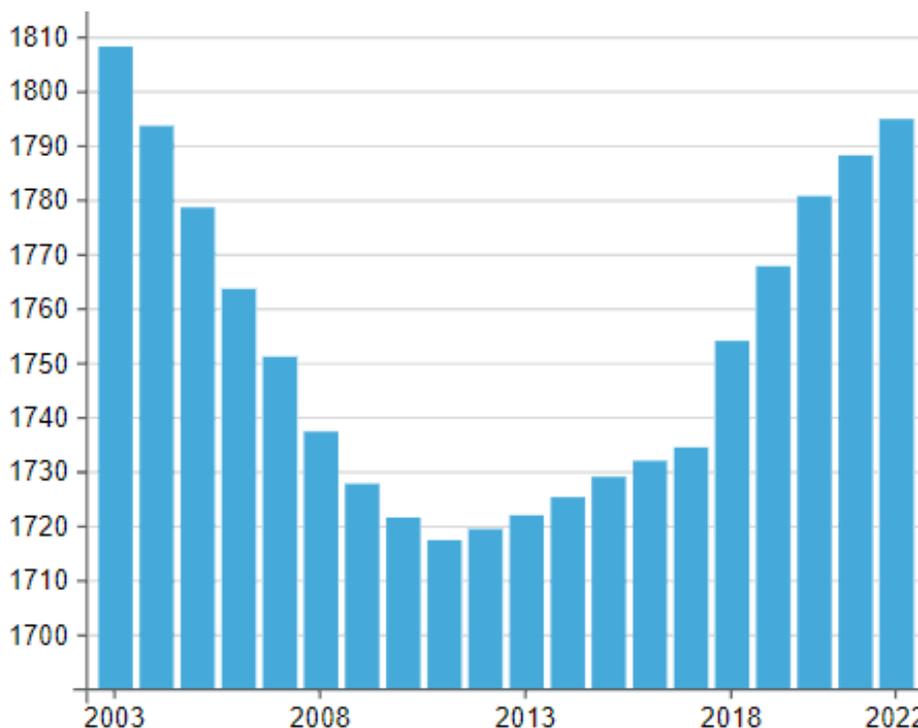


Рис. 4. Зміна населення (тис. люд) Київської області за період 2003-2022 роки [6]

Останні дослідження та публікації. Будівельні енергетичні норми й стандарти, також відомі в деяких країнах як "енергетичні стандарти для будівель", "теплові норми будівель" або "норми енергоефективності будівель", є ключовим інструментом регулювання. Вони використовуються державами для зниження впливу будівель на енергетичний сектор і навколишнє середовище з забезпеченням при цьому комфорту та сучасних умов проживання для мешканців [10].

З метою забезпечити обмін досвідом між різними країнами у сфері енергоефективності було проведено дослідження [11], у якому проаналізовано стандарти енергоефективності будівель, що запроваджені в країнах-членах Європейської Економічної Комісії Організації Об'єднаних Націй.

З основних критеріїв, за якими проводилось оцінювання стандартів, як-от обов'язковість дотримання, технічні вимоги, механізми правозастосування та заохочення, Україна отримала найменшу оцінку лише з останнього критерію. Низька оцінка пояснюється відсутністю фінансових стимулів від держави, які б мотивували дотримуватися вимог енергоефективності та впроваджувати відновлювані джерела енергії, як це відбувається в більшості країн ЄС. Лідером у підтриманні описаних заходів є Франція, у якій всіляко заохочують і винагороджують ініціативи, що передбачають вихід за межі будівельних енергетичних нормативів.

У роботі [12] представлено дослідження будівельних енергетичних

стандартів та процесу сертифікації в країнах ЄС. Особливу увагу зосереджено на суворості будівельних енергетичних стандартів, мінімальних технічних вимогах і процесі моніторингу та сертифікації будівель. Огляд нормативних стандартів проводився на прикладі трьох країн: Швеції, Німеччини та Іспанії, що представляють три різні кліматичні зони, позначені в роботі як «холодна», «помірна» та «тепла» зони відповідно. Особливий інтерес при цьому викликають вимоги до енергоефективності стандартів Швеції та Німеччини. Адже кількість градусодіб, притаманна опалювальним періодам цих країн, є доволі близькою до кількості градусодіб опалювального періоду міст України [13].

Будівельні норми Швеції називаються Boverket's Building Regulations (BBR). Головним чином їхні вимоги базуються на вимірних обсягах спожитої енергії для опалення, охолодження, гарячого водопостачання та інших загальних потреб будівлі (насоси, вентилятори, освітлення для всіх будівель) за винятком енергоспоживання побутовими приладами. Основним показником, який використовується для встановлення критеріїв енергоефективності, є питома придбана енергія (кВт·год/м²). Питома придбана енергія в нормах визначається як енергія, що надходить до технічного обладнання для обслуговування будівлі, нормована на одиницю опалюваної площі. Іншими словами, це тільки та енергія, за яку власник будівлі повинен заплатити (тобто без урахування "безкоштовної" енергії, зокрема сонячної або геотермальної) [14, 15]. Особливістю вимог даного нормативу є відсутність необхідності перевіряння кожного з параметрів, якщо показник питомої придбаної енергії знаходиться у встановлених межах [16]. Таким чином, власники будівель можуть вільно обирати, на чому зосередити свої зусилля для досягнення енергоефективності. Як наслідок, в нормативі немає якісних показників щодо окремих частин системи (наприклад, ефективності котла). Доки загальне вимірне значення є нижчим за вимоги, будівля вважається такою, що відповідає вимогам. Тим не менш, існують загальні рекомендації, як-от мінімальні вимоги до опору теплопередачі та герметичності, які повинні бути дотримані. Відповідність конкретним критеріям придбаної енергії досягається шляхом вимірювання фактичного енергоспоживання будівлі після заселення.

У Німеччині запроваджено стандарт під назвою EnEv, у якому мінімальні вимоги до енергоефективності будівлі розраховують шляхом порівняння її енергетичних показників з показниками еталонної будівлі [17]. Ця теоретична будівля-блізнюк ідентична реальній будівлі за своїм розташуванням, розміром, геометрією, орієнтацією тощо і використовує стандартні еталонні значення для компонентів і технологій для розрахунку енергоефективності, як визначено в

додатку EnEV. Реальна будівля повинна відповідати розрахунковим значенням річного споживання первинної енергії на опалення, гаряче водопостачання, вентиляцію та охолодження, так само як і еталонна будівля.

Нові будівлі згідно з даним нормативом повинні передбачати використання відновлюваної енергії. При використанні відновлюваної енергії, виробленої на місці, вона віднімається від кінцевої потреби будівлі в енергії. Мінімальний обсяг використання відновлюваної енергії залежить від типу джерела. Наприклад, 50 % загального енергоспоживання має бути покрито за рахунок відновлюваних джерел енергії, якщо використовується геотермальна енергія, та 15 % – якщо сонячна [18]. Якщо мінімальні обсяги відновлюваної енергії на місці не можуть бути вироблені та використані, будівля повинна відповідати альтернативним варіантам, вказаним у нормативі.

Енергоефективність будівлі згідно з нормативами, чинними в країнах ЄС, може бути оцінена двома методами: на основі розрахункових показників або фактичного енергоспоживання. Методологія оцінки енергоефективності в різних країнах-членах ЄС відбувається по-різному. Серед 27 країн ЄС 14 прийняли методологію, що базується на розрахунковому енергоспоживанні [12].

В інших країнах враховується як фактичне, так і розрахункове енергоспоживання, що залежить, головним чином, від типу будівлі або її віку.

У такій країні, як Словенія, методологія фактичного енергоспоживання застосовується лише до нежитлових будівель [19], тоді як в Естонії та Латвії оцінка фактичного енергоспоживання поширюється на всі наявні будівлі, а також на новобудови [20].

У Швеції розрахунковий рейтинг виконується до початку будівництва нової будівлі, а після завершення будівництва та введення в експлуатацію обов'язково видається сертифікат на основі виміряного енергоспоживання [21].

Формулювання цілей статті. Задачами статті є аналіз наявних вимог до енергоефективності будівель в Україні, порівняння цих вимог з міжнародними практиками, виявлення проблематичних аспектів чинної нормативної документації та визначення напрямів її вдосконалення.

Основна частина. Визначимо, наскільки вимоги до максимальних коефіцієнтів теплопередачі огорожень та до максимального питомого показника енергоспоживання житловими будівлями, висунуті в українському нормативі ДБН В.2.6-31:2021, відрізняються від вимог німецького [12], шведського [11] та польського [22] нормативів. Для цього порівнюємо ці показники (таблиці 1-2). Значення коефіцієнтів теплопередачі в нормативах України та Швеції залежать від температурної зони, тому в таблиці вказані діапазони між мінімальним та максимальним значеннями. У стандартах Німеччини та Польщі такого розділення немає.

Таблиця 1.

Порівняння вимог до коефіцієнта теплопередачі огорожень стандартів енергоефективності різних країн

Тип огороження	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м ² *К			
	Україна	Німеччина	Швеція	Польща
Зовнішні стіни	0,25–0,28	0,28	0,1–0,18	0,2
Дах	0,14–0,16	0,2	0,08–0,13	0,15
Вікна	1,11–1,43	1,3	1,1–1,3	0,9
Двері	1,43–1,66	1,8	–	1,3

Таблиця 2

Порівняння показників питомого енергоспоживання житловими будівлями між різними стандартами енергоефективності

Тип житлового будинку	Максимальний питомий показник енергоспоживання, кВт*год/м ²		
	Україна	Швеція	Польща
Індивідуальний	110–120	80–130	105
Багатоквартирний	65–85	75–115	95

З порівняльних таблиць видно, що вимоги до максимального коефіцієнту теплопередачі українського ДБН В.2.6-31:2021 є досить близькими до вимог німецького та польського нормативів.

Вимоги українського нормативу до коефіцієнтів теплопередачі покриття та дверей виявились навіть більш суворими порівняно з німецьким нормативом. Але вимоги до коефіцієнтів теплопередачі покриття й стін шведського нормативу та вимоги до вікон польського виявились найбільшими поміж усіх. Щодо показників питомого максимального енергоспоживання будівель можна зробити висновок, що вимоги українського нормативу порівняно з нормативами Швеції та Польщі є більш суворими до багатоповерхових житлових будинків та м'якшими – до односімейних будинків.

Загалом сталий розвиток у будівництві, архітектурі та просторовому плануванні можна умовно розділити на такі групи напрямків з характерними саме Україні особливостями:

1. Розроблення планів дій сталого розвитку та їхнє впровадження. Будь-яка система, зокрема й будівельна галузь, є ієрархічно побудованою з необхідністю застосування комплексних підходів щодо генерального планування з урахуванням промислового розвитку регіонів та наявності вторинних енергетичних ресурсів і відновлюваних джерел;

2. Архітектура зеленого відновлення та сучасного будівництва. Значна кількість застарілих та з перевищеними термінами експлуатації будівель, а наразі також і значна кількість об'єктів, які потребують відновлення після бойових дій, формує необхідний напрямок розвитку будівельної галузі для окремих будівель і комплексів об'єктів.
3. Оптимізаційне конструювання будівель цивільного призначення та об'єктів інфраструктури. Одним з базових та основних чинників, що формують енергоспоживання будівель, є власне теплозахисна оболонка, оптимізування якої повинно відбуватися комплексно за напрямками архітектурної геометрії, конструктивних рішень і теплотехнічних показників.
4. Енергоефективне проектування інженерних систем при відновленні та новому будівництві. Інженерні мережі, як і оболонка будівлі, визначають не лише рівень енергоспоживання будівлі, а й рівень комфорту.
5. Доступність і безпека в будівництві і архітектурі. Не варто забувати, що на рівні з економічними та енергетичними показниками, значущу роль відіграють і соціальні ефекти будівництва, особливо для вразливих груп населення.

Досяжність цілей сталого розвитку в будівництві, архітектурі та сталому плануванні в першу чергу залежить від навичок і вмінь майбутнього покоління спеціалістів у галузі. Тому вкрай актуальною є підготовка за сучасними та комплексними підходами спеціалістів-будівельників, основною метою роботи яких буде створення будівель, що можуть забезпечити сталий та водночас ефективний розвиток країни.

У 2025 році в Україні прийнято вимоги до будівель з близьким до нульового рівнем споживання енергії [23]. На відміну від інших нормативів, базою є первинна енергія, тобто енергія до будь-якого перетворення. Це чтало значним прогресом на шляху євроінтегрування.

Висновки та пропозиції. У цілому в Україні функціює достатньо насичений і жорсткий комплекс вимог щодо енергоефективності будівель. Є недоцільним збільшувати кількісні вимоги щодо ключових параметрів на кшталт приведенного опору теплопередачі та енергоспоживання.

Загалом законодавство України в секторі Енергоефективності за останні 5-10 років сягнуло далеко вперед та стало більш близьким до європейських підходів.

Клас енергетичної ефективності будівель при новому будівництві та реконструкції присвоюється на етапі виконання затверджувальної стадії проектних робіт. Присвоєння класу відбувається за результатами розрахунків енергетичного сертифікату, який завантажується в ЄДЕССБ паралельно з

завантаженням затверджувальної стадії проектно-кошторисної документації. Таким чином, енергетичний сертифікат в первинній своїй формі є результатом аналізу проектною документації і відношення до моніторингових експлуатаційних показників об'єкту не має. При цьому практика експлуатації, яка склалася в Україні, при повторній сертифікації об'єкту дасть розбіжність з проектним сертифікатом в «кращу» сторону. Це свідчить лише про «неексплуатацію» частини інженерних систем.

Клас енергетичної ефективності присвоюється залежно від відсоткового відхилення показника енергоспоживання від мінімально встановлених вимог (для класу С). При цьому мінімально встановлені вимоги до енергоспоживання і є фактично первинним абсолютним фактором, що в подальшому визначить клас. Вбачається, що мінімально встановлені вимоги до різних типів будівель повинні бути відкориговані.

Існує три базових «енергетичних» терміни: енергопотреба, енергоспоживання (на нього зараз і орієнтуються при присвоєнні класу), первинна енергія. Доцільно прискорити перехід на нормування за первинною енергією. Адже номінально саме первинна енергія відображає суть використання енергії глобально, тобто з урахуванням чинників і економіки, і екології.

Чисельні показники енергоспоживання та первинної енергії (маються на увазі мінімальні вимоги) для кожної країни будуть індивідуальними, оскільки спираються в основі на кліматичні показники. Тому встановлювати близькі значення енергоспоживання/первинної енергії для України та Іспанії не має сенсу.

Для інвестора-нерезидента доцільно паралельно з чинними українськими вимогами законодавства в секторі енергоефективності:

- дозволити зобов'язати підрядні організації розраховувати «інший» клас енергетичної ефективності, пов'язаний з первинною енергією (а не з енергоспоживанням);
- увести механізм моніторингу об'єктів, споруджених за гроші, призначені на «відновлення/модернізацію» України (мається на увазі більш дієвий механізм, аніж моніторинг що десять років);
- увести механізм дотацій/знижок на енергоносії для об'єктів, клас енергетичної ефективності яких підтверджений моніторингом, а при цьому потрібно контролювати залученість при експлуатації всіх запроєктованих інженерних систем;
- визначити вимоги та запустити в Україні сертифікацію будівель не лише з близьким до нульового енергоспоживанням, але й з нульовим енергоспоживанням і активні (енергія плюс, просьюмерські).

References

1. Capozzoli, A., et al. "Mining typical load profiles in buildings to support energy management in the smart city context." *Energy Procedia*, vol. 134, 2017, pp. 865-874
2. Zelenko, V. A., et al. "Problema enerhoefektyvnosti u modeli staloho rozvytku Ukrainy: dosvid YeS." *Sotsialno-ekonomichni problemy suchasnoho periodu Ukrainy*, no. 1, 2019, pp. 18-23 (in Ukrainian).
3. Farenjuk, H. H., et al. "Problemy podovzhennia resursu isnuuychkh budivelnykh ob'ektiv." *Budivelni konstruktsii*, no 78, 2013, pp. 53-59 (in Ukrainian).
4. Skochko, V., et al. "Minimization of heat losses in district heating networks by optimizing their configuration." *Problems of the regional energetics*, no. 3(63), 2024, pp. 182-195
5. "Owid Homepage" Global Change Data Lab. Our World in Data. <https://ourworldindata.org/>
6. "Minfin" Minfin - vse pro finansy: novyny, kursy valiut, banky. <https://minfin.com.ua/> (in Ukrainian).
7. Zaiats, V. "Rozvytok zhytloвого budivnytstva yak faktor formuvannia zhytlovykh umov naselennia." *Demohrafiia ta sotsialna ekonomika*, no. 2, 2019, pp. 137-151 (in Ukrainian).
8. Economidou, M., et al. "Review of 50 years of EU energy efficiency policies for buildings." *Energy and Buildings*, vol. 225, 2020, p. 225
9. Byba, V., et al. "Stan ta perspektyvy rozvytku budivelnoi haluzi Ukrainy." *Zbirnyk naukovykh prats Poltavskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu im. Yu. Kondratiuka*, no. 4(2), 2013, pp. 3-9 (in Ukrainian).
10. Zhang, Y., et al. "Comparison of evaluation standards for green building in China, Britain, United States." *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 68, 2017, pp. 262-271
11. Davis, I., et al. Mapping of existing energy efficiency standards and technologies in buildings in the UNECE region. United Nations Economic Commission for Europe, 2018
12. Moore, C., et al. Building energy standards and labelling in Europe. European Commission, 2019
13. Pohosov, O., et al. "Devising a methodology for assessing seasonal thermal energy generation by a combined heat source." *Eastern-european journal of enterprise technologies*, vol. 1, no. 8 (133), 27 Feb. 2025, pp. 56-67
14. Carlander, J., Thollander P. "Drivers for implementation of energy-efficient technologies in building construction projects — results from a Swedish case study." *Resources, Environment and Sustainability*, vol. 10, 2022, p. 100078

15. Pasichnyk, P., et al. “Experimental study of the aerodynamic characteristics of a solar air collector with an absorber made of carbon textile.” *Lecture notes in civil engineering*, 2024, pp. 426-435

16. Broberg, T., Kažukauskas A. “Information policies and biased cost perceptions - the case of swedish residential energy consumption.” *Energy Policy*, vol. 149, 2021, p. 112095

17. McKenna, R., et al. “Energy efficiency in the german residential sector: a bottom-up building-stock-model-based analysis in the context of energy-political targets.” *Building and Environment*, vol. 62, 2013, pp. 77-88 112095

18. Narayanan, M., et al. “Adaptiveness of a model predictive controller for a thermal-electrical renewable energy system in four different German single-family house energy standards.” *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 26, 2021, p. 101118

19. Dolšak, J., et al. “Estimating the efficiency in overall energy consumption: evidence from Slovenian household-level data.” *Energy Economics*, vol. 114, 2022, p. 106241

20. Oviir, A. “Life Cycle Assessment (LCA) in the Framework of the next Generation Estonian Building Standard Building Certification as a Strategy for Enhancing Sustainability.” *Energy Procedia*, vol. 96, 2016, pp. 351-362

21. Von Platten, J., et al. “The Renewing of energy performance certificates -reaching comparability between decade-apart energy records.” *Applied Energy*, vol. 255, 2019, p. 113902

22. Firlag, S. “How to meet the minimum energy performance requirements of technical conditions in year 2021?” *Procedia Engineering*, vol. 111, 2015, pp. 202-208

23. Deiaki pytannia zaprovadzhennia vymoh do budivel z blyzkym do nulovoho rivnem spozhyvannia enerhii. Nakaz Ministerstva rozvytku hromad ta terytorii Ukrainy No 168 vid 06.02.2025. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0284-25#Text> (in Ukrainian)

UDC 620.9

PhD, Ass. prof. **Oleksandr Pohosov**,
pogosov_aleksandr@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2158-8897,
Assistant Professor **Yevhen Kulinko**,
yevhen_kulinko@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8834-3600,
PhD student **Bohdan Koziachyna**,
bohdankoziachyna@gmail.com, ORCID: 0009-0000-6972-3862,
Kyiv National University of Construction and Architecture
Head of the Innovation Department **Mykola Kolchyk**,
nkolchik@gmail.com, 0009-0008-9272-2399
Limited Liability Company “Frag Leb”

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.33-46>

ANALYSIS AND WAYS TO DEVELOP UKRAINIAN LEGISLATION IN THE FIELD OF REQUIREMENTS FOR ENERGY EFFICIENCY OF BUILDINGS

***Abstract.** The article presents a possible energy-economic method for assessing the level of energy efficiency development in a country, based on the ratio of total primary energy consumption to gross domestic product. The proposed approach makes it possible to identify qualitative trends in energy efficiency, but it is not intended for quantitative analysis of individual sectors. At the same time, the obtained results indicate an insufficient level of implementation of measures to increase the energy efficiency of buildings and structures in Ukraine, and also demonstrate the existence of significant potential for further development in this area. The study emphasizes the relevance of implementing comprehensive energy conservation measures that have technical, organizational, and regulatory dimensions. The approaches and quantitative indicators of energy conservation requirements in countries around the world are analyzed, modern practices for improving energy efficiency in the construction sector are revealed, and the possibilities for their adaptation to the conditions in Ukraine are shown. Key factors determining the energy efficiency class of buildings and structures are indicated separately, including the level of thermal characteristics of enclosing structures, the efficiency of heating, ventilation and air conditioning systems, the use of renewable energy sources, and the impact of climatic conditions. A separate aspect of the study is the analysis of the demographic dynamics of the city of Kyiv and the Kyiv region, which determines the growing need for energy-efficient residential and public buildings and reinforces the relevance of implementing energy-saving measures in the region. Quantitative indicators of the reduced heat transfer resistance of building envelopes are provided, and the concepts of energy demand, energy consumption and primary energy are clarified in an international context. Potential areas for development in Ukraine are*

systematized, including: improving the regulatory framework, expanding the building certification system, introducing innovative design and operation technologies, and creating economic incentives for investors and consumers. Another important factor is the consideration of the mass and thermal inertia of internal and external enclosing structures, which directly affect the energy performance of buildings.

Keywords: *energy efficiency; energy demand; energy consumption; primary energy; thermal resistance.*

Received/Надійшла до редакції 25.09.2025
Reviewed/Рецензована 27.11.2025
Accepted/Прийнята 04.12.2025

УДК 697.9:620.9: 536.7:621.57

к.т.н., доц. **Олександра Череднікова**,

al.chered108@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4684-9870,

к.т.н., доц. **Дмитро Гузик**,

guzikd64@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2130-951X,

к.т.н., доц. **Володимир Чередніков**,

cherednikov@nupp.edu.ua, ORCID: 0000-0003-1857-3942,

Національний університет

«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

студент. **Микола Чередніков**,

nikola.cherednikov@gmail.com, ORCID: 0009-0001-3498-8614,

Харківський національний університет радіоелектроніки

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.47-65>

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ НЕСТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПОБУТОВОГО КОНДИЦІОНЕРА ПРИ НОРМАЛЬНОМУ ТА НЕДОСТАТНЬОМУ ЗАПРАВЛЕННІ ХОЛОДОАГЕНТУ

***Анотація.** У статті представлено порівняльний аналіз роботи побутового кондиціонера у режимі охолодження та нагрівання (теплового насоса) за умов нормального та недостатнього заряду холодоагенту. Метою дослідження є оцінювання впливу зменшеної кількості робочого тіла на термодинамічні параметри холодильного циклу, теплопродуктивність та енергетичну ефективність системи. Експериментальні дослідження здійснювалися у нестационарних умовах з подальшим виходом на стаціонарний, що дозволило проаналізувати динаміку зміни робочих параметрів. У ході експерименту проводився запис тиску та температури холодоагенту на ключових ділянках циклу: на виході з компресора, після конденсатора, перед та після дросельного елемента, а також на виході з випарника. Ці дані дали можливість визначити робочі точки на p - h діаграмі та оцінити зміни ентальпії в окремих елементах системи. Додатково вимірювалися температура, відносна вологість та швидкість повітря на вході й виході внутрішнього блоку для визначення процесів тепловологісного оброблення повітря та фактичної теплопродуктивності. Також фіксувалася споживана електрична потужність для подальшого визначення енергетичної ефективності (EER/COP). Результати дослідження показали, що недостатній заряд холодоагенту призводить до зниження тиску нагнітання та кипіння, зменшення об'ємної продуктивності компресора, зростання ступеня перегріву пари холодоагенту та порушення теплового балансу системи. Це спричиняє*

суттєве зменшення теплопродуктивності та коефіцієнта енергоефективності, а також збільшує час виходу на стаціонарний режим кондиціонера. Отримані результати можуть бути використані для діагностики технічного стану кондиціонерів та оптимізації їх обслуговування.

Ключові слова: діагностика та технічний стан системи, режим теплового насоса, енергетична ефективність, EER, коефіцієнт перетворення, COP, недостатній заряд холодоагентом.

Вступ. Сучасні побутові кондиціонери є ключовим елементом забезпечення комфортного мікроклімату, однак їхня ефективність значною мірою залежить від правильного заряду холодоагенту, що визначає стабільність роботи холодильної системи. Недостатній заряд є однією з найпоширеніших причин погіршення теплотехнічних характеристик, зниження енергоефективності та передчасних відмов компресора, проте більшість досліджень зосереджується переважно на стаціонарних режимах і недостатньо розглядає нестационарні процеси, які виникають під час запуску або зміни робочих умов. У зв'язку з цим актуальним є комплексний аналіз поведінки кондиціонера при нормальному та дефіцитному заряді холодоагенту саме в перехідних режимах, що дозволяє глибше зрозуміти динаміку зміни тиску, температури, перегріву та переохолодження, а також визначити діагностичні ознаки несправностей і чинники, що впливають на енергоспоживання та надійність системи.

Актуальність дослідження. Побутові кондиціонери є одними з найпоширеніших систем забезпечення мікроклімату, проте їхня робота суттєво залежить від правильного рівня заправлення холодоагентом. Недостатня кількість холодоагенту призводить до зниження холодопродуктивності, зменшення енергоефективності та збільшення навантаження на компресор, що може викликати передчасні відмови обладнання [2], [7]. Дослідження показують, що відхилення від номінальної заправки навіть на 10–15 % може призвести до істотного зниження коефіцієнта енергоефективності (COP) та збільшення енергоспоживання [1], [5]. Зокрема, експерименти з мікроканальними теплообмінниками підтверджують, що як недостатнє заправлення, так і перезавдання холодоагенту негативно впливають на роботу кондиціонера, хоча дефіцит виявляється більш критичним [5]. Особливо важливим є аналіз роботи системи в нестационарних режимах, наприклад під час запуску. У цей період спостерігаються різкі зміни тиску та температури холодоагенту, що впливають на стабільність роботи компресора та час виходу на стаціонарний режим [4]. Сучасні підходи навіть пропонують використовувати динаміку запуску як діагностичний метод для визначення рівня заправлення холодоагенту, застосовуючи «gray-box» моделі [3]. Водночас

оглядові роботи [6] підкреслюють, що проблема дефіциту холодоагенту має не лише технічне, а й екологічне значення: неправильне заправлення систем призводить до підвищеного енергоспоживання та, відповідно, викидів парникових газів. Це робить дослідження поведінки кондиціонера в умовах нестачі холодоагенту актуальним як з огляду на науковий, так і на практичний інтерес.

Останні дослідження та публікації. Рівень заправлення суттєво впливає на продуктивність і коефіцієнт перетворення (COP). Експерименти для побутових систем показують, що відхилення від номінального заправлення призводить до помітного падіння холодопродуктивності та енергоефективності; зокрема, зниження заправлення приблизно на 25 % може зменшити EER/COP біля 15 % і потужність охолодження біля 20 % (узагальнені лабораторні дані). [8], [13].

Аналітичні моделі й мета-аналізи формалізують «нормовані» залежності між рівнем заправлення та ключовими показниками (потужність, COP, витрата повітря/теплообмін). Це дає інженерам універсальні криві деградації, корисні для діагностики дефіциту холодоагенту [9].

Для спліт-систем із холодоагентом R290 під час холодного пуску протягом перших 200–300 секунд спостерігаються різко неусталені температури конденсатора/системи та перерозподілення маси холодоагенту, що подовжує вихід на стаціонарний режим і підвищує ризики відмов у разі недостатнього заправлення [10].

Для систем із мікроканалами (МСНХ) показано іншу «кривизну» залежності ефективності від заряду порівняно з трубчасто-ребристими теплообмінниками; оптимум рівня заправлення вужчий, а відхилення (особливо дефіцит) швидше погіршує показники [11].

Сучасні підходи до діагностики нестачі холодоагенту переходять від статичних емпіричних індикаторів (тиски/температури) до «сіромодульних» (gray-box) моделей, які поєднують фізичні баланси із навчанням на даних, зокрема використовуючи динаміку пуску для виявлення нестачі [14], [9].

Дані польових і лабораторних досліджень підтверджують: нестача холодоагенту веде до довших перехідних процесів, нижчого COP у реальній роботі (довший runtime), можливого обмерзання випарника/трубок та підвищених навантажень на компресор [12].

Формулювання цілей статті. Мета статті полягає в тому, щоб проаналізувати та порівняти роботу побутового кондиціонера в нестационарних режимах за умов нормального та недостатнього заправлення холодоагенту, визначити особливості зміни тисків, температур, показників перегрівання та переохолодження, а також характеризувати їхній вплив на динаміку виходу

системи на стаціонарний режим. Додатковою ціллю є встановлення діагностичних ознак дефіциту холодоагенту та оцінювання, як такі відхилення впливають на енергетичну ефективність, стабільність роботи та загальну надійність кондиціонера, що дозволить удосконалити методи технічного обслуговування й профілактики.

Методика дослідження та опис експериментальної установки.

Експериментальна частина дослідження виконувалася в лабораторії кафедри “Теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики” Національного університету “Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка” на лабораторному стенді фірми “Hisense” (КНР), створеному на базі побутового кондиціонера моделі AS-07UR4SYDDK02W, заправленого холодоагентом R410A у кількості 0,48 кг (рис.1). Номінальна споживана потужність установки становить 670 Вт у режимі охолодження та 595 Вт у режимі нагрівання. Стенд оснащений вимірювальними приладами та датчиками, що забезпечують реєстрацію параметрів холодоагенту, повітря та електричної мережі в режимі реального часу.

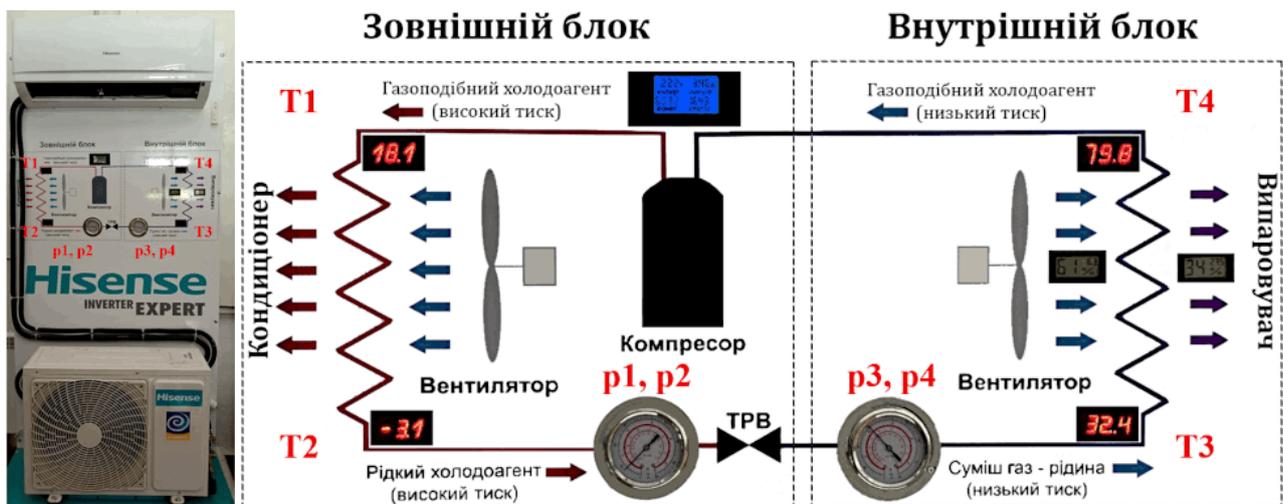


Рис. 1. Лабораторний стенд фірми Hisense та панель приладів стенду

Це дозволяє одночасно знімати такі параметри:

- тиски холодоагенту: високого та низького тиску – p_4, p_3, p_2, p_1 , бар;
- температури холодоагенту:
 - у внутрішньому блоці – T_4, T_3 , °C;
 - у зовнішньому блоці – T_2, T_1 , °C;
- параметри повітря у внутрішньому блоці:
 - температура на вході у внутрішній блок — t_1 (°C);
 - відносна вологість на вході — φ_1 (%);
 - температура повітря на виході — t_2 (°C);
 - відносна вологість на виході — φ_2 (%);

- електричні параметри установки:
 - споживана потужність, Вт;
 - напруга живлення, В;
 - сила струму, А.

Швидкість повітряного потоку на виході з внутрішнього блока вимірювалася за допомогою анемометра “Benetech” GM816A, після чого масову витрату повітря визначали за відомою швидкістю та площею поперечного перерізу витяжного отвору. Такий підхід дозволяє отримати повний набір параметрів, необхідний для аналізу нестационарних режимів роботи кондиціонера за умов нормального та недостатнього заряду холодоагенту.

Умови експерименту. Експериментальні дослідження проводилися для чотирьох режимів роботи побутового кондиціонера, що поєднують два варіанти заправлення холодоагенту (нормальний та недостатній) і два робочі режими (охолодження та нагрівання).

1. Режим недостатнього заряду холодоагенту в режимі нагрівання кондиціонера. У цьому режимі кількість холодоагенту R410A була зменшена порівняно з паспортною.

Зовнішні умови під час досліджень:

- температура повітря плюс 16...17 °С,
- відносна вологість повітря 50–52 %.

Кондиціонер запускався у режимі нагрівання. За таких умов спостерігаються:

- зниження тиску на стороні всмоктування;
- зменшення теплопродуктивності;
- збільшення ступеня перегрівання пари;
- уповільнений вихід системи на стаціонарний режим.

Параметри реєструвалися кожні 30–60 секунд до встановлення стаціонарності.

2. Режим недостатнього заправлення холодоагенту в режимі охолодження кондиціонера.

При дефіциті R410A кондиціонер працював у режимі охолодження. Зовнішні умови:

- температура повітря плюс 16...17 °С;
- відносна вологість повітря 50 %.

Характерні ознаки роботи:

- зниження тиску випаровування;
- недостатній теплообмін у випарнику;
- підвищення температури повітря на виході з внутрішнього блоку порівняно з нормою;

- зменшення холодопродуктивності та порушення теплового балансу циклу.

Вимірювання проводилися за аналогічною процедурою: фіксаування всіх параметрів до моменту стабілізації.

3. Нормальне заправлення холодоагенту в режимі нагрівання кондиціонера.

Система працювала з паспортною кількістю холодоагенту (0,48 кг R410A) та запускалася у режимі нагрівання. Зовнішні умови відповідали попереднім дослідом

- температура повітря плюс 13...14 °С;
- відносна вологість повітря 48–50 %.

У цьому режимі очікувалися:

- номінальні значення тисків конденсації та випаровування;
- стабільне перегрівання та переохолодження;
- ефективний теплообмін у зовнішньому та внутрішньому теплообмінниках;
- швидке досягнення стаціонарного режиму.

4. Нормальне заправлення холодоагенту в режимі охолодження кондиціонера.

У цьому режимі система працювала з повним заводським заправленням R410A в режимі охолодження.

Зовнішні умови:

- температура повітря плюс 18...19 °С;
- відносна вологість повітря 58–60 %.

Характерні особливості:

- тиск у системі відповідає паспортним значенням;
- ефективне відведення теплоти в конденсаторі;
- стабільні температури повітря на вході та виході;
- максимальна енергоефективність системи.

Процедура вимірювань. Для кожного з чотирьох режимів кондиціонер запускали при незмінному режимі циркуляції повітря. Тиск, температуру холодоагенту, температури та відносні вологості повітря, електричні показники та швидкість повітря фіксували що 30–60 секунд. Вимірювання тривали до моменту, коли зміна показників припинялася, що відповідало виходу системи на стаціонарний режим.

Вимірювані параметри. У процесі експерименту здійснювався запис таких блоків параметрів:

- тиск та температура холодоагенту на виході з компресора, після конденсатора, перед і після дросельного елемента, а також на виході з випарника, що дозволяє визначати робочі точки холодильного циклу на

- діаграмі $p-h$ та аналізувати зміну ентальпії в окремих елементах системи;
- температура, відносна вологість і швидкість повітря на вході та виході внутрішнього блоку для оцінювання процесів тепловологісного оброблення повітря та визначення ефективності теплообміну;
 - час виходу на стаціонарний режим, тобто проміжок, необхідний для стабілізування параметрів після ввімкнення кондиціонера або зміни режиму. Цей показник дозволяє оцінити динаміку роботи системи та швидкість її адаптації до заданих умов;
 - споживана електрична потужність компресора та вентиляторів (за наявності ватметра) для подальших розрахунків енергетичної ефективності системи.

Методи оброблення даних. Для аналізу експериментальних результатів застосовувалися такі методи:

1. Психрометричний аналіз повітряного потоку. На підставі вимірних температури, відносної вологості та швидкості повітря визначалися ентальпія повітряних потоків та тепловий баланс внутрішнього блоку. Це дозволяло обчислити фактичну холодопродуктивність кондиціонера.

2. Розрахунок коефіцієнтів енергетичної ефективності (COP/EER). Коефіцієнт перетворення COP (Coefficient of Performance) — відношення теплової потужності, що передається у приміщення (у режимі нагрівання), до споживаної електричної потужності. Холодильний коефіцієнт EER (Energy Efficiency Ratio) — відношення холодопродуктивності (у режимі охолодження) до споживаної електричної потужності.

Таким чином, комплексне оброблення даних дозволяє оцінити вплив нормального та дефіцитного заправлення холодоагенту на роботу системи як за параметрами холодильного циклу, так і за показниками енергоефективності.

Динаміка зміни параметрів холодоагенту при нормальному та дефіцитному режимах. Аналіз експериментальних даних показує суттєву різницю в поведінці холодоагенту при роботі кондиціонера в нормальному режимі (достатня кількість холодоагенту) та у дефіцитному режимі (недозаправлений контур).

Тиск холодоагенту. У заправленому режимі тиск на нагнітанні компресора (P4, P3) зростає до робочих значень (27-28 бар при нагріванні, ~19 бар при охолодженні), що свідчить про стабільний тепломасообмін у теплообміннику (рис. 2-3). У недозаправленому режимі спостерігається занижений тиск, причому він нестабільний у часі. При нагріванні P2 падає до 1,8 бар, що є ознакою недостатнього заповнення контуру та погіршення процесу випаровування.

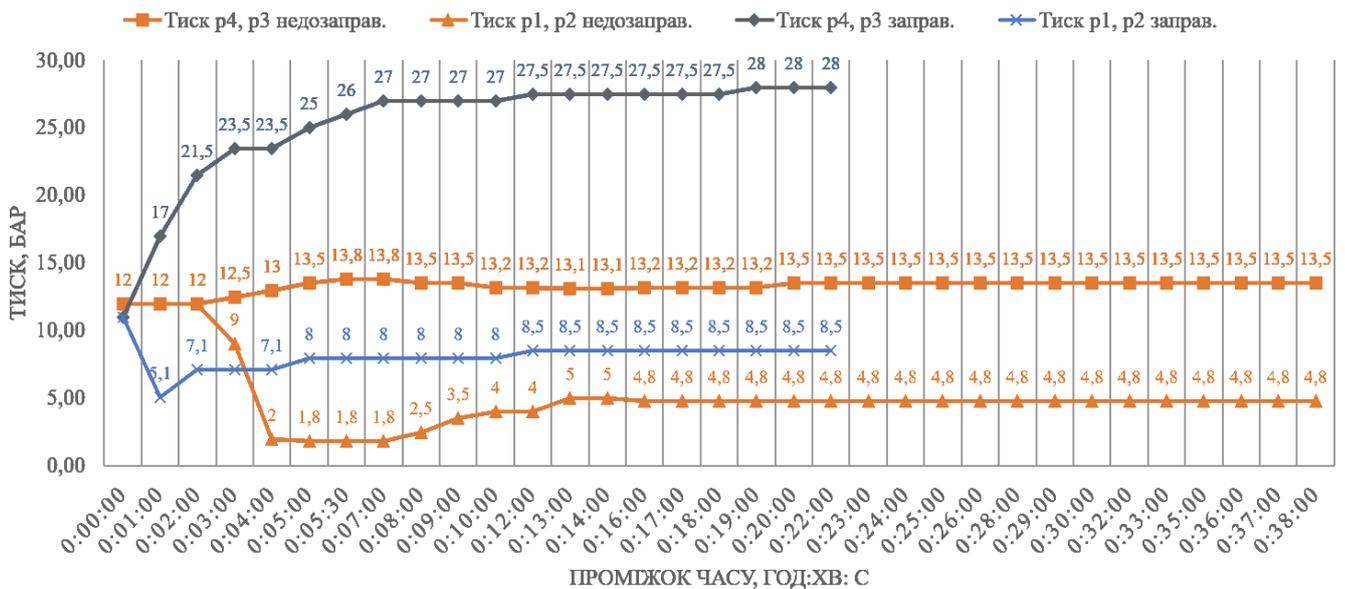


Рис.2. Зміна тиску в конденсаторі та випаровувачі в режимі "нагрівання" для заправленого та недозаправленого кондиціонера

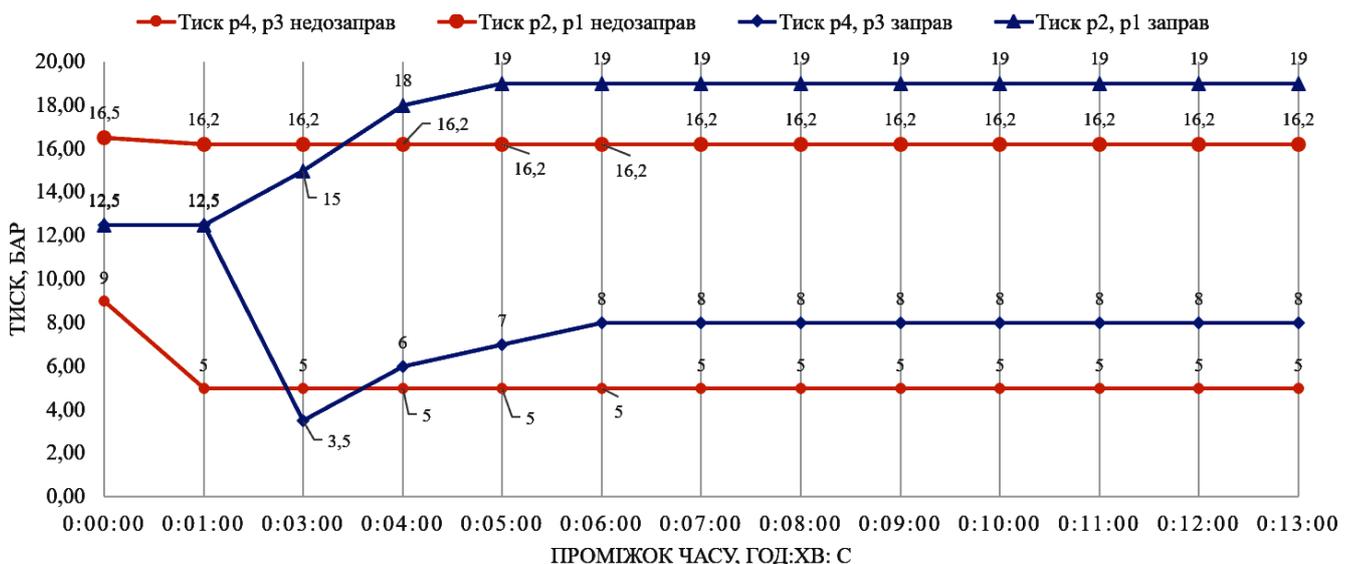


Рис.3. Зміна тиску в конденсаторі та випаровувачі в режимі "охолодження" для заправленого та недозаправленого кондиціонера

Температурні параметри. При нормальному заправленні температура у внутрішньому блоці (Т3–Т4) зростає плавно (нагрівання) або знижується (охолодження) з чіткою динамікою (рис.4-5). У дефіцитному режимі температура різко коливається. У режимі охолодження спостерігається навіть перехід Т3 у від'ємні значення (–6...–9.9 °С) (рис.4-5), що пояснює обмерзання теплообмінника (рис.6).

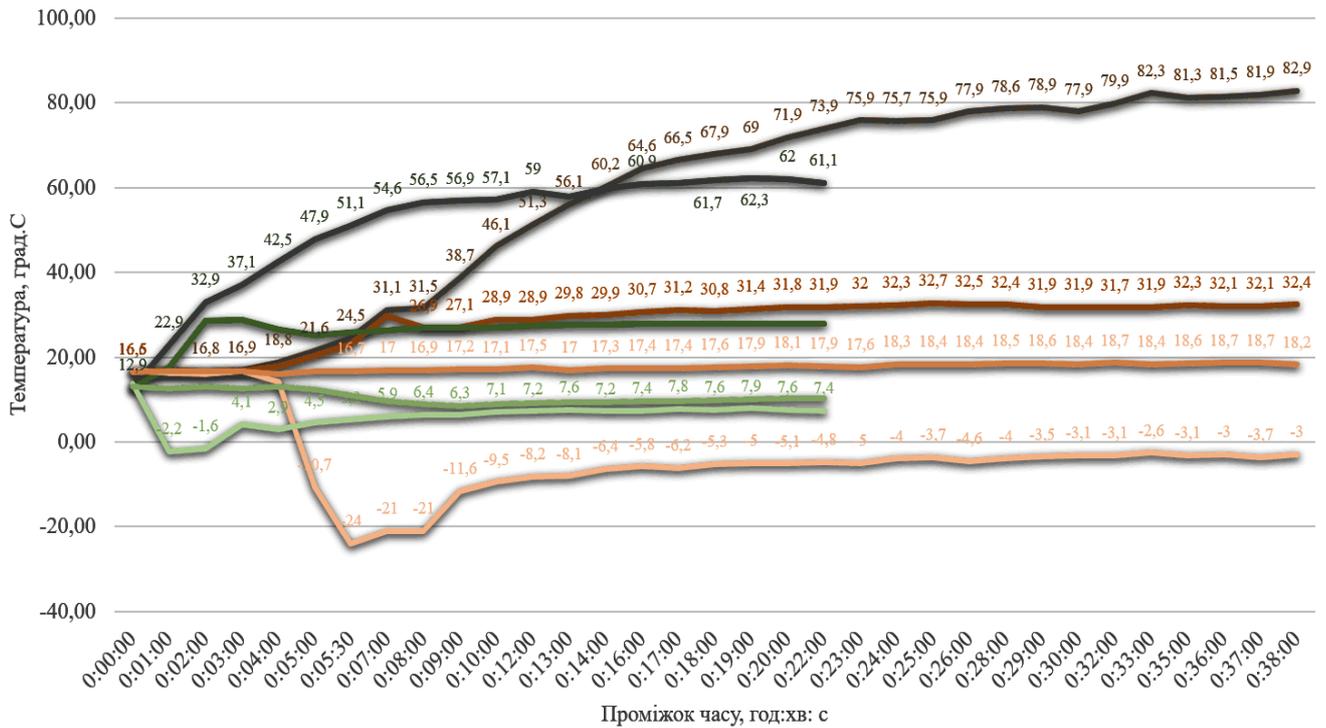


Рис.4. Зміна температури в конденсаторі та випарнику в режимі "нагрівання" для заправленого та недозаправленого кондиціонера

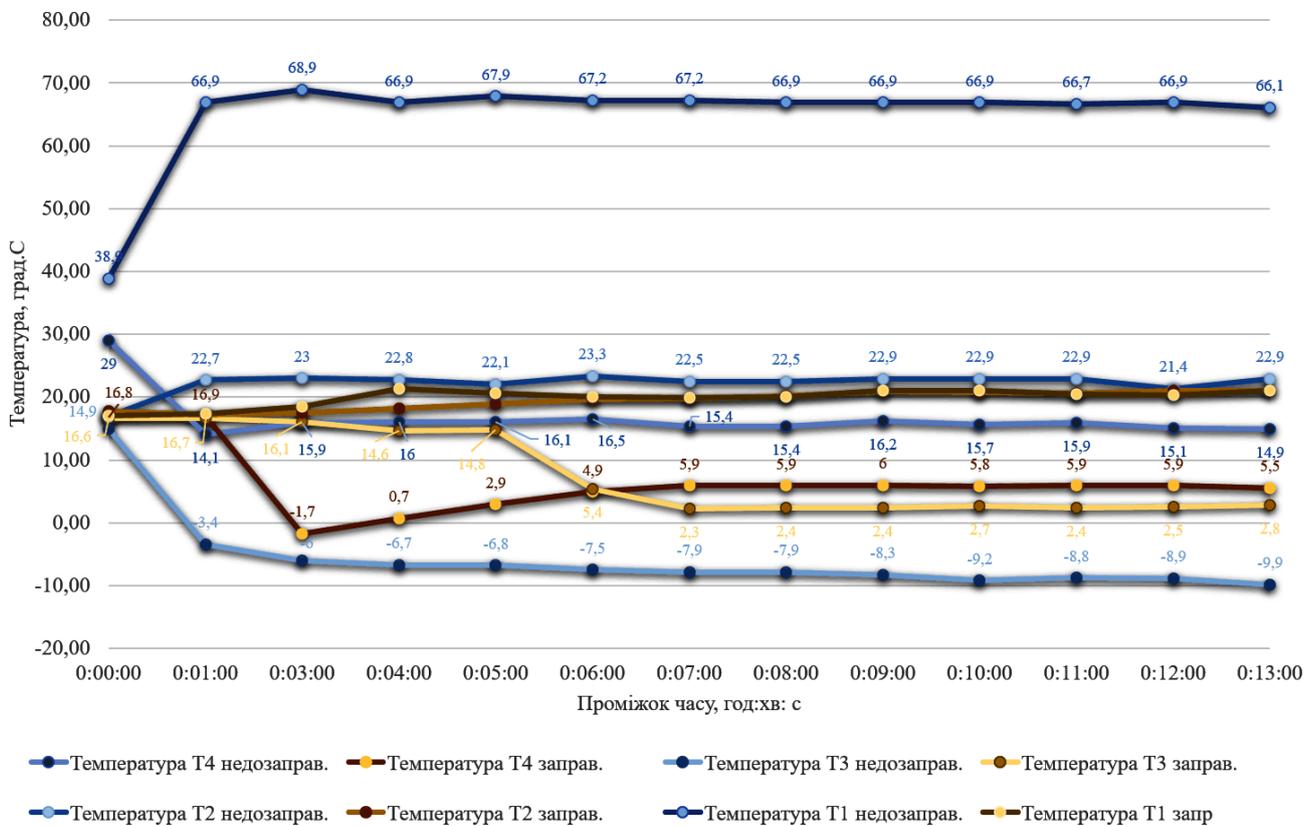


Рис.5. Зміна температури в конденсаторі та випарнику в режимі "охолодження" для заправленого та недозаправленого кондиціонера

Робота компресора та енергоспоживання. У нормальному режимі електричні параметри (струм і споживана потужність) зростають відповідно до навантаження, стабілізуючись на рівні 400–600 Вт. У дефіцитному режимі потужність і струм компресора зростають ривками. При цьому спостерігаються короткі фази низького навантаження та різкі піки, що є наслідком нестабільності фазового переходу холодоагенту.

Параметри повітря. У заправленому стані витрата повітря та його охолодження/нагрівання відповідають розрахунковим: різниця температур на вході та виході сягає 6–10 °С. У недозаправленому стані перепад температур значно менший або нестабільний, що свідчить про низьку ефективність теплообміну.

Отже, нормальний режим характеризується стабільними значеннями тиску та температури, адекватним енергоспоживанням і ефективним теплопереносом. Дефіцитний режим супроводжується: падінням тиску на стороні випаровування; появою низьких температур (аж до від'ємних), що спричиняє обмерзання; нестабільністю електричних параметрів компресора; зниженням ефективності охолодження/нагрівання приміщення.

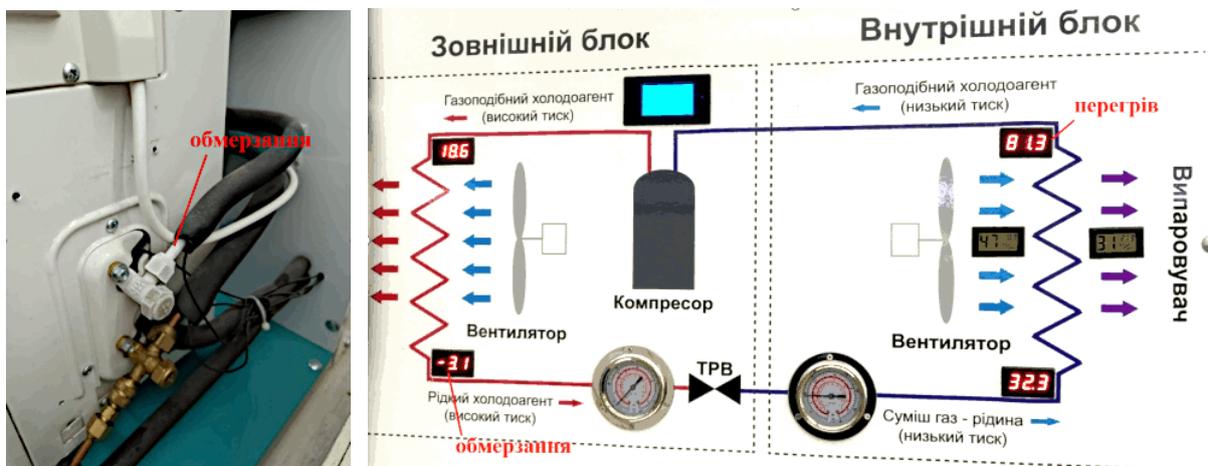


Рис.6. Обмерзання трубок зовнішнього блоку та перегрів трубок на вході до внутрішнього блоку в режимі «нагрівання» недозаправленого кондиціонера

Аналіз роботи кондиціонера через побудову циклу на діаграмі p–h. Для пояснення виявлених явищ були побудовані цикли у режимі охолодження для заправленого (зелена пунктирна лінія) та недозаправленого (червона суцільна лінія) кондиціонера (рис.7) та в режимі нагрівання для заправленого (зелена пунктирна лінія) та недозаправленого (червона суцільна лінія) кондиціонера (рис.8).

Розглянемо режим охолодження (рис. 7) у режимі недозаправленого кондиціонера. Для дефіциту холодоагенту характерні такі експериментальні значення:

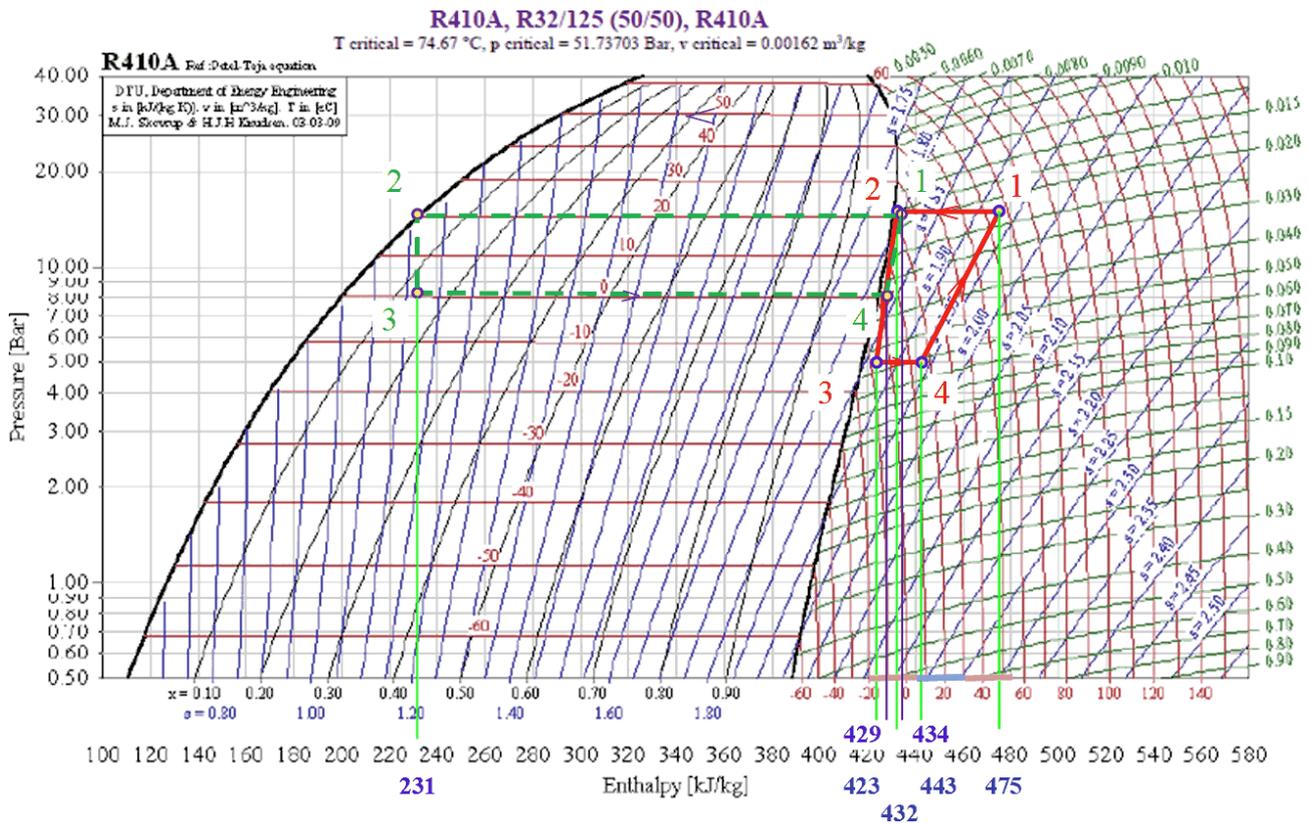


Рис. 7. p-h-діаграма циклу роботи кондиціонера в режимі охолодження для заправленого (зелена пунктирна лінія) та недозаправленого (червона суцільна лінія) стану: 1-2 – процес у конденсаторі (зовн.блок) 2-3 – процес дроселювання (у дросельному вентилі); 3-4 – процес у випаровувачі (внутр. блок) 4-1 – процес стиснення в компресорі

- тиск випаровування $p_3 = p_4 = 5$ бар, що істотно нижче від номінального;
- температура на виході з випарника $T_3 = -8,9$ °C, що свідчить про надмірно низьку температуру кипіння холодоагенту;
- температура всмоктування $T_4 = 15,1$ °C, що є значно вищою за температуру кипіння, отже перегрів надлишковий (superheat > 20 K);
- тиск конденсації $p_1 = p_2 = 16,2$ бар, що нижче від нормального для R410A в охолодженні;
- температура на виході конденсатора $T_2 = 21,4$ °C майже збігається з температурою на вході в компресор $T_1 = 66,9$ °C, що свідчить про відсутність фазового переходу в конденсаторі та повну роботу в зоні перегрітої пари.

Таким чином, усі процеси в циклі зсунуто в зону перегрітої пари. Конденсатор не забезпечує конденсації, оскільки масова витрата холодоагенту замала. Це різко погіршує тепловіддачу, а температура на нагнітанні (66,9 °C) стає небезпечно високою для компресора. Як результат бачимо, що холодопродуктивність знижена, EER падає, виникає ризик перегрівання компресора. Холодильний цикл не є пароконденсійним.

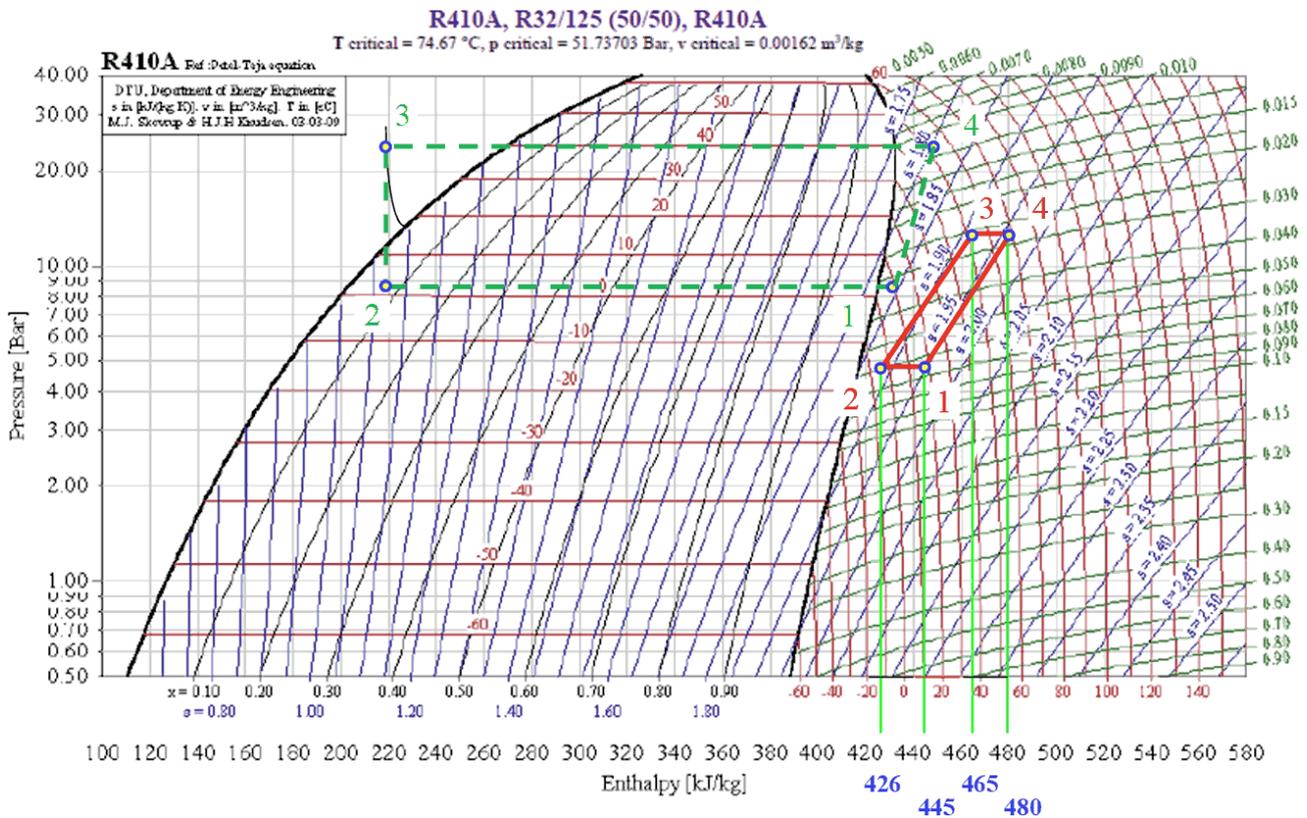


Рис. 8. p-h діаграма циклу роботи кондиціонера в режимі нагрівання для заправленого (зелена пунктирна лінія) та недозаправленого (червона суцільна лінія) стану: 1-4 – процес у компресорі 4-3 – процес у конденсаторі (внутрішній блок); 3-2 – процес дроселювання (на дросельному вентилі) 2-1 – процес у випарнику (зовнішній блок)

Нормально заправлений кондиціонер в режимі охолодження (рис. 7) реалізує парокомперсійний цикл. Параметри:

- тиск $p_3 = p_4 = 8$ бар — характерний тиск кипіння R410A у робочому режимі;
- температури $T_3 = 2,5$ °C, $T_4 = 5,9$ °C, тобто перегрівання становить близько 3–4 K, що відповідає нормі;
- тиск $p_1 = p_2 = 19$ бар — типовий тиск конденсації;
- температури $T_2 = 21,1$ °C, $T_1 = 20,3$ °C – наявне переохолодження холодоагенту, що свідчить про нормальний фазовий перехід.

У циклі чітко присутні зони: кипіння холодоагенту у випарнику, конденсація в конденсаторі, наявне як перегрівання, так і переохолодження. Цикл наближений до теоретичного, теплова потужність відповідає паспорту, а компресор працює в оптимальному режимі без перегрівання. Режим нагрівання для недозаправленого кондиціонеру (рис. 8).

Для роботи в режимі теплового насоса при недозаправленні спостерігаються такі параметри:

- тиск $p_3 = p_4 = 13,2$ бар,

- температури $T_3 = 30,8 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_4 = 67,9 \text{ }^\circ\text{C}$ – на виході з конденсатора холодоагент знаходиться у вигляді перегрітої пари;
- тиски $p_1 = p_2 = 4,8 \text{ бар}$ – критично низький тиск у випарнику для роботи в режимі нагрівання;
- температури $T_2 = -5,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_1 = 17,6 \text{ }^\circ\text{C}$, тобто температура після компресора низька, що свідчить про малу масову витрату.

Випаровування фактично не відбувається не забезпечуючи суттєвого поглинання теплоти. Це призводить до значного падіння теплопродуктивності. Система переходить у режим “холостого” нагнітання пари, а реальна теплова потужність знижується в рази.

Режим нагрівання для нормально заправленого кондиціонера (рис. 8) реалізує парокомпресійний цикл. Експериментальні дані:

- тиск $p_3 = p_4 = 27,5 \text{ бар}$ – достатній тиск для нормальної конденсації в режимі нагрівання;
- температури $T_4 = 61,7 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_3 = 27,9 \text{ }^\circ\text{C}$ – перегрів незначний, характерний для режиму теплового насоса;
- тиск $p_1 = p_2 = 8,5 \text{ бар}$;
- температури $T_2 = 7,6 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_1 = 9,9 \text{ }^\circ\text{C}$ – нормальне випаровування холодоагенту з температурою кипіння близько $5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Цикл містить повний фазовий перехід, забезпечує проектну теплову потужність, а співвідношення тисків правильне для R410A.

На підставі аналізу циклів за p - h діаграмами (рис. 7-8) та експериментальними даними можна стверджувати, що дефіцит холодоагенту призводить до повного порушення парокомпресійного термодинамічного циклу, переведення системи в режим перегрітої пари холодоагенту та різкого зниження її ефективності. Втрата фазових переходів робить роботу кондиціонера практично неефективною та потенційно небезпечною для компресора.

Порівняння часу виходу на стаціонарний режим. У режимі охолодження в нормальному (заправленому) стані температура повітря на виході стабілізувалася на рівні $18\text{--}20 \text{ }^\circ\text{C}$ приблизно через $8\text{--}10 \text{ хв}$ після запуску. Тиск і потужність компресора виходили на сталі значення синхронно з температурою.

У дефіцитному режимі вихід на умовний стаціонарний режим був значно повільнішим і нестабільним: спостерігалися коливання температури від 0 до $10 \text{ }^\circ\text{C}$ навіть після 15 хв роботи, а тиск у випарнику залишався заниженим. Таким чином, система фактично не забезпечувала сталих параметрів і не досягала повноцінного стаціонарного стану.

У режимі нагрівання в нормальному стані стабілізація вихідної температури повітря на рівні $30\text{--}32 \text{ }^\circ\text{C}$ відбувалася через $7\text{--}9 \text{ хв}$. Параметри

тиску та електричної потужності при цьому також набували майже постійних значень.

У недозаправленому режимі температура на виході залишалася нижчою (22–25 °С) і продовжувала коливатися навіть після 15 хв роботи, а тиск у контурі не відповідав робочим значенням. Це вказує на неможливість досягнення стабільного режиму через дефіцит холодоагенту.

Оцінка ефективності кондиціонера (холодопродуктивність, COP/EER).

Для оцінки енергоефективності кондиціонера використано експериментальні дані, отримані в режимах нормального заправлення та дефіциту холодоагенту під час роботи на охолодження та нагрів.

Холодопродуктивність системи визначалася виходячи з різниці температур повітря на вході та виході внутрішнього блоку та масової витрати повітря. Для спрощення використано залежність:

$$Q_0 = G \cdot c_{p,нов} \cdot (t_{ex} - t_{вх}), \text{ кВт}, \quad (1)$$

де G – масова витрата повітря, кг/с, розрахована як добуток об’ємної витрати та густини; $c_{p,нов}$ – теплоємність повітря, що дорівнює 1,006 кДж/(кг·К); t_{ex} , $t_{вх}$ – температура повітря на вході та виході, °С.

Розрахунок показав, що при заправленому режимі холодопродуктивність кондиціонера досягала 1.9–2,1 кВт, а у недозаправленому стані знижувалася до 1,2–1,5 кВт. Тобто при недозаправленні ефективність системи падала майже в 1,4 рази.

Холодильний коефіцієнт (EER) і коефіцієнт перетворення (COP) визначалися як відношення холодо- або теплопродуктивності Q_0 , кВт, до споживаної електричної потужності компресора P_{el} , Вт:

$$EER(COP) = Q_0 / P_{el}. \quad (1)$$

При нормальному заправленні в режимі охолодження EER становив 3,7–4,6 (рис.9), що відповідає класу енергоефективності А. У дефіцитному режимі EER знизився до 2,2–3,4, що свідчить про різке зростання питомих енерговитрат (рис. 9).

У режимі нагрівання COP досягав 2,4–4,0 при нормальному заправленні, тоді як у дефіцитному режимі він знижувався до 1,7–2,1 (рис. 10).

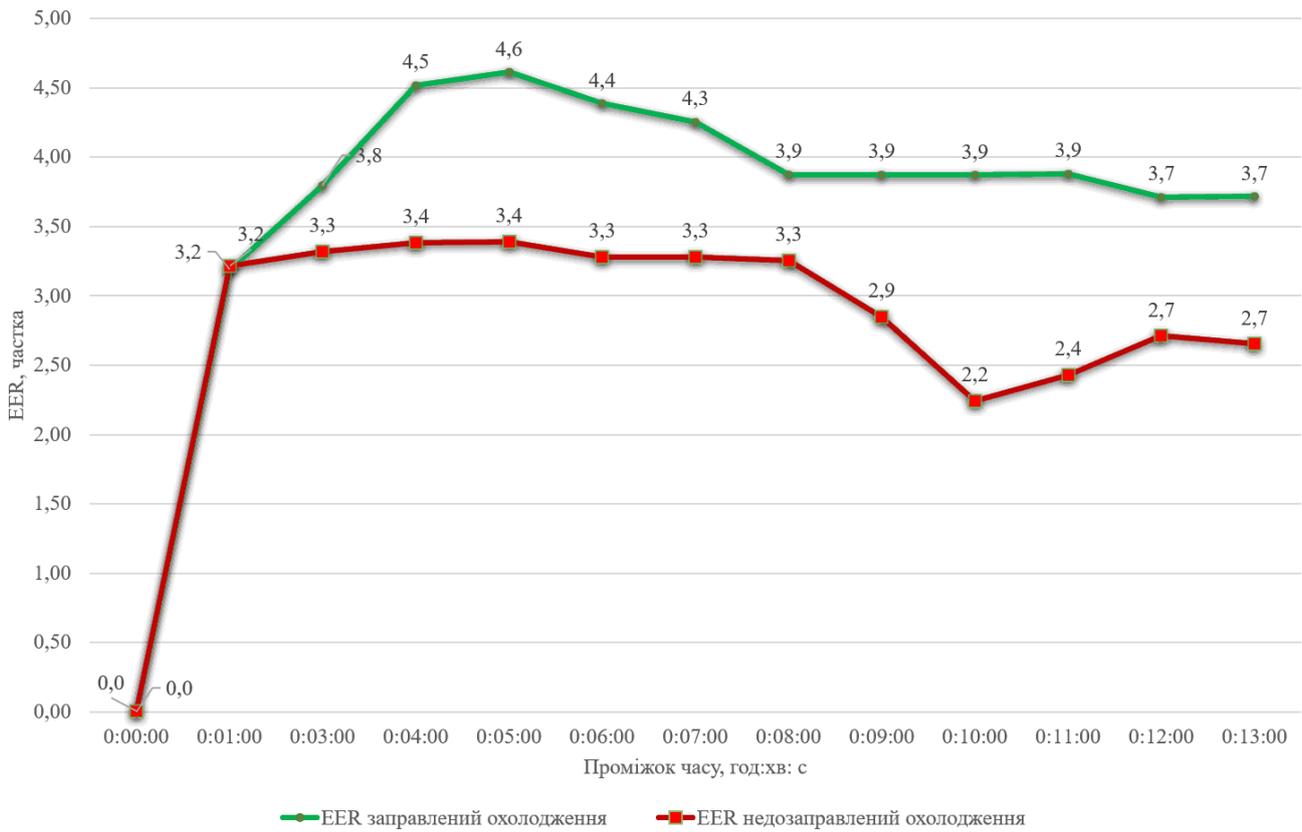


Рис.9. Динаміка коефіцієнту EER у часі в режимі "охолодження"

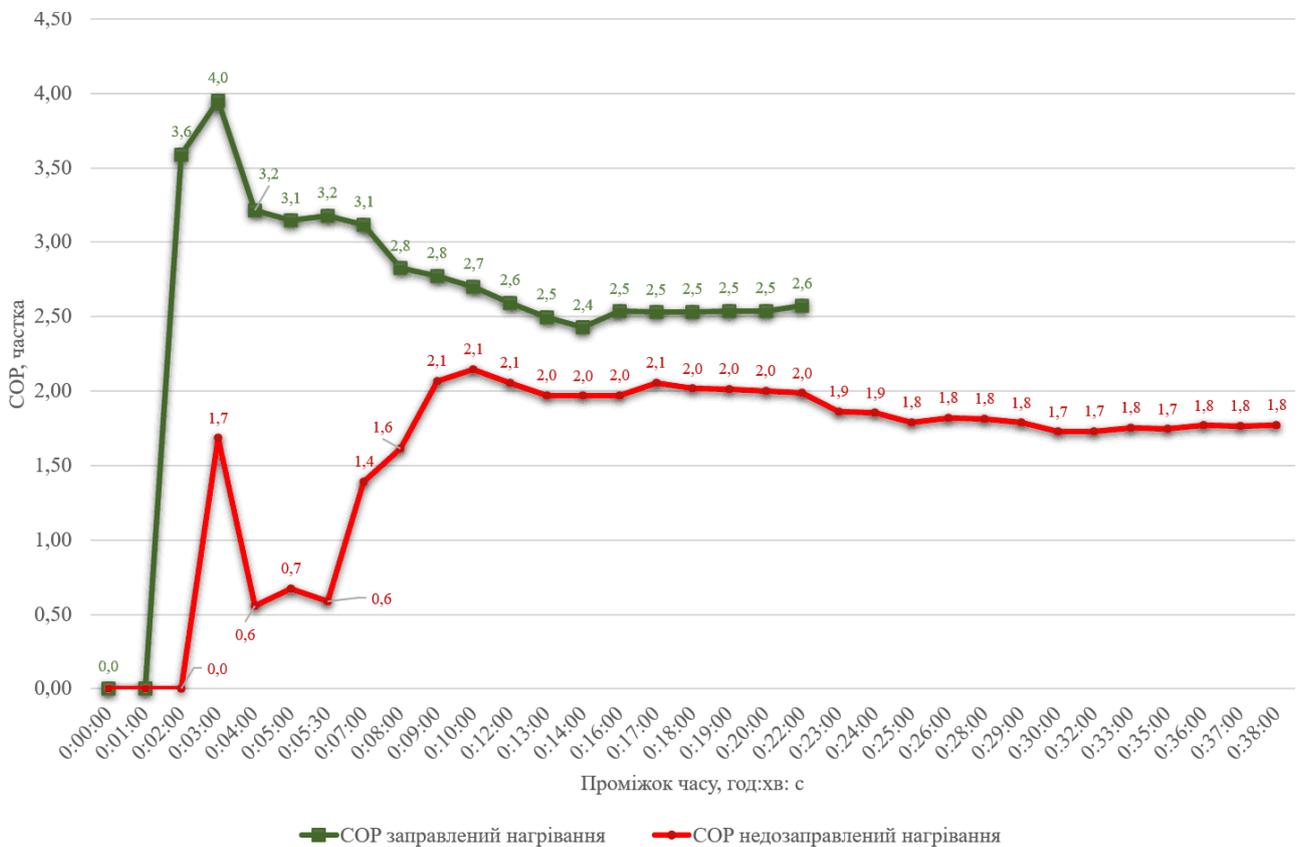


Рис.10. Динаміка коефіцієнту COP у часі в режимі "нагрів"

Висновки. У результаті проведених експериментальних досліджень побутового кондиціонера за умов нормального та дефіцитного заправлення холодоагенту отримано такі узагальнення. Встановлено, що при нормальному заправленні холодоагенту система працює у стабільному режимі, забезпечуючи номінальні значення тиску, температури та енергетичної ефективності (COP/EER). Час виходу на стаціонарний режим залишається сталим та відповідає паспортним характеристикам обладнання. За умов дефіциту холодоагенту спостерігається зниження тиску всмоктування, зменшення температури випаровування та зниження холодопродуктивності системи. Це супроводжується збільшенням перегрівання, зменшенням переохолодження та погіршенням енергетичної ефективності кондиціонера. Характерними діагностичними ознаками дефіциту холодоагенту є понижений тиск з боку всмоктування компресора, підвищене значення перегрівання (superheat); знижене або відсутнє переохолодження (subcooling); зниження холодопродуктивності та зростання питомих енергетичних витрат; можливе утворення обмерзання на трубопроводах і теплообмінниках. Отримані результати підтверджують, що контроль параметрів холодоагенту (тиску, температури, перегрівання та переохолодження) є ефективним діагностичним методом виявлення несправностей з нестачею холодоагенту.

Перспективи подальших досліджень. Подальші дослідження у напрямку підвищення надійності та енергоефективності побутових кондиціонерів доцільно зосередити на кількох ключових аспектах. Передусім перспективним є розроблення автоматизованих алгоритмів діагностики, здатних у реальному часі виявляти стан холодоагенту за сукупністю вимірюваних параметрів — тиску, температур, перегрівання та переохолодження. Застосування методів машинного навчання та оброблення великих масивів експериментальних даних може забезпечити створення інтелектуальних систем моніторингу, що дозволять прогнозувати розвиток несправностей ще до їхнього фактичного прояву. Важливим напрямом є також дослідження динаміки перехідних процесів у кондиціонерах при різних рівнях заправлення холодоагентом. Це дозволить уточнити критерії визначення стаціонарного режиму, оцінити вплив нестачі холодоагенту на час виходу системи на робочі параметри та вдосконалити методики експлуатаційної діагностики. Таким чином, подальший розвиток даного напрямку пов'язаний із підвищенням точності діагностики, автоматизацією контролю технічного стану та створенням енергоефективних і надійних систем кондиціонування повітря нового покоління.

References

1. Kim Y., Braun J. E. “Evaluation of methods for determining proper refrigerant charge for residential split air conditioners.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 8, 2012, pp. 2008–2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.07.009>
2. O’Neal D. L., Katipamula S. “Impact of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance.” *ASHRAE Transactions*, vol. 99, no. 2, 1993, pp. 294–301.
3. Kim J., Cho H., Kim Y. “Gray-box modeling approach for charge level detection in residential air conditioners.” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 36, 2022, pp. 5679–5688. <https://doi.org/10.1007/s12206-022-0844-9>
4. Zhang H., Liu Z., Wang J. “Experimental investigation on cold startup characteristics of a rotary compressor in the R290 air-conditioning system under cooling condition.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 67, 2016, pp. 168–176. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.03.012>
5. Du Y., Wang X., Shi W. “Effect of refrigerant charge on the performance of air conditioning systems with microchannel condenser.” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 14–15, 2010, pp. 2033–2040. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.021>
6. Abdelaziz O., Shrestha S., Shen B. “Effect of refrigerant charge on the performance of air conditioning systems: A review.” *Science and Technology for the Built Environment*, vol. 30, no. 1, 2024, pp. 78–93. <https://doi.org/10.1080/23744731.2024.2312798>
7. Domanski P. A., Didion D. A. “The effects of improper refrigerant charge on the performance of an air conditioner with capillary tube expansion.” *ASHRAE Transactions*, vol. 89, no. 2, 1983, pp. 287–299.
8. Kim W., Braun J. E. “Evaluation of the impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 7, 2012, pp. 1805–1814. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.06.007>
9. Mehrabi M., Yuill D. “Generalized effects of refrigerant charge on normalized performance variables of air conditioners and heat pumps.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, 2017, pp. 367–384. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.02.014>
10. Wu J., Lin J., Zhang Z., Chen Z., Xie J., Lu J. “Experimental investigation on cold startup characteristics of a rotary compressor in the R290 air-conditioning system under cooling condition.” *International Journal of Refrigeration*, vol. 65, 2016, pp. 209–217. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.11.009>
11. “Experimental study on impact of refrigerant charge on performance of room air conditioner with micro-channel evaporator.” *Applied Thermal Engineering*, (пик,

том і сторінки не вказані у джерелі).

12. Kim W., Braun J. E. “Impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance.” International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 1122, Purdue University, 2010.

13. IIFIR. “IJR highlights: impacts of refrigerant charge on system performance.” International Institute of Refrigeration, 2013.

14. “Air Conditioning Systems Fault Detection and Diagnosis-Based Models.” Energies, MDPI, (рік і том не зазначені у джерелі).

15. Ding L., Wang G., Song L. “Development, calibration, and validation of a novel gray-box energy model for residential split air conditioners.” Energy and Buildings, 2023, article 113271. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.113271>

UDC 697.9:620.9: 536.7:621.57 PhD, Assoc. Prof. **Oleksandra Cherednikova**,
al.ched108@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4684-9870,

PhD, Assoc. Prof. **Dmytro Guzyk**,
guzikd64@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2130-951X,

PhD, Assoc. Prof. **Volodymyr Cherednikov**,
chednikov@nupp.edu.ua, ORCID: 0000-0003-1857-3942,
National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic»

student **Mykola Cherednikov**,
nikola.chednikov@gmail.com, ORCID: 0009-0001-3498-8614

Kharkiv National University of Radio Electronics

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.47-65>

COMPARATIVE ANALYSIS OF UNSTEADY OPERATING MODES OF A HOUSEHOLD AIR CONDITIONER UNDER NORMAL AND INSUFFICIENT REFRIGERANT CHARGE

***Abstract.** The article presents the results of an experimental study of a household air conditioner operating in cooling and heating (heat pump) modes under conditions of normal and insufficient refrigerant charge. The aim of the work is to evaluate the impact of a reduced amount of refrigerant on the thermodynamic parameters of the refrigeration cycle, heating capacity, and energy efficiency of the system. The study was conducted under non-stationary conditions with subsequent analysis of the moment when the unit reaches steady-state operation. During the experiment, the pressure and temperature of the refrigerant were recorded at key points of the cycle: at the compressor outlet, after the condenser, and before and after the throttling device. This made it possible to determine the operating points on the*

p–h diagram and track enthalpy changes within the system components. Additionally, airflow parameters at the inlet and outlet of the indoor unit — temperature, relative humidity, and velocity — were measured, enabling the assessment of air treatment processes and actual heating capacity in heating mode. The electrical power consumed by the compressor and fans was used for further calculations of energy efficiency based on EER/COP indicators. The results demonstrated that insufficient refrigerant charge leads to reduced evaporation and discharge pressures, increased superheating of the refrigerant vapor, and disruption of the thermal balance of the cycle. Under such conditions, the refrigerant mass flow rate decreases, the heating capacity of the indoor unit is reduced, and the energy efficiency coefficient significantly declines. Moreover, the time required to reach a steady-state regime increases, confirming the instability of system operation under undercharged conditions. The obtained results allow identifying characteristic signs of air-conditioner operation with insufficient refrigerant charge and may be used for diagnosing the technical condition of air-conditioning systems, optimizing maintenance procedures, and improving the energy efficiency of the equipment.

Keywords: *system diagnostics and technical condition, heat pump operating mode, energy efficiency ratio, EER, coefficient of performance, COP, insufficient refrigerant charge.*

Received/Надійшла до редакції 19.11.2025

Reviewed/Рецензована 03.12.2025

Accepted/Прийнята 08.12.2025

UDC 620.92:662:696.2

Dr Hab., Professor **Kostiantyn Predun**,

predun.km@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-2634-9310,

PhD, Associate Professor **Svitlana Rubtsova**,

rubtsova.sv@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0003-4114-5874,

Postgraduate **Olha Pochka**,

pochka.ob@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5701-978X,

Postgraduate **Vitalii Eismont**,

eismont_vs-2024@knuba.edu.ua, ORCID: 0009-0001-5312-7641,

Kyiv National University of Construction and Architecture

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.66-78>

INCREASING THE RELIABILITY OF ENERGY SUPPLY IN UKRAINE

Abstract. *The use of alternative energy sources and fuels is one of the most important areas of modern energy policy, aimed both at improving the environment and saving traditional fuel and energy resources. The meaning of the process of ecological and energy optimisation isn't the replacement of one energy source with another, but economic and industrial transformation, decarbonisation, and decentralisation. Russian aggression caused unprecedented destruction of Ukraine's fuel and energy infrastructure, which created a threat to the reliability of providing end consumers with natural gas – the main organic energy carrier capable of fully satisfying the state's own needs. Agricultural waste and solid waste landfills can, under certain conditions, be transformed from environmental pollution into renewable energy sources with the generation of biogas. Its main components are methane and carbon dioxide. Biogas utilisation will simultaneously solve environmental problems associated with "thermal" environmental pollution. The results of the analysis of the European Green Deal strategy and global pricing of carbon dioxide emissions show the need to increase tax obligations in Ukraine for greenhouse gas emissions into the atmosphere to achieve the goals of limiting the increase in global environmental temperature to 1.5-2 °C. The article substantiates the possibility of full or partial replacement of natural gas with biomethane obtained from the utilisation of agro-industrial waste, household waste, etc. to meet the needs of the housing and communal services of Ukraine. A comparison of the physicochemical parameters of traditional natural gas and biomethane with the requirements of current regulatory documents has been made. The areas of application of biomethane in gaseous and liquefied states have been determined. The design solutions of technological installations for autonomous gas supply systems have been substantiated.*

Keywords: *sustainable development, natural gas, carbon dioxide, methane, biogas plant, biogas, biomethane, physicochemical properties, gas supply system, gas supply reliability.*

Problem statement. The problem of rational use of energy resources, improving energy efficiency and energy and environmental security is a necessary condition for the harmonious development of any country. The changes taking place in the modern world necessitate a critical rethinking not only of many existing theories and historical views, but also a search for unique conceptual approaches to developing a new paradigm of social development. The intensive and global impact of humans on the environment throughout their existence is usually accompanied by negative consequences.

Since the beginning of systematic meteorological observations in 1958, the concentration of carbon dioxide – the most important anthropogenic greenhouse gas – in the atmosphere has increased by more than 20% and by approximately 40 % since 1750. The concentration of methane in the atmosphere has increased by 150 % compared to the pre-industrial period, and the concentration of nitrous oxide by 20 %. Of particular concern is the rate of atmospheric pollution, which is unprecedented in the last 20,000 years.

Currently, the entire Earth's climate system is changing. The main disaster is the increase in the frequency and intensity of dangerous climatic phenomena, which is confirmed by direct observations over the last decades [1-3]. This is sufficient reason to introduce measures for energy efficiency and energy conservation, the development of renewable energy sources, the modernisation of transport, etc., which are currently extremely necessary.

Analysis of recent studies and publications. The concept of sustainable development [4] is considered the most promising ideology of the 21st century and even the entire third millennium, which, with the deepening of scientific justification, will supplant all existing world view ideologies as fragmentary and incapable of ensuring the further balanced development of civilisation [5].

Sustainable development is systematically managed development. Its manageability is based on a systematic approach and modern information technologies, which allow for rapid modelling of various development scenarios, highly accurate forecasting of their outcomes, and selection of the most optimal option.

In September 2015, the UN Sustainable Development Summit was held in New York as part of the 70th session of the UN General Assembly, at which new development guidelines were approved. The outcome document, “Transforming our world: the 2030 Agenda for Sustainable Development,” approved 17 global Sustainable Development Goals (SDGs) and 169 targets [6]. Among them is the seventh goal, “Affordable and Clean Energy,” which aims to ensure that humanity has access to affordable, reliable, sustainable, modern, and environmentally friendly energy sources. Expanding infrastructure and technological modernisation to ensure

environmentally friendly energy in all countries is a critical task that can both stimulate growth and contribute to environmental conservation.

Ukraine, like other countries, has joined the process of ensuring sustainable development. Each global goal was reviewed and adapted to the specifics of national development. This resulted in the National Report “Sustainable Development Goals: Ukraine” [7], which provided Ukraine’s own vision of the benchmarks for achieving the SDGs. It contains 86 tasks and 172 indicators for monitoring them, providing a solid foundation for further planning Ukraine’s development and monitoring the status of SDG achievement. One of the main groups of tasks is ecological balance and sustainability. Economic growth will be based on a “green” economy model. Thanks to energy-efficient measures and technologies, the energy intensity of gross domestic product (GDP) will be significantly reduced. The share of environmentally friendly energy production will steadily increase, replacing traditional technologies in particular, which will significantly reduce emissions of pollutants and greenhouse gases into the atmosphere. This will contribute to improving the quality of life of the population without harming the environment and will be a significant factor in increasing life expectancy.

The purpose of the article is to address the issue of rational use of available energy resources in Ukraine, in particular natural gas, and to improve energy efficiency and environmental safety.

Presentation of the main material. In 2019, the European Green Deal (EGD) was presented to the European Parliament, which approved the move towards a climate-neutral European continent by 2050 [8, 9]. Its main goal is to transform Europe into the first climate-neutral continent by 2050, i.e., a place where all greenhouse gas emissions caused by human activity will be absorbed by ecosystems and carbon capture and storage technologies.

The annual United Nations (UN) conference on climate change, known as the Conference of the Parties or COP, brings together world leaders, country delegates, the public, and the media to reach a consensus on addressing climate change [10]. Since COP21 in 2015, the COP has focused on implementing the provisions of the Paris Agreement [11].

Given that emissions from burning coal, oil, and gas are the main cause of the climate crisis, it is striking that for the first time at COP26, the text of the final decision (cover decision) mentioned fossil fuels, and the parties agreed to accelerate “efforts to phase out uncompensated coal power and phase out inefficient fossil fuel subsidies.”

Russia’s full-scale war against Ukraine also has an impact on the climate, but these emissions are usually left out of countries’ national reports. Over 12 months, greenhouse gas emissions related to the war are estimated at 120 million tons of CO₂

equivalent. This is roughly equivalent to the total annual emissions of a country such as Belgium. The aggressor country must be held accountable for these emissions, as well as for future emissions associated with the restoration of facilities in Ukraine that have been damaged by military action – approximately 50 million tons of CO₂ equivalent. Overall, emissions from military actions, including armed conflicts, can account for a significant share of global greenhouse gas emissions, reaching about 5.5%.

In 2021, more than 100 countries, including Ukraine, joined the Global Methane Pledge initiative, which aims to reduce methane emissions by 30% by 2030 from 2020 levels. For Ukraine, reducing methane emissions is possible through the implementation of climate measures in the oil and gas and coal sectors, agriculture, and the establishment of a waste management system.

In recent years, carbon pricing has become a key policy tool in the fight against climate change for many governments. The World Bank report “The State and Trends of Carbon Pricing in 2024” [12] provides a comprehensive overview of the current state and trends in carbon pricing instruments, which currently remain inadequate to meet the ambitious climate goals set by the Paris Agreement. To achieve meaningful change, it’s necessary to improve both the coverage of carbon emissions and the level of their price. Estimated carbon prices to achieve the goal of limiting global temperature rise to 1.5 °C are \$226-385/ton CO₂, and to limit it to 2 °C are \$63-127/ton CO₂. In 2024, only seven countries, accounting for less than 1% of global greenhouse gas emissions, will have reached prices at or above the inflation-adjusted minimum of US\$63/ton CO₂. The Netherlands is one of the countries where the price of carbon dioxide emissions into the atmosphere slightly exceeds this amount. In Sweden, where the main source of electricity generation is the nuclear industry, the corresponding figure is 127, while in Norway, a powerful oil and gas producing country, it is around 90, and in Germany it is close to 50 USD/ton of CO₂. Overall, the average fee for carbon emissions in the European Union currently slightly exceeds US\$48/ton. In Ukraine, for comparison [13], tax liabilities for carbon dioxide emissions into the atmosphere in 2025 will be US\$0.77 (UAH 30)/ton of CO₂, which is one of the lowest prices in the world.

After gaining independence, Ukraine inherited a huge, “insatiable” industry in terms of energy consumption. For example, in 1991, the country used an incredible 114 billion m³ of blue fuel, mainly of imported origin, for its own needs.

Over time, Ukraine lost or modernised a significant part of its industrial facilities, and consumption decreased significantly. Domestic production remained virtually unchanged, at around 20 billion m³. Today, the state no longer needs as much gas as it did in 1991. At the end of 2023, Ukraine used only 19.8 billion m³ of gas. Gross natural gas production in 2024 amounted to 19.12 billion m³. Compared to

last year, it increased by 2.2 %. The majority of fuel is consumed by the population and heat producers in populated areas (public utility companies) – approximately 11 billion m³. The share of industry in 2025 will be approximately 4 billion m³, and the rest (approximately 5 billion m³) will be used for electricity generation.

According to the provisions of the Energy Strategy [14], natural gas will remain the main energy source/fuel in Ukraine. It accounts for almost a third of all primary energy consumption. At the same time, it is the most environmentally friendly fuel compared to other traditional and alternative fuels [15].

The country has its own natural gas resources (which currently meet almost all of the economy’s needs) and developed gas transportation and distribution networks in populated areas, which contribute to the priority use of blue fuel.

Table 1

Emissions into the atmosphere from the combustion of natural gas [15, 16]

Fuel	Ingredient	Emission factor [g/GJ]	Emissions		Tax liabilities		
			[ton]	[%]	[UAH/ton]	UAH	%
Natural gas, 1000 m ³	Nitrogen oxides	48,85	1,73·10 ⁻³	0,09	2574,43	4,46	7,03
	Carbon monoxide	17,0	0,6·10 ⁻³	0,03	96,99	0,06	0,1
	Carbon dioxide	55442	1,936	99,88	30,00	58,89	92,84
	Methane	1,0	3,54·10 ⁻⁵	0,002	145,5	0,005	0,01
	Nitrous oxide	0,1	3,54·10 ⁻⁶	0,0002	4216,92	0,015	0,02
		Total	1,9384	100,0	Total	63,43	100,0

However, the destruction of gas production, transportation, and distribution infrastructure, which continues and peaked in the second half of 2025, imposes significant constraints on ensuring the reliability of energy supplies to end consumers [17]. Thus, there is currently a problem with maintaining gas infrastructure in working order and providing consumers with blue fuel. One way to solve this problem is to replace natural gas in the future (completely or partially) with artificial biogas, at least during the warm season.

The potential for biogas production in Ukraine is about 10 billion m³/year, which would reduce carbon dioxide emissions by approximately 20 million tons/year [18] and, accordingly, reduce “thermal” pollution of the environment. A biomethane plant capable of producing approximately 10 million m³ of biomethane per year costs approximately EUR 15 million. If raw materials are purchased at EUR 40/ton (bales

of straw or corn stalks), which will provide additional income for farmers, and biomethane is sold at EUR 900/1000 m³, the return on investment for such projects becomes attractive to investors, with a profitability of 25% [18].

If we compare the physical and chemical properties of biogas with the quality requirements for natural gases established, for example, by the Gas Transmission System Code [19], then without additional purification, biogases are unsuitable for transportation through existing networks or for use in traditional gas equipment. Various methods of using such biogas are known in global practice, ranging from simple flaring directly at the point of generation without utilising the heat of combustion products to significant purification with methane content reduced to 90-95% (so-called biomethane) or the production of commercial carbon dioxide [20]. Currently, in Ukraine, given the partial destruction of the gas infrastructure, the use of biogas purified to biomethane level will prevent emergency shutdowns of gas transmission and distribution systems and ensure that end consumers are supplied with blue fuel.

Analysis of the data presented in Table 2 clearly demonstrates that the quality of biomethane is not lower than (and in some respects exceeds) that of natural gas supplied through the network. In general, the physical and chemical characteristics of these fuels meet the requirements of regulatory documents, in particular the Gas Transmission System Code [19].

Once biomethane is obtained, the question arises as to how it can be used, for example, to improve the reliability of existing gas supply systems in populated areas. The volume of fuel generated and the regularity of its supply impose conditions on how it can be transported to consumers.

First and foremost, biomethane can be supplied to rural settlements, most of which are connected to existing high-pressure gas distribution networks (0.6-1.2 MPa) – the so-called inter-settlement gas pipelines of network gas [21, 22]. The priority and main consumer is the population, which uses gas for domestic and heating needs. Large-scale industry is usually absent. Accordingly, in rural areas gasified with network natural gas, there is a significant seasonal unevenness in the consumption of blue fuel: during the warm season, there is no need to heat buildings and structures for various purposes, and during this period, gas consumption accounts for up to 15% of the total gas consumption during the heating season.

The diameters of gas distribution network pipes, the calculation and selection of gas control equipment, gas metering units, etc. are determined for maximum hourly consumption [22]. Accordingly, during the warm season, the storage capacity of the gas distribution network can be used to store fuel. If there are large agro-industrial holdings nearby, they can become enterprises for the generation of biogas with subsequent conversion into biomethane.

Table 2

Quality indicators for combustible gases

Indicator	Meaning		
	bio-methane	natural gas	requirements of the Customs Code [19]
1. Component content, %:			
- methane	98,1251	89,5161	≥90,00
- ethane	-	5,0357	≤7,00
- propane	-	1,2027	≤3,00
- butane	-	0,3518	≤2,00
- pentane	-	0,6099	≤1,00
- hexane and others	-	0,0571	
- oxygen	0,0340	0,0073	≤0,02
- nitrogen	1,0595	1,6745	≤5,00
- carbon dioxide	0,6814	2,0498	≤2,00
2. Density (20/25 °C; 0.101 MPa), kg/m ³	0,6821	0,7545	0,555-0,7*
3. Heat of combustion, MJ/m ³ :			
- higher	36,3990	38,26	36,20-38,30
- lower	32,8013	34,58	32,66-34,54
4. Wobbe index, MJ/m ³ :			
- higher	48,3671	48,35	44,9-53,7
- lower	43,5865	-	**
5. Impurity content, g/m ³ :			
- hydrogen sulfide	< 0,006	< 0,006	< 0,006
- mercaptan sulfur	< 0,02	< 0,02	< 0,02
- mechanical	<0,0005	missing	missing

Notes: * - relative gas density. ** - indicators are not normalised.

In this case, it is advisable to connect the biomethane plant to the existing gas distribution network with subsequent verification of its throughput capacity. If necessary, such a system should be reconstructed. During the warm season, with appropriate calculations, network natural gas can be completely replaced by biomethane. Natural gas is stored in underground storage facilities during this period.

If there is no network of inter-settlement gas pipelines near the biomethane plant, the best option is to transport it in a liquid state (using the property of any gaseous medium to change its aggregate state when the temperature decreases and the pressure increases – to turn into a liquid), which makes it convenient for further

storage of biomethane (the volume decreases by 600 times). Thus, an infrastructure similar to that for the transportation, storage, and use of liquefied hydrocarbon (propane-butane) gases can be created [23]. The main difference lies only in the parameters of energy carriers. In European countries, liquefied gases are the most popular compared to other types of fuel.

Such autonomous gas supply installations consist of the following structural elements: a container for storing biomethane in liquefied form (cryogenic tanks with a volume of 1 to 60 m³, depending on the gas consumption mode), atmospheric evaporators for regasification (heated during the cold season), control and measuring instruments, control and regulation systems.

For an individual residential building near Kiev for a family of four, equipped with a domestic gas stove to meet the household needs of the residents and a water boiler for heating and hot water supply, the total maximum hourly gas consumption during the cold season will be 11 m³/h, and during the warm season, it will be 1.5 m³/hour. Thus, during the warm season, gas consumption will decrease by 86 %. For a settlement with 50 similar houses, this is 438 and 27.5 m³/hour, respectively, or a 93 % reduction in consumption (taking into account the coefficients of uneven simultaneous operation of gas appliances and water boilers) [22].

The average fuel consumption of gas equipment in a individual residential building during a month in the heating/non-heating period will be 3410/174 m³/month, respectively. During the warm period, a 3 m³ gas tank with an evaporator capacity of at least 1.5 m³/hour is suitable for supplying an individual house. For uninterrupted gas supply to the consumer during the non-heating period (6 months of active consumption), it is necessary to fill the tank of the specified volume at least once every 6 months, and during the heating period – at least twice a month, while increasing the evaporator capacity by installing a heater.

For a residential group in an urban-type settlement consisting of five 5-storey buildings with 65 apartments each, with instantaneous water heaters and domestic stoves installed in the kitchens, a 60 m³ tank with an evaporator capacity of at least the total maximum hourly gas consumption of 170 m³/hour during round-the-clock operation must be connected for autonomous gas supply. Heating needs during the cold season are met from alternative sources, such as ground source heat pumps. The tank should be filled at least 9 times during the year. The distance from such an underground gas tank facility to the nearest building must be at least 40 m [22].

For small agricultural enterprises, such as milk processing, butter and cheese production, where natural gas is used for technological needs and heating, and a G16 meter is installed to measure fuel consumption, the average monthly gas consumption during the cold/warm periods of the year is 12,580/1,520 m³/month, respectively. For autonomous gas supply, a 5 m³ gas storage tank should be used, which should be

filled at least four times per month during the heating period and once every two months during the warm period.

For backup gas supply in case of emergencies near the main gas control points, small gas distribution stations that supply fuel to settlements with a population of up to 5,000 people, it is necessary to install mobile units with tanks with a capacity of 40-60 m³, equipped with evaporators with a capacity (during round-the-clock operation) of 200 m³/hour.

Conclusions. Currently, despite full-scale aggression by the Russian Federation, Ukraine is implementing its strategic course – to become a full member of the European Union, which, among other things, involves decarbonising the economy (increasing energy efficiency, recycling accumulated waste, development of renewable energy sources and the circular economy, and synchronisation with the European Green Deal initiative). By declaring its commitment to the principles of sustainable development, Ukraine has recognised that the development of renewable energy sources, the reduction of consumption of traditional organic fuels, etc. are important factors in increasing energy security and reducing the anthropogenic impact of the economy on the natural environment. Replacing natural gas with biomethane obtained from the disposal of household and agricultural waste will contribute to improving the reliability of gas supply to end consumers, utilising the existing potential of the gas infrastructure, continuing its accident-free operation, etc.

References

1. Shche raz pro hlobalne poteplinnia. 15 kraiin, shcho vykydayut v atmosferu naibilshu kilkist metanu, ne boriutsia z tsym [Once again about global warming. The 15 countries that emit the most methane into the atmosphere are not fighting it]. Available at: <https://techno.nv.ua/ukr/popscience/15-krajin-shcho-vikidayut-v-atmosferu-naybilshu-kilkist-metanu-ne-boryutsya-z-cim-50448453.html> (accessed: 20.11.2025).

2. Temperatura povitria v Ukraini zrostaie vdvichi shvydshe za serednoievropeysku: yak poperedyty posukhy [The air temperature in Ukraine is rising twice as fast as the European average: how to prevent droughts]. Available at: <https://rubryka.com/2024/08/20/temperatura-povitrya-v-ukrayini-zrostaye-vdvichi-shvydshe-za-serednoievropeysku-yak-poperedyty-posukhy/> (accessed: 20.11.2025).

3. Svitovyi rekord strybkha temperatury zafiksuvaly v Antarktydi [A world record temperature jump was recorded in Antarctica]. Available at: <https://rubryka.com/2024/04/08/svitovyj-rekord-strybka-temperatury-zafiksuvaly-v-antarktydi/> (accessed: 20.11.2025).

4. Stalyy rozvytok [Sustainable development]. Available at: <https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A1%D1%82%D0%B0%D0%BB%D0%B8%D0>

[%B9%D1%80%D0%BE%D0%B7%D0%B2%D0%B8%D1%82%D0%BE%D0%BA](#) (accessed on 20.11.2025).

5. Prohrama dii «Poriadok dennyi na XXI stolittia»: Ukhvalena konferentsiieiu OON z navkolyshnoho seredovyshcha i rozvytku v Rio-de-Zhaneiro (Samit «Planeta Zemlya», 1992 r.) [Action Program “Agenda for the 21st Century”: Adopted by the UN Conference on Environment and Development in Rio de Janeiro (Earth Summit, 1992)], translated from English, 2nd ed., Intelsfera, 2000.

6. The 17 Goals. Available at: <https://sdgs.un.org/goals> (accessed on 23.11.2025).

7. Sustainable Development Goals: Ukraine. 2017 National Baseline Report. Available at: <https://www.undp.org/ukraine/publications/sustainable-development-goals-2017-baseline-national-report> (accessed on 23.11.2025).

8. Yevropeyskyi Zelenyi Kurs. [European Green Deal]. Available at: <https://ecoaction.org.ua/ievropejskyj-zelenyj-kurs.html> (accessed on: 20.11.2025).

9. The European Green Deal. Available at: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/HTML/?uri=CELEX:52019DC0640> (accessed on 20.11.2025).

10. Paryzka klimatychna uhoda dlia Ukrainy. [The Paris Climate Agreement for Ukraine]. Available at: <https://globalcompact.org.ua/news/parizka-klimatichna-ugoda-dlja-ukraini/> (accessed on: 20.11.2025).

11. Klimatychna konferentsiia COP28 v Dubai ta rol Ukrainy v nii. [COP28 Climate Conference in Dubai and Ukraine’s role in it]. Available at: <https://ua.boell.org/uk/2023/11/23/klimatychna-konferentsiya-cop28-v-dubayi-ta-rol-ukrayiny-v-niy> (accessed on 20.11.2025).

12. Ohliad tsinoutvorennia na vykydy vuhletsiu. [Overview of carbon pricing]. Available at: <https://saf.org.ua/news/1974/> (accessed on 20.11.2025).

13. Podatkovi kodeks Ukrainy [Tax Code of Ukraine]. Document 2755-VI, Ed. 01.04.2025. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2755-17>.

14. Enerhetychna stratehiia Ukrainy na period do 2035 r. «Bezpeka, enerhoefektyvnist, konkurentospromozhnist». [Ukraine’s Energy Strategy for the Period until 2035: “Security, Energy Efficiency, Competitiveness] Available at: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/publish/article?art_id=245234085 (accessed on 20 November 2025).

15. Predun K.M. “Zastosuvannia metodolohii ekolohichnoi diahnostryky v problematytsi bezpeky skladnykh pryrodno-tekhnichnykh system” [Application of the methodology of environmental diagnostics in the problems of safety of complex natural and technical systems]. Infrastruktura rynku, Iss. 42, 2020, pp. 253-258. Available at: <https://doi.org/10.32843/infrastruct42-43>

16. HKD 34.02.305-2002. Vykydy zabrudniuvalnykh rehovyn u atmosferu vid enerhetychnykh ustanovok. Metodyka vyznachennya. [Industry guidance document

34.02.305-2002. Emissions of pollutants into the atmosphere from power plants. Determination methodology]. Vydavnytstvo «KVITS», 2002. Available at: <https://www.scribd.com/document/517427203/%D0%93%D0%9A%D0%94-34-02-305-2002-%D0%92%D0%B8%D0%BA%D0%B8%D0%B4%D0%B8-%D0%97%D0%B0%D0%B1%D1%80%D1%83%D0%B4%D0%BD%D1%8E%D0%B2%D0%B0%D0%BB%D1%8C%D0%BD%D0%B8%D1%85-%D0%A0%D0%B5%D1%87%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D0%BD-%D1%83-%D0%90%D1%82%D0%BC%D0%BE%D1%81%D1%84%D0%B5%D1%80%D1%83-%D0%92%D1%96%D0%B4-%D0%95%D0%BD%D0%B5%D1%80%D0%B3%D0%B5%D1%82%D0%B8%D1%87%D0%BD%D0%B8%D1%85-%D0%A3%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%BD%D0%BE%D0%B2%D0%BE%D0%BA-%D0%9C%D0%B5%D1%82%D0%BE%D0%B4%D0%B8%D0%BA%D0%B0-%D0%92%D0%B8%D0%B7%D0%BD%D0%B0%D1%87%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F>

17. Rosiiski udary po enerhetytsi. Naftohaz mozhe vtratyty do tretyny zaplanovanooho vydobutku hazu u 2025 rotsi. [Russian strikes on the energy sector. Naftogaz may lose up to a third of its planned gas production in 2025]. Available at: <https://biz.nv.ua/ukr/markets/vidobutok-gazu-v-ukrajini-naftogaz-vtratit-tretinu-zaplanovanih-na-2025-rik-obsyagiv-50555470.html> (accessed on 20.11.2025).

18. Ukraina mozhe staty liderom iz vyrobnytstva biometanu v Yevropi. [Ukraine could become a leader in biomethane production in Europe]. Available at: <https://interfax.com.ua/news/greendael/800605.html> (accessed on 22.11.2025).

19. Kodeks hazotransportnoi systemy. [Gas Transmission System Code]. Document z1378-15, Ed. 15.09.2025, Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1378-15#Text>.

20. Piatnychko O.I., Zhuk H.V., Hrytsenko A.V. et al. Dosvid utylizatsii zvalyshchnoho hazu v enerhetychnykh ustanovkakh v Ukraini. [Experience of utilisation of dump gas in energy-generation equipment], Ahrar Media Hrup, 2015

21. Yenin P.M., Shyshko H.H., Predun K.M. Hazopostachannia naselenykh punktiv i ob'ektiv pryrodnyim hazom [Gas supply of settlements and facilities with natural gas]. Lohos, 2002

22. DBN V.2.5-20:2018. Hazopostachannya, zi zm. № 1. [State building codes V.2.5-20:2018. Gas supply. With amendment No. 1], Minrehion Ukrayiny, 2019, Available at: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3200377925350196674?doc_type=2

23. Predun K.M. Avtonomni systemy hazopostachannia [Autonomous gas supply systems], Vydavnytstvo Lira-K, 2025

УДК 620.92:662:696.2

д.екон.н., професор **Костянтин Предун**,

predun.km@knuba.edu.ua, ORCID: [0000-0002-2634-9310](https://orcid.org/0000-0002-2634-9310),

докт. філос., доц. **Світлана Рубцова**,

rubtsova.sv@knuba.edu.ua, ORCID: [0000-0003-4114-5874](https://orcid.org/0000-0003-4114-5874),

аспірантка **Ольга Почка**,

pochka.ob@knuba.edu.ua, ORCID: [0000-0001-5701-978X](https://orcid.org/0000-0001-5701-978X),

аспірант **Віталій Ейсмонт**,

eismont_vs-2024@knuba.edu.ua, ORCID: [0009-0001-5312-7641](https://orcid.org/0009-0001-5312-7641),

Київський національний університет будівництва і архітектури

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.66-78>

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕНЕРГОПОСТАЧАННЯ В УКРАЇНІ

***Анотація.** Використання альтернативних джерел енергії та палив є одним із найбільш важливих напрямів сучасної енергетичної політики, спрямованої як на поліпшення стану довкілля, так і на заощадження традиційних паливно-енергетичних ресурсів. Сенс процесу еколого-енергетичної оптимізації – не заміна одного джерела енергії іншим, а економічна та індустріальна трансформація, декарбонізація та децентралізація. Російська агресія спричинила безпрецедентні руйнування паливно-енергетичної інфраструктури України. Це створило загрозу надійності забезпечення кінцевих споживачів природним газом – основним органічним енергоносієм, здатним повністю задовольнити власні потреби держави. Відходи сільськогосподарського виробництва, полігони твердих побутових відходів за певних умов можна перетворити з забрудників довкілля на відновлювані джерела енергії з генеруванням біогазу. Його основними компонентами є метан і вуглекислий газ. Утилізація біогазу дозволить вирішити водночас екологічні проблеми, пов'язані з «теповим» забрудненням довкілля. За результатами аналізу стратегії Європейського зеленого курсу та світового ціноутворення на викиди вуглекислого газу показана необхідність збільшення податкових зобов'язань в Україні за викиди парникових газів у атмосферне повітря для досягнення цілей щодо обмеження підвищення глобальної температури довкілля на 1,5-2 °С. У статті обґрунтовано можливість повної або часткової заміни природного газу біометаном, отриманим при утилізації відходів агропромислового комплексу, побутових відходів тощо для задоволення потреб житлово-комунального господарства України. Виконано порівняння фізико-хімічних показників традиційного природного газу та біометану з вимогами чинних нормативних документів. Визначено області застосування біометану в газоподібному та скрапленому*

станах. Обґрунтовано конструктивні рішення технологічних установок для систем автономного газопостачання.

Ключові слова: сталий розвиток, природний газ, діоксид вуглецю, метан, біогазова установка, біогаз, біометан, фізико-хімічні властивості, система газопостачання, надійність газопостачання.

Received/Надійшла до редакції 16.12.2025

Reviewed/Рецензована 23.12.2025

Accepted/Прийнята 24.12.2025

УДК 669.2

к.т.н., доц. **Юрій Франчук**,

franchuk196405@gmail.com, ORCID: 0000-0002-7910-8705

Національний університет біоресурсів і природокористування

к.т.н., доц. **Вікторія Коновалюк**,

konovaliuk.va@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5115-7188

Київський національний університет будівництва і архітектури

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.79-95>

АНАЛІЗ НОРМАТИВНО-ПРАВОВОЇ ТА НОРМАТИВНО-ТЕХНІЧНОЇ БАЗИ ГАЗОПОСТАЧАННЯ УКРАЇНИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ ЩОДО ЇЇ ВДОСКОНАЛЕННЯ

***Анотація.** Проведено систематичний аналіз чинної нормативно-правової бази України у сфері газопостачання. Виявлено неточності та розбіжності у трактуванні аналогічних термінів і визначень у різних нормативних документах. Крім того, встановлено невідповідності між чинними правилами виконання робіт з експлуатації газового господарства та реальними умовами, що спостерігаються на території країни. Розглянуто актуальні проблеми функціонування систем газопостачання в наявних експлуатаційних умовах. З метою вдосконалення нормативно-правового регулювання запропоновано стандартизувати основні терміни та визначення в чинних і нових документах. Перегляду потребують окремі показники, визначені в ДБН В.2.5-20:2018 «Газопостачання», зокрема чисельні значення коефіцієнта одночасності K_{sim} для житлових будинків (додаток В) та положення п.5 додатку Г щодо гідравлічного розрахунку газопроводів. Запропоновано обмежити розрахункові сумарні втрати тиску в газопроводах низького тиску (від джерела газопостачання до найбільш віддаленого приладу) до 100 даПа, зокрема: 40 даПа у розподільних газопроводах та 60 даПа у газопроводах-уводах і внутрішніх газопроводах. Для систем низького тиску рекомендовано встановлювати нижню межу спрацювання запобіжно-запірних клапанів відповідно до тисків, зазначених у Технічному регламенті природного газу, з подальшою корекцією у НПАОП 0.00-1.76-15 «Правила безпеки систем газопостачання».*

Ключові слова: газопостачання, нормативно-правова база, нормативно-технічне забезпечення, безпека експлуатації.

Вступ. Система газопостачання України є критично важливою складовою енергетичної інфраструктури держави. Значна частина магістральних і розподільчих мереж експлуатується понад нормативний строк, що призводить до природного старіння матеріалів, зниження надійності та підвищення ймовірності аварійних ситуацій. Сучасні технологічні виклики, зокрема використання воднево-метанових сумішей, ускладнюють управління потоками газу та експлуатацію інфраструктури. Збройна агресія проти України та спричинені нею пошкодження й руйнування газотранспортної інфраструктури істотно підвищують техногенні ризики, ускладнюють проведення ремонтно-відновлювальних заходів і формують загрозу стабільності та безперервності газопостачання. Водночас чинна нормативно-правова та технічна база не завжди відповідає реальним умовам експлуатації: існують термінологічні та нормативні розбіжності, відсутні регламенти для транспортування нових типів газових сумішей, а також недостатньо враховано вплив новітніх технологій на безпеку та довговічність мереж.

Актуальність дослідження. Сукупність окреслених проблем істотно стримує процеси модернізування системи газопостачання. У цих умовах постає об'єктивна потреба проведення наукового дослідження, спрямованого на вдосконалення нормативно-правового регулювання, уніфікування термінології та приведення експлуатаційних параметрів газових мереж до вимог сучасного обладнання. Очікувані результати такого дослідження створять підґрунтя для підвищення надійності, безпеки й адаптивності системи газопостачання, а також забезпечать її здатність ефективно функціонувати в умовах впровадження сучасних енергетичних технологій і змінених режимів експлуатації.

Останні дослідження та публікації. Сучасні наукові дослідження дедалі більше зосереджуються на критичних аспектах забезпечення надійності газотранспортних систем і вдосконаленні нормативної бази їхнього функціонування в умовах підвищених ризиків і вимог сталого розвитку. Зокрема, у роботі [1] проаналізовано напрями модернізування нормативного забезпечення системи «трубопровід – катодний захист». Результатом дослідження стало розроблення нового методу оцінювання технічного стану лінійної частини підземного газопроводу, який уперше комплексно враховує вплив корозійної втоми та стрес-корозійного розтріскування.

У роботах [2, 3] розглянуто питання вдосконалення нормативного забезпечення функціонування газових мереж низького та середнього тиску. Дослідження поєднують європейські підходи та принципи низьковуглецевого розвитку, зокрема враховують екологічні наслідки витікання метану. Автори пропонують методичні рішення, спрямовані на забезпечення сталого функціонування газорозподільних мереж, а також формують теоретичне

підгрунтя для розроблення оптимізаційної моделі впровадження актуалізованих нормативних документів щодо експлуатації та технічної діагностики інфраструктури.

Спостерігається стійка тенденція до зниження надійності систем газопостачання України, що обумовлено як пришвидшенням фізичного старіння трубопроводів і обладнання, так і значними ушкодженнями інфраструктури внаслідок бойових дій. Чинні нормативні документи визначають порядок експлуатації мереж у стандартних та складних інженерно-геологічних умовах, однак вони не охоплюють специфіку функціонування в умовах активних бойових дій. Це істотно підвищує рівень ризиків для персоналу та формує потребу впровадження додаткових процедур технічного контролю й спеціалізованого підготовки працівників [4].

Узагальнення сучасних досліджень засвідчує наявність певних прогалин у нормативному регулюванні та технічному забезпеченні надійної роботи систем газопостачання, особливо в умовах підвищених ризиків і бойових дій.

Формулювання цілей статті. Отримання системного уявлення про стан чинної нормативно-правової бази України у сфері газопостачання, обґрунтування пропозицій щодо її вдосконалення, зокрема стандартизації термінології, регламентування транспортування, а також оптимізування гідравлічних параметрів газопроводів низького тиску, що сприятиме підвищенню безпеки та ефективності функціонування газових систем.

Основна частина. У сучасних умовах експлуатації особливої актуальності набуває забезпечення безпечного виконання робіт у газовій галузі та підтримання ефективного функціонування розподільчих газових мереж. Застарілість нормативно-правових документів, що регламентують порядок виконання газонебезпечних робіт, зокрема НПАОП 0.00-5.11-85 «Типова інструкція з організації безпечного проведення газонебезпечних робіт» [5], а також технічні обмеження начвних систем газопостачання створюють значні ризики для безпеки персоналу та надійності постачання газу. Додатковим фактором є впровадження водневих технологій у газорозподільні мережі, що потребує перегляду чинних правил і стандартів.

Постає необхідність комплексного аналізу нормативного регулювання газонебезпечних робіт та оцінювання експлуатаційних характеристик газових мереж низького тиску з урахуванням сучасних технологічних вимог і старіння трубопроводів. Такий аналіз дозволяє сформулювати пропозиції щодо оновлення нормативної бази та модернізування інженерних рішень для забезпечення безпечної та ефективної роботи газових систем.

Нормативно-правове забезпечення виконання робіт у газовому господарстві передбачає проведення робіт у світлу частину доби, у мирний час,

без обстрілів та руйнувань, за наявності повного штатного складу кваліфікованих фахівців. Проте сучасні умови експлуатації газових мереж в Україні характеризуються веденням бойових дій, руйнуванням інфраструктури та браком спеціалістів при одночасному збільшенні обсягів робіт.

Виконання робіт підвищеної небезпеки в газовій сфері регламентується вимогами низки нормативно-правових актів, зокрема НПАОП 0.00-1.76-15 «Правила безпеки систем газопостачання» [6], Правил технічної експлуатації газового обладнання [7], НПАОП 0.00-5.11-85 [5], а також Кодексу усталеної практики [8]. Але «Типова інструкція з організації безпечного проведення газонебезпечних робіт», затверджена Держгіртехнаглядом СРСР 20.02.1985 (НПАОП 0.00-5.11-85), є застарілою. Вона видана понад 40 років тому не державною мовою та містить невідповідності щодо порядку виконання газонебезпечних робіт, а також обов'язків і відповідальності керівників і виконавців. У зв'язку з цим виникає необхідність актуалізувати нормативно-правові документи, що регламентують організування та виконання газонебезпечних робіт. Доцільно розробити сучасні інструкції, які враховують сучасні умови експлуатації газорозподільних мереж, технологічні ризики, вимоги безпеки працівників та залучення водневих технологій у систему газопостачання.

Велика частка газопроводів України має значний строк експлуатації, що впливає на їхню працездатність і безпеку транспортування газу.

Максимальний робочий тиск газу після регулятора, що подає газ побутовим приладам, встановлюється відповідно до номінального тиску перед приладами, але не більше 300 даПа для природного газу. Для систем низького тиску з робочим тиском до 300 даПа нижня межа спрацювання запобіжно-запірних клапанів установлюється газорозподільним підприємством. При цьому вона не повинна бути менше 70 даПа у найвіддаленішого споживача [6].

Заміна газових приладів сучасними потребує відповідного коригування експлуатаційних характеристик розподільних систем газопостачання населених пунктів. Зокрема, необхідно забезпечити подавання газу під оптимальним тиском, визначеним у паспорті виробника обладнання. Досягти цього можна шляхом встановлення пунктів редукування газу у безпосередній близькості до споживача, що дозволяє здійснювати індивідуальне регулювання тиску та гарантує стабільну і безпечну роботу газового обладнання [9,10].

На сьогодні в Україні значно розширився асортимент газових приладів, особливо низького тиску. Іноземні стандарти передбачають з одного боку різні значення тиску газу, а з іншого – більш жорсткі вимоги щодо коливань тиску в місці приєднання. Це зроблено задля підвищення ККД пальників.

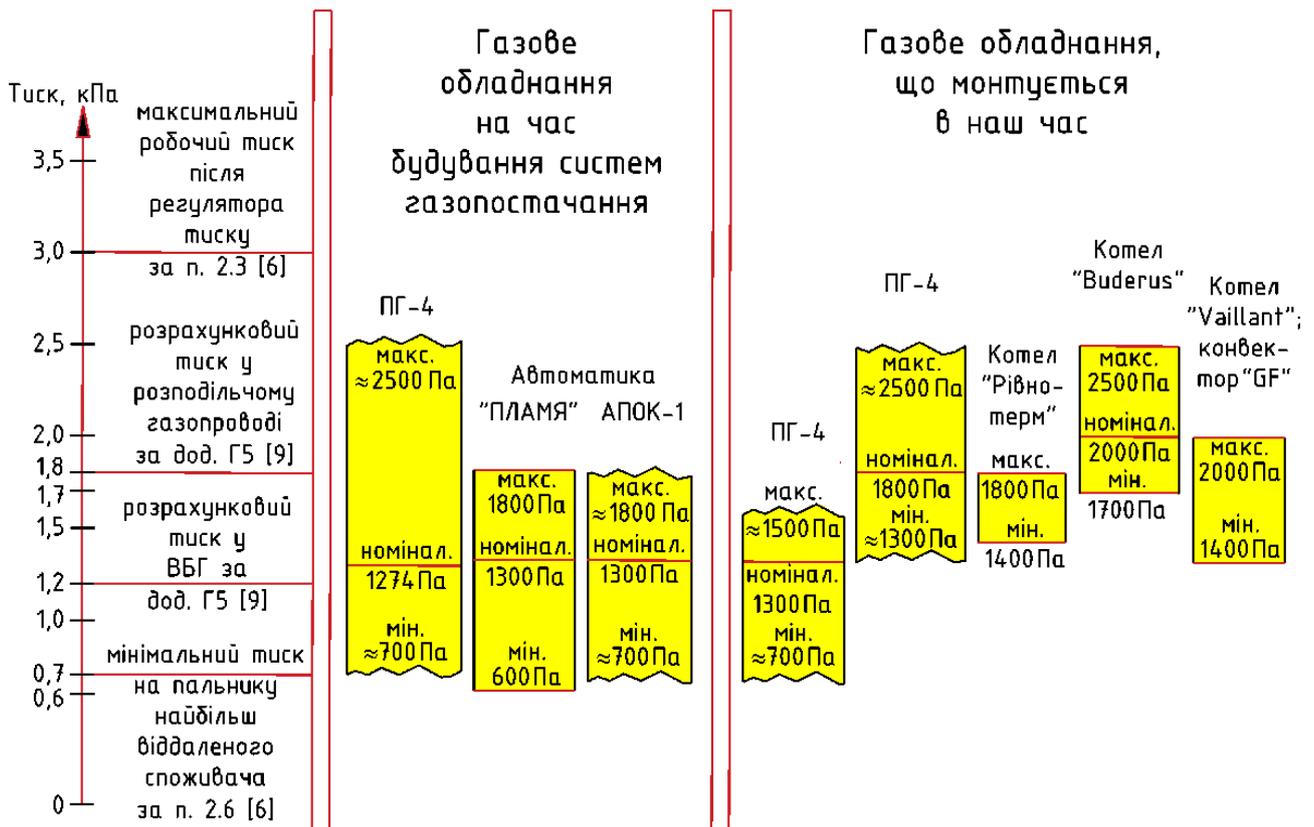


Рис. 1. Розподіл тиску газу в газопроводі від газорегуляторної станції до споживача, вимоги до тиску газу для пристроїв-споживачів газу

В Україні дозволено мінімальний тиск на пальниках приладів не менше 700 Па при максимальному тиску на виході з ГРП не більше 3000 Па. З одного боку, при розрахункових режимах у різних точках газопроводів тиск відрізняється понад 4 рази, що не може забезпечити ефективну роботу пальників. З іншого боку, під час провалів споживання газу тиск вирівнюється до значення, близького до початкового. Жоден газовий прилад не здатен витримати діапазон тисків з різницею в чотири рази. Були випадки, коли в моменти мінімуму споживання тиском зривало кришки пальників з подальшою небезпекою загасання полум'я та вибуху газу. У результаті досліджень показано, що при підвищенні тиску газу на 100 Па та зниженні на 250 Па відносно паспортного витрата газу зростає на 10 %. Тобто відбувається недопал через порушення пропорції змішування з повітрям. А це призводить у кращому разі до збільшеного викиду парникових газів (CO_2 , CH_4), а в гіршому – токсичного монооксиду вуглецю. Таким чином, системи газопостачання низького тиску вимагають часткового розвантаження шляхом підведення середнього тиску до частини споживачів з установленням індивідуальних пристроїв редукування тиску газу

При визначенні розрахункових годинних витрат газу для окремих житлових

і громадських будинків використовують добуток сум номінальних витрат газу газовими приладами з урахуванням коефіцієнтів одночасності їхньої дії. Коефіцієнт одночасності K_{sim} визначається з ДБН В.2.5-20:2018 «Газопостачання» (додаток В «Значення коефіцієнта одночасності K_{sim} для житлових будинків») [11].

Але аналіз значення коефіцієнта одночасності K_{sim} у попередніх редакціях ДБН «Газопостачання»: ДБН В.2.5-20-2001 і СНіП 2.04.05-87 показує, що чисельні значення незмінні впродовж останніх 40 років. Це не відповідає сучасним реаліям, оскільки наразі прилади-споживачі газу істотно модернізовані, мають вищий ККД. Житлові будинки відповідно до Закону України Про енергетичну ефективність будівель мають кращі теплотехнічні показники, і, як наслідок, потребують меншої кількості теплової енергії. На підставі вищевикладеного рекомендується зменшити значення коефіцієнта одночасності K_{sim} .

Постачання споживачеві газової суміші з воднем вимагає перегляду цінової політики за одиницю об'єму газу, адже для подавання однієї і тієї ж кількості енергії споживачу, газової суміші потрібно більше, ніж традиційного газу. Питання обліку газу та оплати за його споживання можна ефективно врегулювати при впровадженні обліку спожитого палива в одиницях енергії.

Облік і оплата за спожитий газ є важливим питанням у газопостачанні. Спочатку потрібно визначати об'єм газу, м³, приведений до стандартних умов, тобто абсолютного тиску 101,325 кПа і температури 273,15 К (0 °С). Потім необхідно обчислювати фактичну теплоту згоряння суміші газів, кВт·год/м³ або МДж/м³. Добуток об'єму спожитого газу, приведеного до стандартних умов, та фактичної теплоти згоряння дасть фактичну кількість енергії, кВт·год або МДж, за яку проводиться оплата

Закон України «Про внесення змін до деяких законів України щодо запровадження на ринку природного газу обліку та розрахунків за обсягом газу в одиницях енергії» передбачає, що «одиницею вимірювання енергії природного газу є кіловат-година (кВт·год)» [12].

Розрахунки щодо транспортування, зберігання та використання природного газу, який визначено в одиницях об'єму, необхідно привести в одиниці енергії з застосуванням коефіцієнта, який відповідає значенню вищої теплоти згоряння – 10,64 кВт·год/м³. У той же час при визначенні діаметрів газопроводів ДБН «Газопостачання» рекомендує використовувати 34 МДж/м³. Оплата вимагається за значенням верхньої межі робочої вищої теплоти згоряння, а розрахунок діаметрів за середнім значенням робочої нижчої теплоти згоряння.

Ефективне функціонування газопостачання значною мірою залежить від чіткості й однозначності термінології в нормативно-правових документах. У

сучасних умовах експлуатації газових мереж України, зокрема з урахуванням залучення водневих сумішей та впровадження сучасного обладнання, важливим є забезпечення уніфікування термінів і визначень, що регламентують параметри газу, технологічні процеси та правила безпечної експлуатації.

Аналіз чинних нормативних актів, як-от ДБН В.2.5-20:2018 «Газопостачання», НПАОП 0.00-1.76-15 «Правила безпеки систем газопостачання», Типова інструкція НПАОП 0.00-5.11-85 та інших документів, виявляє розбіжності визначення аналогічних термінів, що може призводити до непорозумінь при проектуванні, експлуатації та контролюванні роботи газових мереж (таблиця 1). Крім того, рекомендовано виправити мовні неточності та русизми (площадка, вимикаючого, газовикористовуючого, газорегулююче, газоспоживаючі тощо).

Таблиця 1

Порівняння термінів і визначень у нормативних документах

№ з/п		Терміни та визначення понять нормативних документів
1	<i>Природний газ</i>	<p>[11] <i>Природний газ</i> - суміш метану як основного компонента з іншими вуглеводнями та неуглеводневими компонентами, яка відповідає вимогам стандартів та нормативно-правових актів стосовно природного газу, підготовленого для застосування в якості палива для комунально-побутового та промислового призначення.</p> <p>[12] <i>Природний газ</i>, нафтовий (попутний) газ, газ (метан) вугільних родовищ та газ сланцевих товщ, газ колекторів щільних порід, газ центрально-басейнового типу (далі - природний газ) - суміш вуглеводнів та неуглеводневих компонентів, що перебуває у газоподібному стані за стандартних умов (тиск - 760 міліметрів ртутного стовпа і температура - 20 градусів за Цельсієм) і є товарною продукцією.</p> <p>[13] <i>Природний газ</i>, нафтовий (попутний) газ, газ (метан) вугільних родовищ та газ сланцевих товщ (далі - природний газ) - корисна копалина, яка є сумішшю вуглеводнів та неуглеводневих компонентів, перебуває у газоподібному стані за стандартних умов (тиск - 760 мм ртутного стовпа і температура - 20 °С) і є товарною продукцією.</p>

№ з/п		Терміни та визначення понять нормативних документів
2	Газорегуляторний пункт (ГРП)	<p>[11] Комплекс обладнання, виготовленого в умовах виробника, для зниження тиску газу і підтримання його на заданому рівні, змонтований безпосередньо на місці, розташований у будинках (окремо розташований та прибудованих до інших будинків), приміщеннях, вбудованих у будинки, а також на відкритих майданчиках.</p> <p>[6] Комплекс обладнання для зниження тиску газу і підтримання його на заданому рівні, розташований в будівлях (окремо розташованих або прибудованих до інших будинків) та приміщеннях, вбудованих в будинки.</p> <p>[14] Комплекс обладнання для зниження тиску газу і підтримання його на заданому рівні, змонтований безпосередньо на місці і розташований в будівлях (окремо розташованих або прибудованих до інших будинків) та приміщеннях, вбудованих в будинки, а також на відкритих площадках.</p> <p>[7] Комплекс обладнання для зниження тиску природного газу і підтримання його на заданому рівні, розташований в будівлях (окремо розташованих або прибудованих до інших будинків) та приміщеннях, вбудованих в будинки, а також на відкритих площадках.</p>
3	Ввідний газопровід, внутрішній газопровід	<p>[11] <i>Ввідний газопровід</i> - ділянка газопроводу від вимикаючого пристрою, що на вводі в будинок (при установці вимикаючого пристрою зовні будинку) до внутрішнього газопроводу, включаючи газопровід, прокладений в футлярі через стіну будинку</p> <p><i>Внутрішній газопровід</i> - ділянка газопроводу від газопроводу-вводу (при установці вимикаючого пристрою всередині будинку) або від ввідного газопроводу до місця підключення газовикористовуючого обладнання.</p> <p>[6] <i>Ввідний газопровід</i> - ділянка газопроводу від вимикаючого пристрою, що на вводі в будинок (при встановленні вимикаючого пристрою зовні будинку)</p>

№ з/п		Терміни та визначення понять нормативних документів
		<p>до внутрішнього газопроводу, включаючи газопровід, прокладений в футлярі через стіну будинку.</p> <p><i>Внутрішній газопровід</i> - ділянка газопроводу від газопроводу-вводу (при установці вимикаючого пристрою всередині будинку) або від ввідного газопроводу до місця підключення газового приладу, газовикористовуючої установки, теплового агрегату тощо.</p> <p>[7] <i>Ввідний газопровід</i> - ділянка газопроводу від вимикаючого пристрою, що на вводі в будинок (при встановленні вимикаючого пристрою зовні будинку) до внутрішнього газопроводу безпосередньо всередині будинку, включаючи газопровід, прокладений в футлярі через стіну будинку;</p> <p><i>Внутрішній газопровід</i> - ділянка газопроводу від газопроводу-вводу (при установці вимикаючого пристрою всередині будинку) або від ввідного газопроводу до місця підключення газового приладу, газовикористовуючої установки, теплового агрегату тощо.</p> <p>[8] <i>Зовнішній газопровід</i> - підземний та/або надземний (наземний) газопровід, розташований зовні будівлі.</p> <p><i>Внутрішній газопровід</i> - газопровід, прокладений всередині будівлі від місця вводу до газовикористовувального устаткування.</p>
4	Газопровід-ввід	<p>[11] <i>Газопровід-ввід</i> - газопровід від місця приєднання до розподільного газопроводу до вимикаючого пристрою на вводі, що включає ділянки дворових газопроводів до вимикаючого пристрою на ввідному газопроводі або до внутрішнього газопроводу</p> <p>[6] <i>Газопровід-ввід</i> - газопровід від місця приєднання до розподільного газопроводу до запірною пристрою (включно) на вводі в будинок.</p> <p>[14] <i>Газопровід-ввід</i> - газопровід від місця приєднання на розподільному газопроводі до</p>

№ з/п		Терміни та визначення понять нормативних документів
		запірного пристрою (включно) на вводі в будинок.
5	Комбінований регулятор тиску	<p>[11] <i>Комбінований регулятор тиску газу</i> - регулятор тиску, у якому скомпоновані (з'єднані) і незалежно працюють пристрої - безпосередньо регулятор тиску, автоматичний запірний пристрій (запобіжно-запірний клапан); запобіжно-скидний клапан.</p> <p>[6] <i>Комбінований будинковий регулятор тиску газу</i> - газорегулююче обладнання, призначене для постачання природним газом низького тиску одного або декількох житлових будинків та інших споживачів;</p> <p><i>Комбінований регулятор тиску</i> - газорегулююче обладнання, в якому скомпоновані (з'єднані) і незалежно працюють пристрої: безпосередньо регулятор тиску, запобіжно-запірний клапан та запобіжно-скидний клапан.</p> <p>[14] <i>Комбінований будинковий регулятор тиску газу</i> - газорегулювальне обладнання, призначене для постачання природним газом низького тиску одного або декількох житлових будинків та інших споживачів.</p> <p>[7] <i>Комбінований будинковий регулятор тиску природного газу</i> – газорегулююче обладнання (регулятор тиску) для постачання природного газу низького тиску до споживачів за витрати не більше 10 м³/год та вхідного тиску до 0,6 МПа, в якому скомпоновані (з'єднанні) і незалежно працюють пристрої:</p> <ul style="list-style-type: none"> - безпосередньо регулятор тиску; - автоматичний запірний пристрій (запобіжно-запірний клапан); - запобіжно-скидний клапан. <p>[8] <i>Комбінований будинковий регулятор тиску</i> КБРТ - регулятор тиску для постачання газом низького тиску одного або декількох споживачів за витрати не більше 10 м³/год та вхідного тиску до 0,6 МПа, в якому скомпоновані і незалежно працюють пристрої:</p>

№ з/п		Терміни та визначення понять нормативних документів
		безпосередньо регулятор тиску, запобіжно-запірний клапан та запобіжно-скидний клапан.
6	Система газопостачання. Газове господарство	<p>[14] Система газопостачання населених пунктів та підприємств - технічний комплекс, до складу якого входять:</p> <ul style="list-style-type: none"> - розподільні газопроводи (включаючи міжселищні); - підвідні газопроводи до ТЕЦ і котельень; - ГРП, ШГРП, ГРУ, КБРТ; - газопроводи-вводи; - засоби електрохімічного захисту від корозії; - інші споруди і пристрої на газопроводах; <p>Газове господарство - система газопостачання, в тому числі газопроводи та споруди на них; засоби захисту від електрохімічної корозії; газорегуляторні пункти; шафові газорегуляторні пункти (далі - ШГРП); газорегуляторні установки; КБРТ; системи телемеханіки і системи телеметрії та автоматичної системи управління технологічними процесами (далі - АСУ ТП); промислові, побутові та комунально-побутові об'єкти, що споживають газ; газове обладнання житлових і громадських будинків незалежно від належності та форм власності;</p> <p>[6] Система газопостачання - технічний комплекс, до складу якого входять:</p> <ul style="list-style-type: none"> - газопроводи і споруди на них; - газовикористовуючі установки, резервуарні, групові та індивідуальні установки зріджених вуглеводневих газів, а також газифіковані житлові та громадські будинки; - газорегуляторні пункти та установки; - вузли обліку газу; - газифіковані промислові, сільськогосподарські та інші підприємства, котельні; - засоби електрохімічного захисту від корозії; - допоміжне технологічне обладнання, що забезпечує роботу системи газопостачання; <p>Газове господарство - газопроводи та споруди на</p>

№ з/п		Терміни та визначення понять нормативних документів
		<p>них, засоби захисту від електрохімічної корозії, газорегуляторний пункт, шафовий газорегуляторний пункт, газорегуляторна установка, системи телемеханіки та автоматизованої системи управління технологічним процесом, промислові, побутові та комунально-побутові газоспоживаючі об'єкти, газове обладнання громадських, адміністративних та житлових будинків незалежно від відомчої належності та форм власності.</p> <p>[7] <i>Система газопостачання</i> - технічний комплекс трубопроводів та інженерних споруд, до складу яких входять об'єкти газової інфраструктури, газовикористовуючі установки та обладнання, внутрішньобудинкові системи газопостачання, газові мережі внутрішнього газопостачання, а також об'єкти та споруди, основне і допоміжне обладнання, що використовується для забезпечення безпечного та надійного газопостачання надлишковим тиском не більше 1,2 МПа, окрім систем газопостачання газовидобувних підприємств;</p> <p><i>Газове господарство</i> - об'єкт (об'єкти) системи газопостачання, що на законних підставах перебуває у власності та/або користуванні суб'єкта господарювання або належить співвласникам багатоквартирного будинку на праві спільної сумісної власності;</p> <p>[12] <i>Газорозподільна система</i> - технологічний комплекс, що складається з організаційно і технологічно пов'язаних між собою об'єктів, призначених для розподілу природного газу від газорозподільних станцій безпосередньо споживачам.</p> <p>[8] <i>Мережа газорозподілення</i> - технологічний комплекс, що складається з організаційно і технологічно пов'язаних між собою об'єктів, призначених для розподілу природного газу від газорозподільних станцій до місця забезпечення</p>

№ з/п		Терміни та визначення понять нормативних документів
		<p>потужності споживача</p> <p><i>Сервісна мережа</i> - мережа від місця забезпечення потужності до пристрою обліку споживання газу включно</p> <p><i>Мережа газоспоживання</i> - мережа від пристрою обліку споживання газу до його газовикористовувального устаткування</p>
7	Теплогенератор (котел)	<p>[11] <i>Теплогенератор (котел)</i> – джерело тепла тепловою потужністю до 100 кВт включно, у якому для нагрівання теплоносія, що надходить до системи опалення і гарячого водопостачання, використовується енергія, утворена при згорянні газового палива.</p> <p>[6] <i>Малометражні котли</i> - котли тепловою продуктивністю до 100 кВт включно з температурою теплоносія не більше 115 °С та тиском до 0,7 МПа.</p> <p>[7] <i>Теплогенератор</i> (проточний та/або ємнісний газовий водонагрівач, малометражний газовий котел та інше опалювальне газове обладнання) - джерело тепла, тепловою потужністю до 100 кіловат включно, у якому для нагрівання теплоносія, що надходить до системи опалення і гарячою водопостачання, використовується енергія, утворена при згорянні газового палива.</p>

Примітка. Визначення наведено в редакції, що відповідає зазначеним документам, без мовного коригування

Висновки. Система газопостачання традиційно є й надалі залишається одним із ключових елементів енергетичної інфраструктури держави, що забезпечує стабільність і надійність енергозабезпечення споживачів. Проведений аналіз чинної нормативно-правової бази у сфері газопостачання засвідчив низку суттєвих недоліків, зокрема термінологічні неточності та розбіжності у визначеннях однакових або подібних понять у різних нормативних документах; недостатність нормативного регулювання щодо транспортування та використання воднево-метанових сумішей, що ускладнює їхнє залучення в наявну інфраструктуру; необхідність перегляду коефіцієнта одночасності (K_{sim}) для житлових будинків, а також перегляду нормативних

значень граничних втрат тиску у газопроводах низького тиску з урахуванням сучасних експлуатаційних умов; застаріла частина нормативної документації, успадкована з періоду СРСР (зокрема, НПАОП 0.00-5.11-85), що не відповідає сучасним технічним і безпековим вимогам; чинна нормативна база не враховує специфіку експлуатації газового господарства в умовах воєнних дій, що створює додаткові ризики для безпеки та безперервності постачання. Запропоновано комплекс заходів для вдосконалення нормативно-технічного регулювання, а саме уніфікування термінології шляхом стандартизації основних термінів та визначень у чинних і нових нормативних актах; розширення нормативної бази щодо транспортування, змішування та використання природного газу з воднем, зокрема із визначенням допустимих концентрацій та експлуатаційних вимог; перегляд нормативних значень граничних втрат тиску в газопроводах низького тиску з урахуванням сучасних характеристик газового обладнання та умов роботи мереж; розроблення оновлених нормативно-правових документів, які враховуватимуть сучасні виклики, зокрема наслідки воєнної агресії росії та необхідністю підвищення стійкості газової інфраструктури.

Напрямки подальших досліджень. Перспективним напрямом подальших досліджень є поглиблення наукових робіт, спрямованих на обґрунтування умов застосування воднево-метанових сумішей та модернізацію систем газопостачання з урахуванням їхнього впливу на матеріали, обладнання й експлуатаційні режими. Особливо важливим є внесення отриманих наукових результатів у нормативно-технічні документи з метою актуалізації вимог щодо безпеки, надійності та ефективності функціонування газорозподільних мереж.

References

1. Chaban O., Yuzevych L. “Normatyvni vymohy shchodo kontroliu parametru korosiinoho stanu pidzemnykh truboprovodiv”. *Vymiriuvalna tekhnika ta metrolohiia*, Iss. 74, 2013, pp. 81–88. Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/metrolog_2013_74_20
2. Karpash M.O., Oliynyk A.P., Kliun A.M., Kohut H.M. “Pidvyshchennia nadiynosti HTS uprovadzhenniam novykh standartiv dlia system diahnostuvannia z urakhuvanniam umov ekspluatatsii”. *Standartyzatsiia, sertyfikatsiia, yakist*, № 2, 2018, pp. 60–65. Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ssia_2018_2_10
3. Kohut H.M., Karpash O.M. “Stan i tendentsii rozvytku ukrainskoi normatyvnoi bazy zabezpechennia funktsionuvannia hazorozpodilnykh merezh nyzkoho ta serednogo tysku”. *Standartyzatsiia. Sertyfikatsiia. Yakist.*, № 3, 2019, pp. 8–23. Available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ssia_2019_3_4
4. Franchuk Yu., Konovaliuk V. “Orhanizatsiia robit pidvyshchenoi nebezpeky na pidpriemstvakh ekspluatatsii hazovoho hospodarstva”. *Ventylatsiia, osvittlennia ta*

teplohazopostachannia, Vol. 52, 2025, pp. 20–31. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.52.20-31>

5. NPAOP 0.00-5.11-85 Typova instruktsiia z orhanizatsii bezpechnoho provedennia hazonebezpechnykh robit. Kyiv, 1985. Available at: https://education.profitteh.kiev.ua/pluginfile.php/267/mod_page/content/137/%D0%9D%D0%9F%D0%90%D0%9E%D0%9F%200.00-5.11-85%20%D0%A2%D0%B8%D0%BF%D0%BE%D0%B2%D0%B0%20%D1%96%D0%BD%D1%81%D1%82%D1%80%D1%83%D0%BA%D1%86%D1%96%D1%8F%20%D0%B7%20%D0%BE%D1%80%D0%B3%D0%B0%D0%BD%D1%96%D0%B7%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%97%20%D0%B1%D0%B5%D0%B7%D0%BF%D0%B5%D1%87%D0%BD%D0%BE%D0%B3%D0%BE%20%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B5%D0%B4%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F%20%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%BD%D0%B5%D0%B1%D0%B5%D0%B7%D0%BF%D0%B5%D1%87%D0%BD%D0%B8%D1%85%20%D1%80%D0%BE%D0%B1%D1%96%D1%82.pdf

6. Pravyla bezpeky system hazopostachannia: Nakaz Ministerstva enerhetyky Ukrainy vid 15.05.2015 № 285, Minenerho Ukrainy, 2015. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0674-15#Text>

7. Pravyla tekhnichnoi ekspluatatsii hazovoho obladnannia. Minpalivenerho Ukrainy, 2024, edition 06.06.2025. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1816-24>

8. Kodeks 2:2021 Hazorozpodilni systemy. Rekomendatsii shchodo proektuvannia, budivnytstva, kontroliuvannia za budivnytstvom, uvedennia ta vyvedennia z ekspluatatsii hazorozpodilnykh system. Kodeks ustalenoj praktyky Ukrainy. DP «UkrNDNTs», 2022. Available at: <https://grmu.com.ua/wp-content/uploads/2023/04/%D0%9A%D0%BE%D0%B4%D0%B5%D0%BA%D1%81-%D1%83%D1%81%D1%82%D0%B0%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BE%D1%97-%D0%BF%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%B8%D0%BA%D0%B8-%D0%A3%D0%BA%D1%80%D0%B0%D1%97%D0%BD%D0%B8.pdf>

9. Konovaliuk V., Franchuk Yu. Doslidzhennia problemy zabezpechennia optymalnogo tysku v rozpodilnykh merezhakh hazopostachannia pered pobutovymy hazovymy pryladamy. Ventyliatsiia, osvittennia ta teplohazopostachannia, Iss. 33, 2020, pp. 32-38. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2020.0.32-38>

10. Predun K.M., Konovaliuk V.A., Franchuk Yu. I. Analiz vplyvu tysku hazu na parametry yoho spaliuvannia v pobutovykh hazovykh plytakh. Ventyliatsiia, osvittennia ta teplohazopostachannia, Iss. 38, 2021, pp. 47-54. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2021.38.47-54>

11. DBN V.2.5-20:2018 «Hazopostachannia» zi zm. #1. Minrehionbud Ukrainy, 2018. Available at: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3200377925350196674

12. Zakon Ukrainy Pro vnesennia zmin do deiakykh zakoniv Ukrainy shchodo zaprovadzhennia na rynku pryrodnoho hazu obliku ta rozrakhunkiv za obsiagom hazu v odynytsiakh enerhii. 2020. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1850->

20#Text

13. Postanova Pro zatverdzhennia Pravyla korystuvannia pryrodnym hazom dlia yurydychnykh osib. Kabinet Ministriv Ukrainy, 2012. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1715-12#Text>

14. Poriadok tekhnichnoho ohliadu, obstezhennia, otsinky ta pasportyzatsii: Nakaz № 640 vid 24.10.2011. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/ze326-11>

UDC 696.2

PhD, Assoc. Prof. **Yurii Franchuk**,

yu.franchuk@nubip.edu.ua, ORCID: 0000-0002-7910-8705,

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine,

PhD, Assoc. Prof. **Viktoriiia Konovaliuk**,

konovaliuk.va@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0001-5115-7188

Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.79-95>

ANALYSIS OF THE REGULATORY AND TECHNICAL BASIS OF GAS SUPPLY IN UKRAINE AND PROPOSALS FOR ITS IMPROVEMENT

A systematic analysis of the current regulatory framework of Ukraine in the field of gas supply was conducted. Inaccuracies and discrepancies in the interpretation of similar terms and definitions in various regulatory documents were identified. In addition, inconsistencies were found between the current rules for performing work on the operation of the gas industry and the real conditions observed in the country. The current problems of the functioning of gas supply systems in existing operating conditions were considered. In order to improve regulatory regulation, it was proposed to standardize the main terms and definitions in current and new documents. Certain indicators defined in DBN V.2.5-20:2018 "Gas Supply" require revision, in particular the numerical values of the simultaneity coefficient K_{sim} for residential buildings (Appendix B) and the provisions of paragraph 5 of Appendix D regarding the hydraulic calculation of gas pipelines. It is proposed to limit the calculated total pressure losses in low-pressure gas pipelines (from the gas supply source to the most remote device) to 100 daPa, in particular: 40 daPa in distribution gas pipelines and 60 daPa in gas inlets and internal gas pipelines. For low-pressure systems, it is recommended to set the lower limit for the operation of safety relief valves in accordance with the pressures specified in the

Technical Regulations for Natural Gas, with subsequent correction in NPAOP 0.00-1.76-15 "Safety Rules for Gas Supply Systems". A promising area for further research is the deepening of scientific work aimed at substantiating the conditions for the use of hydrogen-methane mixtures and modernising gas supply systems, taking into account their impact on materials, equipment and operating modes. It is particularly important to incorporate the scientific results obtained into regulatory and technical documents in order to update the requirements for the safety, reliability and efficiency of gas distribution networks.

Keywords: *gas supply, regulatory framework, regulatory and technical support, operational safety.*

Received/Надійшла до редакції 20.10.2025
Reviewed/Рецензована 12.11.2025
Accepted/Прийнята 26.11.2025

УДК 624.191:536.24

аспір. **Вадим Задіранов**,
vadimharij@gmail.com, ORCID: 0009-0002-9179-9753,
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.96-114>

ЧИСЕЛЬНЕ 3D-МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ВНУТРІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ ТУНЕЛЮ МЕТРОПОЛІТЕНУ

***Анотація.** Точний розрахунок температури ґрунту навколо тунелю метро неможливий без правильного оцінювання температури поверхні внутрішньої стінки тунелю, яка визначається комбінацією внутрішніх факторів у тунелі, а саме: аеродинамікою потоку, тепловиділенням від поїздів, конвективним теплообміном між повітрям і тунелем, а також властивостями та товщиною чавунного облицювання. Попереднє 2D-дослідження виявило загальні особливості температурного поля та підтвердило потенціал використання теплоти, що скидається системою метро. Однак, воно не може принципово відтворити просторово-часову динаміку теплових потоків і тому не дозволяє повністю врахувати режими роботи тунелю. У цій роботі розроблено числову 3D-модель у COMSOL Multiphysics для пов'язаного аналізу теплових процесів у міжстанційному тунелі. Модель враховує тимчасове тепловиділення від рухомого складу, представленого як лінійне джерело теплоти, аеродинаміку турбулентного повітряного потоку в тунелі та теплообмін з внутрішньою поверхнею чавунного облицювання. Ключовий принцип дослідження полягає в тому, що температура поверхні внутрішньої стінки не є заданою як фіксоване значення. Натомість, вона отримується зі зв'язаного аеродинамічного та теплового моделювання як функція часу. Отримана температура буде використана в майбутній роботі як фізично обґрунтована гранична умова на межі розділу кріплення та ґрунту під час вирішення задач теплопередачі в навколишньому ґрунтовому масиві, тим самим підвищуючи надійність прогнозів температури ґрунту.*

Ключові слова: метрополітен, утилізація скидної теплоти, теплообмінники, теплопередача, тепловий насос

Вступ. Точний розрахунок температури ґрунту навколо тунелю метрополітену неможливий без коректного оцінювання температури внутрішньої поверхні стінки тунелю, яка формується сукупністю його внутрішніх факторів – аеродинамікою потоку, тепловиділенням поїздів,

теплообміном між повітрям і тунелем, а також властивостями та товщиною чавунної обшивки. Попереднє 2D-дослідження [1] показало загальний характер температурного поля і підтвердило перспективність використання скидної теплоти метрополітену, але принципово не відтворює просторово-часову динаміку теплових потоків, що не дозволяє повноцінно врахувати експлуатаційні режими тунелю. У даній роботі розроблено чисельну 3D-модель у програмі COMSOL Multiphysics для пов'язаного аналізу теплових процесів у перегінному тунелі. У даному дослідженні враховано нестационарне тепловиділення рухомого складу як лінійне джерело, особливості розвитку турбулентного потоку в тунелі, а також теплообмін з внутрішньою поверхнею чавунної обшивки. Ключовий принцип дослідження: температура внутрішньої поверхні стінки тунелю не задається як фіксоване значення, а визначається розрахунком пов'язаної аеродинамічно-теплової моделі як функція часу. Отримана величина в майбутньому буде прийматися як фізично обґрунтована гранична умова на межі обшивки та ґрунту при вирішенні задач теплоперенесення в навколишньому масиві, що підвищує достовірність розрахунків температурного поля.

Актуальність дослідження. Для реалізації концепції утилізації скидної теплоти метрополітену з використанням вертикальних ґрунтових теплообмінників необхідний достовірний просторово-часовий температурний профіль у ґрунті навколо тунелю. Ключовим входом для його розрахунку є температура внутрішньої поверхні стінки тунелю, яка формується сукупністю аеродинамічних, теплотехнічних і конструктивних факторів всередині цього тунелю.

Формулювання цілей статті. Визначити просторово-часовий розподіл температури внутрішньої поверхні стінки тунелю, що формується спільним впливом аеродинамічних, теплотехнічних і конструктивних факторів.

Загальні умови. Раніше в дослідженні [1] була реалізована двовимірною (2D) моделлю теплової взаємодії перегінного тунелю метрополітену з навколишнім ґрунтом і вертикальними ґрунтовими теплообмінниками. Це дозволило встановити факт впливу тунелю метрополітену на роботу вертикальних ґрунтових теплообмінників. Однак, 2D модель має принципові обмеження, пов'язані з неможливістю опису тривимірної геометрії системи та просторово-часової динаміки теплових потоків, а також не дозволяє врахувати експлуатаційні характеристики тунелю. У зв'язку з цим для аналізу температурного поля та його впливу на навколишнє середовище доцільно застосувати 3D-чисельний метод, заснований на вирішенні рівнянь теплопередачі методом скінченних елементів (FEM), реалізованих у програмі COMSOL Multiphysics. У даній моделі розглядається перегінний тунель

метрополітену між станціями «Вокзальна» і «Центральний ринок», де буде змодельовано тунельне повітря та теплове навантаження від поїздів і пасажирів; додано чавунне обшиття тунелю. Дана робота детально описує геометрію моделі, граничні умови та фізичні явища.

Теплофізичні властивості тунельної обшивки. В Україні облицювання тунелів метрополітену, що споруджуються закритим способом, складається з окремих елементів, зібраних з блоків або тюбінгів. Матеріалом є чавун або залізобетон. При внутрішньому діаметрі тюбінгового кільця $D_B = 5,1$ м, зовнішній діаметр становить $D_H = 5,5$ м [2].

Перегінний тунель від станції «Вокзальна» до станції «Центральний ринок» був побудований з тюбінгових кілець, які виготовлялися з сірого чавуну марки СЧ20 [3] (рис. 1). Чавун має помітно вищу теплопровідність порівняно з навколишнім ґрунтом, що значно впливає на характер теплопередачі від тунельного повітря до масиву породи. Отже, врахування реальних теплоізоляційних властивостей та інерції стінки істотно підвищить достовірність розрахунку, особливо при оцінюванні коротко- та довгострокової теплової динаміки поблизу тунелю.

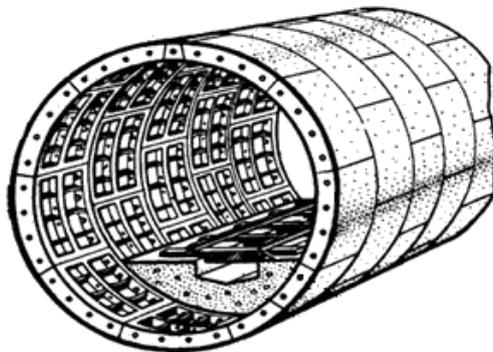


Рис.1 Збірна тунельна обшивка з тунельних тюбінгів

Теплофізичні характеристики були взяті з ГОСТ 1412-85 «Чавун з пластинчастим графітом для виливків»:

- густина $\rho = 7100$ кг/м³;
- теплопровідність $\lambda = 54$ Вт/(м·К);
- Питома теплоємність $C = 480$ Дж/(кг·К).

Геометрія моделі. Тривимірною моделлю геометрично відтворює раніше побудовану 2D модель, у якій розглядалася теплова взаємодія між тунелем метрополітену, прилеглим ґрунтом і вертикальним ґрунтовим теплообмінником. На підставі роботи [4], де досліджувався вплив різних факторів на дальність теплопередачі від стіни тунелю до ґрунту, було зроблено висновок, що приблизно в радіусі 20 м від тунелю тепловий ефект буде мінімальним.

Результати попереднього 2D моделювання [1] підтвердили результати даних досліджень. Для гарантованої відсутності ефектів, що вносяться граничними умовами, які застосовуються в далеких кінцях області моделювання, до даного значення було додатково додано 5 м. Відповідно, відстань між зовнішньою межею обшивки тунелю та бічною й нижньою межами ґрунту становила 25 м. Довжина ділянки ґрунту дорівнює довжині прямої ділянки (фрагмента) тунелю, що розглядається – 102 м [5].

Структура ґрунтової товщі залишилася незмінною: модель передбачає кілька шарів з різними теплопровідними властивостями, що відповідають геологічному профілю досліджуваної місцевості.

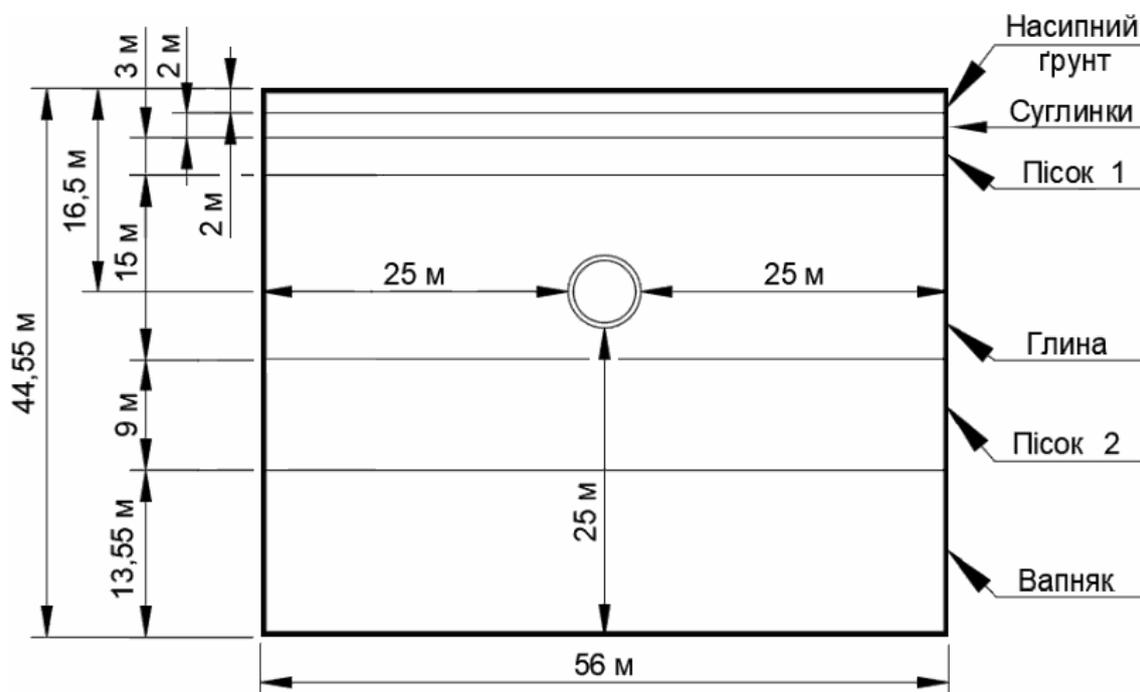


Рис. 2 Відстані між стіною тунелю та бічними і нижніми межами області моделі

Модель реалізована таким чином, щоб забезпечити максимальну гнучкість з можливістю зміни геометричних розмірів тунелю, товщини шарів ґрунту і глибини їх залягання. Крім того, в рамках чисельного експерименту передбачена можливість модифікації теплофізичних параметрів матеріалів (теплопровідність, теплоємність, щільність), а також температурних характеристик навколишнього середовища. Можливість модифікації та зміни властивостей матеріалу і товщини стінки також передбачені, що розширює адаптивність чисельного експерименту під різні типи облицювання і конструктивні особливості метрополітенів.

Граничні і фізичні умови повітря. Для того, щоб відтворити рухи повітря через тунель, були задані граничні умови типу *Inflow* і *Outflow*. На вхідній межі тунелю типу *Inflow* використовувалися дві граничні умови

припливу повітря.

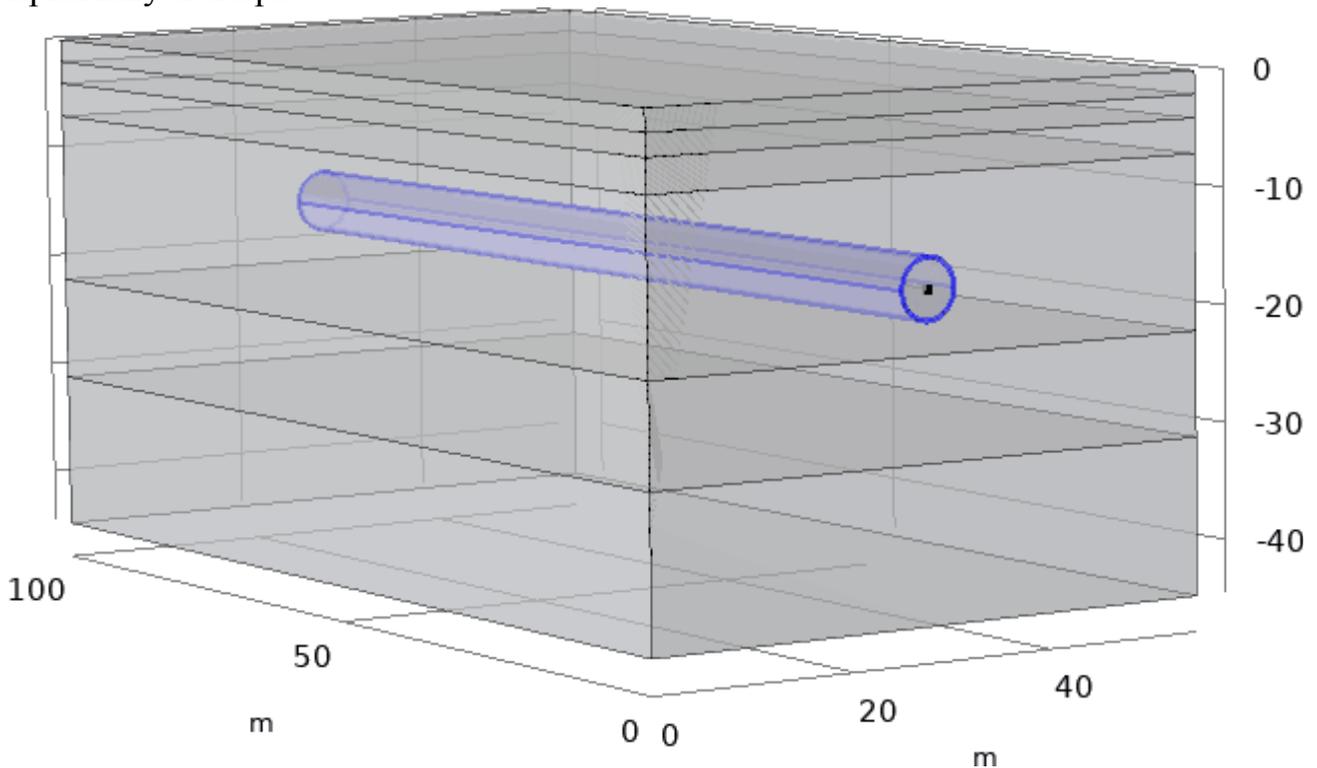


Рис.3. 3D-модель тунелю

Перша гранична умова на вході – це залежна від часу температура припливного повітря $T_{тун}(t)$ як гранична умова Діріхле, задана за емпіричним співвідношенням, де зовнішня температура апроксимована температурою поверхні ґрунту [1]:

$$T|_{\Gamma_{вх}} = T_{тун}(t) \quad (1)$$

$$T_{тун} = 0,4745 T_{пов.гр.} + 14,72. \quad (2)$$

де $\Gamma_{вх}$ – вхідна грань; $T_{пов.гр.}$ – температура поверхні ґрунту, К.

Другою граничною умовою на вході є перпендикулярний приплив повітря з фіксованою швидкістю:

$$u|_{\Gamma_{вх}} = -U_0 \cdot n \quad (3)$$

де u – швидкість повітря, м/с; n – зовнішня одинична нормаль до вхідної межі (спрямована з розрахункової області), м; U_0 – нормальна швидкість припливу повітря, отримане моделюванням у середовищі SES (Subway Environment Simulation – моделювання середовища метрополітену), м/с;

На протилежному боці тунелю застосовувалася умова вільного виходу повітря (*Outflow*), що описується рівнянням:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q}|_{\Gamma_{\text{вих}}} = 0, \quad (4)$$

де \mathbf{q} – вектор густини теплового потоку, Вт/м²; \mathbf{n} – вектор нормалі до поверхні; $\Gamma_{\text{вих}}$ – грань на виході.

Гранична умова для теплоти на виході тунелю забороняє дифузійний перенос теплоти крізь площину виходу, залишаючи лише конвективний відвід енергією потоку. Нормальний градієнт температури відсутній. Таким чином, температура на виході не задається, а отримується з розв'язання всередині розрахункової області.

Через зріз іде теплота, яку несе потік. Таким чином, повітря залишає розрахункову область без додаткових обмежень, що відповідає фізиці наскрізного руху повітря тунелем і забезпечує коректний розрахунок розподілу температур у системі.

На внутрішній поверхні обшивки задано умову, що повітря не проникає й не прилипає до стінки. Це означає, що нормальна швидкість нульова (непроникність); тангенціальні компоненти швидкості нульові (без проковзування):

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}_{\text{нов}} = 0, \quad (5)$$

$$u_{\tau}|_{\Gamma_{\text{стінки}}} = 0, \quad (6)$$

де \mathbf{u} – вектор швидкості повітря, м/с; $\mathbf{n}_{\text{нов}}$ – одинична нормаль з боку повітряної розрахункової області, спрямована до стінки, м; u_{τ} — тангенціальна складова швидкості на стінці, м/с; $\Gamma_{\text{стінки}}$ — внутрішня поверхня обшивки.

Через таку межу немає конвективного перенесення енергії до твердого тіла, а відбувається лише молекулярна дифузія. Швидкість повітря в даному дослідженні прийнята 5 м/с і є середньою постійною величиною. Детальний розрахунок швидкості повітря представлений нижче.

Швидкість повітря в тунелі. У зв'язку з неможливістю проведення натурного експерименту щодо вимірювання швидкості руху повітря в перегінних тунелях Харківського метрополітену, було прийнято рішення виконати розрахунки з використанням математичного моделювання. Для цієї мети застосовувалася програма SES. При підготовленні розрахунку в SES були

задані геометричні характеристики перегону: круглий тунель внутрішнім діаметром 5,1 м завдовжки 1000 м. Характеристики рухомого складу – поїзда з п'яти вагонів типу Е були взяті з [6] і [7] (довжина вагона, швидкість руху), інтервал між поїздами був взятий з [8]. У розрахунку використовувалися реальні аеродинамічні параметри вагонів і тунелю, серед яких коефіцієнт опору і звуження прохідного перетину через рухомий склад.

Граничні умови в SES були сформовані таким чином, щоб відтворити природну циркуляцію повітря, створювану поршнеvim ефектом при русі поїздів. На вході і виході з модельованої ділянки задавались умови відкритих торців для врахування вільного витікання повітряного потоку в суміжні ділянки лінії. Внутрішній об'єм тунелю був розділений на дискретні елементи для чисельного розв'язання рівнянь нестационарного потоку повітря, що дозволило зафіксувати зміну швидкості в часі з проходженням поїзда.

Результати розрахунку (рис. 4) показали, що середня швидкість повітря в перерізі тунелю становить близько 5 м/с (рис. 5). При цьому в момент проходження поїзда поблизу точки спостереження досягається пікове значення близько 11 м/с, а в період між рухом поїздів швидкість знижується до 0,35 м/с. Подібні величини узгоджуються з опублікованими даними закордонних досліджень, наприклад, роботи [9], де для метрополітену з близькими геометричними та експлуатаційними параметрами фіксувались аналогічні діапазони швидкості.

При середній швидкості повітря 5 м/с, внутрішньому діаметрі тунелю $D_e = 5,1$ м, кінематичній в'язкості повітря $\nu \approx 1,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с число Рейнольдса для потоку повітря становить $Re \approx 1,7 \times 10^6$, що однозначно відповідає розвиненій турбулентності в тунелі.

При побудові моделі турбулентного потоку повітря в тунелі використовувався інтерфейс Turbulent Flow, Algebraic uPlus. Даний інтерфейс призначений для моделювання однофазних турбулентних течій при високих числах Рейнольдса і заснований на вирішенні усереднених по Рейнольдсу рівнянь Нав'є-Стокса (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS). До складу моделі входять рівняння збереження маси та імпульсу.

Основною перевагою RANS-підходу є те, що він дозволяє отримувати усереднену за часом картину течії без необхідності моделювання кожної окремої турбулентної пульсації (як в LES або DNS). Це істотно знижує обчислювальні витрати, що особливо важливо при моделюванні протяжних тунельних геометрій, де розміри області можуть досягати десятків і сотень метрів. Використання даного інтерфейсу дозволило вирішити наступні два основні рівняння:

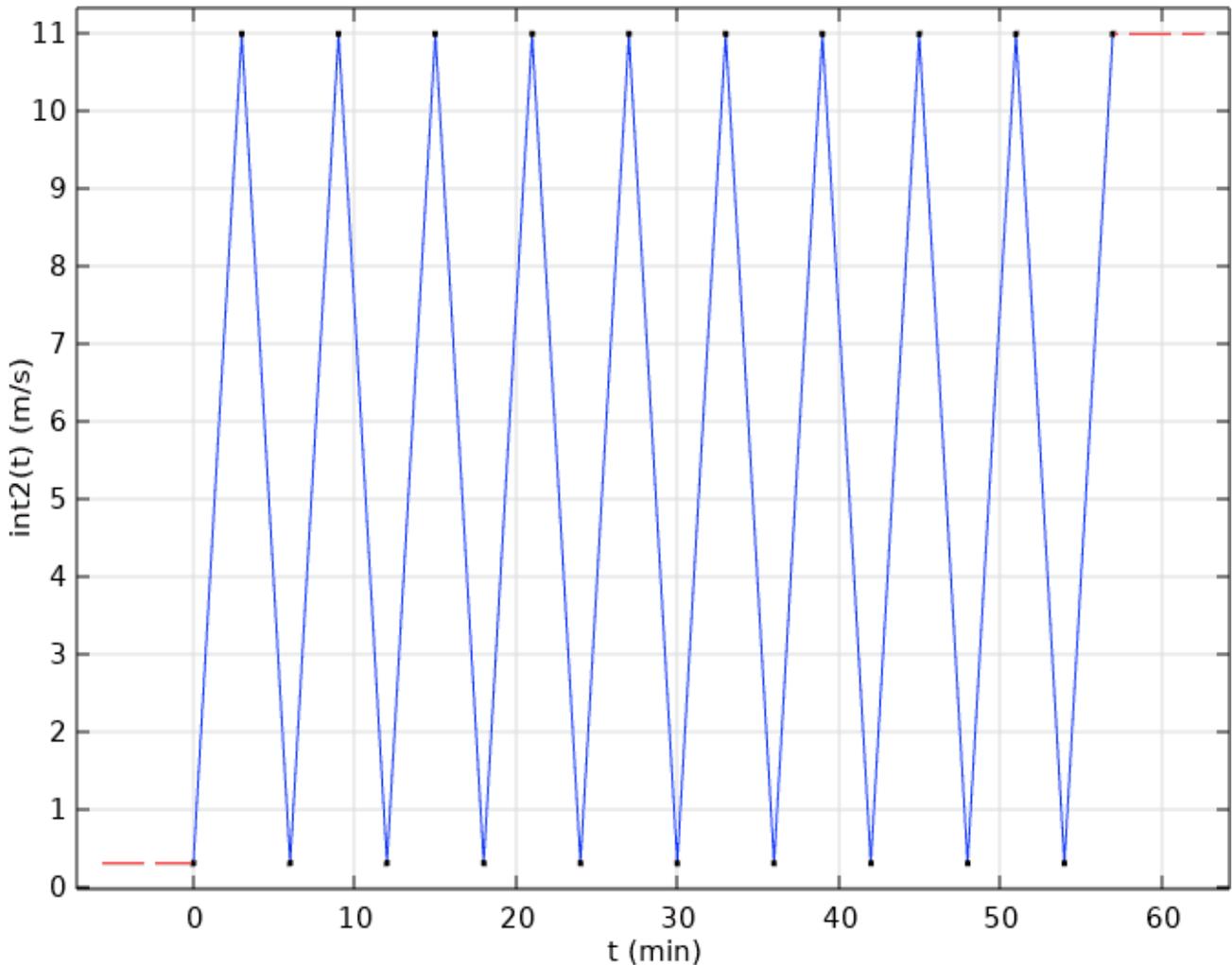


Рис. 4: Короткочасні зміни швидкості повітря в тунелі

- рівняння нерозривності для збереження маси при нестисливому потоці з векторами швидкості \mathbf{u} , м/с:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0; \quad (7)$$

- усереднене за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса для збереження імпульсу (RANS-рівняння імпульсу):

$$\rho \cdot (\mathbf{u} \cdot \nabla) \cdot \mathbf{u} = [-p \cdot \mathbf{I} + \mathbf{K}] + \mathbf{F}, \quad (8)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³; p – тиск, Па; \mathbf{I} – одиничний тензор; \mathbf{K} – турбулентна кінетична енергія:

$$\mathbf{K} = (\mu + \mu_T) \cdot [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T]. \quad (9)$$

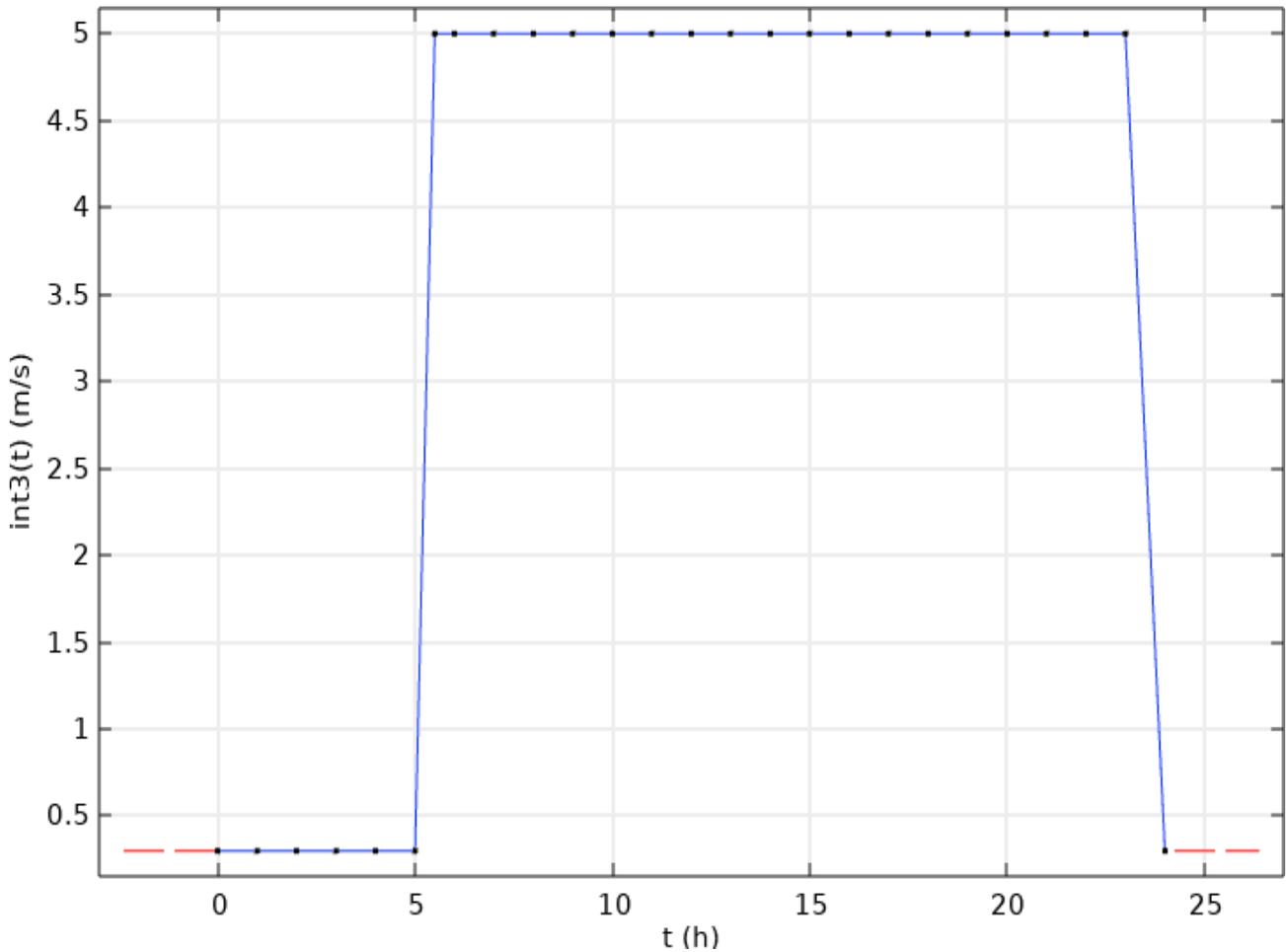


Рис. 5: Середньогодинні зміни швидкості повітря в тунелі

де μ – динамічна в'язкість, Па·с; μ_T – турбулентна в'язкість, Па·с; F – об'ємні сили, Н/м³; I – одиничний тензор.

Як моделі пристінного шару застосовувався алгебраїчний метод y^+ (Algebraic y^+). Даний метод реалізує апроксимацію пристінного підшару на основі функцій стінки і тим самим дозволяє уникнути надмірного згущення сітки поблизу стінок. Це забезпечує раціональне співвідношення між точністю й обчислювальною ефективністю при роботі з великими моделями, як-от тунелі метрополітену. У моделі Algebraic y^+ алгебраїчні рівняння описували такі турбулентні ефекти біля стінки:

- обчислення турбулентної в'язкості в пристінній області, Па·с:

$$\mu_T = \mu \cdot \left(\left(\frac{df}{dl_w^+} \right)^{-1} - 1 \right), \quad (10)$$

де μ – молекулярна в'язкість повітря, Па·с; l_w^+ – безрозмірна координата до нормалі до стінки; $f(l_w^+)$ — універсальна функція закону стінки;

- проблему опису примежового шару та зв'язування швидкості поблизу стінки з турбулентною структурою потоку:

$$Re_w = \frac{\rho \cdot |u| \cdot l_w}{\mu} = \frac{|u|}{u_\tau} \cdot \frac{\rho \cdot u_\tau \cdot l_w}{\mu} = u^+ l_w^+, \quad (11)$$

$$u^+ = f(l_w^+), \quad (12)$$

де Re_w – локальне число Рейнольдса у стінки; $|u|$ – швидкість повітря, м/с; ρ – густина повітря, кг/м³; μ – молекулярна в'язкість, Па·с; l_w – відстань до найближчої стінки, м; u_τ – швидкість тертя, м/с; u^+ – безрозмірна швидкість; l_w^+ – безрозмірна відстань до стінки

- рівняння допоміжної функції для відстані до стінки:

$$\nabla G \cdot \nabla G + \sigma_w \cdot G \cdot (\nabla \cdot \nabla G) = (1 + 2 \cdot \sigma_w) \cdot G^4, \quad (13)$$

$$l_w = \frac{1}{G} \cdot \frac{l_{ref}}{2}, \quad (14)$$

де G – допоміжна функція для обчислення відстані до стінки; σ_w – емпіричний коефіцієнт; l_{ref} – опорна довжина (характерний розмір розрахункової комірки), м; l_w – відстань до найближчої стінки, м.

У розробленій моделі теплових процесів у тунелі метро (рис. 6) враховувалося тепловиділення від рухомого складу та пасажирів, які є домінуючими джерелами теплоти, внесок інших джерел (освітлення, технологічного обладнання) є незначним. Оскільки реальне тепловиділення поїздів має змінний характер і пов'язане зі зміною частоти руху поїздів протягом доби, моделювання з урахуванням усіх тимчасових коливань вимагало б значних обчислювальних ресурсів.

Для зниження складності завдання в моделі було прийнято спрощення: теплове навантаження задавалося у вигляді постійного усередненого значення. Тепловий потік був представлений у вигляді (рис. 6 б) лінійного джерела теплоти (1D-елемент), розташованого в центрі тунелю вздовж його осі. Такий вибір відповідає фізиці ділянки між станціями. При розвиненій турбулентній течії та інтенсивній конвекції масово-усереднена за поперечним перерізом температура повітря визначається головним чином сумарним тепловим навантаженням на одиницю довжини.

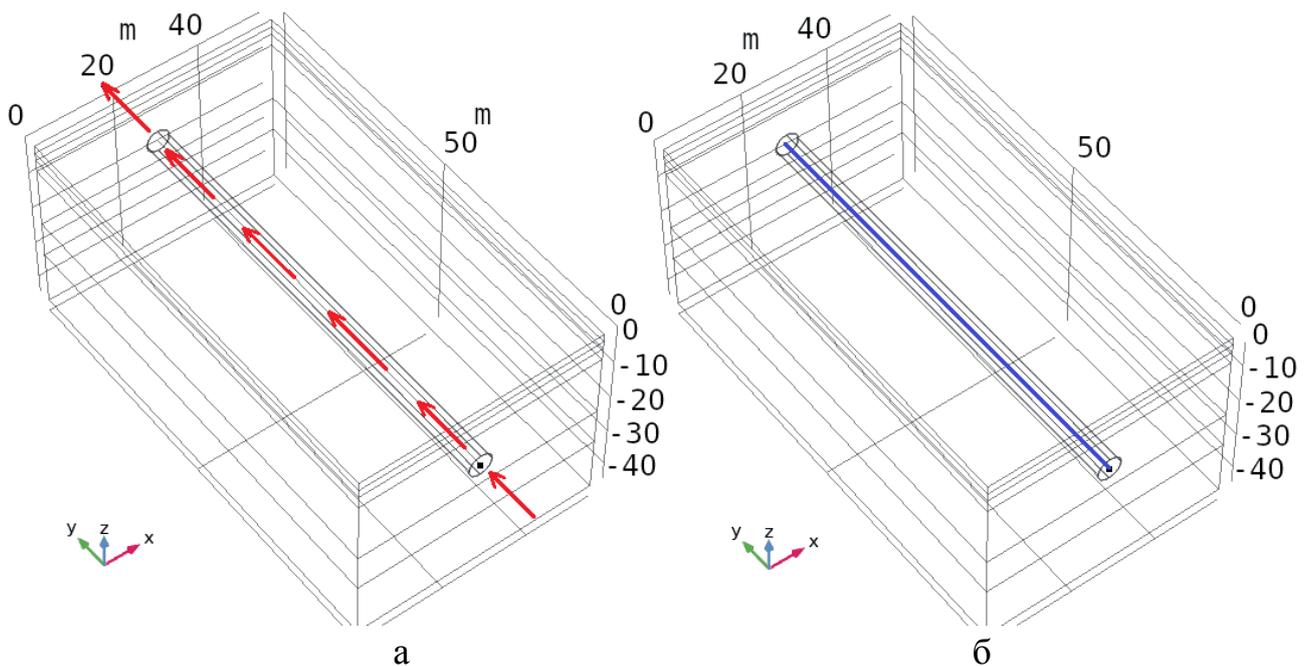


Рис. 6. Загальний вигляд моделі:
 а – місця входу і виходу повітря з тунелю;
 б – лінійне джерело теплоти

Форма поперечного профілю джерела (сконцентрована вздовж осі або розподілена об'ємно) на відстанях, що перевищують кілька гідравлічних діаметрів, має лише другорядний вплив на це усереднене значення.

Локальні відмінності поля температури, що виникають через положення джерела, швидко згладжуються поперечним перемішуванням. Цей висновок узгоджується з експериментальними даними. Показано, що зміна положення джерела впливає на локальний розподіл температури за перерізом. Але середнє в перетині значення залишається практично незмінним [10].

Аналітичні та чисельні дослідження теплообміну в тунелях, наприклад [11], демонструють ефект згладжування просторово-часових флуктуацій уздовж тунелю, що додатково обґрунтовує застосування лінійного усередненого джерела при оцінюванні середніх температурних характеристик. Таке джерело Q задавалося питомою потужністю на одиницю довжини тунелю, Вт/м. Середнє значення тепловиділення становило 180 Вт/м. Інформація щодо розрахунку наведена далі.

Тепловиділення від рухомого складу. У даному дослідженні було проведено вивчення температурного режиму ґрунту та побудовано розрахункову модель, яка залежить від часу. На рис. 2 представлено графік розподілу температури за глибиною, отриманий у результаті 2D моделювання.

Тепловий потік у моделі представлений у вигляді лінійно розподіленого

джерела теплоти, що пролягає вздовж осі тунелю в повітряній області. Надходження теплоти від джерела розрахована за методикою [12]. Фактичні режими руху (розгони, усталений хід, гальмування), а також паузи й добова нерівномірність були приведені до питомої теплової потужності, віднесеної до довжини тунелю, Вт/м. Такий підхід дозволяє енергетично еквівалентно врахувати тягово-гальмівні процеси без явного моделювання кожного поїзда і забезпечує стійкість обчислень.

Вихідні дані для розрахунку тунелю між станціями «Вокзальна» та «Центральний ринок»:

- вагон ЕЖ-3 [13];
- середня швидкість руху поїзда 35,6 км/год або 9,89 м/с [12];
- маса одного пасажирів 70 кг [14];
- маса вагона 32,5 т [13];
- габарити вагона 19210×2617×3662 мм [6,7];
- пасажиропотік 15000 осіб за добу [15];
- місткість одного вагона 306 осіб [13];
- внутрішній діаметр тунелю 5,1 м [2];
- інтервал руху поїздів змінний [16]
- середні тепловиділення від одного пасажирів 128 ккал/год або 148,9 Вт ([12], підтверджено [17]);
- довжина тунелю 1 км [18].

Вихідні припущення: відсутність рекуперації при гальмуванні та приведення тепловиділення до довжини модельованої ділянки тунелю. Годинний профіль інтенсивності руху був агрегований і перетворений у лінійну потужність (Вт/м) уздовж тунелю (рис. 7); після усереднення отримано значення 180 Вт/м. У моделі це значення застосовується як постійне лінійне джерело вздовж осі тунелю.

Вибір середньодобового еквівалента цілеспрямовано усуває короткочасні коливання тепловиділення, які слабо впливають на повільні теплові процеси в ґрунті та обшивці, що істотно збільшує обчислювальні витрати. Прийнята величина 180 Вт/м забезпечує енергетично еквівалентне представлення добового теплового балансу від поїздів і використовується у всіх сценаріях 3D-моделі.

Граничні та фізичні умови повітря і стінки. Для моделювання перехідного теплообміну в повітряній області тунелю метрополітену в програмному пакеті COMSOL Multiphysics використовувався інтерфейс Heat Transfer in Fluids, пов'язаний з моделлю турбулентної течії (Turbulent Flow, Algebraic ν).



Рис. 7 Графік добових тепловиділень

Цей інтерфейс базується на загальному рівнянні енергії для рухомого середовища, яке є окремим випадком закону збереження енергії у формі рівняння конвекції-дифузії. У диференціальному вигляді воно записується як, Вт і Вт/м², відповідно

$$\rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \cdot C_p \cdot \mathbf{u} \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q; \quad (15)$$

$$\mathbf{q} = -k \cdot \nabla T; \quad (16)$$

де C_p – питома теплоємність при постійному тиску, Дж/(кг·К); ∇T – градієнт температури, К/м; k – коефіцієнт теплопровідності повітря Вт/(м·К); Q – об'ємне джерело теплоти (джерело теплоти від рухомого складу, Вт/м).

На межі повітря-стінка в моделі стоїть сполучена умова ідеального теплового контакту. Інтерфейс одночасно розв'язує рівняння енергії в повітрі й у твердому тілі. При цьому на самій поверхні автоматично розв'язуються дві рівності:

- безперервність температури $T_{нов}|_{\Gamma_{стїни}} = T_{стїни}|_{\Gamma_{стїни}}$, К;
- безперервність нормального дифузійного теплового потоку:

$$-n_{нов} \cdot q_{нов}|_{\Gamma_{стїни}} = -n_{стїни} \cdot q_{стїни}|_{\Gamma_{стїни}} \quad (15)$$

де $q_{нов} = -k_{нов} \cdot \nabla T$ – густина теплового потоку з боку повітря, Вт/м²; $q_{стїни} = -k_{стїни} \cdot \nabla T$ – густина теплового потоку з боку повітря, Вт/м²; $n_{нов}$ – зовнішня нормаль розрахункової області повітря, м; $k_{нов}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К); $n_{стїни}$ – зовнішня нормаль твердого домену, м; $k_{стїни}$ – теплопровідність матеріалу обшивки, Вт/(м·К).

Конвективного перенесення через межу немає, оскільки на стінці у повітря виконуються непроникність і прилипання. Для межі стінка-грунт аналогічно записуються свої умови безперервності температури і безперервності нормального дифузійного теплового потоку.

Результати дослідження та валідація. На рис. 8 показано графіки температури повітря в тунелі, а також температури на внутрішній стінці тунелю протягом декількох років експлуатації.

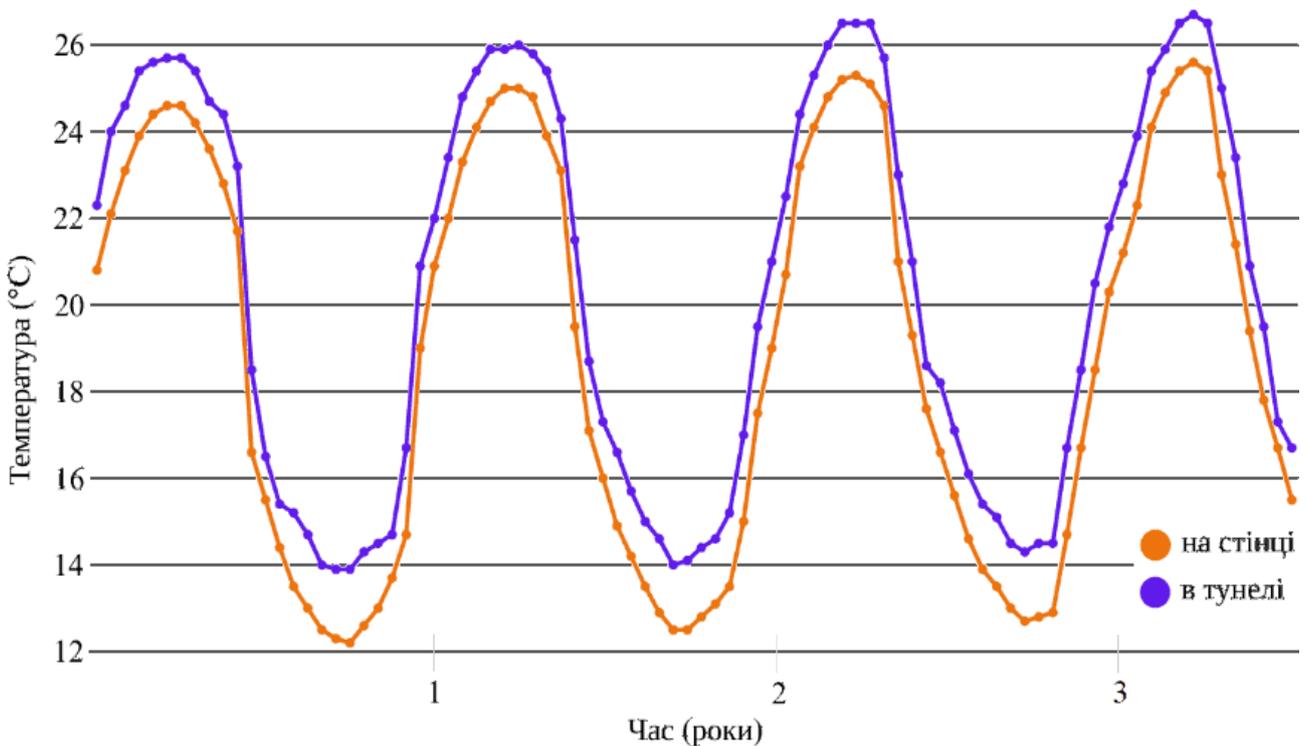


Рис. 8 Модельовані температури повітря в тунелі та внутрішній поверхні стінки тунелю

З графіка випливає, що середньорічна температура повітря і стінки тунелю підвищуються приблизно на 1 К за 4 роки експлуатації, що узгоджується з результатами роботи [19], де зафіксовано підвищення середньорічної температури повітря на стінці метрополітену на 2 К за 10 років роботи, а також

її подальшу стабілізацію. Крім того, отримані в моделі літні та зимові діапазони температур тунельного повітря виявилися близькими до експериментальних даних для тунелів Київського метрополітену, де були отримані схожі розрахункові значення від 287,15 К (+14 °С) до 299,15 К (+26 °С) [20]. Різниця між температурою повітря в тунелі і температурою на стінці тунелю становить в середньому від 0,5 К до 2 К, що також підтверджується експериментальними дослідженнями в Київському метрополітені на різних ділянках тунелю [20].

Отримані температури повітря в даній моделі також добре узгоджуються з результатами попереднього 2D-моделювання [1]. У 3D-моделі враховано тепловиділення від поїздів і пасажирів (як внутрішнє джерело) і турбулентні потоки повітря, що підвищує середні і пікові значення температур. Конвективний теплообмін зі стінкою тунелю змодельований більш детально, що призводить до дещо вищої температури стінки. Це пояснює різницю приблизно в 1°С з даними з 2D-моделі [1], що важливо для подальшого розрахунку температурного профілю ґрунту з подальшим розміщенням в ньому вертикальних ґрунтових теплообмінників.

Висновки. Розроблена 3D-модель перегінного тунелю метрополітену враховує турбулентний рух повітря, тепловиділення від рухомого складу та пасажирів, а також конвективний теплообмін з чавунною обшивкою тунелю. Модель реалізована методом скінченних елементів у програмному комплексі COMSOL Multiphysics з використанням RANS-підходу та алгебраїчної моделі пристінного шару (Algebraic y^+). Результати моделювання показали сезонний діапазон температури повітря в тунелі від 287,15 К (14 °С – зимовий мінімум) до 299,15 К (26 °С, літній максимум) і температур внутрішньої поверхні стінки від 286,15 К (13 °С) до 298,15 К (25 °С) протягом 4-річного періоду експлуатації. Різниця між температурою повітря і стінки змінюється в межах 0,5...2 К залежно від сезону: влітку температура повітря перевищує температуру стінки, взимку спостерігається зворотна картина. Отримані результати узгоджуються з експериментальними даними Київського метрополітену, де зафіксовані аналогічні температурні градієнти між повітрям і обшивкою тунелю. Середньорічне підвищення температури повітря і стінки тунелю становило близько 0,25...0,3 К на рік, що відповідає сумарному приросту близько 1...1,2 К за 4-річний період моделювання. Це узгоджується з даними міжнародних досліджень, що показують накопичення теплоти в конструкціях тунелю і навколишньому ґрунтовому масиві в перші роки експлуатації метрополітену. Валідація з попередньою 2D-моделлю підтвердила адекватність розробленої моделі виявила, що 3D-модель показала температури повітря в тунелі приблизно на 1 К вище, що обумовлено додатковим урахуванням просторового розподілу внутрішніх джерел теплоти та тривимірних ефектів

турбулентної конвекції. Аналіз сіткової збіжності показав похибку менше 0,5 % при переході від нормальної до дрібної сітки, що підтверджує незалежність розв'язку від дискретизації. Отримані результати будуть використані для подальшого тривимірного моделювання температурного поля ґрунтового масиву та оптимізування розміщення вертикальних ґрунтових теплообмінників для систем геотермальних теплових насосів.

References

1. Zadiranov V. "Simulation of metro heat utilisation using a vertical ground heat exchanger and a heat pump in Kharkiv". *Ventylatsiia, osvittlennia ta teplofazopostachannia*, Iss. 54, 2025, pp. 122–139. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.122-139> (In Ukrainian)
2. DBN V.2.3-7-2010. *Metros (Undergrounds). Main aspects*. UkrArkhdInform, 2019. Available at: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-201> (In Ukrainian)
3. Doroshenko V. and Yanchenko O. "Metal bearing and sealing structures for underground and protective structures". *Modern technology, materials and design in construction*, Vol. 34, No. 1, 2023, pp. 27-35. Available at: <https://doi.org/10.31649/2311-1429-2023-1-27-35> (In Ukrainian)
4. Zeng-Hui, H.U., Xiao-Zhao, L.I., Xiao-Bao, Zh., Lin, X. and Wei, W.U. "Numerical analysis of factors affecting the range of heat transfer in earth surrounding three subways". *Journal of China University of Mining and Technology*, Vol. 18, 2008, pp. 67-71. Available at: [https://doi.org/10.1016/S1006-1266\(08\)60015-2](https://doi.org/10.1016/S1006-1266(08)60015-2)
5. Liubarskii R. E., Mozolevskii V. I., Spivachuk V. A. and Yurchenko M. I. *Kharkovskii metropoliten*. 2nd ed. Budivelnyk, 1981. Available at: <https://gortransport.kharkov.ua/subway/books/khm1981/> (in Russian)
6. GOST 23961-80 *Metropoliten. Gabarity priblizheniia stroenii oborudovaniia i podvizhnogo sostava*. Available at: <https://vsegost.com/Catalog/39/39776.shtml>
7. Daleka V.Kh., Khvorost M.V., Skurikhin V.I. and Skurikhin V.I. *Rukhomyi sklad miskoho elektrychnoho transportu. Mekhanichna chastyna*. KHNUMG im. O.M. Beketova, 2018. Available at: <https://eprints.kname.edu.ua/49855/>
8. *Kharkivskiy metropoliten*. Available at: https://t.me/kh_metro
9. Lanchava O.A. and Nozadze G. (2021), "Piston effect analysis for the metro ventilation". *Georgian scientists*, Vol. 3, Iss. 1, pp. 1-14. Available at: <https://doi.org/10.52340/g.s.02.21.278>
10. Yen-Hung L. "Effects of Position of Linear Heat Source on Cross-Section Temperature Distribution in a Semicircular Tunnel", *Airiti Library*, 2009, <https://doi.org/10.6342/NTU.2009.01776>

11. Sadokierski, S. and Thiffeault, J.-L. “Heat transfer in underground rail tunnels”. ArXiv:0709.1748, 2007. Available at: <https://arxiv.org/abs/0709.1748>
12. Tsodikov, V.Ia. Ventilatsiia i teplosnabzhenie metropolitenov. Nedra, 1975.
13. Zvit pro upravlinnia Kharkivskym metropolitenom za 2021 rik. Available at: <https://www.metro.kharkiv.ua/all-images/doc/zvit-pro-upravlinnya-za-2021-rik.pdf>
14. EFSA Scientific Committee. Guidance on default assumptions used by the EFSA Scientific Panels and Committee, and EFSA Units in the absence of actual measured data: Public consultation draft. European Food Safety Authority, 2011. Available at: <https://www.efsa.europa.eu/sites/default/files/consultation/110707a.pdf>
15. Pasazhyrski perevezennia v 2021 rotsi. Available at: <http://kh.ukrstat.gov.ua/2021pasagirperevez/4283-arkhiv-pasazhirski-perevezennya-u-2021-rotsi>
16. Rozmiry rukhu poizdiv po saltivskii linii kharkivskoho metropolitenu https://www.city.kharkov.ua/assets/files/news/transport/metro_rozm_ruh_10.2020.pdf
17. NASA Technical Memorandum. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/citations/19890016187>
18. Skhema linii Kharkivskoho metropolitenu. Available at: <https://gortransport.kharkov.ua/photobase/6258/>
19. Wang, Y., Li, H., Li, Y. and Liu, H. “Study on Air Temperature and Soil Hydrothermal Distribution Patterns in Shallow-Buried Metro Tunnels in Cold Regions”. SSRN (preprint) <https://doi.org/10.2139/ssrn.5138462>
20. Deineko, A., Krukovskiy, P., and Frolov, G. “Features of the Heat and Mass Transfer of the Underground Structures of the Kiev Metro with the Ground Mass and Air Environment”. Journal of New Technologies in Environmental Science, 1(2), 11–15, 2023. Available at: <https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-623563f8-fd54-484d-af01-207d6324df2e>

UDC 624.191:536.24

post-graduate **Vadym Zadiranov**,

vadimharij@gmail.com, ORCID: 0009-0002-9179-9753,

O.M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.96-114>

NUMERICAL 3D SIMULATION OF THE NON-STATIONARY TEMPERATURE FIELD OF THE INTERNAL SURFACE OF A METRO TUNNEL

Abstract. *Accurate calculation of the ground temperature around a metro tunnel is impossible without a correct assessment of the temperature of the tunnel inner wall surface, which is governed by a combination of in-tunnel factors—namely, flow aerodynamics, heat release from trains, convective heat exchange between the air and the tunnel, as well as the properties and thickness of the cast-iron lining. A previous 2D study revealed the general features of the temperature field and confirmed the potential of utilizing the discharged heat of the metro system; however, it cannot fundamentally reproduce the spatiotemporal dynamics of heat fluxes and therefore does not allow the tunnel operating regimes to be fully accounted for. In the present work, a numerical 3D model was developed in COMSOL Multiphysics for a coupled analysis of thermal processes in an interstation tunnel. The model accounts for transient heat release from rolling stock represented as a line heat source, turbulent airflow aerodynamics in the tunnel, and heat exchange with the inner surface of the cast-iron lining. The key principle of the study is that the inner wall surface temperature is not prescribed as a fixed value; instead, it is obtained from the coupled aero-thermal simulation as a function of time. The resulting temperature will be used in future work as a physically justified boundary condition at the lining–ground interface when solving heat-transfer problems in the surrounding soil mass, thereby improving the reliability of ground temperature predictions. The simulation results showed a seasonal range of air temperatures in the tunnel from 14 °C (winter minimum) to 26 °C (summer maximum) and the temperature of the inner wall surface from 13 °C to 25 °C over a 4-year period of operation. The difference between the air and wall temperatures varies between 0.5 and 2 °C depending on the season: in summer, the air temperature exceeds the wall temperature, while in winter, the opposite is true. The results obtained will be used for further three-dimensional modelling of the temperature field of the soil massif and optimisation of the placement of vertical ground heat exchangers for geothermal heat pump systems.*

Keywords: *metro, waste heat recovery, heat exchangers, heat transfer, heat pumps.*

Received/Надійшла до редакції 17.12.2025
Reviewed/Рецензована 24.12.2025
Accepted/Прийнята 25.12.2025

УДК 669.2

Dr Hab., Prof. **Andrii Redko**

andrey.ua-mail@ukr.net, ORCID: 0009-0003-2883-5624

Sumy National Agrarian University

Dr Hab., Prof. **Ihor Redko**

ihor.redko1972@gmail.com, ORCID:0009-0005-1556-0830

Ukrainian State University of Railway Transport

PhD student **Tymur Lavrinov**

lavrinovtimur@gmail.com, ORCID:0009-0006-3791-5150

O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv

PhD student **Oleh Lishchynskyi**

mr.olmail@gmail.com, ORCID: 0009-0000-5660-5349

PhD student **Kyrylo Tsymbal**

kyryl.srbp@gmail.com, ORCID: 0009-0006-1617-8809

Sumy National Agrarian University, Ukraine

PhD student **Kyrylo Gordienko**

gordienko.kyrylo@gmail.com, ORCID: 0009-0002-7847-8015

O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.115-127>

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE EFFECTIVENESS OF THE THERMAL SCHEME OF GEOTHERMAL POWER PLANT

***Abstract.** Quoted results of numerical studies of the effectiveness of the thermal scheme of geothermal power plant. Researched subcritical and supercritical Rankine cycles with different working substances such as pure and mixtures in the temperature range 70...130 °C. Exposed effect of operating parameters: temperature and pressure of the steam before and after the turbine, heat exchange efficiency in the evaporator and condenser and ambient temperature. Specified dependence of the electrical power from the coefficient of performance of the power plant. The calculation of the power generated by the power equipment and the utilization of the heat of the geothermal fluid were carried out. The electrical power generated depends on the temperature of the geothermal fluid and varies from thermal evaporation. It is shown that each working fluid is effective in a certain temperature range. The use of a variety of working fluids provides a variety of cycle utilization rates by geothermal power plants.*

***Keywords:** geothermal energy, geothermal power plant, refrigerant, binary cycle.*

Introduction. There is an annual global increase in the installed capacity of geothermal power plants of 10-20%, and their total capacity in 2023 is 16318 MW on 198 geothermal fields [1]. Efficient conversion of geothermal energy into electricity requires the development of specialized power equipment. Conventional power plants operate on water vapour (steam turbine at a pressure of 0,5-0,7 MPa) are not suitable at temperatures of the heat source of low density and accordingly a large size of the turbine. Use of low-boiling working fluids allows for reducing the size of the turbine.

Research relevance. The portion of renewable energy should be significantly increased in the framework of the European Green Deal. Most of the sources are weather-dependent, which causes instability of power grids. But geothermal energy is constantly available. Thus, such sources should be exploited at the available places.

Recent studies and publications. Geothermal power systems are widely used power plants with the Organic Rankine cycle (ORC) binary cycle (Fig. 1).

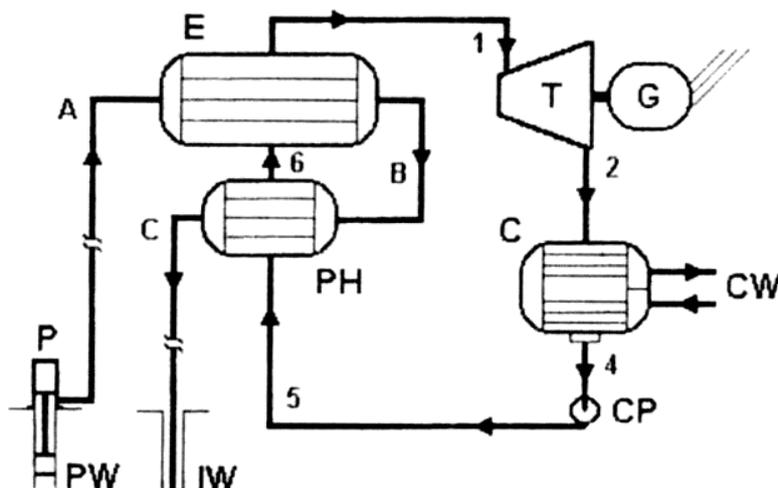


Fig. 1. Heat scheme of binary station [2]:

PH – pre-heater; E – evaporator; T – turbine; C – condenser; CP – condensate pump;
 PW – production well(s) – the source for geothermal water; IW – injection well –
 return of the cooled geothermal water; A-B-C – geothermal water loop;
 1-2-4-5-6 – organic motive substance loop; CW – cooling water loop

Organic motive fluid of geothermal power plant in the binary cycle receives heat from geothermal water (brine), evaporates, expands in the turbine, condenses and returns via condensate pump to the evaporator. Currently, binary stations are widely used. In 2023, 25.1 % of all operating geothermal power is generated on the binary stations [1].

Analysis of the world's geothermal resources shows that dominant geothermal fields with edge water give temperatures below 150 °C. In Ukraine, there are also geothermal fields with a temperature of 150–180 °C, stocks of which can produce

about 200 MW of electricity. However, most of the fields are characterized by temperature conditions below 130 °C.

At a temperature of heating medium 65–150 °C, it's difficult to build a steam power plant, which may have effective economic parameters. As international experience shows, lowering the temperature of the geothermal source requires more sophisticated technologies [1, 3].

The aim of the paper is to find the conditions of effective power generation using geothermal energy.

Condition of the problem. An important characteristic of the organic motive substance for the plant is a binary form of saturated steam curve, shown in Fig. 2 in the coordinates P-H (temperature-enthalpy).

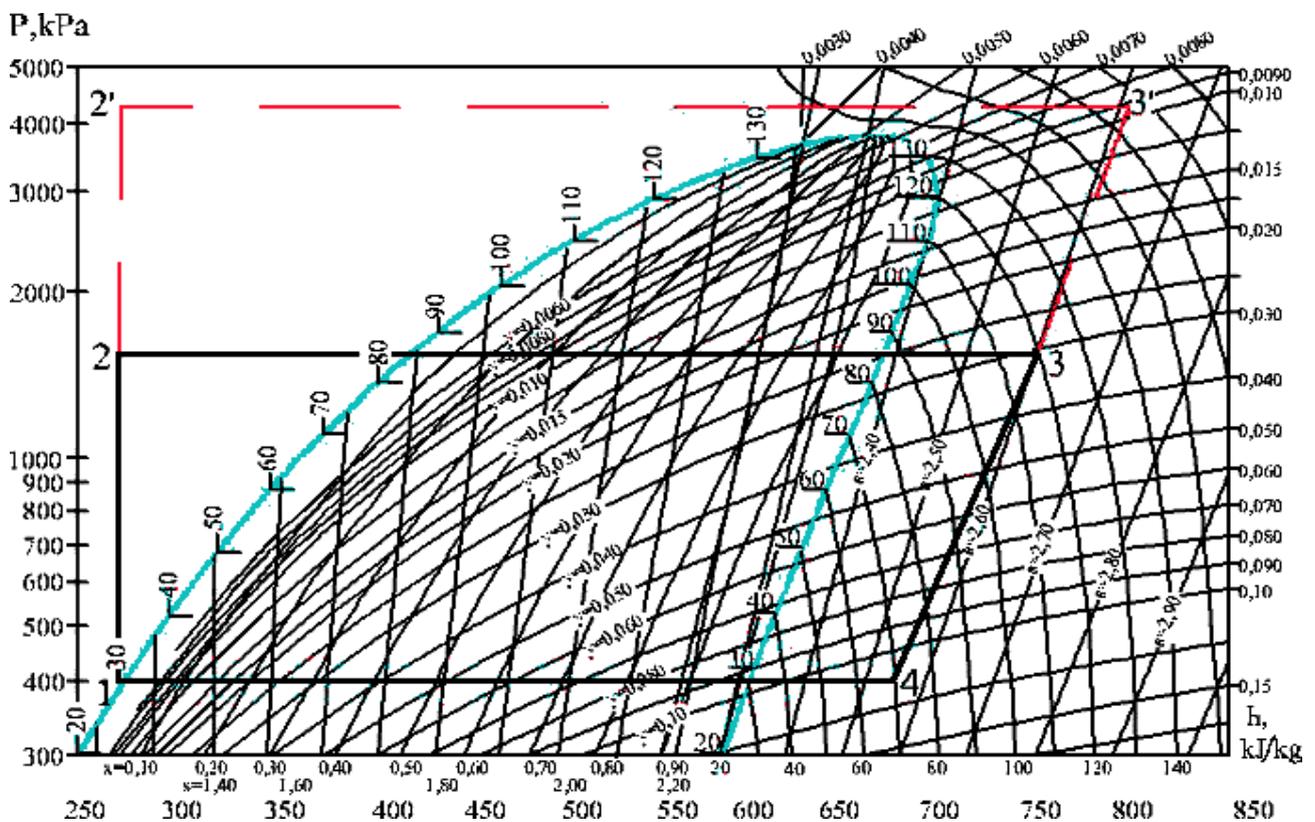


Fig. 2 Diagram "pressure-enthalpy" of the binary cycle of a geothermal power station

The curve of the vapour of water has a positive slope, and some hydrocarbons and Freon show a negative bias to the saturated vapour line segments.

Processes of steam expansion in the turbine in the Rankine cycle are shown by curves 3-4 and 3'-4. For some substances, the working process of steam expansion occurs from the saturated vapour line to superheat the water requires a considerable degree of superheat to avoid significant moisture in turbine exhaust (condition 4).

In the first approximation, the mass and dimensions of the turbine determine its value, and the size of the value can be estimated from the area of the exit section of

the steam turbine:

$$F = \frac{W}{h_1 - h_2} \cdot \frac{v_2}{k \cdot a_2} \text{ [m}^2\text{];} \quad (2)$$

where W – turbine capacity, kW; h_1 and h_2 – starting and final enthalpy during steam expansion, kJ/kg; v_2 – specific volume of steam after expansion, m³/kg; k – a factor; a_2 – speed of sound in the organic motive substance at the turbine outlet, m/s.

By determining the change in energy and speed of sound at the outlet of the turbine, the relative cross-sectional area and thus the relative sizes of turbines can be determined.

Simulation technique. The equipment of the geothermal power plant is calculated. The capacity of the pump is determined by the relationship:

$$N = \frac{(P_{fl,out} - P_{fl,in}) \cdot m_{fl}}{\rho_{fl} \cdot \eta_p} \text{ [W]} \quad (2)$$

where $P_{fl,out}$ and $P_{fl,in}$ – pressure at the outlet and inlet of the pump [kPa]; m_{fl} – pumped fluid flow, [kg/s]; ρ_{fl} – density of the fluid [kg/m³]; η_p – adiabatic efficiency of the pump.

The calculation of the turbines is made by the adiabatic model. As the initial data the flow pressure P_{in} [kPa] and temperature T_{in} [K] at the turbine inlet, the flow pressure P_{out} [kPa] and temperature t_{out} [K] at the turbine outlet, organic motive substance flow rate m [kg/s] and adiabatic efficiency of the turbine η are used

Enthalpy of the organic motive substance is determined by the parameters:

$$h_i = h(P_i, T_i) \text{ [kJ/kg].} \quad (3)$$

Then the power generated in the ideal turbine under an adiabatic expansion process is:

$$N_{id} = (h_{out} - h_{in}) \cdot m \text{ [kW].} \quad (4)$$

Net power from the shaft of the turbine

$$N = N_{id} \cdot \eta \text{ [kW]} \quad (5)$$

Enthalpy at the turbine outlet in the real process (including losses) is defined as

$$h_{out} = h_{in} - (N/m) \text{ [kJ/kg]}, \quad (6)$$

which makes it possible to calculate the temperature of the steam at the turbine outlet.

For determining the parameters in the counterflow heat exchanger in our formulation of the problem (i.e. excluding the pressure losses and heat losses to the environment), a system of three equations was used:

$$\begin{cases} Q = m_{hot} \cdot (h(T_{hot,in}) - h(T_{hot,out})) \\ Q = m_{cold} \cdot (h(T_{cold,in}) - h(T_{cold,out})), \\ Q = k \cdot F_{xchg} \cdot \Delta T \end{cases} \quad (7)$$

where m_{hot} , m_{cold} – mass flow rate of the hot and cold heat transfer fluids, respectively [kg/s]; $T_{hot,in}$, $T_{hot,out}$ – temperature, respectively, at the inlet and outlet of the hot heat transfer fluid [K]; $T_{cold,in}$, $T_{cold,out}$ – temperature, respectively, at the inlet and outlet of the cold heat transfer fluid [K]; F_{xchg} – heat exchange surface area; k – average heat transfer coefficient of the heat exchanger [W/(m²·K)]; ΔT – average value of the temperature difference of the heat exchanger.

To find the mean value of the temperature difference of the heat exchanger, the following correlation is used:

$$\Delta T = \frac{(T_{hot,in} - T_{cold,out}) - (T_{hot,out} - T_{cold,in})}{\ln\left(\frac{T_{hot,in} - T_{cold,out}}{T_{hot,out} - T_{cold,in}}\right)} \text{ [K]}. \quad (8)$$

The presence of the regenerative heat exchanger, in which the heat of geothermal water at the evaporator outlet (or steam turbine) is given for heating the low-temperature coolant to the evaporator, reduces the thermal load on the evaporator and condenser. As the results of the performed research [3], we'll obtain a maximum net electrical power is achieved by increasing the flow of geothermal water, geothermal circulating in the circulation system, and optimizing the parameters of the thermodynamic cycle of the secondary circuit. The process of steam expansion in the turbine is regarded as adiabatic. Calculation of steam expansion in a polytropic process is associated mainly with the technical perfection of the process equipment.

Results of the research. As it was mentioned earlier, now there are environmentally friendly ozone-friendly substances of a new generation – freon ethane, propane and butane series. The prospect of their use as an organic motive substance for the cycle of a geothermal energy converter into electricity has been studied in this work. Numerical study of Rankine cycle of the geothermal power plant with a binary cycle was performed with different working substances (R12, R13, R13b1, R22, R114, R134a, R142b, R143a, R152a, R218, R318).

Calculations of thermodynamic parameters of the Rankine cycle were performed under the following conditions:

- adiabatic efficiency of the turbine $\eta = 0.70 - 0.80$;
- efficiency of pump $\eta_p = 0.75 - 0.80$;
- ambient temperature is 288,15, 293,15, 298,15 K (plus 15, 20, 25 °C).
- $\Delta T = 5, 10, 15$ K approach in the regenerative heat exchanger and evaporator (minimum temperature difference between water and geothermal working substance).

Pressure at the outlet of the turbine is determined by the condition of the saturated state of the organic motive substance. Turbine inlet pressure is determined by the value of the temperature and, at the evaporator outlet, the possible maximum pressure is selected, at which the vapour stream at the turbine outlet will be a single phase. The values of specific electrical power for a variety of halocarbons and their mixtures are shown in Table 1. Thermal properties of the liquid motive substances are taken from [4-6].

At increasing in the temperature of geothermal water, the generation of electric power in the geothermal power plant increases (Fig. 3). The value of the electric power at the temperature of geothermal water of 70 °C for the examined organic motive substance – freon and mixtures thereof – is around 3.2-3.3 kW/(kg/s); at a temperature of 130 °C it's 29,8-31,3 kW/(kg/s). Dependence of the flow on the temperature of the geothermal liquid is shown in Fig. 4.

Results of calculations show that to obtain the maximum specific electrical power, the influence of the pressure values (P_e [kPa]) and steam temperature (t_e [°C]) of the organic motive substance upstream of the turbine, flow rate of the working substance (m [m³/kW·h]), value of the minimum temperature difference (Δt_{min} [°C]), ambient temperature (t_{ODA} [°C]) and other parameters should be considered.

The impact of the minimum temperature difference is most significant. Thus, reduction of ΔT_{min} from 10-15 K to 5-7 K allows increasing the production of electricity by 20-25 %. Increasing ΔT leads to a lowering of evaporation pressure and temperature, which substantially reduces the efficiency and specific electrical power (N [kW]).

Table 1.

Value of the specific electric power

Heating medium	Evaporation pressure P_e [kPa]	Evaporation temperature t_e [°C]	Temperature of the cooled geothermal water t_H , [°C]	Specific power output N_m [kW/(kg/s)]	Flow rate m [kg/s]	Coefficient of performance COP _c
20%R12 + 80% R142b	1452,5	76,27 – 77,59	62,73	29,87	1,096	0,01
10%R12 + 90% R142b	1370,0	76,20 – 76,95	62,97	29,95	1,051	0,01
30%R12 + 70% R142b	1575,0	76,76 – 78,47	62,82	29,87	1,14	0,01
70%R12 + 30% R142b	1925,0	77,61 – 79,23	61,90	30,52	1,35	0,01
80%R12 + 20% R142b	2034,0	78,04 – 79,26	61,73	30,86	1,41	0,01
90%R12 + 10% R142b	2155,0	78,67 – 79,34	61,63	31,29	1,47	0,01

Note: refrigerant mixture in the secondary circuit $t_{TB} = 130$ °C;

Numerical results show that each value of the temperature of geothermal water corresponds to optimum temperature of evaporation of the organic motive substance (Fig. 5). Numerical results show promising use of environmentally friendly refrigerants and their mixtures as organic motive substances for geothermal power stations. At a temperature of 70–130 °C, water geothermal specific electric power to the turbine shaft at installation freon mixtures is 29-31 kW/(kg/s), which is 10-12% higher than for the pure substances cycles 22-24 kW/(kg/s).

It's offered [7] for a geothermal plant with a temperature of thermal water 120 °C to use in the secondary circuit of Freon R13b1 at supercritical parameters. Use of refrigerants R142a, R134b does not allow for expanding the range of thermal water temperature below 150–165 °C. In this work, a mixture of refrigerants (R13b1 + R142b), (R13b1 + R13) was studied. The results of the calculation of parameters beyond the critical cycle for a mixture of Freons (80%R13b1 + 20%R142b), thermal water temperature –130 °C are shown in Table.2.

In the thermodynamic analysis of the system conversion of geothermal energy into electrical energy, the following assumptions are taken:

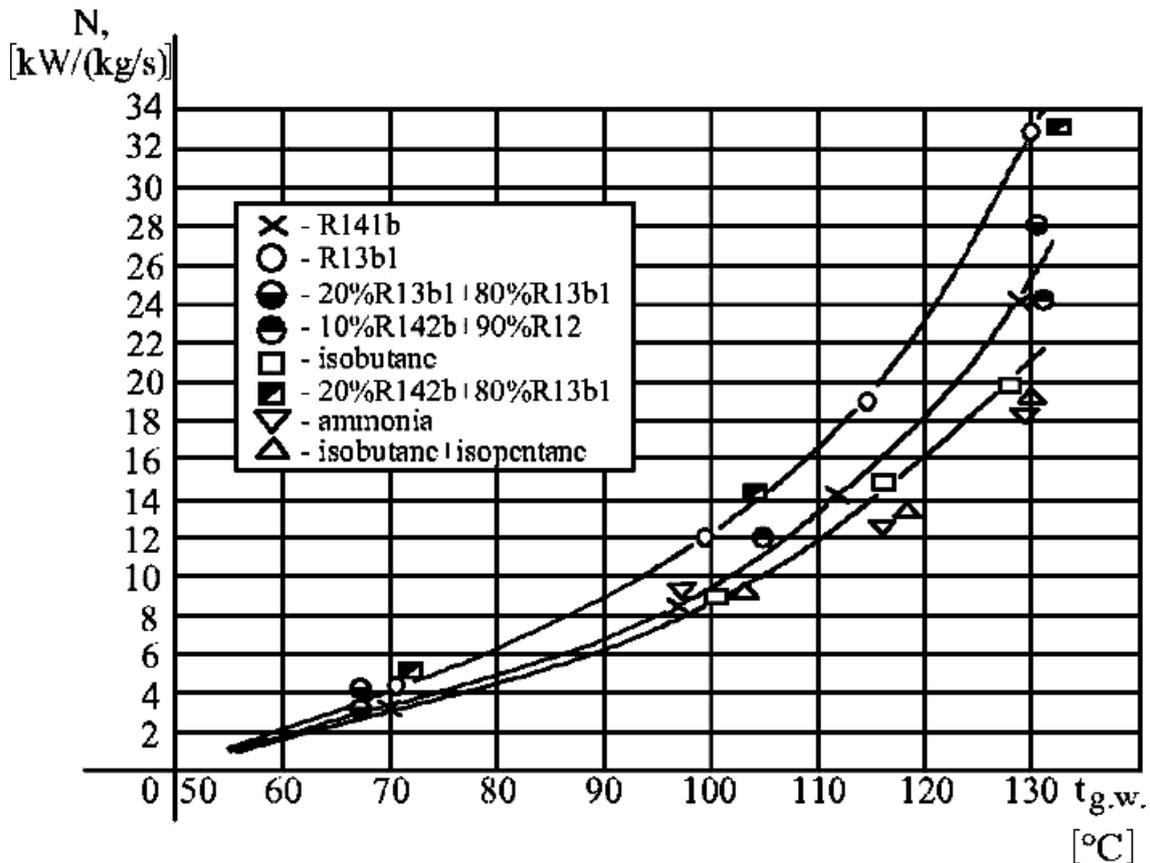


Fig. 3. Dependence of specific electric power of geothermal power station on the temperature of the geothermal water

- all the processes occurring in the system are reversible;
- state of the fluid coming out (coming in) from the system is in thermodynamic equilibrium with the environment.

Equation of the second law of thermodynamics for a geothermal circulation system is:

$$-\sum_{i=1}^n m_i s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \frac{dQ}{d\tau} d\tau = 0, \quad (9)$$

where s_i – entropy in i -th point, kJ/K; τ – time, s; τ_1 – time of the process start, s; τ_2 – time of the process finish, s; Q – the heat power, J. The integral in (9) the change in entropy in the system is equal to the production of entropy due to irreversibility.

Equation of the first law of thermodynamics after disregarding the change in kinetic and potential energy of the organic motive substance is:

$$Q - W = m (h_2 - h_1), \quad (10)$$

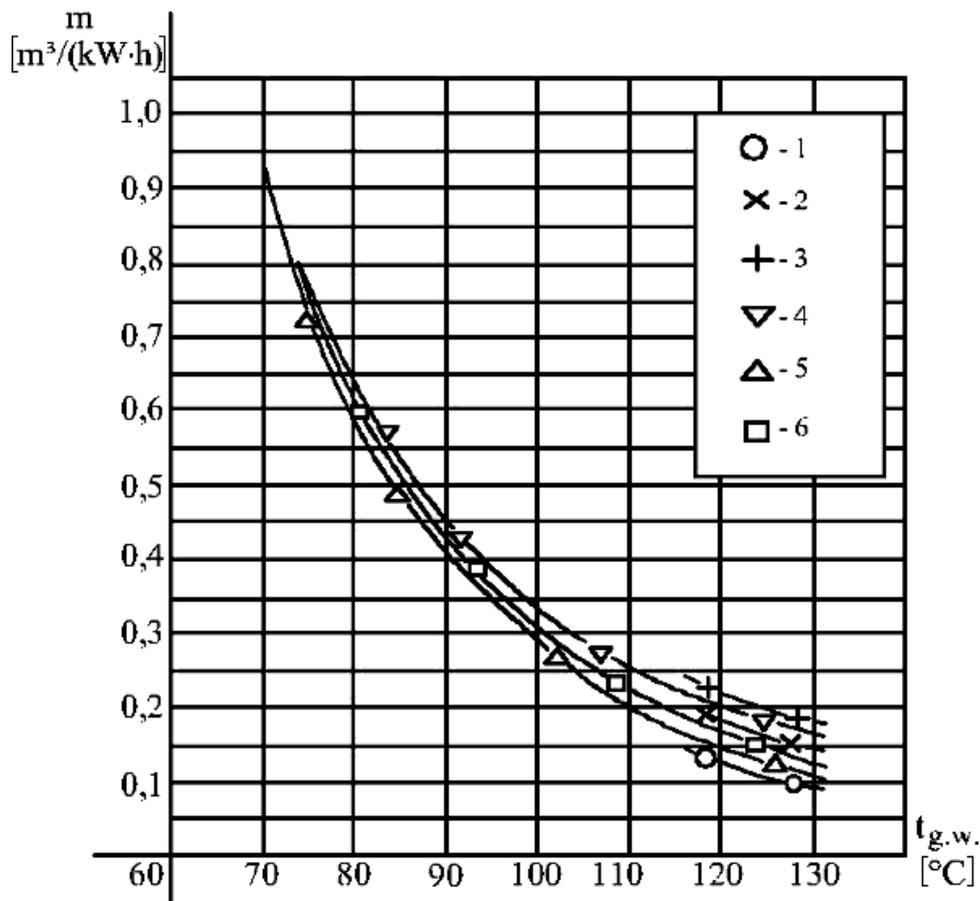


Fig. 4. Dependence of the flow of geothermal water temperature for different organic motive substances: 1 – isobutane ($t_e = 7\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = 10\text{ K}$), 2 – isobutane ($t_e = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = 10\text{ K}$), 3 – isobutane ($t_e = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = 20\text{ K}$), 4 – R142b ($t_e = 25\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = 10\text{ K}$); 5 – R13b1 ($t_e = 25\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = 10\text{ K}$); 6 – 20% R142b + 80% R13b1 ($t_e = 25\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = 10\text{ K}$).

where W – the work performed, J.

Since the system interacts with the environment only through the transfer of heat, equations (12) and (13) have the form:

$$-m \cdot (s_1 - s_2) - (Q_0/T_0) = 0, \quad (11)$$

$$Q_0 - W = m (h_2 - h_1), \quad (12)$$

$$W = m [h_1 - h_2 - T_0 (s_1 - s_2)]. \quad (13)$$

where Q_0 – the heat transmitted to the system or from it at ambient temperature; T_0 – the ambient temperature for which the exergy and the maximum useful work are determined.

Assuming that the final state is identical to the "marginal" status, we obtain an expression for the calculation of the maximum energy (exergy).

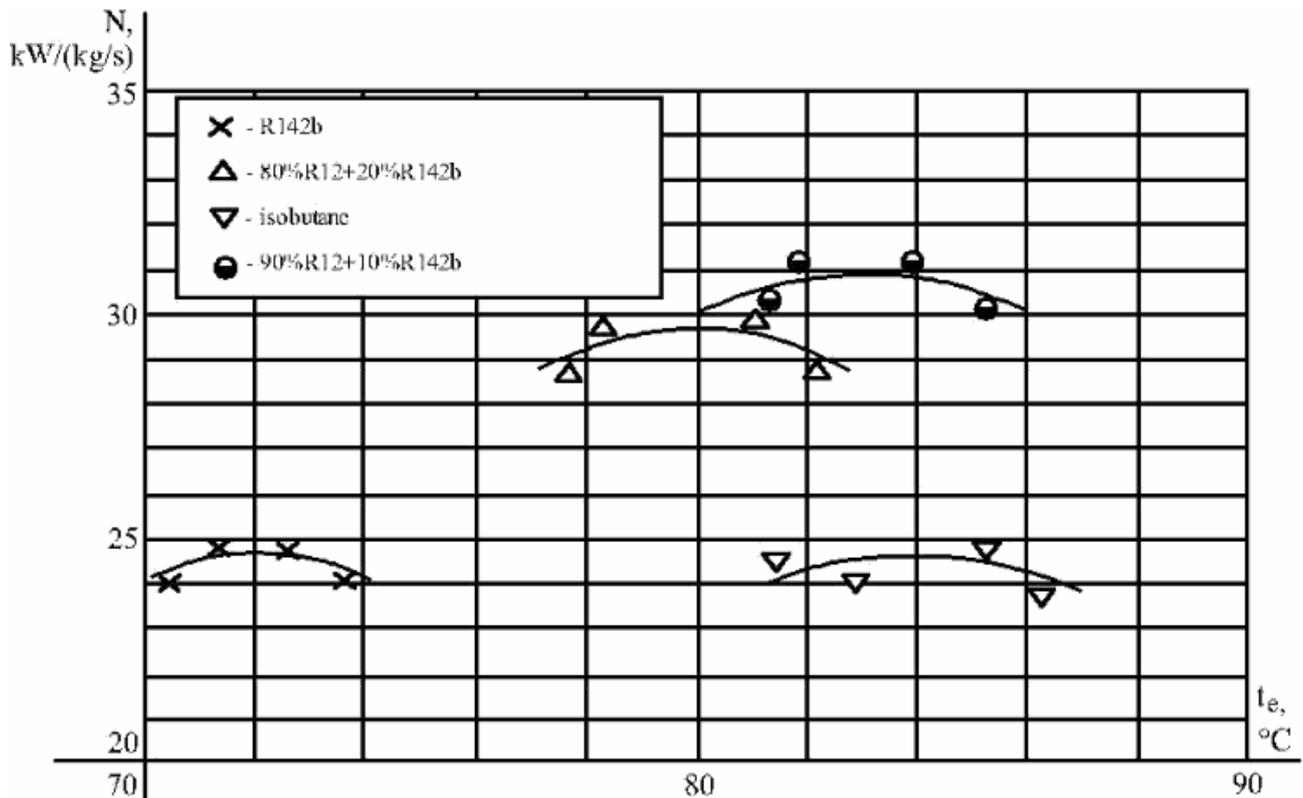


Fig. 5. Dependence of specific electric power on evaporation temperature

Table 2. Parameters of supercritical cycle (R13 + R13b1)

Proportion of mixture	N [kW/(kg/s)]	m , [kg/s]	COP [%]
80%R13+20%R13b1	17,00	3,02	4,6
50%R13+50%R13b1	22,57	3,13	6,04
20%R13+80%R13b1	28,48	3,30	7,58
10%R13+90%R13b1	30,57	3,36	8,14

We define Q_0 , W , in equation and substituting in (13), and obtain

$$W_m = m [h_1 - h_0 - T_o (s_1 - s_0)]. \quad (14)$$

Expression in parentheses defines the value of the specific exergy.

With the increase in the temperature of geothermal water to 130 °C, thermodynamic efficiency characteristics vary.

Coefficient of utilization cycle of geothermal power station at a temperature of geothermal water of 70 °C is about 11.50 % at 130 °C. The energetic efficiency (gross) of the turbine is 28,50-54,88 %.

Most effective working substances for cycles of geothermal power plants at a temperature of geothermal fluid of 130 °C are R134a, R22, R143a, R218, R13b1, and the mixture (80% R13b1 + 20% R142b).

Conclusions. Numerical studies of binary thermodynamic efficiency of geothermal power plants have shown that in cycles with Freons R13b1, R22, and R134a, an electric power output of 34.0-43.3 kW/(kg·s) is provided at a temperature of the geothermal liquid of 130 °C. There is a significant influence of the steam pressure and temperature, the flow of the organic motive substance, and the minimum value of the temperature difference in heat exchange equipment (evaporator, condenser) on the effectiveness. Use of mixtures of halocarbons provides increased production of electric power up to 10-12 % and above. Analysis of the thermodynamic cycle efficiency of the equipment in the geothermal power plant shows that at the geothermal liquid temperature of 130 °C, the thermal efficiency is from 7.58 to 10.96%, and the coefficient of cycle utilization is from 28.50 to 54.88%.

Thus, in consideration of the cycles thermal fluid temperature at the turbine outlet is from 63,2 to 86,2 °C for R22 and R134a, from 28,1 °C to 91,1 °C for R318, which indicates the possibility of an increase in the efficiency provided by a deeper drop in temperature of the working substance in the turbine.

References

1. Gutiérrez-Negrín L.C.A. “Evolution of worldwide geothermal power 2020–2023”, *Geotherm Energy*, vol. 12, 2024, p. 14. <https://doi.org/10.1186/s40517-024-00290-w>
2. DiPippo, R. “Small-Scale Geothermal Power Plants.” *Small Scale Power Generation Handbook*. Elsevier, 2025. 255–282. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-821672-9.00011-3>.
3. DiPippo R. *Geothermal Power Plant: Principles, Applications and Case Studies*. Oxford OX5IGB. UK, 2005.
4. Prausnitz J.M., Lichtenthaler R.N., and de Azevedo, G. *Molecular Thermodynamics of Fluid*, 2nd Ed. Prentice-Hall, N.Y., 1986.
5. Smith J.M. and Van Ness H.C. *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, 4th ed. McGraw–Hill, New York., 1987..
6. Sandler S. I. *Chemical and Engineering Thermodynamics*, 2nd ed., John Wiley and Sons, New York, 1989
7. Redko A.A. and Ovcharenko A.Ju. “Block-module geothermal power station on base of stream-reactive turbine of PTGA-SRT-475-24/0,5”. *Energy saving. Power engineering. Energy audit*. No. 1(71), 2010, pp. 39-45.

УДК 669.2

д.т.н., проф. **Андрій Редько**

andrey.ua-mail@ukr.net, ORCID: 0009-0003-2883-5624

Сумський національний аграрний університет

д.т.н., проф. **Ігор Редько**

ihor.redko1972@gmail.com, ORCID:0009-0005-1556-0830

Український державний університет залізничного транспорту

аспірант **Тимур Лаврінов**

lavrinovtimur@gmail.com, ORCID:0009-0006-3791-5150

Харківський національний університет міського господарства

імені О. М. Бекетова

аспірант **Олег Ліщинський**

mr.olmail@gmail.com, ORCID: 0009-0000-5660-5349

аспірант **Кирило Цимбал**

kyryl.srbp@gmail.com, ORCID: 0009-0006-1617-8809

Сумський національний аграрний університет

аспірант **Кирило Гордієнко**

gordienko.kyrylo@gmail.com, ORCID: 0009-0002-7847-8015

Харківський національний університет міського господарства імені О. М.

Бекетова

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.115-127>

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Анотація. Вивчалися бінарні цикли чистих робочих речовин R144a, R22, R143a, R218, R13b1 та сумішею (R13b1+ R142b) (R13+ R13b1), (R12+ R142b), при температурах 70 °С та 130 °С, при різноманітній температурі навколишнього середовища (15, 20, 25°С), мінімальній температурній різниці між робочими рідинами та геотермальною робочою сумішшю ($\Delta t = 5, 10, 15\text{K}$). Наведено результати чисельних досліджень ефективності теплової схеми геотермальної електростанції. Проводився обрахунок потужності, що вироблялась енергетичним устаткуванням, та утилізації теплоти геотермальної рідини. Показано, що потужність, яка виробляється за температури 70 °С становить 3,2-3,9 кВт/(кг/с), а за температури 130 °С маємо 29,8-31,9 кВт/(кг/с). Висока ефективність бінарної геотермальної установки з робочою рідиною ізобутан забезпечує зниження масової витрати геотермальної рідини до 0,1-0,2 м³/(кВт·год) за температури 130 °С. Електрична потужність, яка виробляється, залежить від температури геотермальної рідини. При температурі води 70-130 °С геотермальна питома

потужність турбіни при використанні суміші холодоагентів повинна становити 24-31 кВт/(кг/с), що на 10-12 % вище, ніж для чистого робочого циклу рідини – 22-24 кВт/(кг/с). Показано, що кожна робоча рідина ефективна у визначеному температурному інтервалі. Наприклад, холодоагент R13b1 ефективний при температурі геотермальної рідини 120 °С, а R142a та R134b ефективні при температурі 150-165°С. Використання різноманітних робочих тіл забезпечує різноманітні коефіцієнти використання циклів геотермальними електростанціями. При температурі геотермальної рідини 70 °С маємо близько 11,5 %, при 130°С, відповідно, від 28,5 до 54,88%. Показано, що в бінарних енергетичних установках ефективними при температурі геотермальної рідини на рівні 130 °С є холодоагенти R134a, R143a, R218, R113b1 та суміші (80% R13b1+20% R142b).

Ключові слова: геотермальна енергія, геотермальна електростанція, холодоагент, бінарний цикл.

Received/Надійшла до редакції 06.10.2025
Reviewed/Рецензована 18.12.2025
Accepted/Прийнята 20.12.2025

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 55

Визнаний МОН України як наукове фахове видання України категорії “Б”, у якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В. І. Вернадського та на сайті КНУБА (<http://vothp.knuba.edu.ua/>).

