

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Інститут гідромеханіки
Національна академія наук України

Інститут телекомунікацій і глобального інформаційного простору
Національна академія наук України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ВОЛОЩУК ВОЛОДИМИР АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 51-74:536.7

ДИСЕРТАЦІЯ

**МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ
НА ОСНОВІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПІДХОДІВ**

спеціальність 01.05.02 – Математичне моделювання та обчислювальні методи

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

_____ В.А. Волощук

Науковий консультант Никифорович Євген Іванович, член-кореспондент
НАН України, доктор фізико-математичних наук,
професор

Київ - 2018

АНОТАЦІЯ

Волощук В.А. Математичне моделювання об'єктів теплоенергетики на основі термодинамічних підходів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 01.05.02 – Математичне моделювання та обчислювальні методи. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Інститут гідромеханіки Національна академія наук України, Київ, 2018, Інститут телекомунікацій і глобального інформаційного простору Національної академії наук України, Київ, 2018.

Сьогодні назріла нагальна проблема розробки, удосконалення та використання принципово нових методів моделювання у сфері теплоенергетики, які базуються на сумісному застосуванні Першого та Другого законів термодинаміки та їх поєднання із економічним та екологічним оцінюванням – методів прикладної термодинаміки або методів ексергетичного аналізу.

У дисертаційній роботі запропоновано теоретичне узагальнення і нове розв'язання науково-прикладної проблеми удосконалення методів і засобів моделювання теплоенергетичних систем, включаючи мінливість їх режимів у результаті впливу випадкового характеру погодно-кліматичного чинника.

Перший розділ дисертації присвячено аналізу сучасного стану та шляхів подальшого розв'язання науково-прикладної проблеми з удосконалення на основі термодинамічних підходів методології створення та реалізації математичних моделей з дослідження об'єктів та систем теплоенергетики, включаючи мінливість режимів роботи таких систем, що зумовлена випадковим характером впливу погодно-кліматичного чинника.

Ексергетичний підхід є новим витком у теорії моделювання об'єктів та систем теплоенергетики, зокрема систем тепло- та холодозабезпечення будівель. На відміну від енергетичного аналізу, який найчастіше використовується у науковій та інженерній практиці, поєднання

ексергетичного, економічного та екологічного методів оцінювання дозволяє визначити місце, значення, джерела, вартість і негативний вплив на довкілля термодинамічних втрат у процесах передачі та перетворення енергії.

На відміну від електрогенеруючих установок та систем промислової теплоенергетики, де методи прикладної термодинаміки апробовано найбільшою мірою, значна частина елементів систем теплозабезпечення будівель характеризується параметрами, близькими за своїми значеннями до параметрів оточуючого середовища (температура, відносна вологість, тиск), відносно яких визначаються ексергетичні показники. Це обумовлює чутливість цих показників до змінювання параметрів зовнішнього повітря. Загалом, у наявних роботах, ексергетичний аналіз систем створення теплового комфорту в будівлях здійснюють за умови незмінних, розрахункових значень параметрів навколишнього середовища. У деяких враховують динаміку змінювання цих параметрів у межах одного року, хоча параметри зовнішнього середовища змінюються як у середині року, так і в багаторічному перерізі.

Перспективний напрям розвитку енергетики пов'язаний із газотурбінними та парогазовими енергетичними установками. Шляхи підвищення ефективності таких установок до кінця ще не досліджено і становлять складну багатопараметричну проблему, яку в багатьох випадках можна вирішити за допомогою моделювання.

Однією з основних перешкод широкого впровадження на практиці сучасних методів реалізації математичних моделей об'єктів теплоенергетики на основі термодинамічних підходів є необхідність залучення бази даних із теплофізичних властивостей робочих тіл та застосування досить нестандартної теорії моделювання, що переважно не використовують в інженерній діяльності, оскільки це вимагає додатковий час та зусилля і не завжди можна реалізувати за допомогою наявних програмних продуктів. З огляду на це в роботі поставлено задачу розроблення та реалізації нових методів організації процесів моделювання, які забезпечили б практичне впровадження розрахункових

моделей на основі термодинамічних підходів, були легкодоступними, зручними та спиралися на сучасні інформаційні технології та Інтернет.

У **другому розділі** дисертації наведено методологічні підходи до реалізації математичних моделей з енергетичного та ексергетичного аналізу будівлі як ключового елемента систем теплозабезпечення будівель з урахуванням змінних режимів роботи, зумовлених випадковим характером погодно-кліматичного чинника.

Вперше показано та обґрунтовано факт зростання показника мінливості через вплив погодно-кліматичного чинника режимів роботи системи теплозабезпечення у разі впровадження в будівлях заходів із енергоефективності. Додатковий аналіз показав, що це обумовлено збільшенням частки прихідної частини енергетичного балансу будівель – за рахунок проникнення через прозорі огороження сонячної радіації та внутрішніх тепловиділень. Виявлена особливість зростання мінливості потреб енергії та ексергії обумовлює зростання невизначеності критеріїв ухвалення техніко-технологічних рішень у цих системах.

Розроблено метод розрахунку потреб ексергії для створення теплового комфорту всередині будинку шляхом врахування за допомогою теорії ймовірностей впливу випадкового характеру метеорологічних факторів в межах опалювального періоду, на основі якого в умовах Рівненського регіону показано та розрахунковим шляхом підтверджено, що при визначенні сезонних потреб ексергії на теплозабезпечення будинку використання стаціонарного підходу призводить до зниження результатів на 12...28 % у порівнянні із динамічним підходом.

Розроблений та реалізований на прикладі умов Рівненського регіону метод із розрахунку параметрів природної вентиляції будинку на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічних факторів в межах опалювального періоду показав, що використання середньостатистичних значень метеорологічних параметрів (стаціонарний підхід) у випадку визначення сумарних за опалювальний сезон

витрат енергії на нагрівання інфільтраційного повітря природної вентиляції є недостатньо обґрунтованим і призводить до заниження даної частини енергоспоживання будинку від 6 до 12 % у порівнянні із динамічним методом, який враховує зміни режимів природної вентиляції. Як наслідок це спричиняє досить відчутні відхилення із визначення параметрів економічної доцільності впровадження енергоефективних рішень в системі вентиляції будинку.

Запропоновано метод із визначення критеріїв обґрунтування параметрів приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції будівлі та розрахунку невизначеності цього рішення у разі диференціації цін на енергоносії залежно від кількості спожитої енергії на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічного фактора (кількості градусо-днів) у багаторічному перерізі. Реалізація цього методу показала, що критерії економічної доцільності досить суттєво відхиляються (до 30 %) від показників, розрахованих за існуючим стаціонарним підходом, де параметри метеофакторів приймаються постійними. Крім того, в даному випадку показано, що зміна кількості градусо-днів у багаторічному перерізі суттєво впливає на коливання дисконтованого терміну окупності в межах 4,5...8 років.

У третьому розділі запропоновано методи та реалізація математичних моделей з поєднання ексергетичного, ексергоекономічного, ексергоприродничого аналізу системи теплозабезпечення будівель на базі теплонасосних установок (ТНУ), як найбільш перспективних технологій у цій сфері, з урахуванням мінливих режимів роботи.

В якості критеріїв оцінки використовувалися річні показники. Їх визначення, на відміну від інших робіт, вперше здійснювалося на основі динамічного підходу. Це обумовлено тим, при різних режимах роботи як абсолютні значення так і частки деструкції ексергії в окремих елементах ТНУ є різними. Відповідно ексергетична оцінка ТНУ при одному режимі його роботи є недостатньою. Крім того, при різних режимах роботи ТНУ температурний рівень доквілля може по-різному співвідноситися до температурних рівнів

теплоносіїв ТНУ (бути нижчим, перетинати або вищим). Відповідно і ексергія «палива» та ексергія «продукту» визначаються при різних режимах по-різному. У зв'язку з цим, в роботі також вперше запропоновані залежності для визначення розрахункових сезонних значень питомої вартості ексергії «палива» та ексергії «продукту».

На відміну від існуючих методів енергетичного, техніко-економічного та екологічного аналізу, реалізація методології поглибленого ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоприродничого оцінювання ТНУ в складі системи теплозабезпечення дозволила уже при першій ітерації виявити місцезнаходження, причини, а також розрахувати значення, вартість та негативний вплив на довкілля термодинамічної неефективності елементів ТНУ. Показано, що для найбільш розповсюджених на сьогоднішній день типів ТНУ зниження температурного напору у випарнику та конденсаторі сприяє найбільшому зниженню деструкції ексергії не тільки у цих елементах, але і у дросельному вентилі та компресорі, а також забезпечує деяке зниження інвестиційної складової найбільш дорогого компонента ТНУ – компресора, та значене зниження негативного впливу ТНУ на довкілля через деструкцію ексергії.

В результаті, до базового варіанту СТ було запропоновано декілька варіантів можливого покращення енергетичних, економічних та екологічних характеристик системи.

Показано, що, порівняно з наявними, найбільш розповсюдженими технологіями, можливостей підвищення ефективності використання ексергії первинного енергоносія в ТНУ ще на вичерпано. Виявлено, що через взаємозв'язок між елементами технологічної схеми «ТНУ-пікове джерело-опалювальний прилад-будинок» саме використання ТНУ забезпечує: зниження до 2,3 рази річної деструкції ексергії системи; підвищення на 2...7 % в абсолютних одиницях річного ексергетичного ККД; зростання річного коефіцієнта трансформації ТНУ до 4...5 і вище; зниження річної ексергетичної

вартості кінцевого «продукту» системи до 3,5 %; зменшення річного негативного впливу на довкілля «продукту» системи до 40 %.

У четвертому розділі удосконалено метод та розроблені й реалізовані математичні моделі термодинамічної оптимізації «зразкових циклів» (тобто таких, реальне здійснення якого забезпечує досягнення максимуму внутрішнього ККД) деяких типів газотурбінних (ГТУ) та парогазових (ПГУ) теплоенергетичних установок.

Результати теоретичного аналізу та числових досліджень на основі реалізації створених математичних моделей показали, що за рахунок ускладнення циклу (застосування в ГТУ багатоступеневого стиснення повітря з проміжним його охолодженням та багатоступеневого розширення газу з проміжним підводом теплоти), збільшення температури робочого тіла на вході у газову турбіну, використання у ПГУ КУ багато контурних котлів-утилізаторів (два або три контури) та оптимізації параметрів термодинамічного циклу можна забезпечити підвищення внутрішнього ККД автономної безрегенеративної ГТУ до 42...44 %, а ПГУ КУ – до 50...60 %. Отримані результати добре узгоджуються із даними діючих установок.

Отримані результати добре узгоджуються із даними діючих установок.

У п'ятому розділі запропоновано розроблення відкритого, інтерактивного середовища, яке ґрунтується на використанні мережі Інтернет для широкого впровадження на практиці методології сучасної прикладної термодинаміки у моделюванні та оптимізації параметрів об'єктів та систем теплоенергетики. Таке середовище підтримує збирання, зберігання та оброблення даних і використовує розроблені математичні методи та алгоритми.

Запропоновано та реалізовано удосконалений метод із визначення теплофізичних властивостей робочих тіл на основі табличних даних за допомогою подвійної сплайнової інтерполяції з урахуванням ліній розривів та зламів функціональних залежностей, що дозволило створити як прямі, так і обернені функції для моделювання теплофізичних властивостей робочих тіл (фреонів R22, R134a, R407c, R410a, аміаку та вуглекислоти).

Розроблено та реалізовано відкриті інтерактивні алгоритми для числового дослідження й оптимізації різного виду та складу теплоенергетичних енергоустановок.

Розвинені та вдосконалені наявні методи і засоби моделювання теплоенергетичних систем забезпечило створення методик, алгоритмів, комп'ютерних програм та Інтернет-ресурсів, які використовують у виробничій діяльності корпорації «Європейська енергетична компанія» та ПРАТ «Білоцерківська ТЕЦ» під час обґрунтування рішень на стадії проектування та модернізації систем, а також упроваджують у навчальний процес для викладання низки дисциплін та виконання магістерських робіт студентами енергетичних спеціальностей Національного університету водного господарства та природокористування та КПІ ім. Ігоря Сікорського.

Ключові слова: моделювання, об'єкт теплоенергетики, термодинамічний аналіз, відкрита інтерактивна розрахункова база даних.

SUMMARY

Voloshchuk V.A. Mathematical modeling of thermal installation based on thermodynamic approaches. – Qualification scientific work presented as manuscript.

Thesis for doctor degree of technical sciences by speciality 01.05.02 – Mathematical modeling and computational methods. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Institute of Hydromechanics of NAS of Ukraine, Kyiv, 2018, Institute of Telecommunications and Global Information Space of NAS of Ukraine, Kyiv, 2018.

Today there is the urgent need to develop, improve and apply new methods of modeling thermal systems which are based on the First law of thermodynamics together with the Second law and their combination with economic and ecological evaluation (exergetic methodology).

The dissertation thesis contains theoretical generalization and new solution of the actual scientific and technical problem, namely: improvement of methods and tools for modeling of thermal systems including variation of operational modes within such systems due to random weather and climatic influences.

The first section of the dissertation is devoted to the analysis of the current state and ways for further solving the scientific and technical problem of improving exergy-based methodology for development and implementation of mathematical models for investigation of thermal systems including variation of operational modes within such systems due to random weather and climatic influences.

Exergy based methodology is a new wave in the theory of modeling thermal systems including heating and cooling systems in built environment. In contrast to energy analysis, which is the most widespread in research and engineering, combination exergetic, economic and ecological methods of evaluation identify the location, magnitude, causes, costs and environmental impact of thermodynamic inefficiencies in an energy conversion system.

In contrast to power generating installations and industrial thermal engineering systems, where the exergy-based methods are developed in a great extent, most

components of heating systems have values of parameters that are very close to the reference ones (temperature, relative humidity, pressure). This causes sensitivity of the components parameters to variability to the reference ones. In general, a large share of works provide exergy assessments of heating systems under constant reference parameters. Some take into account the dynamics of reference parameters within one year. But, at the same time, these parameters change both within a year and from year to year.

The promising direction of the energy industry development is related to gas turbine power and gas-steam combined power plants. Ways of improving efficiency of such installations have not yet been fully investigated and represent a complex multi-parameter problem, which in many cases can be solved by simulation.

One of the main drawback of the widespread implementation of exergy based methods of modeling thermal systems is the need to apply a database for thermophysical properties of working fluids and to perform a quite non-standard theory of modeling, which are not usually used in engineering activities, requires additional time and effort and can not always be realized with the help of existing commercially available software. So, one of the task within this work is to develop and implement new organizing methods in modeling, which would provide application of exergy based models, could be ubiquitous, convenient and would use modern information technologies and Internet.

The second section of the dissertation presents methodological approaches to implementation of mathematical models in energy and exergy analysis of a building as a key element of heating system taking into account variable influence of weather and climatic factors.

It has been found for the first time that improving thermal performance of a building increases variability of energy and exergy demands for heating within a season and from year to year. An additional analysis showed that this is due to increase of incoming parts of the building energy balance – solar and internal heat gains. The growth of the variability of energy and exergy demands can significantly influence the decision criteria when designing or operating the heating system.

A method for calculating exergy demands for thermal comfort inside the building is developed on the base of probability theory to take into account random influence of meteorological factors within the heating period. Using this method it is shown theoretically and is confirmed with the help of statistical data that in the conditions of the Rivne region determining the seasonal needs of exergy for space heating on the base of stationary approach leads to underestimation of the results by 12...28% compared with the dynamic approach.

Developed and implemented method for calculating parameters of natural ventilation in a building based of probability theory to take into account random influence of meteorological factors within the heating period has shown for conditions of Rivne region that the use of the average values of meteorological parameters (stationary approach) in the case of determining the seasonal energy consumption for natural ventilation leads to underestimation of this part of building energy balance from 6 to 12% in comparison with the dynamic approach, which takes into account changes in the modes of natural ventilation. As a result, it causes deviations in determining the feasibility parameters when implementing energy efficient solutions in the ventilation system.

It is proposed a method for determining criteria for choosing thermal performance parameters in a building and calculating uncertainty of this decision in the case of energy price dynamics depending on the amount of energy consumed. The methods is based on probability theory to take into account random variability of heating degree days from year to year. Implementation of this method has shown that the economic feasibility criteria are essentially different (up to 30%) from the ones calculated according to the existing stationary approach, where the parameters of meteorological factors are accepted as constant. In addition, it is shown that the changes of heating degree days from year to year significantly influence the fluctuation of the discounted payback period within the range of 4.5 ... 8 years.

The third section provides methods and implementation of mathematical models for combination of exergy, exergoeconomic, exergoenvironmental analysis of

heating system on the basis of heat pump system taking into account variability of operation modes.

Yearly based parameters were used as criteria of assessment. Their determination, unlike other works, was carried out on the basis of a dynamic approach for the first time. This is due to the fact that under different modes of operation, both absolute values and the shares of the destruction of exergy in components of the heat pump system are different. As a result, the exergy evaluation of the heat pump based on a single mode of its operation is incorrect. In addition, under different operating conditions of the system, the reference temperature can be higher, lower and even cross temperature levels of the working fluid of the system. Consequently, in different modes exergy of “fuel” and exergy of the “product” are determined in different ways. Due to this fact special formulas were proposed for determining the annualized average cost per unit of exergy associated with “fuel” and “product”.

On the contrary to existing methods of energy, techno-economic and ecological analysis the methodology of advanced exergetic, exergoeconomic and exergoenvironmental estimation of the heat pump system for heating has identified and calculated the location, magnitude, causes, costs and environmental impact of thermodynamic inefficiencies in the system without additional iterations. It is shown that for the most widespread types of heat pump systems reducing temperature differences in the evaporator and the condenser contributes decreasing exergy destruction not only in these components but also in the throttling valve and the compressor, provides some investment costs decreasing in the most expensive component – compressor and also substantial reducing the environmental impact of the heat pump system due to exergy destruction.

As a result, several cases of the system were proposed for increasing energetic, economic and ecological parameters.

It is shown that compared with existing widespread technologies in heating possibilities of improving exergy efficiency in heat pump systems are not limited yet. It is found that due to mutual dependencies within components of the technological

scheme “heat pump-peak heater-space heater-building” using heat pump systems provides: reduction of the annual exergy destruction in 2,3 times; increasing 2...7 % in absolute values of the annual exergy efficiency; increasing the annual heat pump coefficient of performance to 4...5 and higher; 3,5 % decreasing the annual cost of exergy for “product” of the system; 40 % reduction of the annual environmental impact associated with “product”.

The fourth section of the dissertation proposes improvement of the method, development and implementation of mathematical models for thermodynamic optimization of exemplary cycles (cycles, the real implementation of which provides the maximum internal efficiency) of some types of gas turbine power and gas-steam combined power plants.

Theoretical analysis and numerical studies on the basis of the developed mathematical models have shown that it is possible to increase efficiency of gas turbine power plants up to 42 ... 44% and gas-steam combined power plants – up to 50...60 % due to: complication of the thermodynamic cycle (application multi-stage compression of air with intermediate cooling and multi-stage expansion of gas with intermediate supply of heat in the gas turbine power plant); increasing temperature of the working fluid at the gas turbine inlet, application of multiple-pressure heat recovery steam generators and optimization of the thermodynamic cycle parameters.

The obtained results are in good agreement with the data of the operating installations.

The fifth section provides an open, interactive calculation environment, which is based on the use of the Internet for the wide application of exergy-based modeling and optimization of thermal installations and systems. This environment supports the collection, storage, provision of data processing and uses the developed mathematical methods and algorithms.

An improved method is proposed and implemented for calculating thermophysical properties of working fluids using tabular database. The method uses the double-spline interpolation taking into account lines of breaks and gaps. This has allowed to create both forward and backward functions for modeling thermophysical

properties of working fluids (freons R22, R134a, R407c, R410a, ammonia and carbon dioxide).

Open interactive algorithms for numerical studies and optimization of different types thermal installations are developed and implemented.

The developed and improved methods and tools for modeling of thermal systems have provided creation of methods, algorithms, computer programs and Internet resources which are used by Corporation “European energy company” and PRAT "Bilotserkivska teploelektrotsentral" for decision-making processes at phases of system design or modernization, and are also implemented into thermal engineering programs in the National University of Water and Environmental Engineering and National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”.

Keywords: modeling, thermal installation, thermodynamic analysis, open interactive data base for calculations.

Список праць за темою дисертації, у яких опубліковані основні наукові результати

1. Ochkov V. Thermal Engineering Studies with Excel, Mathcad and Internet / V. Ochkov, K. Orlov, V. Voloshchuk. – Switzerland: Springer international publishing, 2016. – 307 p. (*монографія, іноземне видання, SCOPUS Database*).
2. Voloshchuk V. A. Advanced exergetic analysis of a heat pump providing space heating in built environment [Text] / V. A. Voloshchuk // Energetika. – 2017. – 63 (3). – P. 83–92. (*іноземне видання, SCOPUS Database*).
3. Voloshchuk V. A. Effect of variation of operational regimes in building environment on results of its energy and exergy assesments [Text] / V. A. Voloshchuk // Civil and Environmental Engineering Reports. – 2017. – 24 (1). – P. 145–158. (*іноземне видання*).
4. Ochkov V. F. Calculations of thermodynamics cycles via Internet [Text] / Ochkov V. F., Aleksandrov A. A., Voloshchuk V. A, Dorokhov E. V., Orlov K. A. // Thermal Engineering. – 2009. – Vol. 56 – P. 86–89. (*іноземне видання, SCOPUS Database*).
5. Волощук В. А. Сетевой, интерактивный открытый расчет газотурбинной энергетической установки / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. А. Орлов // Автоматизация в энергетике. – 2010. – № 2 (7). – С. 10–19. (*іноземне видання*).
6. Очков В. Ф. «Облачный» сервис по свойствам рабочих веществ холодильных установок [Текст] / В. Ф. Очков, К. А. Орлов, А. В. Очков, В. Е. Знаменский, В. Ю. Чижмакова, В. А. Волощук // Вестник Международной академии холода. – 2013. – № 2. – С. 23–28. (*іноземне видання*).
7. Волощук В. А. Термодинамічна оптимізація зразкових циклів деяких схем ГТУ та ПГУ [Текст] / В. А. Волощук // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический университет». – 2011. – № 6. – С. 77–88. (*наукове фахове видання*).

8. Волощук В. А. Підвищення ефективності роботи централізованого теплопостачання за рахунок метеорологічного забезпечення / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Праці інституту електродинаміки Національної академії наук України: зб. наук. пр. – 2004. – Спец. вип. – С. 74–77. *(наукове фахове видання)*.

9. Очков В. Ф. Інтернет-розрахунки термодинамічних циклів [Текст] / В. Ф. Очков, А. А. Александров, В. А. Волощук, Є. В. Дорохов, К. О. Орлов // Вісник інженерної академії України. – 2008. – № 3–4. – С. 31–36. *(наукове фахове видання)*.

10. Волощук В. А. Дослідження та аналіз деяких схем ГТУ та ПГУ за допомогою сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2009. – № 2. – С. 139–145. *(наукове фахове видання)*.

11. Волощук В. А. Термодинамічна оптимізація зразкового циклу бінарної ПГУ з котлом-утилізатором при допомозі сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. А. Орлов // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический университет». – 2010. – № 2. – С. 102–112. *(наукове фахове видання)*.

12. Волощук В. А. Дослідження циклів парогазових енергетичних установок за допомогою сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 5/72. – С. 71–76. *(наукове фахове видання)*.

13. Волощук В. А. Визначення кліматологічно-оптимального опору теплопередачі огорожувальних конструкції будинків при улаштуванні теплової ізоляції [Текст] / В. А. Волощук, Н. А. Фроленкова, А. М. Рокочинський // Енергетика та електрифікація. – 2011. – № 5. – С. 57–62. *(наукове фахове видання)*.

14. Волощук В. А. Вплив змінності погодно-кліматичного чинника на невизначеність при виборі термічного опору огорожувальної конструкції будинку [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного

університет «Харківський політехнічний інститут». Тем. вип. «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – 2012. – №8. – С. 77–88. *(наукове фахове видання)*.

15. Волощук В. А. Вибір термічного опору огорожувальної конструкції з урахуванням змінності погодно-кліматичного фактора [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2012. – № 4. С. 124–130. *(наукове фахове видання, РІНЦ)*.

16. Волощук В. А. Відкриті інтерактивні алгоритми для теплофізичного моделювання енергоустановок [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – Рівне, 2013. – Вип. 4 (64). – С. 382–391. *(наукове фахове видання)*.

17. Волощук В. А. Використання теплоенергетичного потенціалу зовнішнього клімату для зменшення енергозатрат при опаленні будівель [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – Львів, 2013. – №758. – С. 97–105. *(наукове фахове видання)*.

18. Волощук В. А. Техніко-економічна оптимізація переходу на тепlopостачання із використанням теплового насоса / В. А. Волощук, М. А. Мартиняк, Й. С. Мисак // Вісник інженерної академії України. – 2014. – № 2. – С. 259–265. *(наукове фахове видання)*.

19. Волощук В. А. Вплив імовірнісного характеру зміни погодно-кліматичних умов на параметри природної вентиляції будинку [Текст] / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: наук.-техн. зб. – 2015. – Т. 19, № 2. – С. 134–142. *(наукове фахове видання, РІНЦ)*.

20. Волощук В. А. Впровадження енергоефективних рішень із використанням місцевих та відновлювальних джерел енергії при тепlopозабезпеченні навчальних закладів в умовах України [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – 2015. – № 15 (1124). – С. 156–165. *(наукове фахове видання)*.

21. Волощук В. А. Оцінка потенціалу стічних вод у теплонасосних установках індивідуального будинку / В. А. Волощук, О. О. Грицина, М. В. Бляшина, В. С. Жукова // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2017. – №15 (1124). – С. 156–165. *(наукове фахове видання)*.

22. Волощук В. А. Поглиблений ексергетичний аналіз теплового насоса як елемента системи теплозабезпечення будинку з урахуванням сезонних коливань режимів роботи [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 59–65. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.08. *(наукове фахове видання, Ulrich's Periodicals Directory, Index Copernicus)*.

23. Очков В. Ф. Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок / В. Ф. Очков, А. А. Александров, К. А. Орлов, В. А. Волощук, А. В. Очков // Новое в российской электроэнергетике. – 2008. – № 10. – С. 5–27. *(іноземне видання)*.

24. Волощук В. А. Термодинамическая оптимизация циклов некоторых ГТУ и ПГУ при помощи современных информационных технологий. Часть 1 [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Новое в российской электроэнергетике. – 2011. – № 7. – С. 23–42. *(іноземне видання)*.

25. Волощук В. А. Термодинамическая оптимизация циклов некоторых ГТУ и ПГУ при помощи современных информационных технологий. Часть 2 [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Новое в российской электроэнергетике. – 2011. – № 8. – С. 15–25. *(іноземне видання)*.

26. Волощук В. А. Использование современных информационных технологий для моделирования перспективных энергоустановок [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков // Открытое образование. – 2013. – № 1 (96). – С. 50–55. *(іноземне видання)*.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

27. Ochkov V. "Cloud" service for computer simulation of air-conditioning and refrigerating systems [Text] / V. Ochkov, V. Voloshchuk, K. Orlov, A Ochkov // The 1st International Conference on Energy and Indoor Environment for Hot Climates by ASHRAE. Program and Proceedings, Doha, Qatar, February, 24–26, 2014. – Doha, 2014. (*іноземне видання, SCOPUS Database*). Режим доступу – https://www.techstreet.com/standards/-cloud-service-for-computer-simulation-of-air-conditioning-and-refrigerating-systems?product_id=1876438.

28. Voloshchuk V. A. Advanced exergetic analysis of a heat pump providing space heating in built environment [Text] / V. A. Voloshchuk // The 14th International Conference of Young Scientists on Energy Issues (CYSENI-2017). Program and Proceedings, Kaunas, Lithuania May, 25–26, 2017. – Kaunas, 2017. – P. II-108.

29. Voloshchuk V. A. On-line, interactive tools and algorithms for thermal calculations of heat pumps [Text] / V. A. Voloshchuk // The 13th International Conference of Young Scientists on Energy Issues (CYSENI-2016). Program and Proceedings, Kaunas, Lithuania May, 26–27, 2016. – Kaunas, 2016. – P. II-72 - II-81.

30. Voloshchuk V. A. New generation of computer-aided tools for exergetic analysis of thermal systems [Text] / V. A. Voloshchuk, V. F. Ochkov // The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14–16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 237–246.

31. Voloshchuk V. A. Effect of variation of operational regimes in building environment on results of application of exergy-based methods [Text] / V. A. Voloshchuk // The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14–16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 313–322.

32. Voloshchuk V. Investigations of heat engines cycles with the help of modern information technologies [Text] / V. Voloshchuk, V. Ochkov, K. Orlov, V. Znamenskiy // The 11th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow (ES-2012). Program and Proceedings, Srni, Czech Republic, June, 13–15, 2012. – Srni, 2012. Режим доступу - <http://twt.mpei.ac.ru/ochkov/WSPHB/Srni-Voloshchuk-Etc.pdf>.

33. Voloshchuk V. Thermodynamic optimization of cycles of some schemes of gas and gas-steam turbine power plants with the help of modern IT [Text] / V. Voloshchuk, V. Ochkov, K. Orlov // The 10th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow (ES-2011). Program and Proceedings, Pilsen, Czech Republic, June, 16–17, 2011. – Pilsen, 2011. Режим доступу - http://twt.mpei.ac.ru/ochkov/Voloshchuk_es2011_en.html.

34. Волощук В. А. Прийняття оптимізаційних рішень в системах централізованого теплопостачання / В. А. Волощук // Проблеми економії енергії: збірник матеріалів IV Міжнародної науково-практичної конференції. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», – 2003. – С. 68–72.

35. Очков В. Ф. Современные информационные технологии для теплоэнергетики: облачные функции по свойствам рабочих тел, расчеты циклов паротурбинных, газотурбинных, парогазовых установок и тепловых насосов [Текст] / В. Ф. Очков, В. А. Волощук // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: тези доп. VII Міжнар. наук.-практ. конф., Одеса, 14–16 верес. 2011 р. – С. 27-29.

36. Волощук В. А. «Облачный» сервис для теплофизического моделирования холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, А. В. Очков // Устойчивое развитие и искусственный холод: сб. науч. тр. VIII междунар. конф. – Херсон: Д. С. Гринь, 2012. – С. 597–602.

37. Волощук В. А. Обґрунтування влаштування теплозахисту огорожувальної конструкції будівлі з урахуванням змінності погодно-

кліматичного та цінового факторів / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Наука і бізнес – основа розвитку економіки: тези доп. Міжнар. наук.-практ. форуму / ред. кол.: Є. М. Суліма (голова) та ін. – Д.: ДНУ, 2012. – 362 с.

38. Очков В. Ф. «Облачный» сервис для расчетов термодинамических циклов [Текст] / В. Ф. Очков, В. А. Волощук // Моделювання: XXXIII наук.-техн. конф., 15–16 січ., 2014. – Київ. – С. 24.

39. Волощук В. А. Методологічні підходи до створення низькоексергетичних систем теплозабезпечення об'єктів житлово-комунального сектору [Текст] / В. А. Волощук // Економічна безпека територіально-виробничих комплексів: енергетика, екологія, інформаційні технології: монографія / В. А. Волощук, Т. А. Коцко, М. М. Чеховська, О. Л. Лісовські [та ін.]; за наук. ред. д-ра техн. наук, проф. С. О. Лук'яненка, канд. екон. наук, доц. Н. В. Караєвої. – Київ: МП «Леся», 2015. – 256 с.

40. Волощук В. А. Термoeкономічне обґрунтування теплонасосної системи теплозабезпечення із урахуванням мінливості погодно-кліматичних факторів, цін та характеристик будівлі [Текст] / В. А. Волощук // Енергетика. Екологія. Людина: Матеріали VIII міжнар. наук.-техн. конф. ін-ту енергозбереження та енергоменеджменту Нац. техн. ун-ту України «Київ. політехн. ін-т». – Київ, 2016. – С. 67–73.

41. Волощук В. А. Дослідження термoeкономічних характеристик комбінованої експериментальної установки на базі теплового насоса та сонячного колектора в умовах м. Київ [Текст] / В. А. Волощук, О. Є. Нікіфорович, С. Юзвак // Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: робоча прогр. та тези доп. XVII Міжнар. наук.-техн. конф., 29–30 верес. 2016 р., Київ, Україна / Нац. акад. наук України. – К.: НАН України, 2016. – С. 239–246.

42. Волощук В. А. Вплив мінливості погодно-кліматичного чинника на результати ексергетичної оцінки систем теплозабезпечення будівель [Текст] / В. А. Волощук // Актуальні проблеми енергетики та екології: зб. пр. XVI Всеукр. наук.-техн. конф., Одеса, ОНАХТ, 5–8 жовт. 2016 р. – С. 179–181.

43. Волощук В. А. Потреби енергії та ексергії на теплозабезпечення будинків з різними теплотехнічними характеристиками [Текст] / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні: матеріали ІХ Міжнар. наук.-техн. конф. , (6–7 квіт. 2017, Львів) / НУ «Львів. політехніка». – Львів, 2017. – С. 265–269.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації

44. Волощук В. А. Визначення тепловтрат будівель з урахуванням впливу швидкості вітру та приходу сонячної радіації / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2006. – вип.2 (34), ч. 2. – С. 182–191.

45. Волощук В. А. Оптимізація теплозахисту огорожувальних конструкцій при поелементному підході / В. А. Волощук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. зб. – 2013. – Вип. 4. – С. 47-51.

46. Волощук В. А. Математична модель оптимізації об'ємно-планувальних рішень для будівель у формі багатогранників з метою зниження затрат енергії на їх опалення / В. А. Волощук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. зб. – 2013. – Вип. 5. – С. 15–18.

1. Волощук В. А. Стічні води як джерело енергії у системах теплозабезпечення нового покоління / В. А. Волощук, О. О. Грицина // Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. – 2016. – № 27. – С. 63–70.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	26
ВСТУП.....	29
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ТА ШЛЯХИ ПОДАЛЬШОГО РОЗВ’ЯЗАННЯ НАУКОВО-ПРИКЛАДНОЇ ПРОБЛЕМИ ІЗ УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ОБ’ЄКТІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ НА ОСНОВІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПІДХОДІВ.....	41
1.1 Передумови необхідності зміни методологічних підходів з реалізації математичного моделювання об’єктів теплоенергетики	41
1.2 Ексергія як методологічне ядро математичного моделювання систем теплозабезпечення будівель.....	55
1.3. Вибір методів, критерії та параметрів моделювання теплоенергетичних систем на основі ексергетичного підходу	65
1.4. Особливості застосування методів ексергетичного аналізу СТ будівель.....	88
1.5. Передумови використання сучасних інформаційних технологій при реалізації методів термодинамічного аналізу теплоенергетичних систем	92
1.6. Висновки до розділу 1.....	96
РОЗДІЛ 2. МЕТОДОЛОГІЧНІ ПІДХОДИ ДО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ТА ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ БУДІВЛІ ЯК КЛЮЧОВОГО ЕЛЕМЕНТА СИСТЕМИ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ.....	100
2.1. Комплексний вплив метеофакторів на енергетичний баланс будівлі.....	100
2.2. Вплив архітектурно-інженерних рішень та мінливості погоднокліматичного фактору на енергетичні та ексергетичні характеристики будівлі	112

2.3. Розроблення методу з оцінювання впливу ймовірнісного характеру зміни погодно-кліматичних умов на параметри природної вентиляції будинку	135
2.4. Розроблення методу з оцінювання впливу мінливості метеорологічних факторів та диференціації цін енергоносіїв на критерії обґрунтування параметрів приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції будівлі та розрахунку невизначеності цих критеріїв.....	145
2.5. Висновки до розділу 2.....	157
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОАСОСНИХ СИСТЕМИ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БУДІВЕЛЬ НА ОСНОВІ ПОЄДНАННЯ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО, ЕКСЕРГОЕКОНОМІЧНОГО, ЕКСЕРГОПРИРОДНИЧОГО ПІДХОДІВ.....	160
3.1. Загальні підходи до створення математичної моделі.....	160
3.2. Моделювання режимів роботи базового варіанту системи.....	169
3.2.1. Поглиблений ексергетичний аналіз ТНУ у складі СТ будинку	175
3.2.2. Поглиблений ексергоекономічний аналіз ТНУ типу «повітря-вода» у складі СТ будинку.....	192
3.2.3. Поглиблений ексергоприродничий аналіз ТНУ типу «повітря-вода» у складі СТ будинку.....	199
3.3. Ексергетична, ексергоекономічна та ексергоприроднича оптимізація СТ будівель на базі ТНУ типу «повітря-вода».....	202
3.4. Висновки до розділу 3.....	217
РОЗДІЛ 4. ТЕРМОДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ «ЗРАЗКОВИХ» ЦИКЛІВ ГАЗОТУРБІННИХ ТА ПАРОГАЗОВИХ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК.....	220
4.1. Формування критерію термодинамічної оптимізації	220

4.2. Термодинамічна оптимізація «зразкових» циклів газотурбінних та парогазових теплоенергетичних установок без урахування зміни складу робочого тіла у компонентах ГТУ.....	225
4.3. Термодинамічна оптимізація «зразкових» циклів газотурбінних та парогазових теплоенергетичних установок з урахуванням зміни складу робочого тіла у компонентах ГТУ.....	245
4.4. Висновки до розділу 4.....	257
РОЗДІЛ 5. ІНФОРМАЦІЙНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ ПРОЦЕСІВ.....	259
5.1. Принцип реалізації засобів та інструментів нового типу для моделювання об'єктів теплоенергетики.....	259
5.2. Створення та використання «хмарних» функцій з розрахунку теплофізичних властивостей робочих тіл	263
5.3. Реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів для дослідження теплоенергетичних систем	283
5.4. Розміщення засобів розрахунку та моделювання об'єктів теплоенергетики на сайтах Інтернет-спільнот та форумах.....	312
5.5. Висновки до розділу 5.....	315
ВИСНОВКИ.....	317
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	322
ДОДАТКИ.....	351

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

\dot{E} – потік ексергії, Вт;

\dot{E}_n – потік енергії, Вт;

Q, \dot{Q} – тепловий потік, тепла потужність, Вт;

P – електрична потужність, Вт;

h – питома ентальпія потоку речовини, кДж/кг;

e – питома ексергія потоку речовини, кДж/кг;

l – питома робота, кДж/кг;

q – питома теплота, кДж/кг;

η – енергетичний коефіцієнт корисної дії;

ε – ексергетичний коефіцієнт корисної дії;

T – температура, К;

CV – коефіцієнт варіації;

I – короткохвильова сонячна радіація, Вт;

R – опір теплопередачі, (м²·К)/Вт;

V – швидкість, м/с;

τ – час, с;

ACH – кратність повітрообміну, год⁻¹;

V_h – опалюваний об'єм будинку, м³;

A_h – опалювальна площа будинку, м²;

D – кількість градусо-днів опалювального періоду, град·днів;

w – швидкість, м/с;

c – питома теплоємність, кДж/(кг·К);

r – норма дисконту, 1/рік;

$ДД$ – дисконтований дохід, грн, євро;

$ЧДД$ – чистий дисконтований дохід, грн, євро;

\dot{Z} – вартість капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт, грн/год, євро/год;

\dot{C} – вартість ексергетичного потоку, грн/год, євро/год;

c – питома вартість ексергії, грн/кВт·год, євро/кВт·год;

f – ексергоекономічний фактор;

r – відносна зміна вартості ексергії «продукту» та ексергії «палива»;

\dot{Y} – сумарний вплив на довкілля на стадіях виробництва, експлуатації та утилізації, mPts/год;

r_b – відносна зміна впливу на довкілля;

f_b – ексергоприродничий фактор

\dot{B} – вплив на довкілля ексергетичного потоку, mPts/год;

b – питома вплив на довкілля ексергії, mPts/кВт·год.

Індекси нижні

O – параметри навколишнього повітря;

in – внутрішній, вхідний;

out – вихідний;

dem – потреби;

$aver$ – осереднені;

$trans$ – теплопередача;

inf – інфільтрація;

$vent$ – вентиляція;

int – внутрішній;

sol – сонячний;

k – елемент системи, номер інтервалу часу;

j – номер року, частина поверхні контрольного об'єму;

max – максимальний;

min – мінімальний;

ins – ізоляція;

$vert$ – вертикальний;

F – паливо;

P – продукт;

D – деструкція;

tot – для системи загалом;

HP – тепловий насос;

CM – компресор;

CD – конденсатор;

TV – дросельний вентиль;

EV – випарник;

B – будинок;

P – піковий нагрівник;

HS – система опалення;

t – турбіна;

comp – компресор, стиснення;

gt – газова турбіна;

st – парова турбіна;

fp – живильний насос;

Індекси верхні

dir – прямий;

year – річний;

dyn – динамічний;

steady – стаціонарний;

enc – непрозорий;

AV – яку можна уникнути;

UN – яку уникнути неможливо;

EN – внутрішньозалежна (ендогенна);

EX – зовнішньозалежна (екзогенна);

texo – одночасна дія декількох елементів.

Скорочення

СТ – система теплозабезпечення;

COP – коефіцієнт трансформації;

ТНУ – теплонасосна установка

ВСТУП

Актуальність теми. Перший етап досліджень об'єктів та систем теплоенергетики за допомогою моделювання ґрунтується на використанні термодинамічних методів. Досить часто ці методи та їх результати відіграють ключову роль під час вибору параметрів і структури системи.

Наступний етап враховує економічні, екологічні та інші критерії. Наявні підходи до проведення таких досліджень передбачають багаторазову реалізацію таких послідовних кроків розрахунку, як термодинаміка, тепломасообмін, гідрогазодинаміка, економіка та екологія, та не в змозі оцінити й поєднати економічні, екологічні та термодинамічні положення з самого початку аналізу, з'ясувати не тільки зовнішні, але і внутрішні, зумовлені термодинамічною недосконалістю елементів теплоенергетичної системи, фактори впливу на економічні та екологічні характеристики.

Сьогодні назріла нагальна потреба у розробленні, удосконаленні та використанні принципово нових методів досліджень у сфері теплоенергетики, які ґрунтуються на сумісному застосуванні Першого та Другого законів термодинаміки, та їх поєднанні із економічним та екологічним оцінюванням – методів прикладної термодинаміки або методів ексергетичного аналізу.

Об'єкти теплоенергетики можна принципово розділити на такі, що працюють за постійних на певному проміжку часу (що характерно для промисловості) й мінливих (що характерно для систем опалення, вентиляції та кондиціонування приміщень будівель) режимів роботи. У другому випадку мінливість режимів роботи як у середині року, так і у багаторічному перерізі зумовлена, передусім, випадковим характером погодно-кліматичних чинників, що, у свою чергу, може суттєво впливати на мінливість і невизначеність відповідних характеристик та критеріїв. За певних умов, як енергетичні, так і ексергетичні характеристики є нелінійними функціями відносно параметрів довкілля, що не завжди дозволяє використовувати як в енергетичному, так і у ексергетичному аналізі стаціонарні підходи, як це часто роблять на практиці.

З огляду на це, актуальною залишається проблема розроблення методології моделювання та оптимізації теплоенергетичних систем, що узагальнює отримані раніше результати і передбачає під час створення й реалізації математичних моделей сумісне застосування Першого та Другого законів термодинаміки. Це, у свою чергу, забезпечить визначення критеріїв, які з позицій єдиного підходу кількісно оцінять необоротності процесів передачі й перетворення енергії та їх зв'язок з економічною та екологічною ефективністю під час вирішення практичних завдань з обґрунтування параметрів та структури систем, зокрема з урахуванням мінливого характеру режимів роботи таких систем, зумовленого впливом погодно-кліматичних факторів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Основні дослідження теоретичного й прикладного характеру виконувалися відповідно до положень проекту оновленої Енергетичної стратегії України до 2035 року, директив та угод Європейського Союзу і України з інтеграції у сфері енергетики, Закону України «Про енергозбереження», Комплексної державної програми енергозбереження України, Закону України «Про житлово-комунальні послуги», Закону України «Про теплопостачання», Закону України «Про енергетичну ефективність будівель», пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки в Україні «Екологічно чиста енергетика та енергозберігаючі технології», Національного плану дій з відновлюваної енергетики на період до 2020 року. Наукові дослідження та результати, наведені в дисертаційній роботі, тісно пов'язані з планами науково-дослідних робіт кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (КПІ ім. Ігоря Сікорського) та Інституту гідромеханіки Національної академії наук України (НАН України), а також використані у проектах, в яких автор брав безпосередню участь як виконавець, зокрема:

1) «Алюмінієві двофазні теплотранспортні системи з розділенням потоків пари та рідини для енергоефективних технологій» (0117U00428313).

2) Розробка курсів докторської школи «Запровадження навчання третього циклу – докторської програми з відновлювальної енергетики та екотехнологій» (Міжнародний проект Програми «Темпус»).

3) «Дослідження гідродинаміки розчинів та суспензій в трубопровідних системах і пористих середовищах зі змінними властивостями» (0112U000697).

4) «Термодинамічне моделювання конвективних течій в областях зі складною геометрією та їх застосування у нових технологіях енергозбереження та управління теплообмінними процесами» (0114U000348).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності математичного моделювання об'єктів та систем теплоенергетики, включаючи мінливість їх режимів роботи в результаті впливу випадкового характеру погодно-кліматичного чинника, на основі сумісного застосування Першого та Другого законів термодинаміки, а також за рахунок відповідного інформаційного забезпечення реалізації моделювання.

Досягнення зазначеної мети забезпечується розв'язанням таких задач:

- аналіз наявної методології створення й реалізації математичних моделей з дослідження об'єктів і систем теплоенергетики, включаючи мінливість їх режимів роботи в результаті впливу випадкового характеру погодно-кліматичного чинника та взаємозв'язок між їх складовими, і обґрунтування необхідності подальшого вдосконалення методології та методів моделювання на основі термодинамічних підходів;

- обґрунтування доцільності застосування додаткових критеріїв оцінювання мінливості режимів роботи систем теплозабезпечення будинків для врахування впливу погодно-кліматичного фактора;

- розроблення методології, методів та програмна реалізація відповідних алгоритмів дослідження впливу мінливості погодно-кліматичного фактора на енергетичні, ексергетичні та економічні характеристики будинку як основного елемента системи теплозабезпечення;

- удосконалення методу та програмна реалізація відповідного алгоритму з комплексного ексергетичного, економічного та екологічного

аналізу систем теплозабезпечення будинків з урахуванням мінливого характеру режимів роботи таких систем через вплив погодно-кліматичного фактора, та взаємозв'язку між їх компонентами;

- удосконалення методу та програмна реалізація алгоритму термодинамічної оптимізації перспективних теплоенергетичних установок на базі газотурбінного та парогазового термодинамічних циклів;

- математичне моделювання об'єктів теплоенергетики завдяки створенню та реалізації із залученням Інтернет-технологій відкритих інтерактивних алгоритмів, «хмарних» ресурсів із визначення теплофізичних властивостей робочих тіл та інших функцій теплоенергетичних процесів;

- тестування, апробація та проведення комп'ютерних експериментів із застосуванням розроблених алгоритмів щодо обґрунтування параметрів та структур об'єктів і систем теплоенергетики, зокрема з урахуванням мінливого характеру режимів роботи.

Об'єкт дослідження – процеси передачі та перетворення енергії в об'єктах та системах теплоенергетики за постійних та мінливих режимів роботи, зумовлених впливом погодно-кліматичного фактора.

Предмет дослідження – методологія та методи математичного моделювання теплоенергетичних систем.

Методи досліджень – моделювання режимів роботи і процесів на теплоенергетичних об'єктах та системах; методи сучасної прикладної термодинаміки, що ґрунтуються на поєднанні ексергетичного аналізу з визначенням економічної вартості продукту та оцінюванням життєвого циклу; методи теорії ймовірностей та математичної статистики для теоретичного обґрунтування й оцінювання критеріїв, що характеризують мінливість режимів роботи й параметрів ухвалення рішень під час створення об'єктів та систем теплоенергетики у змінних погодно-кліматичних умовах.

Наукова новизна одержаних результатів:

вперше:

- розроблено метод із розрахунку потреб ексергії для створення теплового комфорту всередині будинку на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей впливу випадкового характеру метеорологічних факторів під час опалювального періоду, що забезпечує можливість застосування ексергетичного оцінювання систем теплозабезпечення будівель з урахуванням змін їх режимів роботи;

- запропоновано метод із розрахунку параметрів природної вентиляції будинку на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічних факторів під час опалювального періоду та у багаторічному перерізі, що забезпечує можливість визначення критеріїв обґрунтування впровадження енергоефективних заходів у системі вентиляції будинку з урахуванням змін режимів природної вентиляції;

- розроблено метод із визначення критеріїв обґрунтування параметрів приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції будівлі у разі диференціації цін на енергоносії, залежно від кількості спожитої енергії на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічних факторів у багаторічному перерізі, що дозволяє врахувати відхилення щорічних критеріїв обґрунтування рішення від розрахованих за умови застосування осереднених у багаторічному перерізі значень метеофакторів;

- на основі моделювання показано та обґрунтовано факт зростання показника мінливості через вплив погодно-кліматичного чинника на режими роботи системи теплозабезпечення у разі впровадження в будівлях заходів з енергоефективності, що, у свою чергу, призводить до зростання невизначеності критеріїв ухвалення техніко-технологічних рішень у цих системах;

- на основі моделювання обґрунтована доцільність застосування динамічних підходів для врахування мінливого і випадкового характеру впливу погодно-кліматичних факторів на технологічний процес із подальшим визначенням сезонних показників та критеріїв у методах поєднання

ексергетичного, економічного і екологічного аналізу систем теплозабезпечення будинків;

удосконалено:

- метод комплексного аналізу та обґрунтування параметрів системи теплозабезпечення будинку на базі теплонасосної установки шляхом одночасного застосування ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоприродничого оцінювання, що забезпечило реалізацію моделі покращення енергетичної (зростання коефіцієнта трансформації та ексергетичного ККД), економічної (зниження вартості продукту системи) та екологічної (зниження негативного впливу на довкілля під час отримання продукту системи) ефективності системи;

- метод термодинамічної оптимізації газотурбінних та парогазових теплоенергетичних установок, завдяки використанню поняття «зразковий термодинамічний цикл», що забезпечує створення математичних моделей з обґрунтування параметрів та структури таких установок при підвищенні їх внутрішнього ККД;

- метод із визначення теплофізичних властивостей робочих тіл на основі табличних даних за допомогою подвійної сплайнової інтерполяції з урахуванням ліній розривів та зламів функціональних залежностей, що дозволило створити як прямі, так і обернені функції для моделювання теплофізичних властивостей робочих тіл;

дістала подальшого розвитку:

- технологія моделювання теплоенергетичних процесів за рахунок застосування «хмарних» обчислювальних сервісів зі збирання, зберігання, оброблення даних, що забезпечує реалізацію відкритих інтерактивних алгоритмів із числового дослідження систем теплоенергетики та теплофізичних властивостей робочих тіл.

Достовірність отриманих результатів. Обґрунтованість і достовірність наукових положень та висновків, сформульованих у дисертаційній роботі, ґрунтується на використанні фундаментальних законів термодинаміки, методів

теорії ймовірностей та математичної статистики та підтверджується результатами моделювання і тестування розроблених методів, методик й алгоритмів і їх порівнянням із наявними даними відомих робіт.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:

- розроблено алгоритми реалізації запропонованого методу врахування впливу випадкового характеру метеорологічних факторів у випадку визначення: потреб ексергії для створення теплового комфорту всередині будинку; параметрів природної вентиляції будинку та критеріїв обґрунтування впровадження енергоефективних заходів у системі вентиляції будинку; критеріїв обґрунтування параметрів приведеного опору теплопередачі огорожувальної конструкції будівлі;

- створено алгоритм реалізації математичної моделі комплексного ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоприродничого аналізу систем теплозабезпечення будівель на базі теплонасосної установки із застосування динамічного підходу;

- запропоновано алгоритми термодинамічної оптимізації газотурбінних та парогазових теплоенергетичних установок з обґрунтування їх структури та параметрів;

- розроблено відкриті інтерактивні алгоритми з моделювання об'єктів теплоенергетики шляхом створення в мережі Інтернет за допомогою комп'ютерних програм відповідної бази даних;

- створено та реалізовано алгоритм із визначення теплофізичних властивостей робочих тіл на основі удосконаленого методу подвійної сплайнової інтерполяції;

- результати досліджень дисертаційної роботи впроваджено в навчальний процес кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики КПІ ім. Ігоря Сікорського, а також кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин Національного університету водного господарства та природокористування;

- результати наукової роботи використано під час викладання курсів «Теплонасосні технології», «Теплова ефективність у будівлях», «Інтернет-розрахунки теплового режиму будівель» на Літніх школах Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» (серпень, 2012, 2014, 2015 рр.);

- розроблені методики та комп'ютерні програми використано в діяльності корпорації «Європейська енергетична компанія» та ПРАТ «Білоцерківська ТЕЦ» для обґрунтування параметрів систем теплозабезпечення будівель;

- методологічні аспекти енергетичного підходу, критерії, методи та засоби оцінювання, розроблені в роботі, використано у процесі адаптації та реалізації методології беккастингу (backcasting) із розроблення сценаріїв розвитку систем теплозабезпечення м. Біла Церква в межах реалізації проекту ERAIHM «Поліпшення потенціалу досліджень та співробітництва Інституту гідромеханіки НАН України в Європейському дослідницькому просторі», а також під час створення транснаціональної багатосторонньої платформи для обміну досвідом з управління та розвитку систем енергозабезпечення міст у регіоні Балтійського моря на основі принципів сталого розвитку в межах проекту Шведського інституту ReENERGY «Обмін досвідом зі сталого розвитку систем енергозабезпечення міст країн Балтійського регіону».

Особистий внесок здобувача.

На підставі узагальнення результатів теоретичних та експериментальних досліджень автором особисто розроблено і сформульовано основні положення дисертаційної роботи щодо наукових принципів, підходів, методів, критеріїв та засобів з обґрунтування рішень під час створення та реалізації моделювання об'єктів та систем теплоенергетики, зокрема систем теплозабезпечення будинків, а також газотурбінних та парогазових установок, на основі методології термодинамічного аналізу. Основні результати теоретичних та розрахункових досліджень, що виносяться на захист, отримано самостійно.

У роботах, написаних у співавторстві, які наведено у списку опублікованих праць за темою дисертації, автору належать такі результати:

- створення математичних моделей, розроблення та реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів із числового дослідження теплоенергетичних процесів та установок (газотурбінних та парогазових установок, теплових насосів) [244];
- запропоновано принцип створення відкритого Інтернет-середовища для дослідження термодинамічних циклів [254];
- запропоновано підхід, розроблено і реалізовано методику створення відкритих інтерактивних алгоритмів на базі Mathcad Application/Calculation Server для числового дослідження газотурбінної установки [238];
- розроблення «хмарних» функцій з визначення термодинамічних властивостей фреону R407c [257];
- показано необхідність урахування мінливого та невизначеного характеру кліматологічної та прогностичної інформації щодо реалізації метеорологічних режимів у процесі обґрунтування рішень для систем централізованого теплопостачання [205];
- реалізовано наповнення відкритого Інтернет-середовища розрахунковими засобами з дослідження термодинамічних циклів [253];
- створення математичних моделей та реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів з дослідження впливу параметрів газотурбінних та парогазових установок на їх ефективність [236];
- створення математичних моделей та реалізація термодинамічної оптимізації зразкового циклу бінарної парогазової установки на основі «хмарних» розрахунків [230];
- розроблення та реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів з дослідження та обґрунтування параметрів парогазових установок [237];
- реалізація методологічного підходу з вибору кліматологічно-оптимального опору теплопередачі огорожувальних конструкцій будинків [207];

- створення математичної моделі з реалізації числового дослідження теплонасосної установки у складі системи теплозабезпечення будівель [215];
- запропоновано метод з оцінювання впливу ймовірнісного характеру погодно-кліматичного фактора на параметри природної вентиляції будівлі [203];
- створення та реалізація математичної моделі з оцінювання можливих схемних рішень щодо використання енергії стічних вод індивідуального будинку для роботи теплонасосної установки [222];
- розроблення та реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів з розрахунку теплоенергетичних процесів [234];
- створення математичних моделей та реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів з оптимізації параметрів газотурбінних та парогазових установок без урахування змінювання складу робочого тіла в елементах газотурбінної установки [232];
- розроблення математичних моделей та реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів з оптимізації параметрів газотурбінних та парогазових установок з урахуванням змінювання складу робочого тіла в елементах газотурбінної установки [233];
- розроблення математичних моделей та реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів для моделювання перспективних енергоустановок [258];
- створення математичної моделі із дослідження впливу визначальних метеорологічних параметрів на тепловий режим будівлі [187];
- обґрунтовано доцільність удосконалення на основі ексергетичного підходу методологічної бази щодо прийняття рішень під час утилізації енергії стічних вод в системах теплозабезпечення [29].

Апробація результатів дисертації. Результати наукової роботи доповідались на численних науково-методичних та науково-технічних міжнародних, всеукраїнських і регіональних конференціях й семінарах: на кафедрі промислової екології Королівського технологічного інституту

(м. Стокгольм, Швеція, 2011, 2012, 2013 рр.), на Міжнародній конференції з енергетики та внутрішнього мікроклімату для територій з жарким кліматом (м. Доха, 2014 р., Об'єднані Арабські Емірати); на Міжнародній конференції «Power System Engineering, Thermodynamics», (Чехія, 2011, 2012 рр.); на щорічній конференції молодих науковців з питань енергетики CYSENI (м. Каунас, Литва, 2016, 2017 рр.); на IV Міжнародній конференції «Сучасні проблеми теплоенергетики» SPOTE-2016, (14–16 вересня 2016 р., м. Глівіце, Польща); на XXXIII Науково-технічній конференції «Моделювання» (м. Київ, 2014 р., Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова НАНУ); на Міжнародному науково-практичному форумі «Наука і бізнес – основа розвитку економіки», (м. Дніпропетровськ, 2012 р.); на Всеукраїнській науковій конференції «Сучасні проблеми математичного моделювання та обчислювальних методів» (м. Рівне, 2013 р., Національний університет водного господарства та природокористування); на Міжнародній конференції «Геометричне і комп'ютерне моделювання: енергозбереження, екологія, дизайн» (м. Сімферополь, 2013 р.); на Всеукраїнських науково-технічній конференціях «Енергозбереження в галузях національного господарства» та «Енергоефективність у галузях економіки України» (м. Вінниця, 2011, 2014, 2015 рр., Вінницький національний технічний університет); на Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми економії енергії» (м. Львів, 2003 р.); на Міжнародній науково-практичній конференції «Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві «Енергоінтеграція» (м. Київ, 2011, 2013 рр., Київський національний університет будівництва і архітектури); на 7-й Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса, 2011 р., Одеська державна академія холоду); на 8-й Міжнародній науково-технічній конференції «Сталий розвиток та штучний холод» (м. Одеса, 2012 р., Одеська державна академія холоду); на XVI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» (м. Одеса, 2016 р., Одеська національна академія харчових технологій); на Міжнародній науково-технічній

конференції «Проблеми енергозбереження України та шляхи їх вирішення» (м. Харків, 2010, 2011, 2012, 2014 рр., НТУ «Харківський політехнічний інститут»); на XV Міжнародному конгресі двигунобудівників (с. Рибаче, 2010 р.); на VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Енергетика. Екологія. Людина» (м. Київ, 1–3 червня 2016 р., НТУУ «КПІ»); на XVII Міжнародній науково-практичній конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті», (м. Київ, 29–30 вересня 2016 р., НТУУ «КПІ»); на XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Енергетичні і теплотехнічні процеси та обладнання» (м. Харків, 2017 р., НТУ «Харківський політехнічний інститут»); на IX Міжнародній науково-практичній конференції «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні» (м. Львів, 6–7 квітня 2017 р.). Окремі результати представлялися на Всеукраїнському конкурсі «Молодь – енергетиці України» (2009, 2010, 2011 рр.). Представлені до конкурсу роботи здобули призові місця.

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 47 наукових праць, у тому числі 1 монографія, 25 статей у наукових фахових виданнях (із них 9 статей у періодичних виданнях іноземних держав, 3 у періодичних виданнях України, які включено до міжнародних наукометричних баз), 4 статті в інших виданнях, 17 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, п'яťох розділів, висновків, списку використаних джерел, що містить 260 найменувань, 5 додатків. Повний обсяг дисертації становить 371 сторінку. Основний текст викладено на 297 сторінках. Робота містить 120 рисунків і 19 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ТА ШЛЯХИ ПОДАЛЬШОГО РОЗВ'ЯЗАННЯ НАУКОВО-ПРИКЛАДНОЇ ПРОБЛЕМИ ІЗ УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТІВ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ НА ОСНОВІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПІДХОДІВ

1.1. Передумови необхідності зміни методологічних підходів з реалізації математичного моделювання об'єктів теплоенергетики

Перший етап досліджень об'єктів та систем теплоенергетики за допомогою математичного моделювання базується на використанні термодинамічних методів. Досить часто ці методи та їх результати відіграють ключову роль при виборі параметрів та структури системи. Особливо актуальним є безпосереднє поєднання термодинамічної ефективності теплоенергетичного процесу із його вартісними та екологічними характеристиками.

Одним із самих розповсюджених в теперішній час методів термодинамічного аналізу базується на складанні та застосуванні рівнянь енергетичних балансів у відповідності до Першого закону термодинаміки (так званий енергетичний або ентальпійний метод). У таких рівняннях різні види та форми передачі енергії оцінюються без урахування якості енергії, оскільки з позицій Першого закону всі форми енергії рівноцінні. У свою чергу це дає змогу визначити показники та критерії, що оцінюють ефективність процесів передачі та перетворення енергоресурсів без урахування їх термодинамічної недосконалості, обумовленої необоротностями. В результаті такі показники для різних процесів неможливо порівняти між собою з метою виявлення найбільш недосконалого процесу.

Наприклад, з позицій енергетичного підходу ККД ефективності використання енергії палива у сучасному котлоагрегаті знаходиться на рівні 80...95 %. Згідно такого підходу втрати енергії (а це 15...20 %) складаються із:

втрат теплоти із відхідними газами, від хімічної неповноти згорання, від механічної неповноти згорання, через обмурівку та втрат теплоти із фізичною теплотою шлаків. При такому підході немає кількісної оцінки найбільш цінних втрат. Зрозуміло, що одна і та ж кількість втраченої енергії від хімічної неповноти згорання та через обмурівку не є рівноцінними. Адже догорання горючих газів (CO, H₂, CH₄, тощо) може забезпечити отримання продуктів згорання з набагато вищим енергетичним потенціалом ніж та ж сама кількість енергії, що виходить за межі установки через обмурівку котла.

В теперішній час у сфері теплозабезпечення будівель пропонується використання конденсаційних котлів як енергоефективного джерела теплоти для систем опалення, оскільки ККД таких котлів, визначених на основі енергетичного балансу по відношенню до вищої теплоти згорання, знаходиться на рівні 94...96% [1]. Разом з тим, якщо прийняти до уваги, що такі котли забезпечують подачу теплової енергії до споживача з температурою 20 °С (нормована температура повітря в більшості приміщеннях), то можна зрозуміти, що в даному випадку потенціал (придатність для використання) енергії первинного палива (природного газу) з температурою згорання 2000 °С практично повністю втрачається в процесах її трансформації та підводу до споживача. Саме ця термодинамічна недосконалість і повинна бути врахована у характеристиках котлоагрегатів.

Існуючі в науковій та особливо в інженерній практиці показники сумарно враховують вплив різних факторів на енергетичну ефективність установок без можливості роздільної оцінки впливу кожної необоротності реальних процесів [2].

Розглянемо наступний приклад. Є два типи теплонасосних систем. У першій установці використовується низькопотенційне джерело (вода) з температурою 15 °С, яке охолоджується до температури 12 °С (тобто на 3 К). Друга система передбачає охолодження низькопотенційного джерела (також води) з температури 7 °С до температури 4 °С (тобто також на 3 К). У першому випадку температурний напір на холодному кінці випарника рівний 10 К, а у

другому – 2 К. І перша і друга система нагрівають воду системи опалення від 30 °С до 42 °С. Тобто обидні установки забезпечують отримання продукту з однаковими параметрами. В обох випадках у тепловому насосі використовується одне і те ж робоче тіло – R134a. Характеристики як основного так і допоміжного обладнання теплонасосних систем в обох випадках також однакові.

Можна зрозуміти, що в таких умовах роботи як коефіцієнти трансформації, так і витрати енергії на власні потреби у даних теплонасосних системах повинні бути однакові. Розрахунки показують, що в обох схемах коефіцієнт трансформації рівний 5,54.

Отже, аналіз запропонованих теплонасосних систем на основі суто енергетичного (або ентальпійного) підходу, із використанням таких характеристик як коефіцієнт трансформації та витрати енергії на власні потреби показав, що ці системи є абсолютно однакові. Тобто, формально можна пропонувати до впровадження як першу так і другу установку.

Разом з тим, інженер-фахівець вкаже, що перший тип теплонасосної системи використовує низькопотенційне джерело, що має вищу температуру, з нижчою ефективністю. У цій установці є можливість підвищення її ефективності за рахунок зниження температурного напору у випарнику. Якщо фахівець у своєму виборі використовує тільки параметри Першого закону термодинаміки, то твердження, що перший варіант не вичерпав повністю свій потенціал із ефективного використання наявного ресурсу, базується суто на інженерній інтуїції та досвіді. Немає такого енергетичного параметра, який би формально дав підстави вибору саме першої системи із її подальшим удосконаленням. Якщо енергосистема складніша, то не завжди фахівець може мати достатній досвід та інтуїцію, щоб зробити правильний вибір. Тут виникає потреба в розробці та використанні інших формальних критеріїв вибору рішення.

Загальним недоліком методів математичного моделювання теплоенергетичних процесів на основі енергетичного підходу є значна кількість

показників, які неможливо порівняти між собою з метою виявлення найбільш неефективного з енергетичної точки зору процесу.

При дослідженні теплових двигунів, де робоче тіло здійснює круговий процес, широке застосування отримав метод циклів, сутність якого полягає у дослідженні зв'язку між кількістю підведеної (відведеної) теплоти, роботи та параметрів установки [2, 3, 4, 5, 6, 7 тощо].

Метод циклів на основі Першого закону має той недолік, що для встановлення тієї чи іншої закономірності щоразу доводиться підбирати відповідний цикл: успіх рішення завдання залежить від вибору необхідного циклу, сам же вибір нічим не визначається. Загальних правил застосування методу циклів не існує. Підбір відповідного циклу для вирішення конкретного завдання є свого роду мистецтвом. Удосконалення теоретичних циклів теплоенергетичних установок шляхом їх «карнотизації» (наближення конфігурації циклу до ідеального циклу Карно) може бути помилковим [5].

На сьогоднішній день все частіше для різних типів систем передачі та перетворення енергії, а особливо тих, де використовується передача енергії у формі теплоти, знаходять широке використання методи термодинамічного аналізу на основі сумісного застосування Першого та Другого законів термодинаміки. Саме Другий закон стверджує, що енергія крім кількості має і якість і процеси, що відбуваються в природі, самовільно знижують цю якість. Необхідність кількісної оцінки якості енергії обумовила введення таких понять як ентропія та ексергія [2, 3, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 тощо]. Термін «ексергія» вперше запропонував у 1956 році З.Рант (Z. Rant) із Словенії [24].

Серед методів термодинамічного аналізу на основі сумісного застосування Першого та Другого законів термодинаміки можна виділити метод потоків ексергії (або метод ексергетичного балансу), ентропійний метод, теорія мінімізації генерації ентропії, тощо [2, 3, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23 тощо].

Ексергетична концепція дозволяє суттєво удосконалити розуміння, інтуїцію та творчість інженера, вченого, дослідника. У порівнянні із методами енергетичного аналізу методи ексергетичної оцінки є набагато ширшими по своїм можливостям, забезпечують прийняття принципового нових концептуальних рішень в процесах передачі та перетворення енергії та дозволяють отримати науково обґрунтовану інформацію щодо впливу різних за своєю природою необоротностей на загальну енергетичну ефективність системи [2, 3, 4, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22 тощо].

Розглянемо результати реалізації ексергетичного підходу з оцінювання двох теплонасосних систем, запропонованих вище. Розрахунки показали, що ексергетичний ККД першого типу установки рівний 63,2 %, а другого – 68,7 %. Деструкція ексергії у першому випадку становить 1,17 кВт, а у другому – 0,92 кВт. В таблиці 1.1 наведені отримані результати як енергетичного так і ексергетичного аналізу даних теплонасосних систем.

Отже, результати ексергетичного аналізу забезпечують дослідника більш детальною та об'єктивною інформацією щодо доцільності використання цих двох запропонованих схем теплонасосної установки. Ексергетичні показники (ККД, деструкція ексергії) чітко вказують про те, що система типу 2 в заданих умовах створює продукт із вищою термодинамічною ефективністю. Для цієї установки ексергетичний ККД є на 5,2 % (в абсолютних одиницях) більшим, а деструкція ексергії є на 0,25 кВт (або на 28 %) меншою у порівнянні із системою типу 1. Як видно із таблиці 1.1 саме вищий температурний напір у випарнику установки типу 1 призводить до зростання деструкції у цьому елементі та зниження ексергетичного ККД системи.

Зведені характеристики двох типів теплонасосних систем

Параметр	Тип 1	Тип 2
Діапазон зміни т-ри низькопотенційного джерела	15...12 °C	7...4 °C
Ts-діаграма		
	<ul style="list-style-type: none"> Рідина робочого тіла ТН на лінії насичення — Пара робочого тіла ТН на лінії насичення — Цикл теплового насоса 	<ul style="list-style-type: none"> — Параметри води, що нагрівається — Параметри води низькопотенційного джерела - - - Параметри довкілля
Коефіцієнт трансформації	5,54	5,54

продовження таблиці 1.1

Параметр	Тип 1	Тип 2
Ексергетичний ККД, %	63,2	68,7
Загальна деструкція ексергії, кВт, з них:	1,17	0,92
- компресорі	- 0,22	- 0,22
- конденсаторі	- 0,26	- 0,26
- у дросельному вентилі	- 0,32	- 0,32
- у випарнику	- 0,37	- 0,12

Із наведеного прикладу можна зрозуміти, що коефіцієнт трансформації, який характеризує ефективність теплового насоса з позицій Першого закону термодинаміки, надає односторонню характеристику. Він враховує сумарний вплив температур низькопотенційного джерела і споживача енергії та термодинамічної досконалості його циклу на ефективність трансформації енергії. Коефіцієнт трансформації не може сам по собі оцінити роздільно необоротності того чи іншого реального процесу в установці. Більше того, в окремих випадках цей параметр може дезорієнтувати дослідника [2].

Підвищення термодинамічної ефективності при створенні нової або удосконаленні існуючої системи на основі Першого та Другого законів термодинаміки не має практичного значення, якщо ці задачі не розглядаються сумісно із такими задачами як мінімізація затрат та/або негативного впливу на довкілля [2, 8, 9, 10, 11, 13, 14, 15, 16, 3, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 25, 26, 27, тощо].

В теперішній час методологічною основою моделювання теплоенергетичних систем є техніко-економічне обґрунтування, яке у свою чергу базується на суто енергетичному підході та принципів класичної економіки. Класична економіка визначає працю людини як основне джерело багатства. Природні багатства все іще не мають належної оцінки в господарській діяльності людини.

Саме поєднання екології, економіки й екології в єдину методологічну базу дозволяє належним чином оцінити місце, значення, джерела, вартість та негативний вплив на довкілля термодинамічних втрат при передачі та перетворенні енергії [8, 10, 11, 26, 27, 28, 29].

При створенні та експлуатації теплоенергетичної системи виникає потреба вирішувати задачі обґрунтування параметрів або структури системи у заданих умовах.

Математична постановка таких задач в загальному вигляді записується таким чином [30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, тощо]

$$\underset{x}{\text{minimize}} f(X), \quad (1.1)$$

$$\text{при } X = (V, W, Z), \quad (1.2)$$

де V - вектор незалежних експлуатаційних параметрів системи (потужність компонентів, масова витрата, тиск, температура робочих тіл тощо); W - вектор незалежних проектних параметрів системи (номінальна потужність компонентів, масова витрата, тиск, температура робочих тіл тощо); Z - вектор незалежних параметрів структури системи;

та обмеженнями

$$\begin{aligned} h_i(X) &= 0, & i &= 1, 2, \dots, m; \\ g_j(X) &\leq 0, & j &= 1, 2, \dots, m. \end{aligned}$$

Для розв'язку таких задач застосовуються різні методи математичного програмування [30, 31, 32, 33 тощо]. Ефективність оптимізаційних методів визначається пошуком найкращого варіанту системи без безпосередньої числової перевірки всіх можливих варіантів. Це забезпечується широким застосуванням досягнень в області математики шляхом реалізації за допомогою комп'ютерних програм ітеративних розрахункових схем, що використовують обґрунтовані логічні процедури та алгоритми. При цьому передбачається багаторазова реалізація таких послідовних кроків розрахунку як термодинаміка, тепломасообмін, гідрогазодинаміка та економіка. Для прийнятих початкових значень параметрів системи визначаються її характеристики та критерії вибору рішень. Потім, на основі відповідних методів, здійснюється покрокове наближення до кращого рішення (часто формально це є оптимальне рішення). Такий алгоритм є досить громіздким, який знову ж таки не забезпечує визначення тих етапів передачі та перетворення енергії, де в найбільшій мірі знижується енергоефективність та зростає вартість енергоносія [7, 8, 9, 13, 15, 21, 31, 38, 39].

На створення теплового комфорту у будівлях витрачається значна частина первинних енергоресурсів (більше 20 %). З них основну частину складають викопні види палива, що у свою чергу є джерелом істотної частки екологічно шкідливих викидів (парникові газі, оксиди сірки, азоту, тощо). У 70-

роках, після енергетичної кризи, було виявлено, що найбільші можливості із зниження споживання викопних видів палива зосереджені у будівельному секторі. У сфері транспорту та промисловості таких можливостей менше [40].

Проблема теплозабезпечення має як економічне, екологічне так і особливе соціальне значення. Саме остання обставина відокремлює цю сферу від інших галузей енергетики, а в країнах бувшого СРСР спричинило її значне фізичне та моральне відставання від інших галузей через складнощі реалізації повноцінних ринкових відносин [41].

Подальший розвиток енергетики загалом та сфери теплозабезпечення зокрема в рамках загальної концепції сталого розвитку передбачає необхідність розробки та реалізації більш чітких та формалізованих критеріїв, які б забезпечили врахування економічних, екологічних та соціальних аспектів. Існуюча в енергетиці методологія обґрунтування рішень, яка базується на Першому законі термодинаміки та техніко-економічному обґрунтуванні, не забезпечує вирішення викликів сьогодення щодо необхідності підвищення енергоефективності при теплозабезпеченні населених пунктів. Існуючі економічні підходи та відповідні норми, стандарти, тощо передбачають економію перш за все людської праці. Вартість та цінність природних ресурсів до уваги практично не приймається. Сьогодні назріла нагальна проблема розробки, удосконалення та використання принципово нових методів прийняття рішень у сфері теплозабезпечення, які базуються на поєднанні Першого та Другого законів термодинаміки (методів ексергетичного аналізу) із економічним та екологічним оцінюванням.

В стандартах багатьох країн введений новий споживчий підхід нормування питомих витрат первинної енергії на опалення та вентиляцію будівель [42, 43, 44, 45]. Але знову ж таки даний підхід визначає кількісну характеристику споживання енергії, а якість її та рівень цієї якості по відношенню до потреб споживача тут не враховується. Крім того, такий підхід пропонує досить складну методологію визначення місць, значень та причин втрат потенціалу вхідного енергоносія у технологічній схемі.

Централізоване теплопостачання України має важливе економічне, екологічне та соціальне значення. Значний внесок у розвиток методології створення систем централізованого теплопостачання був зроблений в період бувшого СРСР працями Є.Я. Соколова, Л.А. Мелентьєва, А.І. Андрющенка, Г.Б. Левенталя, Л.С. Хрильова, Л.С. Попиріна, Н.М. Зінгера, Р.З. Амінова, Д.Т. Аршакяна, А.А. Іоніна, Є.П. Шубіна та інших [33, 34, 35, 36, 37, 46, 47, 48, 49 тощо]. Загалом у цих роботах акцент, в основному, ставився на дослідження та обґрунтування параметрів джерел систем теплозабезпечення (СТ) та теплових мереж для споживачів заданих параметрів. Теплові навантаження споживачів визначалися на основі лінійної залежності від одного із основних факторів впливу – температури зовнішнього повітря. В результаті створювалися так звані графіки теплового навантаження, по яким досліджувалися режими роботи джерел теплоти та теплових мереж. У свою чергу, для побудови графіків теплового навантаження, використовувалися дані по середній тривалості температури повітря [50].

На сьогоднішній день такі метеорологічні дані уже застаріли. Крім того, при теперішніх підходах до створення СТ будівель, важливою є інформація про поєднання температури зовнішнього повітря із приходом сонячної радіації та швидкістю вітру.

Зараз існують дані по так званим типовим метеорологічним рокам (Typical Meteorological Year або ТМУ) [51]. Набір інформації для типового метеорологічного року ТМУ1 було розроблено на основі погодинних погодних даних для окремих території світу за період спостережень з 1952 по 1975 роки. Згодом відбулося оновлення даних і створення ТМУ2 на основі періоду спостережень за 1961...1990 рр. та ТМУ3 (1976-2005 рр.). ASHRAE, наприклад, реалізувала науково-дослідний проект із створення так званого Погодног року для енергетичних розрахунків (Weather Year for Energy Calculations або WYEC). WYEC було поновлено до WYEC2 у форматі ТМУ з урахуванням погодинних даних з оцінки хмарності. Оновлена WYEC2 модель враховує компоненти сонячної радіації і дані освітленості. База даних міжнародної погоди для

енергетичного розрахунку (International Weather for Energy Calculations або IWEC) – це кліматичні дані, котрі були розроблені в рамках дослідницького проекту ASHRAE RP-1015. На жаль база IWEC включає метеодані тільки для двох міст України: м. Києва та м. Одеси. Крім того, при обґрунтуванні параметрів та режимів роботи СТ будівель на основі сезонних або річних значень критеріїв представляє інтерес оцінка невизначеності вибраних критеріїв у багаторічному перерізі через природну сезонну мінливість погодно-кліматичного фактору.

Варто відзначити, що в період бувшого СРСР була створена теорія математичного моделювання теплового режиму будівель працями О.Є. Власова, В.Д. Мачинського, А.М. Шкловера, К.Ф. Фокіна, В.М. Богословського, В.М. Ільїнського, Ю.А. Табунщикова та інших вчених [52, 53, 54, 55, 56, тощо]. В цих працях акцент зроблений на дослідження факторів, що визначають тепловий комфорт в приміщеннях, процесів тепломасообміну, теплових режимів будівель та системи кліматизації. Також розглядалися задачі оптимізації впливу погодно-кліматичних факторів на тепловий режим будівель з метою мінімізації потреб енергії на створення теплового комфорту [55, 56 тощо].

На сьогоднішній день є потреба розглядати тепловий режим будівлі, СТ та погодно-кліматичний чинник як єдину енергетичну систему.

При переході до ринкових умов та необхідності розгляду СТ будівель з позицій системного підходу виникла потреба подальшого удосконалення методології обґрунтування рішень при створенні та управлінні таких комплексів.

В результаті, наприклад, в роботі [43] запропонована методологія та теоретичне обґрунтування нової системи нормування теплоспоживання абонентів з розробкою раціональних методів досягнення запропонованих нормативів в існуючих СТ міст на основі оптимізації процесу тепловикористання з урахуванням існуючих ринкових умов. В роботі [43] зроблений акцент на дослідження впливу параметрів споживачів, теплових

вводів та систем транспортування теплоносіїв на ефективність використання енергії у будівлях. Автор [43] не досліджував детально обґрунтування вибору типу та параметрів джерел енергії на підвищення системної ефективності споживання первинного палива у системах централізованого тепlopостачання.

Робота [44] присвячена системним принципам нормування та проектування теплового захисту будівель. Автор [44] ввів два підходи до створення нормативних документів із підвищення енергетичної ефективності будівель (поелементний або приписовий та споживчий або системний). При поелементному підході нормативні вимоги пред'являються до окремих елементів теплового захисту будівлі. Такий принцип існував у більше десяти редакціях норм країн бувшого СРСР з 1929 року до кінця ХХ століття. Автор [44] вказує, що споживчий або системний підхід щодо нормування витрат первинного палива на обігрів будівель створює умови розглядати будівлю як один з елементів єдиної енергетичної системи, що включає в себе також джерело та системи транспортування теплової енергії. В даному випадку для забезпечення нормативних витрат первинного енергоносія на опалення будівель є можливість крім підвищення рівня теплозахисту огорожувальних конструкцій застосовувати у повній мірі і інші енергоефективні рішення як по відношенню до будівлі так і по відношенню до джерела й систем транспортування енергії. Об'ємно-планувальні рішення можуть забезпечити додаткове скорочення теплоспоживання будівель за рахунок оптимізації їх форми, розмірів та орієнтації відносно частин світу. Разом з тим, в роботі [44] не наведена методологія обґрунтування вибору параметрів системи у відповідності до запропонованих норм. Параметри теплового захисту огорожувальних конструкцій та витрати енергії на обігрів приміщення повинні узгоджуватися, зокрема, із існуючими економічними умовами і мати практичну реалізацію [57, 58].

В роботі [59], наведено теоретичне обґрунтування і розробка схемно-параметричних рішень із підвищення ефективності тепlopостачальних комплексів з урахуванням системних факторів у ринкових умовах. Для оцінки

ефективності міської системи тепlopостачання з урахуванням взаємозв'язку між її окремими елементами, автор запропонував використовувати питому витрату умовного палива на одиницю не виробленої енергії, а корисної спожитої енергії. Такий показник більш комплексно враховує ефективність системи. Разом з тим, робота [59], в основному, пропонує обґрунтування схем та параметрів джерел та теплових мереж.

Сьогодні є потреба подальшого розвитку методологічної бази підвищення ефективності систем створення теплового комфорту у будівлях у зв'язку із загостренням проблем дефіциту викопних видів палива та негативного антропогенного навантаження на довкілля через використання цих енергоресурсів.

Вперше про необхідність суттєвого зниження рівня використання викопних видів палива для теплозабезпечення будівель та пов'язану з цим економічну вигоду вказали в період енергетичної кризи 70-х років в країнах тодішнього капіталістичного табору. В той час був зроблений акцент на впровадження найпростіших енергозберігаючих заходів як в самих будівлях, так і в системах генерації, транспортування та розподілу теплової енергії між споживачами [60]. З часом акценти трохи змінилися. В 80-х, на початку 90-х років минулого століття додатково з'являються проблеми охорони довкілля через використання викопних видів палива. Крім необхідності зниження витрат непоновлювальних джерел енергії за рахунок підвищення енергоефективності піднімаються питання необхідності залучення відновлювальних джерел енергії [61]. Також поступово з'являються акценти на необхідності покращення теплового комфорту і розробки відповідних технологій із забезпечення цього комфорту [62, 63].

Перспективний напрям розвитку енергетики пов'язаний з газотурбінними (ГТУ) та парогазовими (ПГУ) енергетичними установками [64, 65].

Загалом, шляхи підвищення ефективності ГТУ та ПГУ загалом до кінця іще не дослідженні і представляють собою складну багатопараметричну

проблему [64 – 66], яку в багатьох випадках можна вирішити за допомогою математичного моделювання.

Визначення, дослідження та аналіз циклів ГТУ та ПГУ наведено, зокрема, в роботах [5, 67, 64, 66, тощо]. Але разом з тим, на нашу думку, дане питання потребує подальшого дослідження та уточнення. Оскільки, наприклад в роботі [66], при дослідженні «зразкового» циклу бінарної ПГУ з котлом-утилізатором (ПГУ КУ) зроблено ряд спрощень. Зокрема багатоступеневий стиск повітря у компресорі та багатоступеневий підвід теплоти у ГТУ замінені ізотермічними процесами, які в дійсності не можуть бути реалізовані. Крім того, в роботі [66] не враховувалося охолодження газової турбіни (ГТ), що при сучасних температурах газів на вході у ГТ є обов'язковим. В роботі [64] в основному розглядаються випадки оптимізації параметрів паротурбінної установки (ПТУ) як складової частини ПГУ КУ. Разом з тим оптимізація параметрів ГТУ як складової ПГУ КУ в даній роботі практично не розглядається. Крім того, в роботі [64] досліджуються схеми ПГУ на рівні сучасного розвитку та можливостей енергетичного машинобудування. Можливостям розвитку схем ПГУ в майбутньому за рахунок ускладнення циклу таких установок в роботі [64] приділено недостатньо уваги.

1.2. Ексергія як методологічне ядро математичного моделювання систем теплозабезпечення будівель

Одне із найбільш поширених визначень поняття ексергії, що сьогодні використовується, базується на формулюванні В. Гібса – ексергія термодинамічної системи S у стані S_A є максимальна теоретична корисна робота, яку можна отримати, якщо цю систему перевести у стан рівноваги з навколишнім середовищем за допомогою ідеальних процесів її взаємодії тільки з цим середовищем [10].

Існує ряд термінів, що використовувалися або і донині застосовуються деякими дослідниками для позначення ексергії. У 1873 р. В. Гібс визначав це як наявна енергія тіла та середовища (available energy of a body and a medium). У

1889 р. Г. Гюї назвав цей параметр як придатна для використання енергія (utilisable energie). Дж. Кінан для цього ввів у 1941 р. поняття придатність (availability). Р. Клаузіус використовував термін «найбільша корисна робота» (Diegrößte Nutzarbeit), Ф. Бошнякович – «технічна роботоздатність» (Die technische Arbeitsfähigkeit). В країнах бувшого СРСР для позначення цього поняття використовувався термін «працездатність» [2, 15, 68].

Існує досить багато визначень поняття ексергії (табл. 1.2).

Таблиця 1.2.

Визначення ексергії

Автор	Визначення
Рант (Rant) [69, 70]	Ексергія – це є частина енергії, яка може бути повністю перетворена в інші види енергії
Ріккерт (Rickert) [71]	Ексергія – робота на валу обертання або електрична енергія, яку створює в оборотному процесі робоче тіло із заданим станом, відмінного від того, що розповсюджений у довкіллі
Шаргут (Szargut) [14, 72]	Ексергія – це міра якості різних видів енергії і визначається як кількість роботи, яку можна отримати якщо речовину перевести в стан термодинамічної рівноваги з поширеними у довкіллі компонентами за допомогою оборотних процесів взаємодії тільки з компонентами довкілля. Ексергія є максимальна робота, яку речовина може здійснити в оборотному процесі з навколишнім середовищем в якості джерела дарових теплоти та речовини, якщо в кінці цього процесу всі види матерії, які приймають участь у ньому, переходять у стан термодинамічної рівноваги з усіма компонентами зовнішнього середовища.

продовження таблиці 1.2

Бежан (Bejan) [73]	Ексергія – мінімальна теоретична корисна роботи, яка необхідна для створення певної кількості речовини із речовини довкілля та переносу її у інший стан. Ексергія – це є міра відправного початкового стану системи у навколишньому середовищі і, тому, є атрибутом системи та навколишнього середовища як єдиного цілого.
Бауер (Baehr) [10]	Ексергія – та частка енергії, може бути повністю перетворена в інші форми енергії.
Котас (Kotas) [21]	Робота, яка є еквівалентом даної форми енергії, є її ексергією і визначається як максимальна робота, що може бути отримана від заданої форми енергії при параметрах довкілля як параметрів стану порівняння.
Моран (Moran), Шапіро (Shapiro) [74]	Ексергія – максимальна теоретична робота, що може бути отримана від комбінованої системи, яка складається із системи, що досліджується, та зовнішнього середовища, при переході системи із заданого стану до стану рівноваги з навколишнім середовищем – тобто у мертвий стан, при якому така комбінована система має енергію, але не ексергію.
Шукуя (Shukuya) [75]	Ексергія визначається як міра здатності енергії та матерії розсіюватися, а ентропія – як міра розсіяння енергії та матерії.
Сенгел (Cengel), Болес (Boles) [76]	Ексергія людини в повсякденному житті – це найкраще зроблена нею робота в найбільш сприятливих умовах. Ексергія людини в даний момент та в даному місці – максимально можлива робота, яку вона може зробити в даний момент та в даному місці.

продовження таблиці 1.2

Гохштейн [2]	Ексергія – робота оборотного циклу, для якого зовнішнє середовище слугує холодним джерелом теплоти.
Бродянський [15]	Ексергія термодинамічної системи в даному стані визначається кількістю енергії, що не характеризується ентропією, яка може бути отримана зовнішнім приймачем енергії від системи при її оборотному переході з даного стану в стан повної рівноваги з навколишнім середовищем.
Морозюк [7]	Ексергія - це максимально можлива корисна робота (роботоздатність), яка може бути вироблена деякою речовиною, що за хімічним складом відрізняється від навколишнього середовища ($\mu \neq \mu_0$), знаходиться під тиском і має температуру, відмінних від аналогічних характеристик навколишнього середовища ($p \neq p_0$ та $T \neq T_0$), якщо дану робочу речовину оборотно перевести із початкового стану (μ, p, T) в кінцевий, що знаходиться в рівновазі з навколишнім середовищем (μ_0, p_0, T_0).

Для аналізу СТ будівель з позицій ексергетичного підходу найбільш підходить визначення ексергії як міри якості різних енергоресурсів (викопного палива, відновлювальних джерел енергії, електрики тощо) та мінімальної теоретичної корисної роботи, яка необхідна для створення певної кількості матерії із речовини довкілля та переносу її у інший стан (нагрів повітря до стану, необхідного для приміщення будинку, нагрів води до стану, необхідного для гарячого водопостачання) [12].

Ексергетичний підхід є новим витком в теорії створення СТ будівель. Можливості суто енергетичного підходу до удосконалення таких систем майже вичерпані. На відміну від енергетичного аналізу ексергетичний метод

оцінювання дозволяє визначити місцезнаходження, значення та джерела термодинамічних втрат в системі.

На сьогоднішній день кількість наукових щорічних статей, присвячених методам створення та аналізу низькоексергетичних СТ, налічує вже сотні [69, 77]. Піонерними роботами при цьому вважаються статті японського вченого Шукуя (Shukuya) [75] двадцятирічної давності. В рамках програми «Використання енергії в будівлях та населених пунктах» (Energy in Buildings and Community) [78], яка впроваджується Міжнародним енергетичним агентством, за участю фахівців цілого ряду країн успішно реалізовані проекти: «Низькоексергетичні системи для обігріву та охолодження будівель» [79] (Low-Exergy Systems for heating and cooling), «Низькоексергетичні системи для високоефективних будівель та населених пунктів» [12] (Low Exergy Systems for High Performance Buildings and Communities), «Високотемпературне охолодження та низькотемпературний обігрів будівель» (High Temperature Cooling and Low Temperature Heating in Buildings) та інші. В рамках Європейської рамкової співпраці в науці та технологій (www.cost.eu) реалізований проект «Аналіз та проектування інноваційних, низькоексергетичних систем у будівлях» [80] (Analysis and Design of Innovative Systems for Low-EXergy in the Built Environment: COSTeXergy). В даний час виконується такі міжнародні проекти [78]: «Низькоексергетичні населені пункти: Оптимізація роботи систем енергопостачання на основі ексергетичного підходу» (LowEx Communities: Optimised Performance of Energy Supply Systems with Exergy Principle), «Низькотемпературне централізоване тепlopостачання для енергосистем майбутнього» (Low Temperature District Heating for Future Energy Systems).

Все це свідчить про актуальність впровадження низькоексергетичних СТ населених пунктів в контексті підвищення енергоефективності, широкого впровадження відновлювальних та вторинних джерел енергії, створення населених пунктів за принципами сталого розвитку.

Тепловий комфорт є одним із найважливіших факторів для людського організму [81]. Існуючі підходи щодо створення теплового комфорту в будівлях ґрунтуються суто на енергетичному балансі між тілом людини та оточуючими предметами [82, 54]. Зокрема, в роботі [82], для визначення рівня теплового комфорту в приміщенні на основі теплового балансу, запропонована модель PMV (Predicted Mean Vote - індекс комфортності по Фангеру або очікувана середня оцінка ступеня комфорту). Показник PMV введений для визначення теплового дисбалансу при тепловиділенні людського організму в заданих умовах приміщення та тепловиділенні, необхідного для оптимального теплового комфорту. При цьому запропонована наступна градація показника PMV: +3 (жарко); +2 (тепло); +1 (трохи тепло); 0 (нейтрально); -1 (прохолодно); -2 (холодно); -3 (дуже холодно). Тобто при $PMV=0$ створюються найсприятливіші умови теплового комфорту.

Останнім часом з'явилося ряд робіт, які розглядають процес створення теплового комфорту для людини з позицій ексергетичного підходу [82, 84, 86].

В роботі [84] показано, що існує певне співвідношення між температурою повітря та радіаційною температурою всередині приміщення, при яких споживання ексергії людського тіла – мінімальне і одночасно тіло людини знаходиться у нейтральних умовах ($PMV=0$). З точки зору енергетичного балансу існує цілий ряд комбінацій між цими температурами, при яких $PMV=0$, але вже при збільшенні споживання ексергії. Згідно [84], при температурі та відносній вологості зовнішнього повітря відповідно 0°C та 50 %, швидкості та відносній вологості внутрішнього повітря відповідно 0,1 м/с та 40 % та положенні людського тіла в сидячому положенні, найнижче споживання ексергії має місце при температурі внутрішнього повітря 18°C та середній радіаційній температурі всередині приміщення 25°C . Це означає, що ексергія радіаційного випромінювання є більш ефективною для створення одночасно і теплового комфорту ($PMV=0$) і зниження споживання ексергії людським тілом ніж ексергія конвективного нагріву внутрішнього повітря. Іншими словами створення теплового комфорту у приміщенні ефективніше забезпечувати

радіаційними (низькоексергетичними) системами опалення у комбінації шляхом підвищення температури внутрішньої поверхні огорожень будівлі за рахунок додаткового утеплення зовнішніх огорожень будівель, використання пасивного сонячного опалення тощо.

Методи оцінювання та аналізу СТ, які ґрунтуються на комплексному використанні Першого та Другого законів термодинаміки і використовують поняття енергії, ексергії та ентропії, дозволяють реалізувати такі техніко-технологічні рішення в СТ, які ґрунтуються на використанні низькотемпературних та відновлювальних джерел енергії, дозволяють відмовитися від дефіцитних та вичерпних викопних видів палива та узгоджуються із загальною концепцією подальшого, сталого розвитку суспільства. Ексергетичний (температурний) рівень споживання енергії повинен узгоджуватися із ексергетичним (температурним) рівнем джерела енергії. Викопні види палива повинні у першу чергу використовуватися для вискоексергетичних потреб (промисловість, генерація електроенергії тощо). Створення теплового комфорту у будівлях повинно здійснюватися енергоресурсами, ексергетичний потенціал яких може бути значно нижчим від джерел на основі використання енергії природного газу, нафти, кам'яного вугілля. Для теплозабезпечення будинків можуть бути застосовані такі ресурси як скидна теплота, енергія Сонця, енергія навколишнього повітря, ґрунту, природних водоймищ тощо. Оптимальне співвідношення температури внутрішнього повітря та середньорадіаційної температури в приміщенні для створення теплового комфорту забезпечується саме за рахунок низькотемпературних систем опалення, що у свою чергу дозволяє більш ефективно використовувати низькотемпературні джерела енергії.

Застосування у сфері теплозабезпечення будівель ексергетичної концепції дозволяє забезпечити відповідність якісного рівня енергоресурсів рівню потреб у створенні теплового комфорту [85, 12].

Існуючі технології теплозабезпечення будівель базуються на використанні джерел енергій з високим значенням ексергії – спалювання різних

видів палива при температурі 1500...2000 °С. Разом з тим, безпосередньо у будівлях для створення теплового комфорту потрібна енергія з відносно низькою ексергією, що відповідає температурному рівню 18...20 °С. В результаті, значна частина високоякісної енергії, яку не можна замінити в інших технологічних процесах (хімічна промисловість, металургія тощо), втрачається. (рис. 1.1) [28, 29].

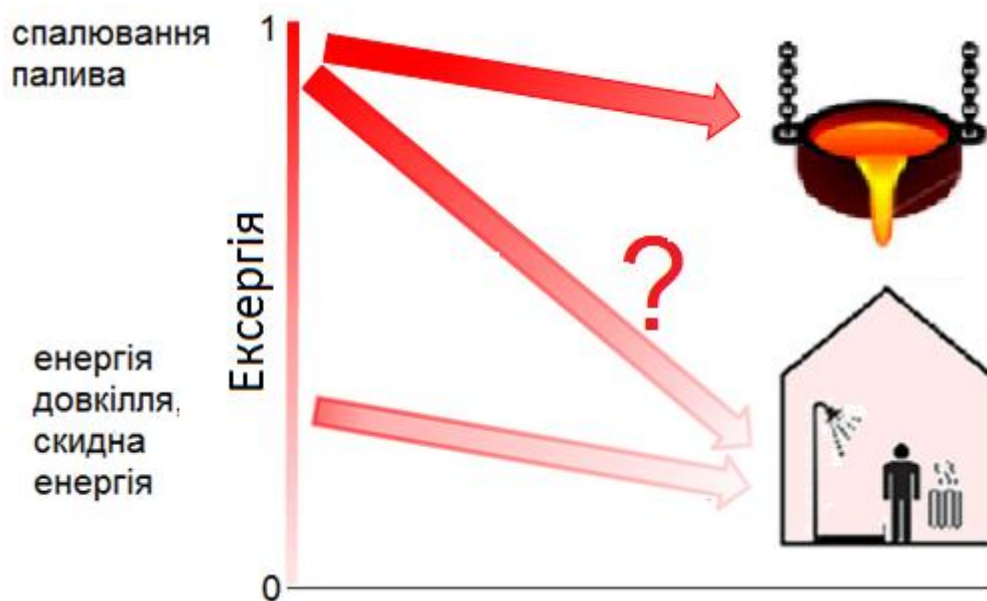


Рис. 1.1. Рівень втрат ексергії від різних джерел енергії при теплозабезпечення будівлі та у металургійному процесі [28, 29]

Способи підвищення енергоефективності в будівлях мають достатньо довгу історію. В теперішній час існує досить широкий спектр методів та технічних засобів створення теплового комфорту у приміщеннях, що пропонують відповідні інженерно-архітектурні рішення з ефективного використання енергоресурсів. Ці рішення можна розділити на дві групи: пасивні та активні [79, 87].

Пасивні системи передбачають для створення теплового комфорту використання теплоенергетичного потенціалу довкілля (Сонця, вітру, ґрунту

тощо). Разом з тим, навіть найбільш досконала пасивна системи не в змозі протистояти несприятливим зовнішнім умовам.

Активні системи передбачають використання додаткових технологій, які компенсують несприятливий вплив довкілля: влаштування системи опалення, газового котла, теплового насоса, утилізатора теплоти вентиляційного повітря тощо. Такі системи потребують залучення зовнішніх енергоресурсів, які, у свою чергу, можуть відрізнятися один від одного якістю, ексергією, або можливістю перетворення своєї енергії у найбільш досконалу форму – роботу.

Високоексергетичні енергоносії значно легше використати, але через велику різницю потенціалів виникає необхідність впровадження додаткових заходів (ізоляція, уникнення появи конденсату, нерівномірний обігрів приміщення тощо) при реалізації технологічних рішень їх використання. Але головним недоліком використання енергоресурсів високої якості є те, що вони базуються на використанні викопних видів палива.

Низькоексергетичні джерела енергії важче залучити до технологічного процесу передачі та перетворення енергії, але більшість із них характеризуються дуже низьким рівнем негативного впливу на довкілля через малу різницю потенціалів. Застосування енергоносіїв із низькою ексергією є особливо перспективним для створення теплового комфорту у приміщеннях, де температурний рівень знаходиться в межах 18...20 °С.

Якщо принципи реалізації концепції пасивного будинку вже достатньо відомі, то новий напрям створення низькоексергетичних (Low-exergy) будинків іще недостатньо розвинений.

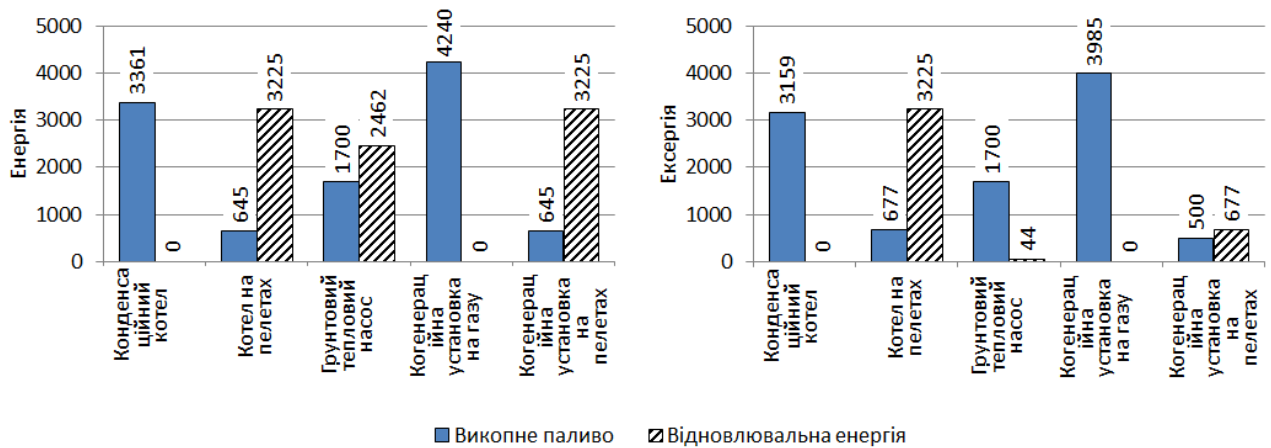
Системи створення теплового комфорту у приміщеннях будівель на базі відновлювальних джерел енергії вважаються одними з найбільш доцільних. Сьогодні виконуються дослідження цілого ряду техніко-технологічних схем таких установок для різних умов їх експлуатації в окремо взятих регіонах. Разом з тим, не кожне рішення із використанням відновлювальної енергетики можна рекомендувати для СТ. Наприклад, теперішнє масове впровадження в умовах України твердопаливних котлів передбачає спалювання

високоексергетичного біопалива, яке бажано використовувати для інших, високоексергетичних, потреб, зокрема, для виробництва електроенергії.

На основі спрощеного підходу, який представлений в [12], були зроблені розрахунки та показано, що саме ексергетичний підхід дозволяє обґрунтувати джерело для СТ (рис. 1.2) як з точки зору використання відновлювальних чи невідновлювальних джерел так і з точки зору узгодження якості енергії цих джерел із споживачем. Якщо в якості критерію вибору прийняти максимально можливе залучення енергії на основі відновлювальних джерел та відповідно мінімальне використання викопних видів палива, то із запропонованих варіантів найкраще підходять джерела на основі спалювання деревинних пелетів (див. рис. 1.2,а). Ексергетичний аналіз додатково оцінює використання вхідної ексергії джерела енергії незалежно від його походження – викопне паливо чи відновлювальна енергія. В результаті можна побачити, що навіть відновлювальні джерела енергії мають різну ексергетичну ефективність по відношенню споживача. Із рис. 1.2,б видно, що вхідна ексергія джерела на основі спалювання деревинних пелетів є однією з найвищих із усіх запропонованих варіантів і співрозмірна із ексергією джерела на основі конденсаційного котла. Комплексна оцінка на основі ексергетичного аналізу показує, що в даному випадку в якості джерела для системи опалення найкраще підходить когенераційна установка на біопаливі, де має місце максимально можливе залучення відновлювального джерела енергії (3225 одиниць енергії) із найнижчими показниками ексергії як викопного палива (500 одиниць ексергії) так і біопалива (677 одиниць ексергії). Тобто використання біопалива в когенераційних установках для генерації електроенергії з можливістю утилізації скидної теплоти для низькоексергетичних потреб дозволяє мінімізувати втрати вхідної ексергії у технологічному процесі та зменшити споживання викопних видів палива. Джерела, які мають високоексергетичні значення вхідної енергії повинні забезпечувати у першу чергу тих споживачів, які потребують такий рівень ексергії (промисловість, виробництво електроенергії тощо).

Таким чином, поєднання кількісного та якісного аналізу енергетичних потоків (ексергетичний аналіз) дозволяє:

- ефективно використовувати викопні види палива навіть при використанні високоефективних з точки зору кількісної втрати енергії процесів перетворення та передачі енергії;
- розширити область залучення низькотемпературних джерел енергії для теплозабезпечення будівель;
- комплексно підійти до проблеми ефективного використання відновлювальних джерел енергії.



а)

б)

Рис. 1.2 Використання первинної енергії (а) та відповідної ексергії (в) викопного палива і відновлювальних джерел енергії для теплозабезпечення будівлі

1.3. Вибір методів, критерії та параметрів моделювання теплоенергетичних систем на основі ексергетичного підходу

На сьогоднішній день вже розроблена досить широкий спектр методів, критеріїв та параметрів на основі ексергетичного методу [2, 8, 9, 10, 11, 13, 14, 15, 16, 3, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 25, 26, 27, 88 тощо].

Огляд сучасних методів прикладної термодинаміки для аналізу, оптимізації та діагностики теплоенергетичних систем наведено, зокрема в [38, 39].

У випадку оцінювання інших ексергетичних функцій, необхідно визначити поняття того стану, відносно якого визначається цінність енергії [12]. Загальне уявлення про стан у зовнішньому середовищі, тобто стан за межами даної системи, є недостатнім і потребує уточнення. В даному випадку рівнем відліку необхідно вважати ту частину навколишнього середовища, яка є:

- рівноважною, де немає різниці потенціалів;
- її розміри є настільки великими, будь-яка взаємодія (наприклад, підвід або відвід енергії у формі теплоти) з нею не може змінити її параметри;
- система перебуває у контакті із цим середовищем [15, 12].

Для систем забезпечення теплового комфорту у будівлях найбільш підходящим рівнем відліку ексергії системи є зовнішнє повітря в даний момент часу [12].

Оскільки параметри (особливо це стосується вже безпосередньо самого приміщення) СТ будівель є досить близькими до параметрів зовнішнього повітря, і ексергетичні функції часто є нелінійними відносно параметрів зовнішнього повітря, то при оцінюванні таких систем з позицій ексергетичного підходу необхідно застосовувати методи динамічного аналізу (див. розділ 2).

Поняття ККД широко використовується у різних сферах. Коефіцієнти корисної дії, що використовуються в термодинаміці (термодинамічні ККД), відрізняються за принципом їх побудови.

Критерій, який однозначно характеризує термодинамічну ефективність – ексергетичний ККД. Ексергетична ефективність (коефіцієнт ексергетичної ефективності, ексергетичний ККД) дозволяє оцінити наскільки ефективно використаний вхідний потенціал енергоресурсу (паливо) для отримання вихідного продукту або наскільки робота системи близька до ідеальної з точки зору використання ексергії.

В літературі існує багато визначень ексергетичного ККД [14, 2, 15, 16, 21, 25, 87, 89, 90].

Ексергетичний аналіз вказує на місцезнаходження, значення та причини термодинамічних необоротностей в системах передачі та перетворення енергії. На відміну від суто енергетичного аналізу, який базується на використанні Першого закону термодинаміки, ексергетичні методи дають інформацію, яка є достатньою для підвищення термодинамічної ефективності системи і дозволяє порівнювати різні системи [13].

Серед вже достатньо численних робіт із використання ексергетичних методів при створенні та удосконаленні систем передачі та перетворення енергії необхідно виділити ті, які виконанні 30 – 50 років назад під керівництвом Я. Шаргута [14], В.С. Мартиновського [3], В.М. Бродяньського [15] та інших. Головним напрямком розвитку при цьому були вирішення задач розрахунку ексергії потоку, особливо хімічної ексергії для газів, рідин та твердих тіл. Ексергетичний аналіз базувався на використанні ексергетичного балансу, записаного в термінах вхідної та вихідної ексергії

$$E_{in} = E_{out} + \Delta E; \quad (1.3)$$

та ексергетичного ККД

$$\varepsilon = \frac{E_{out}}{E_{in}}, \quad (1.4)$$

де E_{in} , E_{out} , ΔE - відповідно ексергії вхідних та вихідних потоків та втрати ексергії в системі, Вт.

При цьому, удосконалення енергетичної системи здійснювалося на основі аналізу втрат ексергії ΔE та ексергетичного ККД ε .

Коефіцієнт корисної дії, визначений за формулою (1.4) називають також універсальною або простою ексергетичною ефективністю. Як показано в роботах [91, 77] універсальна ексергетична ефективність для ряду процесів може призвести до помилкових результатів. Застосування простого балансового рівняння в термінах вхідної та вихідної ексергії виправдане тільки в тому випадку, коли всі вхідні ексергетичні потоки перетворюються у вихідні

корисні потоки, що зустрічається тільки в окремих випадках. В більшості випадках систем тепло- та холодозабезпечення будівель частина вхідної ексергії повертається назад в систему або в навколишнє середовище і не може вважатися корисною вихідною ексергією (наприклад, в системах опалення зворотна вода із певним вмістом ексергії повертається знову до джерела енергії/ексергії, у вентиляційних системах рекуперації енергії частина вхідної ексергії витяжного повітря видаляється назовні).

Тому, наступним витком у розвитку методології ексергетичного аналізу було введення понять ексергії «палива» (E_F) та ексергії «продукту» (E_P) [10, 11]. Це забезпечило також поєднання ексергетичного, економічного та екологічного аналізу.

В поняття ексергії «продукту» входять [7]:

- ексергія всіх потоків, що виходять з даного елемента, включаючи ексергію енергетичного потоку, яка створена в даному елементі;
- всі можливі збільшення ексергії між входом і виходом для неперервних енергетичних потоків, що забезпечують цільове призначення елемента (так звані ексергетичні доповнення до відповідних матеріальних потоків).

В поняття ексергії «палива» входять [7]:

- ексергія всіх потоків на вході в даний елемент, включаючи ексергію енергетичного потоку, спожиту в даному елементі;
- зменшення ексергії між входом і виходом (так зване видалення ексергії із відповідних матеріальних потоків);
- усі можливі збільшення ексергії між вхідними і вихідними потоками, які не відповідають призначенню цього елемента.

Одночасно із цим, також було змінено поняття «ексергетичні втрати». При визначенні термодинамічної неефективності сучасний ексергетичний аналіз розрізняє поняття «деструкція ексергії» (\dot{E}_D) «втрати ексергії» (\dot{E}_L) [13]. При цьому,

$$\Delta \dot{E} = \dot{E}_D + \dot{E}_L. \quad (1.5)$$

Деструкція ексергії (exergy distruction) – необоротності, що мають місце в елементі системи (хімічна реакція, передача теплоти при кінцевій різниці температур, змішування речовин з різним складом або станом, тертя, самовільне розширення). Наприклад, передача теплоти від гарячого потоку до холодного можлива тільки при наявності температурного напору. Як результат, енергія з вищого температурного рівня переходить на нижчий, тобто має місце деструкція (втрати, розсіювання, знищення) ексергії. Різниця температур між гарячим та холодним теплоносієм, з одного боку визначає деструкцію ексергії, а з іншого – визначає площу теплообмінної поверхні (капітальні затрати, затрати на ремонт та обслуговування теплообмінника). Втрати ексергії (exergy losses) мають місце при аналізі умов взаємодії компонента системи з навколишнім середовищем. Наприклад, якщо температура зовнішньої оболонки теплообмінника вища за температуру навколишнього середовища, то в даному випадку якраз мають місце втрати ексергії. Для спрощення аналізу втрати ексергії визначають для системи в цілому $\dot{E}_{L,tot}$ [13].

В прикладній термодинаміці деструкція ексергії визначає основну неефективність, яку потрібно мінімізувати, в той час як загальну ефективність системи потрібно максимізувати. При проектуванні нової енергосистеми деструкція ексергії в компоненті визначає не тільки його термодинамічну неефективність, але в загальному випадку визначає можливість зниження інвестиційних затрат та впливу елемента зокрема та системи загалом на навколишнє середовище [92].

Тоді ексергетичний баланс для всієї системи передачі та перетворення енергії буде мати вигляд [92]

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum_k \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,tot}, \quad (1.6)$$

де $\dot{E}_{F,tot}$, $\dot{E}_{P,tot}$ - відповідно ексергія «палива» та «продукту» системи в цілому;

$\dot{E}_{D,k}$ – деструкція ексергії у k -му елементі.

Ексергетичний баланс для k - го елемента системи має вигляд [92]

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k}, \quad (1.7)$$

Величини $\dot{E}_{D,k}$ та $\dot{E}_{L,tot}$ є абсолютними характеристиками термодинамічної ефективності системи.

В той же час відносними показниками термодинамічної ефективності системи будуть [8, 92]:

- функціональний або раціональний ексергетичний ККД системи

$$\varepsilon_{tot} = \frac{\dot{E}_{P,tot}}{\dot{E}_{F,tot}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,tot} + \dot{E}_{L,tot}}{\dot{E}_{F,tot}}; \quad (1.8)$$

та для k - го елемента

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}}; \quad (1.9)$$

- відносна деструкція ексергії

$$y_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,tot}}; \quad (1.10)$$

- відносні втрати ексергії

$$y_L = \frac{\dot{E}_{L,tot}}{\dot{E}_{F,tot}}; \quad (1.11)$$

- частка деструкції ексергії у k -му елементі системи по відношенню до загальної деструкції системи

$$y_{D,k}^* = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\sum_k \dot{E}_{D,k}}. \quad (1.12)$$

Функціональний або раціональний ККД показує скільки ексергії «палива» було втрачено при отриманні певної ексергії «продукту». Ексергетичні втрати, визначені на основі раціонального ККД, пов'язані із необоротністю процесів та невикористаної ексергії вихідного потоку. Із всіх існуючих ексергетичних ККД саме раціональний або функціональний ККД є більш підходящим при аналізі СТ будівель.

Поглиблений ексергетичний аналіз розроблений представниками німецької школи прикладної термодинаміки [93, 94, 95, 96, 97, 98]. Даний

аналіз важливий з точки зору розширення можливостей ексергетичного підходу для прикладного використання. Огляд літературних джерел показав, що методологія поглибленого ексергетичного аналізу реалізована, в основному, на прикладі холодильних машин або теплових насосів промислового призначення, де розглядається тільки один режим роботи – номінальний [96, 97, 98, 99, 100]. У випадку роботи теплових насосів у складі СТ будинку має місце мінливість її режимів роботи, що визначається впливом погодно-кліматичного чинника, як всередині опалювального сезону, так і у багаторічному перерізі.

В кожному елементі енергоперетворювальної системи тільки частина термодинамічних втрат може бути усунена. Через технологічні обмеження, пов'язаних, наприклад, із існуючими матеріалами, технологіями і/або вартістю матеріалів і виробничих процесів, максимальне значення ексергетичної ефективності k -го компонента не може бути збільшено при будь-яких інвестиціях. Частина деструкції ексергії, яка незалежно від досконалості компонента буде мати місце, називається неминучою, або та, яку усунути неможна (англ. – unavoidable – UN). Інша частина деструкції ексергії – та, яку можна усунути (англ. – avoidable – AV) [94, 96, 97, 98]

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (1.13)$$

Отже, при удосконаленні енергосистеми, зусилля повинні бути направлені саме на ту частину деструкції ексергії, яку можна усунути.

Доведено, що деструкція ексергії в окремому елементі системи залежить від термодинамічних втрат як безпосередньо у самому елементі так і в інших елементі, що входять у систему [15, 3, 96, 97]. В результаті була розроблена методологія розділення деструкції ексергії на внутрішньо залежну (англ. – endogenous – EN) та зовнішньо залежну (англ. – exogenous – EX) [96, 97, 98]

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (1.14)$$

На основі отриманих значень внутрішньо та зовнішньо залежних частин деструкції ексергії можна розробити стратегію удосконалення системи [101]:

- при $E_{D,k}^{EN} > E_{D,k}^{EX}$, необхідно зробити акцент на удосконалення даного компонента;
- при $E_{D,k}^{EN} < E_{D,k}^{EX}$, даний компонент може бути удосконалений «автоматично» за рахунок удосконалення інших компонентів системи або структурних змін системи.
- при $E_{D,k}^{EN} = E_{D,k}^{EX}$ варто перейти до аналізу інших елементів системи, оскільки удосконалення одного з інших елементів обов'язково вплине на величину деструкції ексергії в даному елементі, тобто призведе до перших двох випадків аналізу.

Об'єднання цих чотирьох складових деструкції елемента системи забезпечило її поділ на такі частини: внутрішньо залежну і ту, яку неможна усунути $E_{D,k}^{UN,EN}$ – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження даного елемента системи; зовнішньо залежну і ту, яку неможна усунути $E_{D,k}^{UN,EX}$ – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження інших елементів системи та даного структурного рішення; внутрішньо залежну і ту, яку можна усунути $E_{D,k}^{AV,EN}$ – може бути усунута за рахунок удосконалення даного елемента системи; зовнішньо залежну і ту, яку можна усунути $E_{D,k}^{AV,EX}$ – може бути усунута за рахунок удосконалення інших елементів системи та/або структурного рішення системи.

Крім того, для кращого розуміння взаємного впливу компонентів системи, зовнішньо залежну деструкцію ексергії k -го компонента можна розділити за формулою [98]

$$\dot{E}_{D,k}^{EX} = \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,k}^{EX,r} + \dot{E}_{D,k}^{mexo}, \quad (1.15)$$

де $\dot{E}_{D,k}^{EX,r}$ – частина зовнішньо залежної деструкції ексергії в k -му компоненті, яка спричинена r -м компонентом;

$\dot{E}_{D,k}^{mexo}$ – частина зовнішньо залежної деструкції ексергії в k -му компоненті, яка спричинена одночасною дією всіх компонентів системи одночасно [102].

На рис. 1.3 показана структура розділення деструкції ексерегії у k-му компоненті системи у відповідності до наведеної вище класифікації.

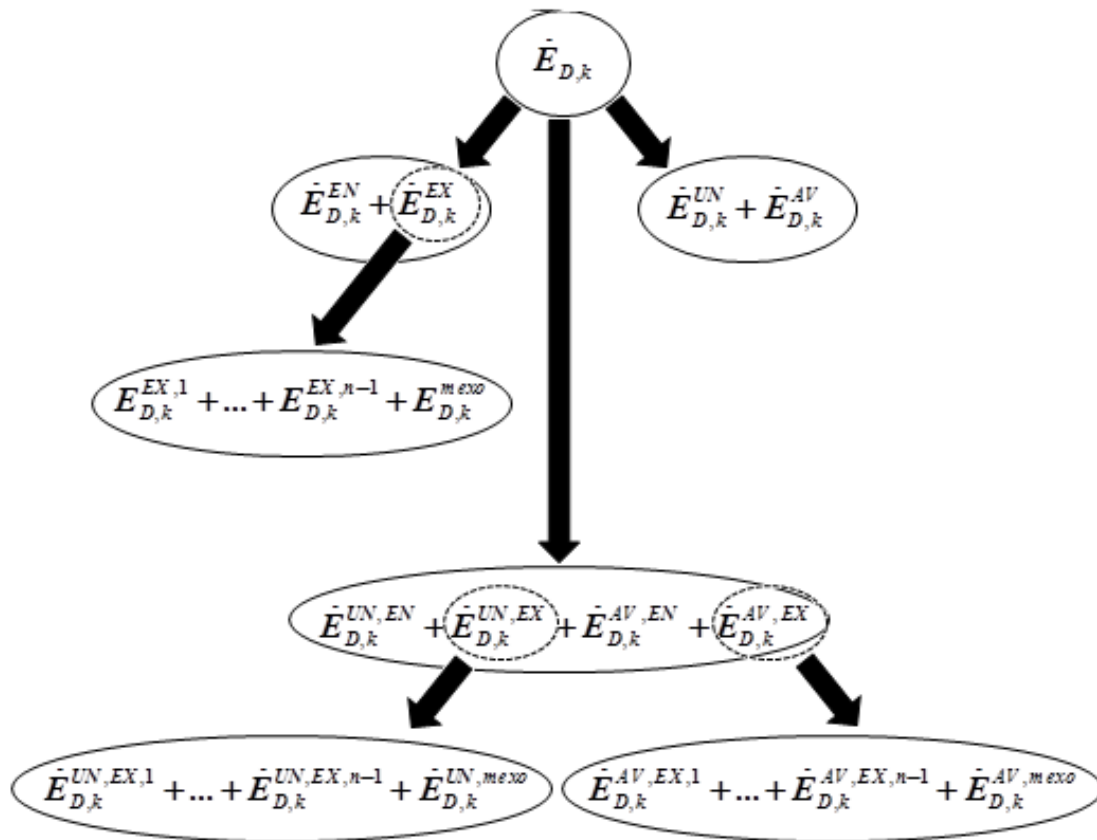


Рис. 1.3. Поділ деструкції ексерегії у k-му компоненті системи [103]

Методологія оцінювання взаємозв'язку між компонентами теплоенергетичної системи запропонована також в роботах [104, 105, 106]. Поглиблений ексерегетичний аналіз є ефективним при оцінюванні теплоенергетичної системи на стадії проекту [98]. Крім того, даний метод знайшов свій розвиток при аналізі економічної та екологічної ефективності системи.

Перші спроби визначити вартість продукту системи на основі ексерегетичного підходу були зроблені у 1920-30-х роках минулого століття. При цьому, найчастіше робиться посилання на роботу американського вченого Кінана (Keenan) [107], де технічна роботоздатність (availability), яка потім була названа ексерегією, використовувалась сумісно із економічними показниками для оцінки продукту, виробленого когенераційною установкою. Хоча, в деяких

публікаціях щодо перших спроб поєднання ексергетичного та економічного оцінювання [10] згадується робота Лотка (Lotka). Подальший розвиток цієї ідеї призвів до появи у 1960-х роках такого напрямку як термoeкономіка, а потім і ексергoeкономіки [28, 29].

Починаючи з 1980-х років методологія поєднання ексергетичного та економічного аналізу теплоенергетичних систем розпочала новий етап розвитку. За цей період сформувалося два напрямки ексергoeкономічного (термoeкономічного) аналізу. Один із них є метод ексергoeкономічного обліку, який був запроваджений в роботах Оберта (Obert) та Гаджіолі Gaggioli) [108], а також Тсатсароніса (Tsatsaronis), Вінхолда (Winhold) [109, 110, 111], Валеро (Valero) та Лозано (Lozano) [112, 113]. Інший метод базується на використанні Лагранжіанів і запропонований в роботах Трайбуса (Tribus) та Еванса (Evans) [114], Трайбуса та Ель Саїда (El-Sayed) [115, 116], Еванса [117] та Франгопулоса (Frangopoulos) [118, 119]. В результаті маємо алгебраїчні та чисельні методи термoeкономічного (ексергoeкономічного) аналізу. До алгебраїчних методів відносяться підходи, що побудовані на базі теорії ексергетичної вартості (TEC), теорії ексергетичної розділеної вартості (TECD), теорії середньої вартості (ACT), принципу місцевих середніх затрат (LIFO), а також метод питомої ексергетичної вартості (SPECO) та модифікований продуктивний структурний аналіз (MOPSA) [120, 121]. Чисельні методи базуються на використанні диференціальних рівнянь та Лагранжіанів для реалізації процедури оптимізації. До них відносяться термoeкономічний функціональний аналіз (TFA), інженерний функціональний аналіз (EFA), структурна теорія термoeкономіки (STT) [120, 121].

Важливий внесок в розвиток вже традиційного ексергoeкономічного аналізу був зроблений у 90-х роках минулого століття, коли з'явилися численні публікації із застосування цього методу для теплових електричних станцій, когенераційних установок [122, 123, 124, 125, 126, 127, 128, 129, 130, 131, 132 тощо]. Також пізніше з'явилися роботи поєднання ексергетичного та економічного аналізу із теорією нечіткої логіки та методу генетичного

алгоритму при дослідження електричних станцій та когенераційних установок [133, 134, 135, 136].

Алгебраїчні методи (або методи ексергоекономічного обліку) не мають обмежень щодо типу та складності системи. В той же час методи із використанням Лагранжіанів можуть використовуватися не для всіх випадків. В результаті, на сьогоднішній день, саме методи ексергоекономічного обліку (exergoeconomic accounting methods) отримали найбільшого застосування.

Термін ексергоекономіка був вперше запропонований у 1984 році Тсатсаронісом (Tsatsaronis) [11, 137] для визначення особливого поєднання (сумісного розгляду) ексергетичного та економічного аналізу. Цей напрям передбачає розробку методу визначення або встановлення ексергетичної вартості (exergy costing) – не плутати з терміном exergetic costs, який був введений Валеро [112]). Встановлення ексерегетичної вартості – один із основних принципів ексергоекономіки, який означає, що ексергія в більшій мірі, ніж енергія, маса чи ентропія, повинна розглядатися для визначення вартості перетворення та передачі енергії.

Поняття «питома вартість ексергії палива та продукту» «cost per unit of exergy of fuel and product», а також «вартість деструкції ексергії» «cost of exergy destruction» та загальне формулювання теорії ексергетичних й вартісних балансів були розроблені разом із поняттям «ексергія палива» та «ексергія продукту» (див. вище) Тсатсаронісом [11, 137, 138, 139, 140] у 1983 – 1985 рр.

Підходи, розроблені в роботах під керівництвом Валеро (Valero), в основному стосуються існуючих систем, і представляються в літературі як теорія ексергетичної вартості [11, 112, 141], в якій крім іншого запропонований матричний метод формулювання та вирішення задач. В той же час підходи, розроблені під керівництвом Тсатсароніса (Tsatsaronis), призначені для вирішення задач при проектуванні нових систем.

Реалізований на рівні окремого елемента ексергоекономічний аналіз забезпечує визначення відносної вартості компоненту та можливостей удосконалення загальної вартості системи [13].

Перша книга, яка детально розглядає ексергоекономіку як напрям прикладної термодинаміки, з'явилася в 1996 р. [13], коли стало можливим повністю сформулювати основні поняття та визначення, представити об'єктивну методологію для аналізу та оптимізації систем перетворення та передачі енергії.

Методологія ексергоекономічного аналізу складається із таких етапів: власне ексергетичний аналіз, економічний аналіз, ексергоекономічне оцінювання.

Модель ексергоекономічного аналізу енергоперетворювальної системи складається із балансових рівнянь вартості та додаткових рівнянь вартості [13, 142]. Баланс вартості для k -го елемента системи показує, що сума вартостей, пов'язаних з усім процесом транспорту ексергії, дорівнює сумі вартостей всіх входів ексергії плюс вартість капітальних витрат Z_k^{CI} та витрат на обслуговування та ремонт Z_k^{OM} [8, 13]. Сума двох останніх величин позначається як Z_k .

Відповідно для k -го компонента системи балансове рівняння вартості буде мати вигляд

$$\dot{C}_{P,k} = \dot{C}_{F,k} + \dot{Z}_k; \quad (1.16)$$

або

$$c_{P,k} \dot{E}_{P,k} = c_{F,k} \dot{E}_{F,k} + \dot{Z}_k; \quad (1.17)$$

де $\dot{C}_{P,k}$ та $\dot{C}_{F,k}$ - відповідно вартість ексергетичного потоку «продукту» та «палива»;

Z_k - сумарна вартість капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт;

$c_{P,k}$ та $c_{F,k}$ - відповідно питома вартість ексергії «палива» та «продукту»;

$\dot{E}_{P,k}$ та $\dot{E}_{F,k}$ - відповідно ексергія потоку «палива» та «продукту» k -го компонента.

Критеріями ексергоекономічного аналізу k -го компоненту системи виступають:

- питома вартість ексергії «палива»

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}}; \quad (1.18)$$

- питома вартість ексергії «продукту»

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}}; \quad (1.19)$$

- вартість, пов'язана з деструкцією ексергії

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}; \quad (1.20)$$

- сумарна вартість капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт

$$\dot{Z}_k = Z_k^{CI} + Z_k^{OM}; \quad (1.21)$$

- відносна зміна вартості ексергії «продукту» та ексергії «палива»

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}}; \quad (1.22)$$

- ексергоекономічний фактор

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + c_{F,k} \dot{E}_{D,k}}. \quad (1.23)$$

Аналогічно як і для поглибленого ексергетичного аналізу фахівцями інституту енергетики Берлінського технічного університету розроблена методологія поглибленого ексергоекономічного аналізу [94, 95, 143, 144].

При цьому введені наступні додаткові параметри:

- частина сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт, яку усунути неможливо і яка визначається на основі розгляду самої неефективної версії k -го елемента системи \dot{Z}_k^{UN} ;

– частина сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт, яку усунути можна

$$\dot{Z}_k^{AV} = \dot{Z}_k - \dot{Z}_k^{UN}; \quad (1.24)$$

– внутрішньо залежна частина сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт \dot{Z}_k^{EN} , яка аналогічно як і така ж частина деструкції визначається при умові мінімально можливій або відсутності деструкції в інших елементах системи і дійсних умовах роботи даного, k-го компонента системи;

– зовнішньо залежна частина сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт, яка залежить від взаємозв'язку між елементами системи та структури енегоперетворювальної системи

$$\dot{Z}_k^{EX} = \dot{Z}_k - \dot{Z}_k^{EN}; \quad (1.25)$$

– частина сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт, яка є внутрішньо залежною і яку не можна усунути $\dot{Z}_k^{EN,UN}$;

– частина сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт, яка є зовнішньо залежною і яка не може бути усунути $\dot{Z}_k^{EX,UN}$;

– частина сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт, яка є внутрішньо залежною і яку можна уникнути $\dot{Z}_k^{EN,AV}$;

– частина сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт, яка є зовнішньо залежною і яка можна бути усунута $\dot{Z}_k^{EX,AV}$;

– для кращого розуміння взаємного впливу компонентів системи, зовнішньо залежну частину сумарних капітальних затрат, витрат на обслуговування та ремонт к-го компонента можна розділити за формулою

$$\dot{Z}_k^{EX} = \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{Z}_k^{EX,r} + \dot{Z}_k^{mexo}, \quad (1.26)$$

де $\dot{Z}_k^{EX,r}$ - частина зовнішньо залежної сумарної вартості к-го компоненту, яка спричинена r-м компонентом;

\dot{Z}_k^{mexo} - частина зовнішньо залежної сумарної вартості к-го компоненту, яка спричинена одночасною дією всіх компонентів системи одночасно;

– сумарні затрати у к-й компонент, які можна усунути

$$\dot{Z}_k^{AV,\Sigma} = \dot{Z}_k^{AV,EN} + \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{Z}_r^{AV,EX,k}, \quad (1.27)$$

- вартість, пов'язану з деструкцією ексергії, розділяється на такі складові

$$\dot{C}_{D,k} = \dot{C}_{D,k}^{AV} + \dot{C}_{D,k}^{UN} = \dot{C}_{D,k}^{EN} + \dot{C}_{D,k}^{EX} = \dot{C}_{D,k}^{AV,EN} + \dot{C}_{D,k}^{AV,EX} + \dot{C}_{D,k}^{UN,EN} + \dot{C}_{D,k}^{UN,EX}, \quad (1.28)$$

де найбільший інтерес з практичної сторони мають ті складові вартості деструкції ексергії, які можна зменшити

$$\dot{C}_{D,k}^{AV} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{AV}; \quad (1.29)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{AV,EN} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{AV,EN}; \quad (1.30)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{AV,EX} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{AV,EX}; \quad (1.31)$$

$$\dot{C}_{D,k}^{AV,\Sigma} = \dot{C}_{D,k}^{AV,EN} + \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} c_{F,k} \dot{E}_{D,r}^{AV,EX,k}, \quad (1.32)$$

- ексергоекономічний фактор, який враховує ту частину сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт та вартості деструкції ексгергії k-го компоненту, які можна усунути

$$f_k^{AV} = \frac{\dot{Z}_k^{AV}}{\dot{Z}_k^{AV} + \dot{C}_{D,k}^{AV}}; \quad (1.33)$$

$$f_k^{AV,EN} = \frac{\dot{Z}_k^{AV,EN}}{\dot{Z}_k^{AV,EN} + \dot{C}_{D,k}^{AV,EN}}. \quad (1.34)$$

В роботі пропонується удосконалення методів ексергоекономічного аналізу СТ населених пунктів шляхом врахування мінливості режимів роботи таких систем через вплив погодно-кліматичного фактору.

Система теплозабезпечення як будь яка енергетична система чинить відповідний екологічний тиск на навколишнє середовище. Для оцінювання міри цього впливу розроблено цілий ряд методів [22, 145, 146, 147] (див. табл. 1.3).

Таблиця. 1.3

Методи оцінювання впливу енергетичних систем на навколишнє середовище
[22, 145, 146, 147]

Назва методу	Опис
Оцінювання життєвого циклу (ОЖЦ)	ОЖЦ є аналітичний інструмент, який використовується для оцінювання навантаження на навколишнє середовище «продукту» на різних етапах життєвого циклу. Іншими словами, ОЖЦ розглядає такі продукти «від колиски до захоронення» (“from cradle to grave”). Термін «продукт» використовується в даному контексті як товар або послуга. ОЖЦ може бути використаний для оцінювання екологічного впливу як окремих елементів СТ так і в цілому при проектуванні, створенні, використанні та утилізації.

продовження табл. 1.3

Оцінювання впливу на довкілля	Визначення масштабів і рівнів впливів проектованої діяльності на навколишнє середовище, заходів щодо запобігання або зменшення цих впливів, прийнятності проектних рішень з екологічного погляду. Поняття «навколишнє середовище» визначається тут як сукупність природних, техногенних і соціальних умов існування людського суспільства [147].
Екологічний слід	Розраховується як для окремої людини так і для групи людей і представляється площею біологічно продуктивної поверхні суходолу та води, необхідної як для постачання природних ресурсів, що споживаються людиною чи групою людей, так і для поглинання відходів, пов'язаних з цим споживанням
Індекс сталості процесу	Є мірою сталості процесу при виробництві товару. Одиниця виміру – м ² земної поверхні. Розраховується як загальна площа земної поверхні, необхідної для отримання сировини, енергоресурсів (в еквіваленті сонячної радіації), забезпечення інфраструктури, виробничих потужностей та утилізації відходів
Аналіз матеріальних потоків	Метод обліку матеріальних потоків, який дозволяє визначити рух елементів через границі системи. Може бути використаний для порівняння екологічно стійких альтернатив.
Ризик-оцінювання	Оцінює ймовірність потенціального впливу та міру невизначеності можливості впливу та ймовірності. Як тільки є інформація про рівень такого ризику розглядається рішення щодо прийняття такого ризику

Ексергетичний аналіз	Перетворення чи передача енергії у процесах здійснюється за рахунок втрати якості енергії. Ряд авторів вважає, що оцінювання споживання фізичних ресурсів за допомогою ексергетичного підходу дозволяє суттєво удосконалити якість інформації для оцінювання життєвого циклу.
----------------------	---

Ексергія також може вважатися термодинамічним індикатором негативного впливу технологічних процесів на навколишнє середовище [91, 26, 148].

В роботах [26, 148] запропоновано ряд критеріїв та методів з оцінювання цих критеріїв, що враховують екологічність ефективності систем перетворення та передачі енергії на основі ексергетичного підходу.

В якості показника екологічності Шаргут запропонував наростаюче споживання ексергії [148] (cumulative exergy consumption). На основі цього підходу ним був розроблений метод, який на основі «екологічної вартості» (ecological cost) дозволяє виконати екологічний аналіз та оптимізацію енергосистем [149, 150, 151]. Ексергоекологічний аналіз [152] (exergoecological analysis) та розширений ексергетичний облік [153] (extended exergy accounting) також базуються на розрахунку наростаючого споживання ексергії і дозволяють розрахувати спричинені споживанням ексергії викиди забруднень. Ще одним прикладом поєднання ексергетичного та екологічного аналізу є *environomic method* [154, 155]. Останній є окремим випадком ексергоекономічного аналізу, у якому враховувались екологічні аспекти на основі грошових витрат, спричинених викидами у навколишнє середовище. З метою підвищення екологічної ефективності теплоенергетичної системи на кожній стадії створення, експлуатації та утилізації елементів систем в роботі [26], на основі оцінювання життєвого циклу системи (life cycle assessment) запропонований так званий ексергоприродничий аналіз (exergoenvironmental analysis). Ексергоприродничий аналіз дозволяє визначити місцезнаходження,

значення, причини впливу на навколишнє середовище термодинамічної неефективності енергетичної системи [26, 156]. Ексергоприродничий аналіз, виконаний на рівні окремого елемента, дозволяє визначити: відносний вплив кожного елемента на довкілля, можливості зниження негативного впливу системи на довкілля. Даний підхід розроблений по аналогії із ексергоекономічним аналізом (див. вище) і складається із трьох частини (рис. 1.4). Спочатку виконується ексергетичний аналіз системи з визначенням ексергетичних показників. Потім здійснюється оцінювання життєвого циклу елементів системи та вхідних потоків у систему. В кінці, на основі показників з оцінювання життєвого циклу, для кожного потоку ексергії визначається міра його впливу на довкілля – розраховуються ексергоприродничі показники. Аналіз цих показників дозволяє визначити ті елементи системи, які характеризуються найвищим рівнем впливу на довкілля.

ОЦЖ широко застосовується при аналізі впливу на довкілля процесів передачі та перетворення енергії починаючи від споживання первинних ресурсів до будівництва, експлуатації та утилізації компонентів системи. Проте, методологія ОЖЦ передбачає оцінку впливу на довкілля, віднесену до кінцевого продукту процесу, наприклад, до кількості електричної енергії, що виробляється електростанцією [26]. Саме через відсутність термодинамічного аналізу ОЖЦ не здатна проаналізувати окремо елементи системи з точки зору їх впливу на довкілля. Ця проблема не була вирішена також в роботах, які базуються на ексергетичному аналізі продукту або процесу за весь життєвий цикл: ексергетичний аналіз життєвого циклу [91] (*exergetic life cycle analysis*), ексергетична оцінка життєвого циклу (*life cycle exergy analysis*) [157], розширена екологічна оцінка життєвого циклу із застосуванням ексергетичних показників [158, 159, 160].

Аналогічно як і для ексергоекономічного методу модель ексергоприродничого аналізу енергоперетворювальної системи складається із балансових рівнянь впливу на довкілля та додаткових рівнянь впливу на довкілля [26]. Баланс впливу k -го елемента на довкілля показує, що вплив на

довкілля, пов'язаний з усім процесом транспорту ексергії, дорівнює сумі впливу на довкілля всіх входів ексергії плюс вплив на довкілля при виготовленні \dot{Y}_k^{CO} , експлуатації \dot{Y}_k^{OM} та утилізації \dot{Y}_k^{DI} елемента. Сума трьох останніх величин позначається як \dot{Y}_k .



Рис. 1.4. Структура ексергоприродничого аналізу [26]

Відповідно для k -го компоненту системи балансове рівняння впливу на довкілля буде мати вигляд [26]

$$\dot{B}_{P,k} = \dot{B}_{F,k} + \dot{Y}_k; \quad (1.35)$$

або

$$b_{P,k} \dot{E}_{P,k} = b_{F,k} \dot{E}_{F,k} + \dot{Y}_k; \quad (1.36)$$

де $\dot{B}_{P,k}$ та $\dot{B}_{F,k}$ - відповідно вплив на довкілля ексергії «продукту» та «палива»;

\dot{Y}_k - сумарний вплив k -го компоненту на довкілля на стадіях виробництва, експлуатації та утилізації;

$b_{P,k}$ та $b_{F,k}$ - відповідно питомий вплив на довкілля ексергії «палива» та «продукту»;

$\dot{E}_{P,k}$ та $\dot{E}_{F,k}$ - відповідно ексергія потоку «палива» та «продукту» k -го компонента.

Критеріями ексергоприродничого аналізу k -го компонента системи виступають [26]:

- питомий вплив на довкілля ексергії «палива»

$$b_{F,k} = \frac{\dot{B}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}}; \quad (1.37)$$

- питомий вплив на довкілля ексергії «продукту»

$$b_{P,k} = \frac{\dot{B}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}}; \quad (1.38)$$

- вплив на довкілля через деструкцію ексергії

$$\dot{B}_{D,k} = b_{F,k} \dot{E}_{D,k}; \quad (1.39)$$

- сумарний вплив k -го компонента на довкілля на стадіях виробництва, експлуатації та утилізації

$$\dot{Y}_k = \dot{Y}_k^{CO} + \dot{Y}_k^{OM} + \dot{Y}_k^{DI}; \quad (1.40)$$

- відносна зміна впливу на довкілля

$$r_{b,k} = \frac{b_{P,k} - b_{F,k}}{b_{F,k}}; \quad (1.41)$$

- ексергоприродничий фактор

$$f_{b,k} = \frac{\dot{Y}_k}{\dot{Y}_k + b_{F,k} \dot{E}_{D,k}}. \quad (1.42)$$

Аналогічно як і для поглибленого ексергетичного та ексергоекономічного аналізу фахівцями інституту енергетики Берлінського технічного університету розроблена методологія поглибленого ексергоприродничого аналізу [144]. При цьому введені наступні додаткові параметри:

- частина сумарного впливу на довкілля k -го компонента системи, які усунути неможливо \dot{Y}_k^{UN} ;
- частина сумарного впливу на довкілля, яку усунути можна

$$\dot{Y}_k^{AV} = \dot{Y}_k - \dot{Y}_k^{UN}; \quad (1.43)$$

- внутрішньо залежна частина сумарного впливу на довкілля k-го компонента системи \dot{Y}_k^{EN} ;

- зовнішньо залежна частина сумарного впливу на довкілля k-го компонента системи

$$\dot{Y}_k^{EX} = \dot{Y}_k - \dot{Y}_k^{EN}; \quad (1.44)$$

- частина сумарного впливу на довкілля k-го компонента системи, яка є внутрішньо залежною і яку не можна усунути $\dot{Y}_k^{EN,UN}$;

- частина сумарного впливу на довкілля k-го компонента системи, яка є зовнішньо залежною і яка не може бути усунута $\dot{Y}_k^{EX,UN}$;

- частина сумарного впливу на довкілля k-го компонента системи, яка є внутрішньо залежною і яку можна усунути $\dot{Y}_k^{EN,AV}$;

- частина сумарного впливу на довкілля k-го компонента системи, яка є зовнішньо залежною і яка може бути усунута $\dot{Y}_k^{EX,AV}$;

- для кращого розуміння взаємного впливу компонентів системи, зовнішньо залежну частину сумарного впливу на довкілля k-го компонента можна розділити за формулою

$$\dot{Y}_k^{EX} = \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{Y}_k^{EX,r} + \dot{Y}_k^{mexo}, \quad (1.45)$$

- де $\dot{Y}_k^{EX,r}$ - частина зовнішньо залежного сумарного впливу на довкілля k-го компоненту, який спричинений r-м компонентом;

- \dot{Y}_k^{mexo} - частина зовнішньо залежного сумарного впливу на довкілля k-го компоненту, який спричинений одночасною дією всіх компонентів системи;

- сумарний вплив на довкілля k-го компоненту, який можна уникнути

$$\dot{Z}_k^{AV,\Sigma} = \dot{Z}_k^{AV,EN} + \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{Z}_r^{AV,EX,k}, \quad (1.46)$$

- вплив на довкілля, що пов'язаний з деструкцією ексергії, розділяється на такі складові

$$\dot{B}_{D,k} = \dot{B}_{D,k}^{AV} + \dot{B}_{D,k}^{UN} = \dot{B}_{D,k}^{EN} + \dot{B}_{D,k}^{EX} = \dot{B}_{D,k}^{AV,EN} + \dot{B}_{D,k}^{AV,EX} + \dot{B}_{D,k}^{UN,EN} + \dot{B}_{D,k}^{UN,EX}, \quad (1.47)$$

- де найбільший інтерес з практичної сторони мають ті складові впливу на довкілля через деструкцію ексергії, які можна зменшити

$$\dot{B}_{D,k}^{AV} = b_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{AV}; \quad (1.48)$$

$$\dot{B}_{D,k}^{AV,EN} = b_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{AV,EN}; \quad (1.49)$$

$$\dot{B}_{D,k}^{AV,EX} = b_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{AV,EX}; \quad (1.50)$$

$$\dot{B}_{D,k}^{AV,\Sigma} = \dot{B}_{D,k}^{AV,EN} + \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} b_{F,k} \dot{B}_{D,r}^{AV,EX,k}, \quad (1.51)$$

- ексергоприродничий фактор, який враховує ту частину сумарного впливу на довкілля при виготовленні, експлуатації та утилізації k-го компонента, а також впливу на довкілля через деструкцію ексергії у k-му компоненті, яку можна уникнути

$$f_{b,k}^{AV} = \frac{\dot{Y}_k^{AV}}{\dot{Y}_k^{AV} + \dot{B}_{D,k}^{AV}}; \quad (1.52)$$

$$f_{b,k}^{AV,EN} = \frac{\dot{Y}_k^{AV,EN}}{\dot{Y}_k^{AV,EN} + \dot{B}_{D,k}^{AV,EN}}. \quad (1.53)$$

Отже, комплексний ексергетичний, економічний та екологічний (на основі оцінювання життєвого циклу) аналіз пропонується реалізувати на основі алгебраїчного підходу із використанням методу питомої ексергетичної вартості та негативного впливу на довкілля (SPECО-метод). Це обґрунтовано тим, що алгебраїчні методи (або методи ексергоекономічного та ексергоприродничого обліку) не мають обмежень застосування щодо типу і складності системи.

1.4. Особливості застосування методів ексергетичного аналізу СТ будівель

На відміну від електрогенеруючих установок та систем промислової теплоенергетики, де методи ексергетичного аналізу в достатній мірі уже апробовані, значна частина елементів СТ характеризується параметрами, які близькі за своїми значеннями до параметрів навколишнього середовища (температури, відносна вологість, тиск), відносно яких визначаються ексергетичні показники. Це обумовлює чутливість останніх до зміни параметрів зовнішнього повітря.

На рис. 1.5 наведені похибки з визначення ексергії енергетичного потоку у формі теплоти з температурою $T=333\text{ K}=60\text{ }^\circ\text{C}$ при врахуванні ($T_0=\text{var}$) та неврахуванні ($T_0=\text{const}$) зміни температури навколишнього середовища, відносно якої визначається ексергія

$$\sigma = \frac{Q \left[1 - \left(\frac{T_{0,\text{const}}}{T} \right) \right] - Q \left[1 - \frac{T_{0,\text{var}}}{T} \right]}{Q \left[1 - \frac{T_{0,\text{var}}}{T} \right]} = \frac{T_{0,\text{var}} - T_{0,\text{const}}}{T - T_{0,\text{var}}}. \quad (1.54)$$

Отже, із даних на рис. 1.5 можна побачити, що для енергетичного потоку у формі теплоти з температурою $T=333\text{ K}=60\text{ }^\circ\text{C}$, при зміні температури навколишнього середовища $T_{0,\text{var}}$ від $-20\text{ }^\circ\text{C}$ до $20\text{ }^\circ\text{C}$, дійсне значення ексергії може змінюватися від розрахованого при постійному значенні температури навколишнього середовища ($T_{0,\text{const}}=-8\text{ }^\circ\text{C}$, $T_{0,\text{const}}=0\text{ }^\circ\text{C}$ або $T_{0,\text{const}}=12\text{ }^\circ\text{C}$) в межах $-40\text{...}70\%$.

Загалом, в існуючих роботах [69, 77 та інші], ексергетичний аналіз систем створення теплового комфорту у будівлях здійснюються при умові незмінних значень параметрів навколишнього середовища. Тільки в деяких із них досліджуються ексергетичні характеристики при змінних параметрах довкілля.

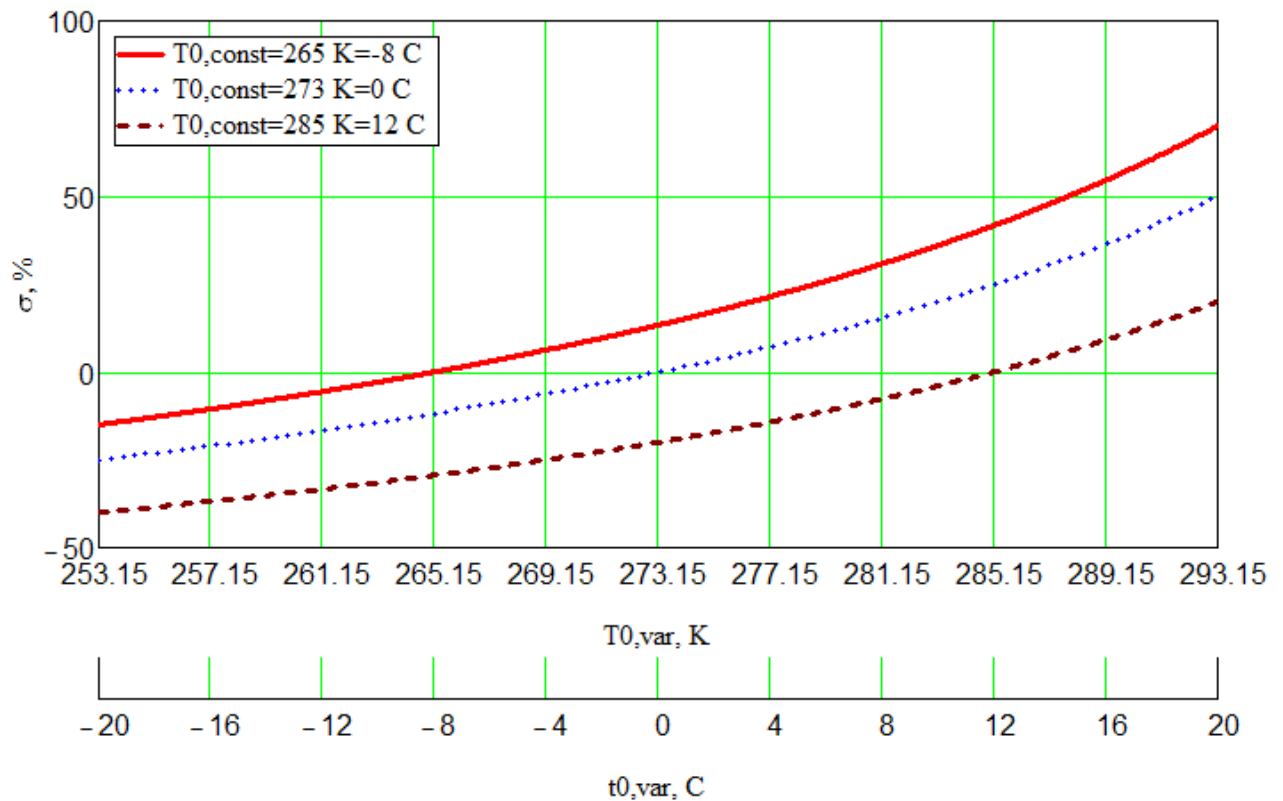


Рис. 1.5. Похибки з визначення ексергії енергетичного потоку у формі теплоти з температурою $T=333$ K= 60 °C при врахуванні та неврахуванні зміни температури навколишнього середовища T_0 , відносно якої визначається ексергія

Зокрема в роботі [161] аналізується централізована система тепlopостачання в м. Кассель (Німеччина). Показано, що зниження температури подавальної води теплової мережі від 95 до 58 °C підвищує ексергетичну ефективність системи від 32 до 39 %. Зменшення температури зворотної води від 41 до 38 °C забезпечує зростання ексергетичної ефективності системи на $3,7$ %. При цьому, для попередньої оцінки системи, автори [161] спочатку використали стаціонарний підхід, при якому використані середні значення потреб ексергії для опалення та гарячого водopостачання будинків для середньої за опалювальний період температури зовнішнього повітря $4,8$ °C. Після цього було прийняте рішення застосувати динамічний підхід до ексергетичного аналізу системи з кроком 3 хв. На основі розрахованої динаміки зміни впродовж року потреб та споживання ексергії на опалення та гаряче

водопостачання визначалися річні значення ексергетичної ефективності системи як відношення інтегральних сум потреб ексергії до споживання ексергії.

В роботі [162] реалізований ексергетичний аналіз системи тепло- та холодопостачання будинку Нінбо, що розміщений на сході Китаю. При цьому, для оцінювання сумарного споживання ексергії на різних ділянках системи за опалювальний, охолоджувальний сезони та за рік загалом, автори використали погодинні значення температури та вологості зовнішнього повітря типового метеорологічного року для врахування динаміки зміни параметрів зовнішнього середовища. На основі отриманих результатів з оцінки запропонованих рішень з метою зниження споживання ексергії первинного палива при тепло- та холодопостачанні досліджуваного будинку автори роблять висновок про необхідність врахування мінливості параметрів зовнішнього середовища, по відношенню до яких розраховуються ексергетичні характеристики.

Варто зауважити, що при реалізації методів ексергетичного аналізу систем тепло- та холодозабезпечення будинків, крім врахування динаміки зміни параметрів зовнішнього середовища в межах окремого періоду (місяць, опалювальний сезон, рік тощо) необхідно брати до уваги зміну цих параметрів і у багаторічному перерізі. Адже, як правило, аналіз системи здійснюється на основі сезонних показників через циклічність роботи.

Відносно незначна кількість робіт присвячена застосуванню методів ексергоекономічного оцінювання СТ. Опубліковані праці пропонують результати такого аналізу на основі стаціонарного підходу.

Зокрема, в роботі [163] реалізований ексергетичний та ексергоекономічний аналіз в умовах Японії систем теплозабезпечення будинків двох типів: традиційної (індивідуальної) та централізованої. Централізована система, крім природного газу, використовує також геотермальну та скидну енергію. Показано, що централізована СТ характеризується ексергетичною ефективністю 4,2 %, а традиційна (на основі індивідуальних джерел) – 5,4 %. Але, з іншої сторони, за рахунок синергетичного ефекту централізована

система забезпечує нижчу питому вартість ексергії «продукту» для опалення та гарячого водопостачання (відповідно 508 \$/ГДж та 372 \$/ГДж) у порівнянні із традиційною (відповідно 686 \$/ГДж та 726 \$/ГДж). В роботі [163] показано, що централізована СТ характеризується значним потенціалом із підвищення ефективності використання первинного енергоносія за рахунок зниження температур подавальної та зворотної мережі, а також шляхом впровадження когенераційних установок. Разом з тим, автори [163] у своїй моделі використали параметри системи тільки одного режиму роботи. Теплове навантаження системи для потреб опалення одного будинку було прийнято рівним 1043 Вт, а для потреб гарячого водопостачання – 572 Вт. Для розрахунку ексергетичних показників використовувалась середня за опалювальний період температура зовнішнього повітря 3,3 °С. Результати досліджень роботи [163] можна використати для попереднього аналізу. Для більш точного оцінювання енергетичної та економічної ефективності СТ необхідно врахувати мінливість її режимів роботи та характеристик (особливо ексергетичних) через вплив погодно-кліматичного фактору.

В роботі [164] запропонований ексергетичний та ексергоекономічний аналіз системи тепlopостачання населеного пункту із використанням чотирьох типів джерел: когенераційної паротурбінної установки на біомасі, когенераційної газотурбінної установки на природному газі, когенераційної газотурбінної установки з газифікацією біомаси та когенераційної парогазової установки з газифікацією біомаси. Система була запроектована для міста Еббу Вейл (Великобританія). Встановлена теплова потужність рівна 11 МВт, а електрична – 3,5 МВт. Ексергетичні та ексергоекономічні характеристики системи розраховувалися при температурі зовнішнього повітря 15 °С. Результати аналізу показали, що газифікація біомаси знижує загальну ефективність системи через деструкцію ексергії у термо-хімічних процесах. Когенераційна газотурбінна установка на природному газі, когенераційна парогазова установка з газифікацією біомаси мають вищі ексергетичні ККД та нижчі ексергетичні вартості згенерованої електрики та тепла. Вартість

електрики, виробленої на когенераційній паротурбінній установці на біомасі, виявилася найвищою. Разом з тим, автори роботи [164] відмічають, що результати були отримані для стаціонарного режиму роботи і їх можна використати для попереднього аналізу. Тому, для врахування мінливості параметрів зовнішнього середовища, по відношенню до яких визначалися ексергетичні характеристики, а також мінливості режимів роботи систем автори [164] вказують про доцільність реалізації динамічного підходу.

Отже, на відміну від промислових енергосистем, СТ працюють у змінних режимах, обумовлених головним чином погодно-кліматичними умовами. Тому, в роботі запропоновано подальший розвиток методів оцінювання й аналізу СТ населених пунктів на основі ексергетичного підходу з урахуванням взаємозв'язку та взаємозалежності між складовими цих систем (погодно-кліматичні фактори, будівлі, системами транспортування і розподілу теплової енергії, джерела, трансформатори, акумулятори теплоти), що дасть можливість подальшого розвитку методології математичного моделювання таких систем.

Існуючі сучасні тенденції техніко-технологічних рішень у сфері теплозабезпечення населених пунктів демонструють, крім суттєвого зниження споживання зовнішніх енергоносіїв, перехід на низькотемпературні (низькоексергетичні) системи [165, 166, 167]. А це потребує розробки відповідної теоретичної бази математичного моделювання, яка в своїй основі поєднує Перший та Другий закон термодинаміки з методами економічної та екологічної оцінки.

1.5. Передумови використання сучасних інформаційних технологій при реалізації методів термодинамічного аналізу теплоенергетичних систем

З 1950-х років цифрова обчислювальна техніка починає відігравати важливу роль в наукових дослідженнях. З початку використання FORTRAN та створення в ньому різних бібліотек спостерігається експоненціальне зростання програмного забезпечення. 50-ті роки минулого століття є початком ери

комп'ютерної інженерії. Одним із важливих етапів розвитку прикладної математики є числові (наближені) методи розв'язку диференціальних рівнянь з частковими похідними [168].

Наявне програмне забезпечення, яке використовується для розв'язування задач енергетики можна розділити на три групи: математичні пакети для розв'язку загальних задач; бібліотеки для розв'язання інженерних та наукових задач; пакети для розв'язання задач методом скінченних елементів [168].

1. Комп'ютерні пакети для розв'язку загальних задач є найбільш поширеними при вирішенні математичних задач інженерії. Вони характеризуються вищим рівнем програмування, обладнані високоякісними графічними інструментами (потужними та гнучкими інструментами створення двовимірної та тривимірної графіки), потужними додатками математичних функцій і можуть розв'язувати задачі чиселовими методами. Більшість із них обладнані операторами символічних (аналітичних) перетворень при розв'язанні математичних задач (включаючи диференціювання, інтегрування, розкладання в степеневі ряди тощо). На відміну від інженерних пакетів типу CAD ці комп'ютерні програми створені для випадків, що передбачають можливість самостійного створення та реалізації алгоритм розрахунку. Вони добре підходять при розв'язанні нестандартних або по-новому поставлених задач. Дані програмні пакети розширюються і поновлюються. Сюди, зокрема відносяться: Macsyma, Maple, Mathematica, SMath, Matlab, Axiom, Derive, GANITH, Magma, Mathcad, Milo, MuPAD, Pari, Schur, SymbMath, HiQ, тощо [168].

2. Бібліотеки для розв'язання інженерних та наукових задач створені за допомогою мови FORTRAN або C. В багатьох випадках цей клас програм функціонує за принципом «чорний» ящик».

3. Третя група пакетів призначена для реалізації методу скінченних елементів при вирішенні дво- або тривимірних задач. Як правило, дані програми базуються на використанні технології CAD (computer-aided design), де можна в інтерактивному режимі запроектувати об'єкт дослідження та

реалізувати його візуалізацію. Після розбиття запроєктованого об'єкту на окремі елементи відповідної форми та кількості, пакети цієї групи реалізують метод скінченних елементів із заданою точністю. Це пакети досить високого високого рівня. В багатьох випадках користувач може описати задачу фізичними термінами без формалізації процесу математичними виразами. В цю групу комп'ютерних програм відносять ABAQUS, ADINA, ANSYS, BEASY, MARC, MSC/NASTRAN, NISA II, TACO3D, TAU, тощо.

Однією з основних перешкодою широкого впровадження методів ексергетичного аналізу на практиці є необхідність виконання досить складних та нестандартних математичних розрахунків, що, як правило, не використовуються в інженерній діяльності, вимагають додатковий час та зусилля і не завжди можна реалізувати за допомогою існуючих програмних продуктів [95]. Але, як показано вище, ексергетичний підхід дозволяє повному переглянути принципи створення енергетичних об'єктів загалом та СТ зокрема, а також суттєво, у порівнянні із існуючими методами, спрощує і полегшує обґрунтування параметрів системи у відповідності до прийнятих критеріїв. Тому, для залучення в інженерну практику проектування та експлуатації таких систем необхідно створити відповідний інструмент, який би забезпечив практичну реалізацію розрахункових моделей на основі нової методології, був легкодоступним та зручним.

Розвиток інформаційних технологій та засобів обчислювальної техніки відкрило нові можливості для вирішення проблем удосконалення процесів, створення найбільш ефективних конструкцій, виявлення найкращих режимів експлуатації енергосистем. При цьому велике значення має створення організаційного, інформаційного та програмного забезпечення комп'ютерних систем підтримки прийняття рішень. Більшість комп'ютерних програм, що з'явився в останній період часу, є комерційними. Зусилля, які направлені удосконалення таких продуктів для моделювання різних процесів енергетики, базуються на Першому законі термодинаміки та методах класичної економіки (наприклад, AspenPlus, Pro/II, EES, Thermoflow, Gate Cycle, Epsilon

Professional, тощо) [169]. Методи ексергетичного аналізу рідко або взагалі не використовуються [170]. Більшість цього програмного забезпечення працює як «чорний ящик». Тобто вони не надають можливості маніпуляції аналітичними залежностями або здійснювати покроковий аналіз та зміну алгоритму реалізації програми. Частина таких ресурсів мають досить вузький спектр застосування.

З метою реалізації нестандартних задач дослідники змушені вдаватися до поєднання та комбінування декількох програм. Наприклад, одна програма (REFPROP, FLUIDS, CHEMCAD, Thermo-Calc тощо) визначає теплофізичні властивості робочих тіл, інша програма (AspenPlus, Pro/II, EES, Thermoflow, Gate Cycle, Epsilon Professional тощо) моделює енергетичну установку на основі методології закону збереження та перетворення енергії (енергетичний або ентальпійний підхід), а ще інша (MathCAD, Maple, Matlab, Mathematica тощо) використовується для ексергетичного аналізу. Так зроблено, зокрема в роботі [170]. Для реалізації ексергоекномічного аналізу автор [170] експортував із існуючих програмних пакетів (Gatex, Epsilon Professional, Aspen Plus, EES, Excel) результати моделювання у власноруч розроблену програму при допомозі C++.

Варто зауважити, що не у всіх випадках таке безпосереднє інтегрування різних пакетів можна легко реалізувати. Потрібно застосовувати попередню обробку (preprocessing). Більше того, в багатьох випадках такі програмні продукти є комерційними, тобто потребують затрат коштів на отримання ліцензії і є доступними для обмеженого кола дослідників.

Нова парадигма в сфері інформаційних технологій – «хмарні» розрахунки – ефективне рішення для забезпечення гнучкої, за потребою та динамічної інфраструктури для різних сфер прийняття рішень (рис. 1.6). «Хмарні» розрахунки представляють собою потужний технологічний тренд і багато експертів вважають, що це суттєво змінить інформаційні технології. До переваг такої технології можна віднести: економія коштів, доступність, динамічність, гнучкість, тощо [171]. Інститут стандартів США дає наступне визначення цієї нової концепції – «хмарні» обчислення є моделлю із забезпечення повсюдного,

зручного, за потребою доступу до мережі загального пулу обчислювальних ресурсів, здатних до налаштування (наприклад, мережі, сервера, системи зберігання, використання та послуги), що можуть бути швидко запропоновані та викладені з мінімальними зусиллями організації процесу або взаємодії з постачальником послуг [172].

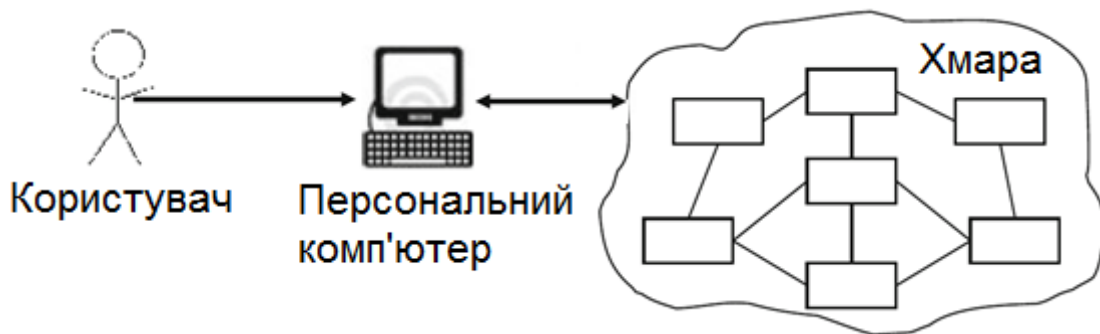


Рис. 1.6. Принцип «хмарних» розрахунків [171]

Отже, в роботі пропонується подальший розвиток відкритого, інтерактивного середовища, яке базується на залученні мережі Інтернет для широкого впровадження на практиці методології термодинамічного аналізу теплоенергетичних систем. Дане середовище повинно підтримувати збирання, зберігання, оброблення даних із використанням сучасних математичних методів розрахунків і оптимізації. Крім цього, таке середовище повинно забезпечити доступ до даних з теплофізичних властивостей робочих тіл та їх зручну інтеграцію із існуючими програмними продуктами, інтерактивні та/або відкриті алгоритми й інструменти для реалізації ексергетичного аналізу, швидкий, універсальний та зручний доступ до реалізації розрахунків із існуючих засобів Інтернет зв'язку.

1.6. Висновки до розділу 1

Аналіз літературних джерел за темою дослідження показав, що:

1. Існуюча методологія математичного моделювання об'єктів теплоенергетики, що базується на застосуванні рівнянь енергетичних балансів у відповідності до Першого закону термодинаміки, не забезпечує адекватне оцінювання різних за своєю природою необоротностей при передачі та перетворенні енергії. А це, у свою чергу, унеможлиблює роздільне оцінювання та порівняння цих необоротностей з метою виявлення найбільш важливих.

2. Нявна методологія обґрунтування параметрів або структури теплоенергетичної системи, що передбачає багаторазову реалізацію таких послідовних кроків розрахунку як термодинаміка, тепломасообмін, гідрогазодинаміка, економіка та екологія, не в змозі оцінити та поєднати економічні, екологічні та термодинамічні положення з самого початку аналізу, з'ясувати не тільки зовнішні, але і внутрішні, обумовлені термодинамічною недосконалістю елементів системи, фактори впливу на економічні та екологічні характеристики.

3. Ексергетичний підхід є новим витком в теорії математичного моделювання об'єктів та систем теплоенергетики, зокрема тепло- та холодозабезпечення будівель. На відміну від енергетичного аналізу, який найчастіше використовується у науковій та інженерній практиці, поєднання ексергетичного, економічного та екологічного методів оцінювання дозволяє визначити місце, значення, джерела, вартість та негативний вплив на довкілля термодинамічних втрат при передачі та перетворенні енергії.

4. На відміну від електрогенеруючих установок та систем промислової теплоенергетики, де методи прикладної термодинаміки апробовано найбільшою мірою, значна частина елементів СТ будівель характеризується параметрами, близькими за своїми значеннями до параметрів оточуючого середовища (температура, відносна вологість, тиск), відносно яких визначаються ексергетичні показники. Це обумовлює чутливість цих показників до змінювання параметрів зовнішнього повітря. Загалом, у наявних роботах, ексергетичний аналіз систем створення теплового комфорту в будівлях здійснюють за умови незмінних, розрахункових значень параметрів

навколишнього середовища. У деяких враховують динаміку змінювання цих параметрів у межах одного року, хоча параметри зовнішнього середовища змінюються як у середині року, так і в багаторічному перерізі.

5. На основі огляду сучасних методів прикладної термодинаміки обґрунтовано доцільність використання в аналізі систем теплозабезпечення будівель понять ексергія «палива», ексергія «продукту», «деструкція ексергії». Комплексний ексергетичний, економічний та екологічний (на основі оцінювання життєвого циклу) аналіз запропоновано реалізувати на основі алгебраїчного підходу із використанням методу питомої ексергетичної вартості та негативного впливу на довкілля (SPECО-метод). Це обґрунтовано тим, що алгебраїчні методи (або методи ексергоекономічного та ексергоприродничого обліку) не мають обмежень застосування щодо типу і складності системи, і їх можна ефективно застосовувати на стадії створення й оптимізації нової або модернізації існуючої системи.

6. Перспективний напрям розвитку енергетики пов'язаний із газотурбінними та парогазовими енергетичними установками. Шляхи підвищення ефективності таких установок до кінця ще не досліджено і становлять складну багатопараметричну проблему, яку в багатьох випадках можна вирішити за допомогою моделювання. Зокрема термодинамічна оптимізація параметрів та структури таких об'єктів, яку можна реалізувати лише за допомогою відповідних математичних та комп'ютерних моделей, має важливе, а то і вирішальне значення в реалізації наступних етапів з обґрунтування проектних рішень щодо цих об'єктів.

7. Однією з основних перешкод широкого впровадження на практиці сучасних методів реалізації математичних моделей об'єктів теплоенергетики на основі термодинамічних підходів є необхідність залучення бази даних із теплофізичних властивостей робочих тіл та застосування досить нестандартної теорії моделювання, що переважно не використовують в інженерній діяльності, оскільки це вимагає додатковий час та зусилля і не завжди можна реалізувати за допомогою наявних програмних продуктів. З огляду на це в роботі

поставлено задачу подальшого розвитку методів організації процесів моделювання, які б забезпечили практичне впровадження розрахункових моделей на основі термодинамічних підходів, були легкодоступними, зручними та спиралися на сучасні інформаційні технології та Інтернет.

8. Матеріали, що подані в розділі, опубліковано в [28, 29].

РОЗДІЛ 2

МЕТОДОЛОГІЧНІ ПІДХОДИ ДО ЕНЕРГЕТИЧНОГО ТА ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ БУДІВЛІ ЯК КЛЮЧОВОГО ЕЛЕМЕНТА СИСТЕМИ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

2.1. Комплексний вплив метеофакторів на енергетичний баланс будівлі

Зазвичай погодно-кліматичні умови не є сприятливими для людського організму. В результаті було створено відповідні огорожувальні конструкції та інші інженерні системи, які захищають від несприятливих умов та забезпечують створення теплового комфорту всередині приміщення. При цьому будинок є основним елементом цієї системи. Саме через будинок, як через своєрідний фільтр [173], здійснюється вплив погодно-кліматичного чинника та СТ на мікроклімат всередині приміщення (рис. 2.1).

Для забезпечення сприятливих умов всередині будинків споживається значна частина енергоресурсів, які і сьогодні, в основному, базуються на традиційних викопних видах палива та спричиняють значну частку викидів парникових газів й інші види негативного антропогенного навантаження на довкілля.

За останні десятиліття з'явився цілий ряд концепцій створення будинків: будинки з низьким споживанням енергії (low energy building), пасивні будинки (passive house), будинки з нульовим використанням енергії (zero energy building), «розумні» будинки (smart building), біокліматична архітектура (bioclimatic architecture), низькоексергетичні будинки (low exergy building), тощо [12, 60, 79, 174, 175, 176, 177 тощо]. Однією із основних особливостей цих концепцій є суттєве зниження затрат енергії на кліматизацію за рахунок цілого спектру інженерно-архітектурних рішень (підвищення теплового захисту та зниження повітропроникності огорожувальних конструкцій, утилізація теплоти витяжного повітря, використання відновлювальних джерел енергії та

енергоефективних технологій, впровадження комп'ютерних технологій, об'ємно-планувальні рішення тощо).

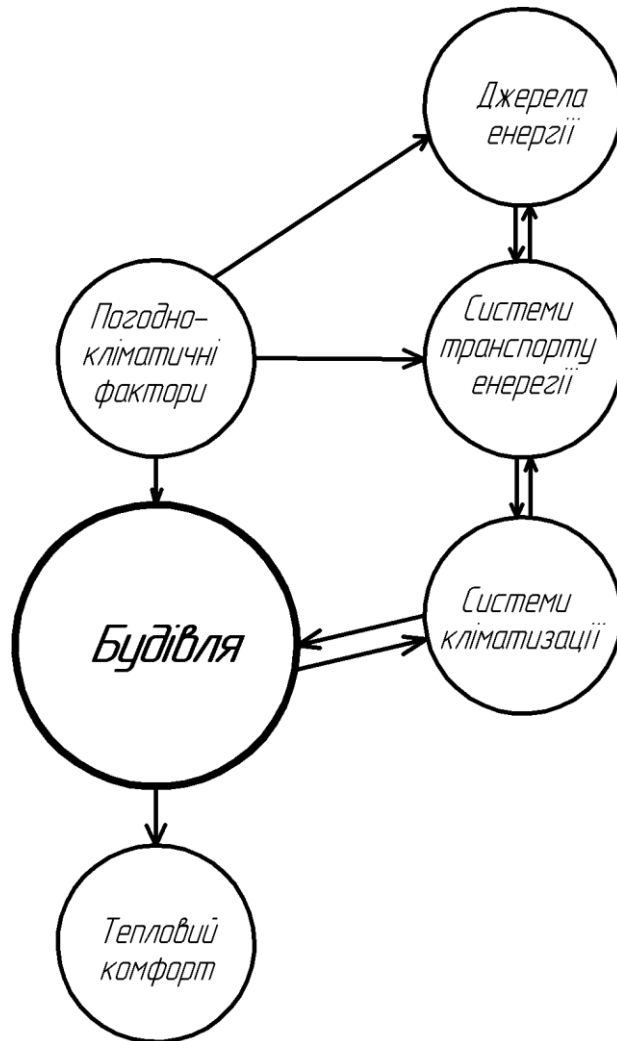


Рис. 2.1. Будинок як ключовий елемент СТ

Одним із основних способів підвищення енергоефективності будівель в теперішній час є підвищення опору теплопередачі огорожувальної облонки. Вибір параметрів теплозахисту огорожувальних конструкцій здійснюється по одному із двох альтернативних підходів: приписовому (поелементному) та споживчому (експлуатаційному) [44, 178, 179]. Як показано в роботі [178], незважаючи на простоту підходу, поелементний принцип підвищення опору теплопередачі огороження часто не може бути реалізованим через відсутність економічної привабливості інвестування. Посилення теплозахисту зовнішніх огорожень будинку це є один з можливих способів досягнення основної мети

– зниження затрат первинної енергії на опалення будинку, і не повинно бути самоціллю. Зниження енергозатрат на опалення та вентиляцію будівель потрібно здійснювати за рахунок оптимізації всього можливого спектру теплотехнічних рішень на основі споживчого підходу. Це створює умови розглядати будівлю як один з елементів єдиної енергетичної системи, що включає в себе також джерело та системи транспортування енергії. В даному випадку, для забезпечення нормативних витрат первинного енергоносія на опалення будівель є можливість крім підвищення рівня теплозахисту огорожувальних конструкцій застосовувати у повній мірі і інші енергоефективні рішення як по відношенню до будівлі так і по відношенню до джерела й систем транспортування енергії. В роботі [179] запропоновано загальну математична модель та підходи до її реалізації при оптимізації об'ємно-планувальних рішень будівель у формі багатогранників з метою зниження затрат енергії на їх опалення.

Однією з принципових особливостей СТ будинки є те, що, на відміну від інших енергосистем, потреби енергії відповідають досить низькому температурному рівню внутрішнього повітря (20°C), а також те, що СТ працюють у змінних погодно-кліматичних умовах (див. розділ 1).

В існуючих підходах розрахунку енергетичного балансу будинків при їх теплозабезпеченні не враховується вплив мінливості погодно-кліматичного фактора та у повній мірі роль сонячної радіації [180]. Сумарні потреби енергії для теплозабезпечення будинку оцінюються як осереднені за певний період показники. Графіки теплових навантажень потреб енергії розраховуються за спрощеними підходами, що виправдано тільки в окремих випадках. Також недостатньо уваги приділяється ексергетичному аналізу процесів теплозабезпечення. Сучасні тенденції у створенні будинків, які направлені на суттєве зниження потреб як енергії так і ексергії, потребують створення нової методологічної бази з урахуванням ширшого спектру факторів впливу та більш розширеного підходу до створення та реалізації математичних моделей з урахуванням як Першого, так і Другого законів термодинаміки.

В будинку є декілька типів потоків енергії та речовини, які спричинені його функціональним призначенням, характеристиками та погоднокліматичним чинником. Якщо розглядати опалювальний сезон, то в даному випадку через огорожувальну оболонку мають місце втрати енергії за рахунок теплопередачі, спричинені різницею температур внутрішнього та зовнішнього повітря. В загальному випадку процеси теплопередачі мають нестационарний характер, яким при певних умовах можна знехтувати. Для забезпечення необхідної чистоти повітря всередині приміщення передбачається повітрообмін, який може організовуватися природною або механічною вентиляцією. Всередині приміщення мають місце внутрішні тепловиділення від різного виду обладнання, побутової техніки та людей. Через прозорі огороження також надходить енергія сонячної радіації: пряма, розсіяна та відбита від земної поверхні. Під дією цих чинників всередині приміщення формується певний тепловий режим, який в більшості випадків є несприятливим і вимагає додаткових затрат енергії на компенсацію втрат енергії при теплопередачі та нагрівання припливного повітря.

На тепловий режим будинку впливають в загальному випадку такі метеорологічні фактори: температура навколишнього повітря, прихід сонячної радіації, швидкість вітру, відносна вологість.

Із підвищенням швидкості вітру втрати енергії будинком зростають. Цей ефект не можна пояснити впливом вітру на коефіцієнт тепловіддачі зовнішнього повітря, оскільки цей коефіцієнт, як показали дослідження [54, 181], не змінюється суттєво.

Але існує й інший механізм передачі енергії – за рахунок повітрепроникнення. Оскільки огороження не є строго герметичними, то мають місце потоки повітря через огороження і зумовлені ними додаткові витрати енергії на нагрівання припливного повітря. Причому інтенсивність повітрепроникнення суттєво залежить від різниці температур внутрішнього й зовнішнього повітря та швидкості вітру. Проникнення повітря всередину приміщення називається інфільтрацією [181].

Згідно будівельної теплофізики, необхідно розрізнити процеси повітрепроникнення, які зумовлені динамічним напором та термічним напором [54, 53, 181]. Механізм першого з цих процесів полягає в тому, що при обтіканні вітром зовнішньої поверхні огороження створюються поперечні та поздовжні швидкості, які спричиняють повітрепроникнення тим інтенсивніше, чим більша швидкість вітру.

Другий із згаданих процесів аналогічний за своїм механізмом вільній конвекції. Він полягає в тому, що всередині будівлі створюється вертикальний градієнт температури повітря. Більш тепле, а тому легше повітря опиняється зверху, а більш холодне і важче – знизу. Це спричиняє ексфільтрацію в нижніх частинах огороження і інфільтрацію – у верхніх [54, 53, 181].

Згідно законів теплопередачі [54, 53, 181], потоки енергії через огороження будинку при кожному значенні температури зовнішнього повітря T_0 вважаються пропорційними різниці між температурою внутрішнього T_{in} і зовнішнього T_0 повітря. Для компенсації цих потоків енергії назовні потрібна відповідна подача енергії у формі теплоти з боку СТ. Звідси випливає, що опалювальний період повинен починатися і закінчуватися при переходах цієї різниці через нуль, тобто коли $T_{in} = T_0$. Водночас, за всю історію існування відповідних нормативних документів [44, 180, 182], дати початку і кінця опалювального періоду визначаються за рівністю $\Delta T = T_{in} - T_0 = 10 \text{ K}$, так що температура зовнішнього повітря при цьому становить лише $T_0 = 8^\circ \text{C}$. Зрозуміло, що тепловтрати відсутні, коли різниця $\Delta T = T_{in} - T_0 = 0 \text{ K}$. Отже, роль прихідної частини енергетичного балансу будинку за рахунок надходження сонячної радіації через прозорі огороження та внутрішніх тепловиділень є суттєвою навіть для будинків із відносно низькими теплотехнічними характеристиками, що зведені у період бувшого СРСР.

Зробимо підтвердження даного положення на прикладі реального об'єкта розрахунковим шляхом.

Потоки сонячної енергії, що мають місце в атмосфері, зручно розділити на декілька частин відповідно до їхнього походження, характеру розповсюдження і спектрального складу. Згідно [50] частина сонячної радіації, що надходить на поверхню у вигляді пучка паралельних променів, які виходять безпосередньо від видимого диску Сонця, називається прямою радіацією.

Частина енергії короткохвильової сонячної радіації, що надходить на поверхню зі всього небозводу після розсіювання в атмосфері називається розсіяна радіація [50]. Певна її доля також досягає поверхні стіни. На відміну від прямої, енергія розсіяної радіації надходить до поверхні будинку з усіх напрямків.

Крім прямої і розсіяної радіації на стіну попадає також частина відбитої від земної поверхні короткохвильової радіації.

Відомості про величини радіації при безхмарному небі представляють інтерес перш за все для розрахунку встановленої потужності установок для кондиціонування повітря в будинках, можливих максимальних значень температур всередині будівель тощо.

Для вирішення цілого ряду задач при обігріві або охолодженні будинків потрібно для відповідної території знати енергетичні ресурси сонячної радіації при дійсних умовах.

В даних дослідженнях інтерес представляє частина прямої радіації, що попадає на вертикальні стіни S_{vert}^{dir} . У літературі [183] розроблена методика перерахунку сонячної радіації з горизонтальних на вертикальні поверхні.

Приймається [184], що на вертикальну поверхню потрапляє половина розсіяної сонячної радіації, яка попадає на горизонтальну поверхню D , та відбитої від поверхні землі короткохвильової сонячної радіації $S' \cdot \frac{A_0 - 15}{100}$ (де S' – кількість сонячної радіації, що надходить на горизонтальну поверхню Землі, кВт·год/м²; A_0 – альbedo земної поверхні (характеризує відбивну здатність поверхні), %; 15 – середня різниця в альbedo міської та метеорологічної площадки в зимовий та перехідний періоди, %).

Тобто, за певний період часу, на вертикальну поверхню будівлі потрапляє загалом сумарна короткохвильова радіація, $\text{кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2$, яка визначається як

$$I = S_{vert}^{dir} + \frac{I}{2} \left(D + S' \cdot \frac{A_0 - 15}{100} \right). \quad (2.1)$$

Крім короткохвильової сонячної радіації в атмосфері також розповсюджується довгохвильове випромінювання. Стіна будівлі випромінює довгохвильову радіацію, що відповідає її температурі. Поряд з власним випромінюванням стіни до неї надходить довгохвильова радіація, що випромінюється земною поверхнею та атмосферою. Різниця між власним випромінюванням поверхні та атмосфери називають ефективним випромінюванням поверхні огороження E_o . Як показано в [185] ефективне випромінюванням поверхні огороження E_o можна виразити через зовнішній метеорологічний параметр – температуру зовнішнього повітря T_0 .

Вся поверхня зовнішнього огороження будівлі ділиться на дві частини: прозора частина (вікна) та стіни. Повітрепроникнення через пори матеріалу стін можна вважати незначними у порівнянні з проникненням повітря через щілини у вікнах [54]. Тому теплообмін, що зумовлений повітрепроникненням, передусім враховується лише для віконної частини огороження. Очевидно, що проникнення короткохвильової радіації через огороження також має місце лише для вікон.

Таким чином, для стін враховується лише два механізми теплообміну – теплопередача та поглинання і випромінювання радіації зовнішньою поверхнею стіни. Відповідно до цього на тепловтрати через стіни впливають лише дві метеорологічні характеристики – температура зовнішнього повітря T_0 і радіаційні надходження на зовнішню поверхню стіни I та E_o .

Для вікон слід враховувати всі чотири механізми теплообміну – теплопередача, поглинання і власне випромінювання зовнішніх поверхонь, проникнення частини падаючої сумарної короткохвильової радіації всередину приміщення, та, зрештою, повітреобмін. Тому відповідні формули з розрахунку

тепловтрат повинні містити такі метеорологічні параметри – температуру навколишнього середовища T_0 , радіаційні надходження I та E_0 , частину сумарної короткохвильової радіації I , що проникає всередину приміщення, та швидкість вітру V .

Для зручності виконання практичних розрахунків варто розглянути питання про комплексний показник, який би об'єднував всі метеопараметри, що впливають на тепловтрати будівель.

Для визначення тепловтрат через огороження будівель використано методику, яка наведена в [185]. Рівняння теплопередачі в напрямку x при наявності повітрообміну для ділянки огороження, що зображена на рис. 2.2, має вигляд

$$c \cdot \rho \cdot u \cdot \frac{dT}{dx} = \frac{d}{dx} \left(\lambda \frac{dT}{dx} \right), \quad (2.2)$$

де c – питома теплоємність, Дж/(кг·К);

ρ – густина потоку, кг/м³;

u – швидкість повітрепроникнення, м/с;

T – температура, К;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

На зовнішній поверхні стін існує додаткове джерело теплоти у вигляді радіаційних потоків, що падають на цю поверхню, відбиваються та випромінюються нею. При інтегруванні рівняння (2.2) необхідно врахувати такі граничні умови. Потік теплоти у внутрішньому повітрі і в огороженні становить P , а в зовнішньому повітрі $P+Q$, де Q – додаткове джерело теплоти у вигляді радіаційних надходжень, що падають на зовнішню поверхню, відбиваються та випромінюються нею.

При інтегруванні рівняння (2.2) можна отримати вираз для визначення потоків енергії через огороження будинку. Це, у свою чергу, дозволяє скласти тепловий баланс повітря всередині приміщення, куди, крім втрат енергії через огороження, необхідно додатково ввести теплонадходження за рахунок сумарної короткохвильової радіації I та внутрішні тепловиділення.

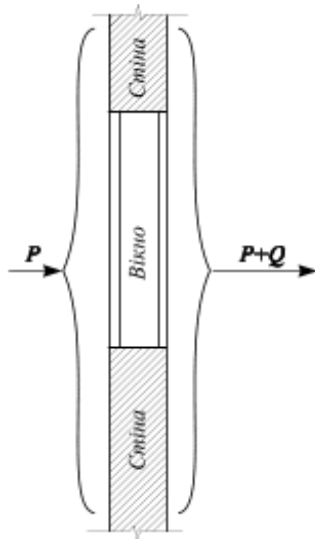


Рис. 2.2. Розрахункова схема енергетичних потоків через огороження будівлі

Автори [185] отримали вираз для теплового балансу одиниці площі огороження будівлі, що має такі складові частини:

1. Тепловтрати за рахунок теплопередачі, які залежать, якщо враховувати метеофактори, від температури зовнішнього середовища T_0 .

2. Тепловтрати, що зумовлені повітреобміном через нещільності в будівлі і залежать від швидкості вітру V .

3. Теплонадходження, що зумовлені проникненням короткохвильової радіації

всередину приміщення і залежать від потоку сумарної короткохвильової радіації I .

4. Теплонадходження, що обумовлені поглинанням короткохвильової радіації стінами і залежать від потоку сумарної короткохвильової радіації I .

5. Теплонадходження, що зумовлені поглинанням короткохвильової радіації вікнами і залежать від потоку сумарної короткохвильової радіації I та швидкості вітру V .

6. Тепловтрати, викликані ефективним випромінюванням зовнішніх поверхонь стін і залежать від ефективного випромінювання стіни.

7. Тепловтрати, викликані ефективним випромінюванням зовнішніх поверхонь вікон і залежать від ефективного випромінювання вікон та швидкості вітру V .

Аналіз [185] показує, що при характерних значеннях коефіцієнтів пропускання та поглинання короткохвильової радіації огороженнями, швидкостей вітру, дільової частки площі вікон та конструктивних характеристик огорожень, розглянутими вище складовими теплових потоків, що вказані в пунктах 4, 5, 6, 7, можна знехтувати через малі їх значення. Крім

того, аналогічно можна також знехтувати впливом довгохвильового променевого теплообміну на коефіцієнт тепловіддачі зовнішнього повітря, що омиває огороження.

На основі складеного таким чином теплового балансу внутрішнього повітря можна визначити потреби енергії Q_{dem} для створення теплового комфорту всередині приміщення при заданому поєднанні температур, швидкості вітру та променевих потоків.

Виразом

$$q_{dem} = \frac{Q_{dem}}{F_{env}} \quad (2.3)$$

позначимо потреби енергії Q_{dem} будинку на одиницю площі F_{env} зовнішньої поверхні огороження.

Тоді при відносній поверхні вікон σ_{win} , внаслідок проникнення через них короткохвильової радіації $I = \sigma_{win} \left(\varepsilon_{win} S_{vert}^{dir} + \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_{diff} \left(D + S' \cdot \frac{A_0 - 15}{100} \right) \right)$, де ε_{win} – коефіцієнт пропускання короткохвильової радіації вікнами, ε_{diff} – коефіцієнт пропускання дифузної радіації, маємо після інтегрування рівняння (2.2)

$$q_{dem} = \frac{T_{in} - T_{eff}}{R} = \frac{\Delta T_{eff}}{R} \quad (2.4)$$

$$\text{де } \frac{1}{R} = \frac{1 - \sigma_{win}}{R_{wall}} + \frac{\sigma_{win}}{R_{win}};$$

R_{wall} - опір теплопередачі стіни (непрозора частина огороження), (м²·К)/Вт;

R_{win} - опір теплопередачі вікна, (м²·К)/Вт;

$T_{eff} = f(T_0, V, I_{dir}, \sigma_{win}, R_{win}, R)$ - так звана ефективна температура як комплексний показник, що враховує вплив на потреби енергії для теплозабезпечення будинку зовнішніх метеорологічних параметрів: температури зовнішнього середовища, T_0 , швидкості вітру V , проникаючої через вікна короткохвильової

радіації, I , а також конструктивних параметрів огороження будівлі: відносної поверхні вікон σ_{win} , та опорів R_{win} і R [185].

Для визначення потреб енергії на теплозабезпечення будинку у багаторічному перерізі необхідно розрахувати параметр q_{dem} при кожному існуючому поєднанні температури, вітру та променевих потоків. Але проведений в роботі [185] аналіз показав, що маючи середні багаторічні дані з температури навколишнього середовища, швидкості вітру і сонячної радіації, можна з незначною похибкою розрахувати за допомогою формули (2.4) осереднені у багаторічному перерізі потреби енергії на теплозабезпечення будинку.

Із формули (2.4) випливає, що сумарні потреби енергії для теплозабезпечення будинку за опалювальний період можна визначити за формулою

$$q_{dem} = \frac{1}{R} \int_{\tau'}^{\tau''} \Delta T_{eff, aver}(\tau) d\tau, \quad (2.5)$$

де τ – час;

$\Delta T_{eff, aver}(\tau)$ – осереднена в багаторічному перерізі різниця між температурою внутрішнього повітря та ефективною температурою в момент часу τ , К.

В роботі виконана апробація викладених положень при визначенні змін впродовж опалювального сезону потреб енергії для теплозабезпечення будинку з урахуванням впливу швидкості вітру та приходу сонячної радіації на прикладі реального об'єкта [186, 187]. Для цього були використані багаторічні метеорологічні дані по м. Сарни (Рівненської обл.) за 1970 – 2007 рр. (37 років). Теплотехнічні характеристики будинку відповідають нормативним вимогам часів бувшого СРСР [44, 185], які характеризуються порівняно низькими значеннями. Ці дані наведені на рис. 2.3 вигляді зміни впродовж опалювального сезону різниці температури внутрішнього повітря та ефективною температури $T_{in} - T_{eff}$. Додатково тут наведений графік зміни потреб енергії для теплозабезпечення будинку з урахуванням впливу швидкості вітру та

температури навколишнього середовища, а також графік змін потреб енергії при врахуванні тільки температури навколишнього середовища.

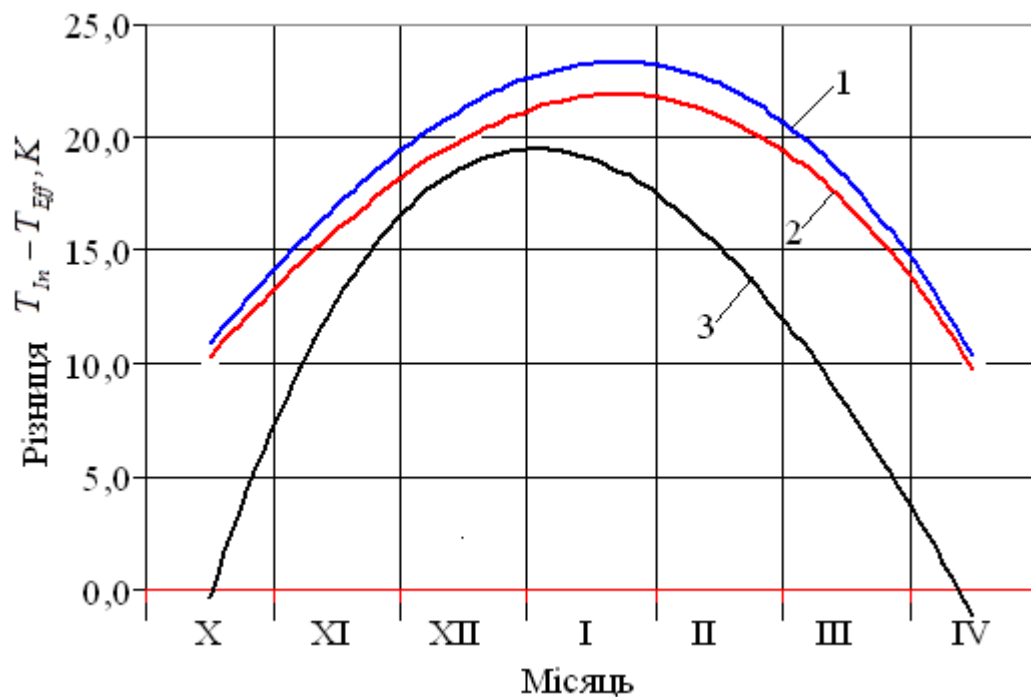


Рис. 2.3. Графік зміни впродовж опалювального періоду осереднених за останні 37 років потреб енергії для теплозабезпечення будинку (стандарти бувшого СРСР): 1 – з урахуванням впливу температури навколишнього середовища і швидкості вітру; 2 - з урахуванням впливу температури навколишнього середовища; 3 - з урахуванням впливу температури навколишнього середовища, швидкості вітру і приходу сонячної радіації [186, 187]

Використовуючи формулу (2.5) було визначено, що швидкість вітру може додатково спричинити до 7 % потреб енергії за опалювальний сезон. Водночас врахування приходу сонячної радіації дозволяє зекономити до 25 % енергії, що необхідно подати на теплозабезпечення будинку [186, 187].

Із рис. 2.3 також бачимо, що осереднений у багаторічному перерізі початок опалювального сезону припадає на середину жовтня, а кінець – на середину квітня. Тобто на той період, де різниця між температурою внутрішнього та зовнішнього періоду не рівна нулю. Отже, навіть для будинків з відносно низькими теплотехнічними характеристиками роль приходу

сонячної радіації на початку та в кінці опалювального сезону є суттєвою [186, 187].

2.2. Вплив архітектурно-інженерних рішень та мінливості погодно-кліматичного фактору на енергетичні та ексергетичні характеристики будівлі

Потреби енергії для теплозабезпечення будинку можна визначити на основі енергетичного балансу повітря всередині приміщення [54], яке в загальному вигляді можна записати як

$$\dot{E}n_{in} + \dot{E}n_{out} - dEn_{stored} = 0, \quad (2.6)$$

де $\dot{E}n_{in}$, $\dot{E}n_{out}$ – відповідно вхідний та вихідний потік енергії через контрольну поверхню, Вт;

dEn_{stored} – зміна енергії контрольного об'єму повітря, Вт.

Формулу (2.6) можна записати також у вигляді

$$\dot{Q}_{trans} + \dot{E}n_{inf} + \dot{E}n_{vent} + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{dem} - dEn_{stored} = 0, \quad (2.7)$$

де \dot{Q}_{trans} – потік теплоти через огорожувальні конструкції за рахунок теплопередачі, Вт;

$\dot{E}n_{inf}$ – витрати енергії на нагрівання інфільтраційного повітря, Вт;

$\dot{E}n_{vent}$ – витрати енергії на нагрівання вентиляційного повітря, Вт;

\dot{Q}_{int} – внутрішні тепловиділення в приміщенні, Вт;

\dot{Q}_{sol} – надходження сонячної радіації у приміщення, Вт;

\dot{Q}_{dem} – потреби енергії у формі теплоти для компенсації втрат, Вт.

Ексергетичний баланс будинку (приміщення), який розглядається як контрольний об'єм, згідно [12, 79] можна записати у вигляді

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_{out} - \dot{E}_{stored} - \dot{E}_{irrev} = 0, \quad (2.8)$$

де \dot{E}_{in} , \dot{E}_{out} – відповідно вхідна та вихідна (від'ємне значення) ексергія, Вт;

\dot{E}_{stored} – збільшення або зменшення (від'ємне значення) ексергії системи, Вт;

E_{irrev} – втрата ексергії через необоротності у системі, зумовлені тепловими потоками та змішуванням речовин при різних температурах, Вт.

У свою чергу суму $\dot{E}_{in} + \dot{E}_{out}$ можна записати у вигляді

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_{out} = \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) + \sum_i \dot{m}_{in_i} e_{in_i} + \sum_k \dot{m}_{out_k} e_{out_k}, \quad (2.9)$$

де \dot{Q}_j – j -й тепловий потік, Вт, в (додатне значення) або із (від'ємне значення) контрольного об'єму при температурі T_j ;

T_0 – температура зовнішнього середовища, відносно якої визначається ексергія теплового потоку, К;

\dot{m}_{in_i} , \dot{m}_{out_k} – відповідно масова витрата вхідного i -го потоку та вихідного k -го потоку речовини в та із системи, кг/с;

e_{in_i} , e_{out_k} – відповідно питома ексергія вхідного i -го потоку та вихідного k -го потоку речовини в та із системи. кДж/кг.

Потреби ексергії для забезпечення теплом будинку неможливо визначити із рівняння ексергетичного балансу, оскільки доданок, який визначає ці потреби, додатково включає втрати ексергії.

Потреби енергії для теплозабезпечення будинку визначаються як кількість енергії необхідної для підтримки комфортного мікроклімату всередині приміщення. Аналогічно потреба ексергії для теплозабезпечення будинку також є необхідна для підтримки комфортного мікроклімату кількість ексергії. Але ексергія, яка подається в приміщення, має різні значення. Наприклад, вона може подаватися при допомозі системи опалення з різними температурами теплоносія. Для підтримки температури повітря всередині приміщення 18°C певна частина підведеної ексергії втрачається. Причому при різних температурах теплоносія в системі опалення ці втрати будуть різними. На відміну від випадку подачі надлишкової енергії, надлишкова подача ексергії в приміщення не викликає перегрівання приміщення. В даному випадку має

місце збільшення втрат ексергії при передачі теплоти від середовища з вищою температурою до середовища з нижчою температурою.

Згідно [12, 73] потреба в ексергії для створення відповідного теплового комфорту визначається як мінімальна кількість роботи, необхідна для забезпечення відповідної потреби в енергії. При цьому мінімальна кількість роботи відповідає випадку, коли енергія подається з мінімально можливою якістю. Тобто для визначення потреби ексергії необхідно визначити якість відповідної потреби в енергії.

Спрощений метод з розрахунку потреб в ексергії розроблений в роботі [12], де передбачено, що енергетичні потреби для забезпечення теплом будинку характеризуються ексергією, що відповідає оперативній температурі розрахункової зони (всередині будинку). При невеликій різниці між температурою повітря та середньо радіаційною температурою всередині приміщення оперативну температуру можна замінити температурою внутрішнього повітря [12] T_{in} . В результаті маємо наступну формулу для визначення потреби ексергії для створення теплового комфорту в будинку

$$\dot{E}_{dem} = \dot{Q}_{dem} \left(1 - \frac{T_0}{T_{in}} \right) = \frac{\dot{Q}_{dem}}{T_{in}} (T_{in} - T_0). \quad (2.10)$$

На першому етапі досліджень використано квазістаціонарний підхід. Процеси акумуляції енергії знехтувані, а енергетичний баланс будинку складений для добового проміжку часу $\tau_n = 24$ год як стаціонарний процес

$$Q_{trans}(\tau_n) + En_{inf}(\tau_n) + En_{vent}(\tau_n) + Q_{int}(\tau_n) + Q_{sol}(\tau_n) + Q_{dem}(\tau_n) = 0, \quad (2.11)$$

де $\tau_k = 24$ год – проміжок часу в межах якого зовнішні, погодні, умови приймаються незмінними.

Якщо у формулі $Q_{dem}(\tau_n) < 0$ – випадок, коли прихід енергії (за рахунок сонячної радіації та внутрішніх тепловиділень) у контрольний об'єм приміщення є більшим за вихід, то приймається, що $Q_{dem}(\tau_n) = 0$. Хоча в загальному випадку надлишкові надходження енергії можна закумуляувати для використання к періоди їх нестачі.

Відповідно потреби ексергії для теплозабезпечення будинку на проміжку часу τ_n будемо визначати за формулою

$$E_{dem}(\tau_n) = Q_{dem}(\tau_n) \cdot \left(1 - \frac{T_0(\tau_n)}{T_{in}}\right), \quad (2.12)$$

Тоді сумарні за опалювальний період значення складових енергетичного балансу, потреб енергії або ексергії для створення теплового комфорту всередині будинку будуть визначатися за формулою

$$Y_X^{year} = \sum_{k=1}^N Y_X(\tau_n), \quad (2.13)$$

де Y - загальне позначення енергії або ексергії, Вт·год;

X - загальне позначення індексу складових енергетичного балансу або потреби ексергії;

k - номер доби;

N - кількість днів в опалювальному сезоні.

Осереднені в багаторічному перерізі сезонні значення складових енергетичного балансу, потреб енергії або ексергії, Вт·год, на теплозабезпечення будинку будуть визначатися за формулою

$$Y_{X_{aver}}^{year} = \frac{\sum_{j=1}^Z Y_{X_j}^{year}}{Z}, \quad (2.14)$$

де j - номер року;

Z - кількість років.

Мінливість отриманих показників як всередині сезону так і в багаторічному перерізі запропоновано оцінити за допомогою коефіцієнта, що розраховується за формулою

$$CV_{Y_X} = \frac{\sigma_{Y_X}}{Y_{X_{aver}}}, \quad (2.15)$$

де σ_{Y_X} - середнє квадратичне відхилення параметру, що аналізується.

Виконаємо чисельне дослідження впливу зміни теплотехнічних характеристик будинку на потреби енергії та ексергії для його теплозабезпечення. Для цього розглянемо триповерхий будинок із загальною опалювальною площею 300 м². Вихідні теплотехнічні параметри є такими: осереднене значення приведенного опору теплопередачі непрозорих огорожень рівне 1,5 (м²·К)/Вт; значення приведенного опору теплопередачі прозорих огорожень становить 0,5 (м²·К)/Вт; кратність повітрообміну прийнята рівною 0,6 год⁻¹; внутрішні тепловиділення рівні 2,5 Вт/м²; температура повітря всередині будівлі приймається постійною і рівною 18 °С; частка застакнення південного фасаду складає 50 %, західного та східного 30 %, північного 20 %. Теплотехнічні характеристики змінювались у відповідності до даних, наведених у таблиці 2.1. Для зручності енергетичні та ексергетичні показники віднесені до 1 м² опалювальної площі.

Таблиця 2.1

Зміна теплотехнічних характеристик при проведенні числових досліджень

Характеристики будинку	Низькі теплотехнічні характеристики. Будинок типу 1	Підвищені теплотехнічні характеристики. Будинок типу 2
Осереднене значення приведенного опору теплопередачі непрозорих огорожень, (м ² ·К)/Вт	1,5	4,5
Приведений опір теплопередачі прозорих огорожень, (м ² ·К)/Вт	0,5	1,0
Коефіцієнт пропускання сонячної енергії прозорими огороженнями	0,4	0,7
Вентиляція	За рахунок інфільтрації	Механічна з ефективністю рекуперації 0,9

На рис. 2.4 та 2.5 показані графіки зміни у багаторічному перерізі потреб енергії та ексергії для теплозабезпечення будинку з низькими та підвищеними теплотехнічними характеристиками (табл. 2.1). При цьому, вісь абсцис показує відносне відхилення річних потреб відповідного показника $Y_{X_j}^{year}$ від його осередненого у багаторічному перерізі значення $Y_{X_{aver}}^{year}$.

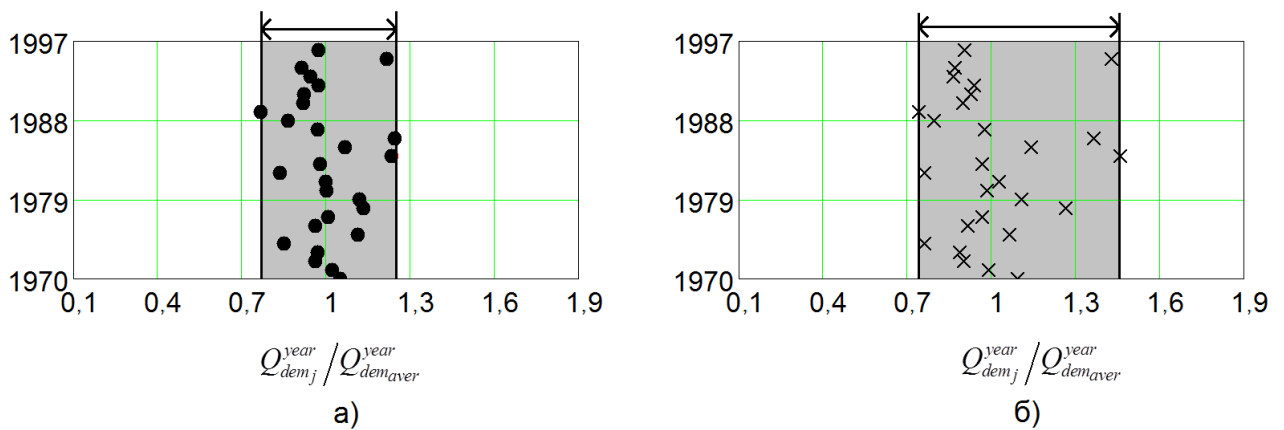


Рис. 2.4. Зміна у багаторічному перерізі потреб енергії для теплозабезпечення будинку [188, 189]:

а) – з низькими теплотехнічними характеристиками; б) – з підвищеними характеристиками

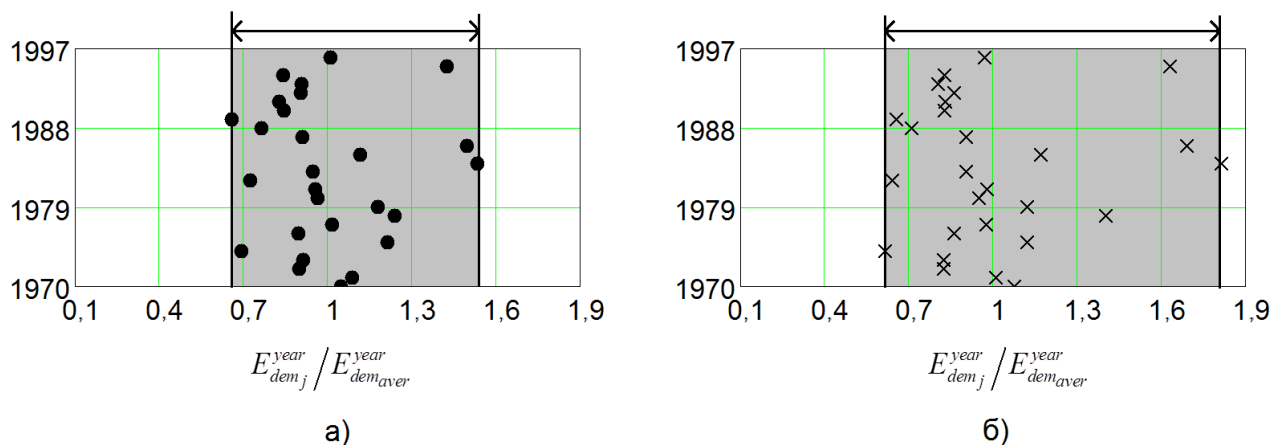


Рис. 2.5. Зміна у багаторічному перерізі потреб ексергії для теплозабезпечення будинку [188, 189]:

а) – з низькими теплотехнічними характеристиками; б) – з підвищеними характеристиками

Як видно із отриманих даних, при підвищенні теплотехнічних характеристик будинку має місце зростання мінливості річних потреб енергії та ексергії. При низьких теплотехнічних характеристиках будинку сумарні за опалювальний період потреби енергії в окремі роки відрізняються від їх осередненого в багаторічному перерізі значення на 25% (рис. 2.4,а). При підвищених теплотехнічних характеристиках дане відхилення вже складає 45% (рис. 2.4,б). Мінливість потреб ексергії у багаторічному перерізі зростає у порівнянні з мінливістю потреб енергії. Це обумовлено тим, що потреби ексергії мають нелінійну (квадратичну) залежність від одного із основних факторів - температури зовнішнього повітря, який визначає цю мінливість [188, 189]. Так при низьких теплотехнічних характеристиках будинку відхилення сумарних за опалювальний період потреб ексергії від їх осередненого в багаторічному перерізі значення складають 55% (рис. 2.5,а). Якщо теплотехнічні характеристики будинку підвищити, то згідно результатів досліджень, дані відхилення зростають до 80% (рис. 2.5,б).

На рис. 2.6 та 2.7 показані зміни у багаторічному перерізі сумарних за опалювальний період складових енергетичного балансу для будинку відповідно з низькими та високими теплотехнічними характеристиками. Крім того, на цих графіках показані числові значення осереднених в багаторічному перерізі, а також коефіцієнтів варіації складових енергетичного балансу будинку.

Із рис. 2.6 та 2.7 бачимо, що при підвищенні теплотехнічних характеристик будинку в межах технічної можливості осереднене у багаторічному перерізі значення сумарної за опалювальний сезон потреби енергії знижується від $Q_{dem\ aver}^{year} = 181$ кВ·год/м² до $Q_{dem\ aver}^{year} = 26$ кВ·год/м², тобто у сім разів, що є досить суттєвим. Крім того, результати досліджень показують досить значене зростання коефіцієнта варіації сезонних потреб енергії – від $CV_{Q_{dem}} = 0,115$ до $CV_{Q_{dem}} = 0,190$.

Проаналізуємо зміну інших складових енергетичного балансу будинку.

Сезонні втрати енергії за рахунок теплопередачі в середньому знижуються від $Q_{trans\ aver}^{year} = 164$ кВт·год/м² (для будівлі з низькими теплотехнічними характеристиками) до $Q_{trans\ aver}^{year} = 66$ кВт·год/м² (для будівлі з підвищеними теплотехнічними характеристиками). Разом з тим, коефіцієнт варіації цієї складової балансу залишається незмінним і становить $CV_{Q_{trans}} = 0,079$. Це пояснюється тим, що дані тепловтрати залежать від одного параметру, що спричиняють мінливість - різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря, який є лінійним відносно приведенного опору теплопередачі огорожувальних конструкцій. При такій залежності збільшення теплотехнічних характеристик будинку (підвищення приведенного опору теплопередачі) не спричиняє зростання коефіцієнта варіації тепловтрат при теплопередачі.

Сумарні за опалювальний сезон витрати енергії на нагрівання вентиляційного повітря у будинку з низькими теплотехнічними характеристиками становлять в середньому 56 кВт·год/м², а для будинку з підвищеними теплотехнічними характеристиками – 5 кВт·год/м². Таке суттєве зменшення обумовлене тим, що у першому випадку вентиляція здійснюється за рахунок інфільтрації (що є характерним для більшості існуючих будинків України), а в другому – за рахунок примусової із коефіцієнтом ефективності утилізатора теплоти витяжного повітря рівного 0,9 (табл. 2.1). Збільшення коефіцієнта варіації витрати енергії на нагрівання вентиляційного повітря у порівнянні з коефіцієнтом варіації втрати енергії за рахунок теплопередачі для будинку з низькими теплотехнічними характеристиками обумовлено наступним. Потреби енергії на нагрівання інфільтраційного повітря мають нелінійну, майже квадратичну, залежність від різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря через фізику явища природної інфільтрації та залежності густини повітря від температури зовнішнього повітря [203]. В результаті, для будинку з низькими теплотехнічними характеристиками (будинок типу 1), де використовується природна вентиляція, коефіцієнт варіації витрати енергії на

нагрівання вентиляційного повітря становить $CV_{Q_{inf}}=0,145$, а для будинку типу 2, де використовується механічна вентиляція, яка має вже лінійну залежність від різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря – $CV_{Q_{vent}}=0,087$.

Що ж стосується даних з надходжень сонячної радіації у приміщення, то маємо наступні результати досліджень. У першому випадку (тобто для будинку типу 1 - з низькими теплотехнічними характеристиками) сумарне за опалювальний сезон осереднене значення цієї величини становить $26 \text{ кВ}\cdot\text{год}/\text{м}^2$ з коефіцієнтом варіації у багаторічному перерізі $CV_{Q_{sol}}=0,066$. Для будинку типу 2 (з підвищеними теплотехнічними характеристиками) сезонне значення надходження сонячної енергії у приміщення в середньому зросло до $32 \text{ кВ}\cdot\text{год}/\text{м}^2$ за рахунок збільшення коефіцієнта пропускання сонячної енергії прозорими огороженнями (табл. 2.1), а коефіцієнт варіації трохи знизився до $CV_{Q_{sol}}=0,061$.

Сезонні внутрішні тепловиділення є незмінними як у багаторічному перерізі так і для типів будинків і становлять $14 \text{ кВ}\cdot\text{год}/\text{м}^2$.

Якщо в комплексі проаналізувати наведені на рис. 2.6 та 2.7 дані, то зростання коефіцієнта варіації у багаторічному перерізі потреб енергії для теплозабезпечення будинку при підвищенні його теплотехнічних характеристик обумовлено зростанням частки складових прихідної частини енергетичного балансу (а саме за рахунок сонячної радіації та внутрішніх тепловиділень), які з іншої сторони характеризуються відносно низькою мінливістю [188, 189].

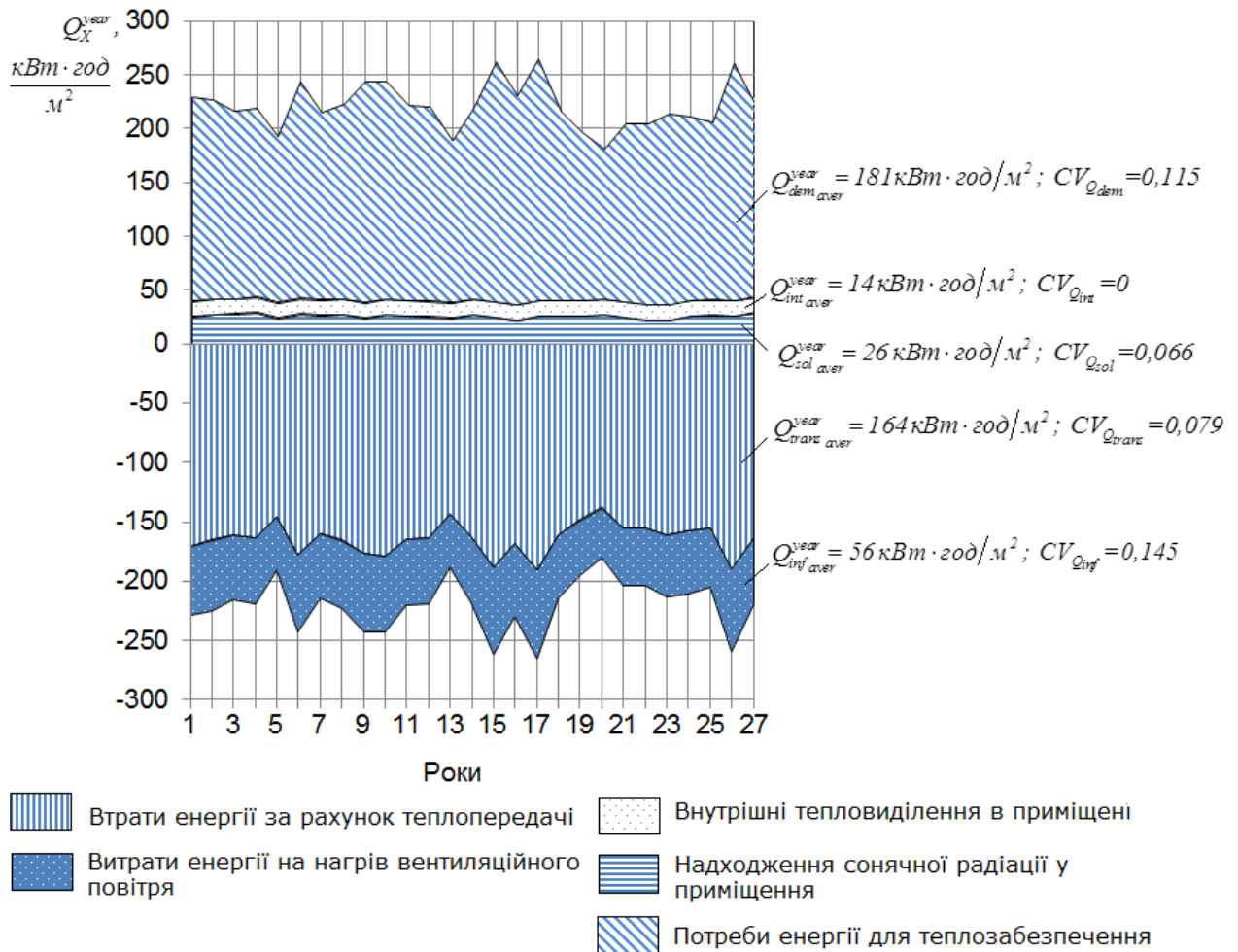


Рис. 2.6. Зміна у багаторічному перерізі сумарних за опалювальний період складових енергетичного балансу будинку з низькими теплотехнічними характеристиками

На рис. 2.8 показані зміни у багаторічному перерізі сезонних потреб ексергії для будинку відповідно з низькими та високими теплотехнічними характеристиками. На цих графіках також представлено значення осереднених в багаторічному перерізі сезонних потреб ексергії, а також значення їх коефіцієнтів варіації. Із наведених даних видно, що сумарні за опалювальний період потреби ексергії для теплозабезпечення будинку значно нижчі ніж потреби енергії. Наприклад, для будинку з низькими теплотехнічними характеристиками дані потреби ексергії становлять $E_{dem\,aver}^{year} = 12,7 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$, в той час коли аналогічні потреби енергії для цього ж будинку рівні $Q_{dem\,aver}^{year} = 181 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^2$ (див. рис. 2.6). Як уже вказувалося вище, це якраз і

визначає появу в останньому десятилітті нової концепції будинків – низькоексергетичних будинків (low exergy building) [12, 195, 69, 79, 87]. Дана концепція вказує на необхідність забезпечення відповідних параметрів мікроклімату всередині приміщень низькоексергетичними джерелами.

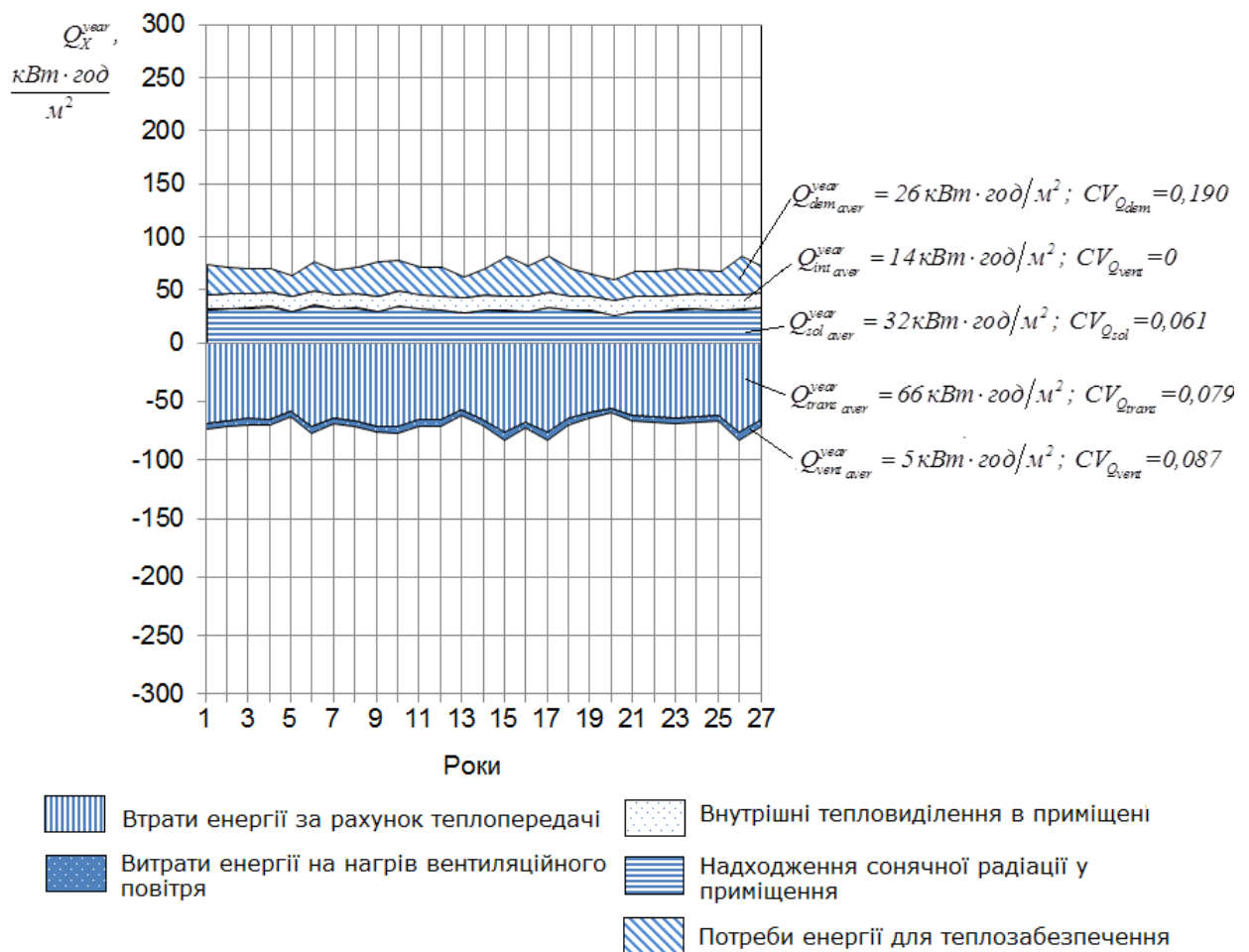


Рис. 2.7. Зміна у багаторічному перерізі сумарних за опалювальний період складових енергетичного балансу будинку з підвищеними теплотехнічними характеристиками

Із рис. 2.8 також видно, що при підвищенні теплотехнічних характеристик будинку згідно даних табл. 2.1 сезонні потреби ексергії для створення сприятливого мікроклімату суттєво знижуються від $E_{dem,aver}^{year} = 12,7$

кВт·год/м² до $E_{dem,aver}^{year} = 1,9$ кВт·год/м². Це обумовлено зниженням відповідних потреб енергії (див. рис. 2.6 та 2.7).

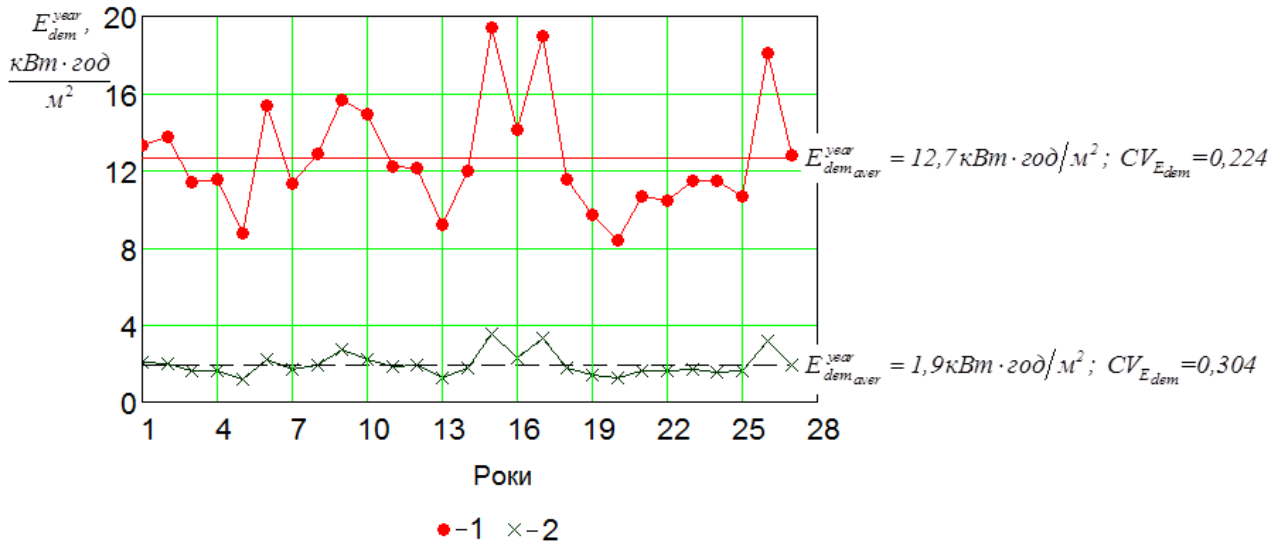


Рис. 2.8. Зміна у багаторічному перерізі сумарних за опалювальний період потреб ексергії для теплозабезпечення будинку:

- 1 - з низькими теплотехнічними характеристиками;
- 2 - з підвищеними теплотехнічними характеристиками

Як показують дані на рис. 2.8, зростання теплотехнічних характеристик будинку спричинює підвищення мінливості у багаторічному перерізі сезонних потреб ексергії для його теплозабезпечення, про що вказує зміна коефіцієнта варіації даного параметра від $CV_{E_{dem}^{year}} = 0,224$ до $CV_{E_{dem}^{year}} = 0,304$. Разом з тим бачимо, що збільшення коефіцієнта варіації сезонних потреб ексергії є меншим ніж для випадку потреб енергії (від $CV_{Q_{dem}^{year}} = 0,115$ до $CV_{Q_{dem}^{year}} = 0,190$). Якщо порівняти значення коефіцієнта варіації для сезонних потреб енергії із цим же показником для сезонних потреб ексергії, то можна побачити, що для тих же характеристик будинку мінливість потреб ексергії є більшою. Для будинку із низькими теплотехнічними характеристиками ці коефіцієнти відповідно становлять $CV_{Q_{dem}^{year}} = 0,115$ та $CV_{E_{dem}^{year}} = 0,224$, а для будинку із підвищеними

теплотехнічними характеристиками – $CV_{Q_{dem}^{year}}=0,190$ та $CV_{E_{dem}^{year}}=0,304$. Це пояснюється тим, що потреби ексергії мають квадратичну залежність від одного із основних факторів мінливості – різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря. В той час, коли потреби енергії лінійно залежать від даного фактора мінливості.

Тенденції із підвищення теплотехнічних характеристик будинку та максимально можливого використання теплоенергетичного потенціалу зовнішнього клімату також вносять відповідні корективи до так званих графіків теплового навантаження. По даним графікам визначають, зокрема, параметри та режими роботи СТ будинків та цілих житлових масивів.

Для прикладу, на рис. 2.9 показані типові графіки теплових навантажень району міста, взяті із [46]. Розрахункові тепловтрати промислових будівель (крива 1) становлять 500 МВт. Ввігнутий характер кривої 1 пояснюється урахуванням інфільтрації. Частина тепловтрат промислових будівель, а саме 100 МВт компенсується внутрішніми тепловиділеннями (лінія 2), тому розрахункова потреба теплоти на опалення промислових будівель менша розрахункових тепловтрат цих будівель і становить 400 МВт (крива 3). З цієї ж причини опалення промислових будівель повинно включатися в роботу при зовнішній температурі менше + 4 °С. При зовнішніх температурах вище +4 °С тепловтрати промислових будівель компенсуються внутрішніми тепловиділеннями.

Графік витрат енергії на вентиляцію промислових і громадських будівель має злам при розрахунковій зовнішній температурі вентиляції -15 °С (лінія 4 на рис. 2.9). Графік втрат на опалення житлових та громадських будівель показаний на рис. 2.9 лінією 5. Сумарний графік потреб теплоти на опалення і вентиляцію по району в цілому (крива 6 на рис. 2.9) має дві точки зламу: одну при розрахунковій зовнішній температурі для вентиляції, іншу – при температурі включення системи опалення промислових будівель.

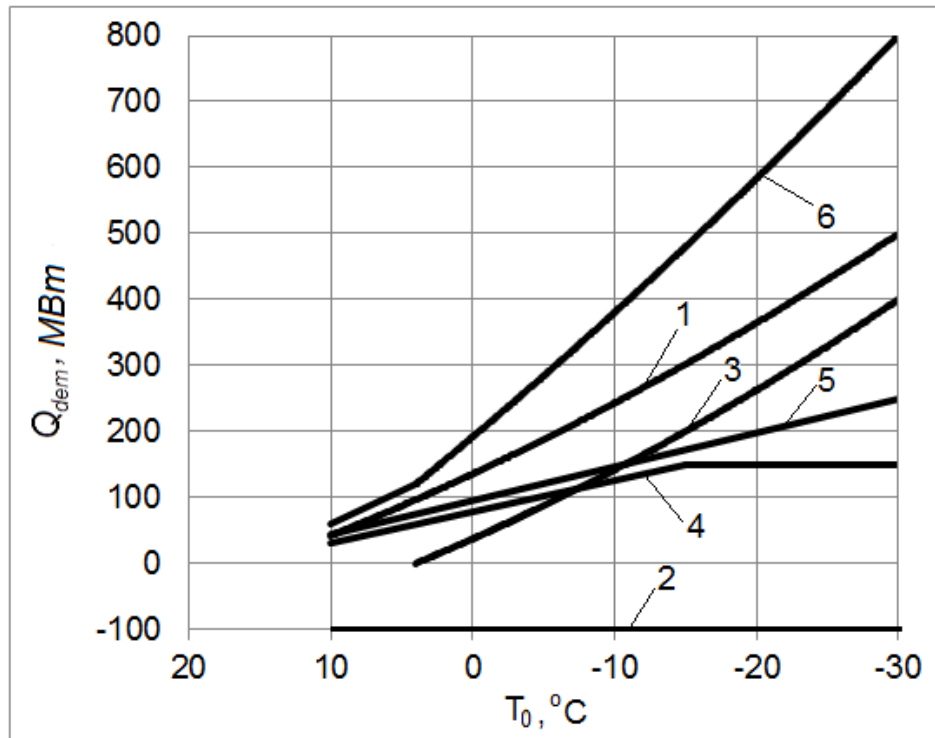


Рис. 2.9. Приклади графіків залежності теплого навантаження від температури зовнішнього повітря [46]:

1 – втрати енергії, зумовлені теплопередачею та нагрівом інфільтраційного повітря у промислових будівлях; 2 – внутрішні тепловиділення у промислових будівлях; 3 – потреби енергії, зумовлені теплопередачею та нагрівом інфільтраційного повітря у промислових будівлях з урахуванням внутрішніх тепловиділень; 4 – витрати енергії на нагрівання вентиляційного повітря промислових та громадських будівель; 5 – втрати енергії, зумовлені теплопередачею та нагрівом інфільтраційного повітря у житлових та громадських будівлях; 6 – сумарні потреби енергії для теплозабезпечення житлових, громадських та промислових будівель

Із рис. 2.9 бачимо, що потреба енергії для теплозабезпечення будинків визначається тільки температурою зовнішнього повітря і ця залежність має лінійний характер. Як показує аналіз, така методологія побудови графіків теплого навантаження базується на спрощених підходах і виправдана для будинків, побудованих згідно стандартів, що регламентують відносно низькі теплозахисні характеристики огорожувальних конструкцій та у повній мірі

не враховують роль сонячної радіації і внутрішніх тепловиділень при формуванні теплового режиму.

На рис. 2.10 розрахунковими точками показана залежність потреб теплового навантаження двох типів будинку із теплотехнічними характеристиками, що наведені в табл. 2.1, від температури навколишнього середовища. Також на рис. 2.10 наведені відповідні прямі лінійні регресій та значення достовірності апроксимації лінійної залежності потреб теплового навантаження від температури зовнішнього середовища. Бачимо, що, дійсно, для будівлі із відносно низькими теплотехнічними характеристиками залежність теплового навантаження від температури зовнішнього середовища можна вважати лінійною. Достовірність апроксимації у цьому випадку становить $R^2=0,96$. Для будинку із підвищеними теплотехнічними характеристиками кореляційний зв'язок потреб енергії на теплозабезпечення та температури зовнішнього середовища досить низький – достовірність апроксимації рівна $R^2=0,55$. З урахуванням попереднього аналізу такий розкид розрахункових точок обумовлений суттєвою часткою таких складових енергетичного балансу будинку як внутрішні тепловиділення та прихід сонячної радіації (див. рис. 2.6 та 2.7). При одній і тій же температурі зовнішнього середовища, за рахунок прихідної частини теплового балансу, потреба у тепловому навантаженні може досить суттєво відрізнятись. Це значно впливає на параметри та режими роботи СТ і повинно враховуватись.

Для запропонованих у дослідженнях характеристиках будинку (табл. 2.1), коефіцієнт мінливості потреб енергії всередині сезону зростає від 0,44...0,65 до 0,62...0,90, а потреб ексергії – від 0,60...1,00 до 0,79...1,22.

Суттєве погіршення лінійної кореляції між тепловим навантаженням та температурою зовнішнього повітря при підвищенні теплотехнічних характеристик будівлі істотно впливає на додаткові затрати, зумовленими невідповідністю режимів роботи СТ, що працює за лінійним графіком, дійсним тепловим режимам будівлі. Якщо СТ не забезпечує відповідних умов всередині приміщення (недогрівання), то споживач намагається самостійно створити

такі умови шляхом використання підручних, як правило, менш ефективних пристроїв чи засобів (найчастіше за допомогою електричного нагрівання). Очевидно, що додаткові затрати при недогріванні приміщення є більшими за додаткові затрати при перегріванні. Як показують результати аналізу, при зміні відношення нерівноцінності додаткових затрат, пов'язаних з недогріванням та перегріванням приміщення, в межах 1,2...2, для будинку з підвищеними теплотехнічними характеристиками (табл. 2.1) щорічні витрати на теплозабезпечення будинку можуть збільшуватися до 25 % (рис. 2.11). Для будинку з відносно низькими теплотехнічними характеристиками (табл. 2.1) дане зростання щорічних витрат не перевищує 5 % (рис. 2.11).

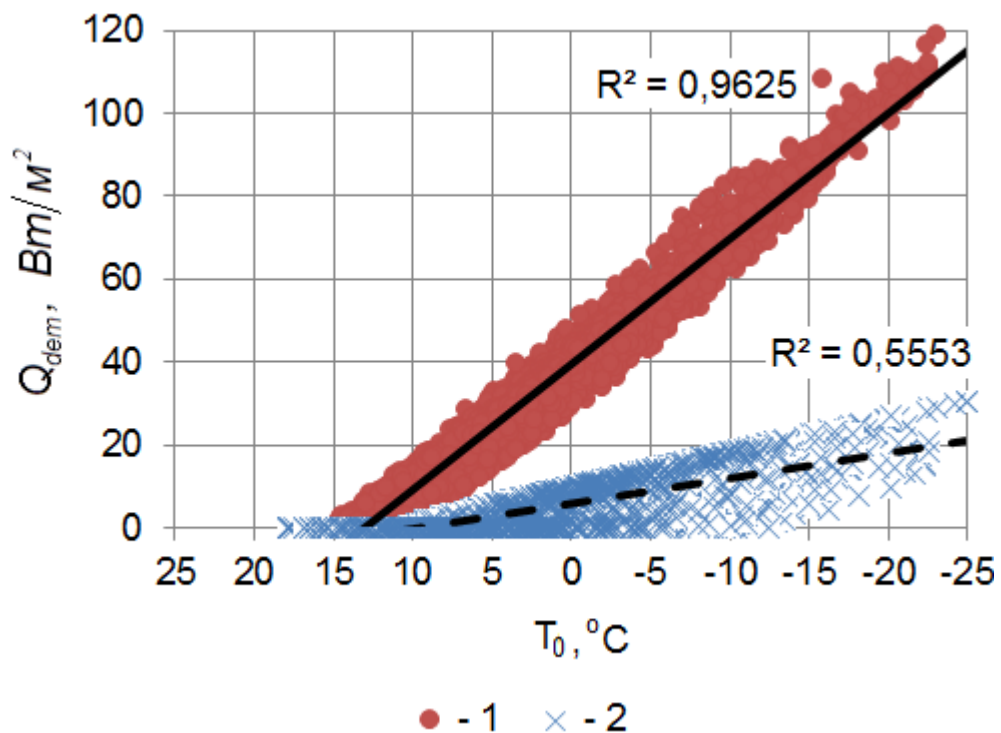


Рис. 2.10. Залежність потреб у тепловому навантаженні СТ від температури зовнішнього повітря [189]:

- 1 - будинок з низькими теплотехнічними характеристиками;
- 2 - будинок з підвищеними теплотехнічними характеристиками

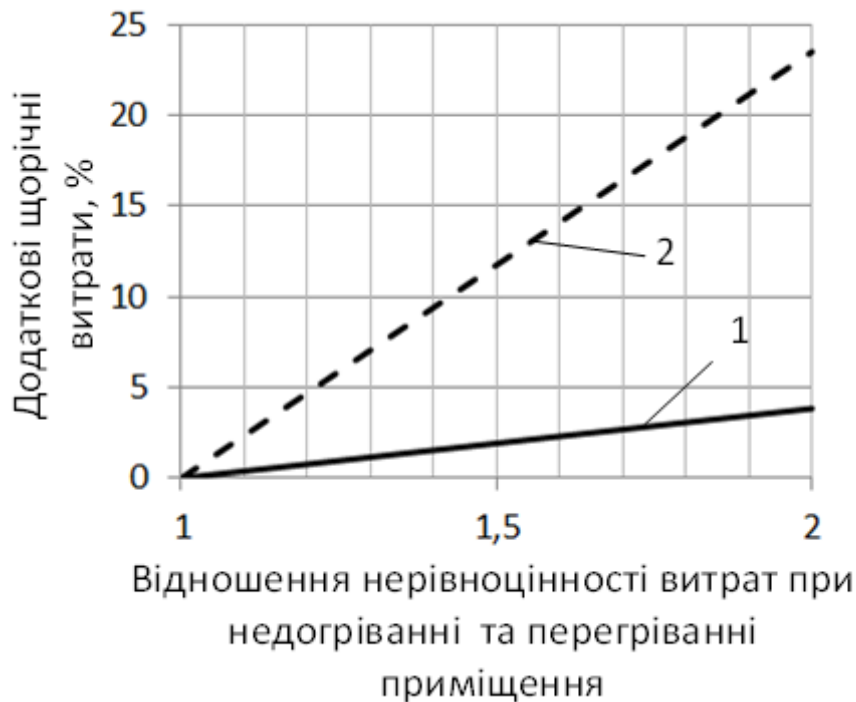


Рис. 2.11. Залежність можливих додаткових щорічних витрат при відхиленні потреб енергії від лінійної залежності:

- 1 - будинок з низькими теплотехнічними характеристиками;
- 2 - будинок з підвищеними теплотехнічними характеристиками

Отже, суттєві зниження потреб енергії та ексергії на теплозабезпечення будівель при існуючих тенденціях із підвищення їх теплотехнічних характеристик супроводжується зростанням мінливості цих потреб як межах опалювального періоду так і у багаторічному перерізі. У свою чергу, це обумовлює зростання невизначеності критеріїв ухвалення техніко-технологічних рішень у цих системах..

Окремою задачею на сьогоднішній день є вибір методу визначення ексергетичних характеристик (зокрема потреб ексергії) для теплозабезпечення будинку (динамічного чи стаціонарного), а також обґрунтування параметрів довкілля, відносно яких можна здійснювати ексергетичне оцінювання [12, 188, 190, 191, 192, 193, 194, 195]. Параметри робочих тіл СТ (особливо на кінцевих ділянках технологічного процесу), а також характеристики внутрішнього повітря є досить близькими до параметрів довкілля, які у свою чергу весь час

змінюються. Причому, ця зміна має ймовірнісну природу. Відповідно і ексергетичні характеристики СТ, будучи чутливими до параметрів довкілля, також змінюються випадковим чином.

Стаціонарний підхід є простішим, але призводить до неточності з визначення значень ексергетичних потоків. Динамічний підхід є складнішим, але його застосування забезпечує точність при застосуванні ексергетичних методів аналізу.

Піонерними дослідженнями з обґрунтування вибору стаціонарного чи динамічного підходу вважаються роботи італійських дослідників Ангелотті (Angelotti) та Капуто (Caputo) [190]. Ними було оцінено різницю між ексергетичними характеристиками процесів нагрівання та охолодження, визначеними відповідно із використанням стаціонарного та динамічного підходу для двох типових кліматичних зон Італії. При цьому, для першого підходу було використано в одному випадку розрахункові температури опалення та охолодження, а в другому – середні місячні температури для найхолоднішого (січень) та найтеплішого місяця (липень). Ексергетична ефективність за динамічним методом визначалася шляхом осереднення цього параметра, розрахованого для кожної години впродовж місяця. В роботах [12, 190] показано, що ексергетична ефективність процесу нагрівання, визначена за стаціонарним підходом на основі осереднених значень температури, а не розрахункової, є досить близькою до цього параметру, розрахованого за динамічним підходом. Щодо оцінки процесу охолодження, то, при використанні стаціонарного підходу можна використовувати тільки розрахункові температури довкілля, що, у свою чергу, призводить до 40 % похибки з визначення ексергетичної ефективної у порівнянні із динамічним підходом. Пізніше ці ж самі автори [191, 192] іще раз підтверджують отримані висновки, та вказують про доцільність використання динамічного підходу при оцінювання процесів охолодження приміщень та аналізі більш тепліших кліматичних зон.

В роботі [193] виконано оцінювання різниці між значеннями ексергії повітря всередині приміщень, отриманих для різних статистичних характеристик навколишнього середовища (середнього значення, моди та медіани) – стаціонарний метод, та значеннями цієї ж ексергії, але розрахованих на основі динамічного підходу. При цьому показано, що використання стаціонарного підходу призводить до суттєвого заниження ексергії внутрішнього повітря у порівнянні із динамічним підходом. В жаркому та вологому кліматі (Бангкок, Таїланд) значення ексергії сухого повітря є на 93 % (для теплого періоду року) та 89 % (для холодного періоду року) нижчими за значення ексергії повітря, визначеного на основі динамічного підходу. В холодному кліматі (Де-Білт, Нідерланди) значення ексергії сухого повітря, розраховане на основі стаціонарного методу є на 5,8 % (для теплого сезону) та 14,5 % (для холодного сезону) меншим у порівнянні із значенням цього параметру, визначеного із використанням динамічного підходу. Для кліматичної зони морського узбережжя (Лісабон, Португалія) заниження з такого ж оцінювання становлять 82,8 % та 23,4 % для теплого та холодного сезонів відповідно.

Джансен (Jansen) [194, 195] зробила порівняння з визначення потреб ексергії для опалення на основі стаціонарного (із використанням середньомісячних значень температури зовнішнього середовища) та динамічного (із використанням півгодинних характеристик) методів. Результаті такого оцінювання показали, що для клімату Нідерландів ексергетичні потреби на опалення, розраховані за динамічним підходом є на 14...17 % вищі за ті ж самі ексергетичні потреби, але визначення за стаціонарним методом. Для інших кліматичних районів отримано такі похибки: 11 % (Стокгольм, Швеція), 15 % (Берлін, Німеччина), 34 % (Мадрид, Іспанія).

В даній роботі запропоновано загальний методологічний підхід з обґрунтування вибору методу оцінювання ексергетичних характеристик СТ будинку – стаціонарного чи динамічного.

Отже, вище доведено, що для будинків із відносно низькими теплотехнічними характеристиками потреби енергії на створення сприятливого теплового комфорту в холодний період року можуть бути виражені лінійною функцією (див. рис. 2.10). Якщо ввести нову змінну $\Delta T(\tau_n) = T_{in} - T_0(\tau_n)$, де температура внутрішнього повітря T_{in} прийнята постійною, то можна зрозуміти, що потреби енергії є також лінійною функцією відносно цього аргументу - різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря $\Delta T(\tau_n)$

$$Q_{dem}(\Delta T(\tau_n)) = k \cdot \Delta T(\tau_n) + b, \quad (2.16)$$

де k та b - коефіцієнти.

Згідно (2.12), з урахуванням (2.16), потреби ексергії для теплозабезпечення будинку на проміжку часу τ_n можна виразити квадратичною функцією відносно різниці температур $\Delta T(\tau_n)$

$$E_{dem}(\Delta T(\tau_n)) = (k \cdot \Delta T(\tau_n) + b) \cdot \left(\frac{\Delta T(\tau_n)}{T_{in}} \right) = \frac{k}{T_{in}} \cdot \Delta T^2(\tau_n) + \frac{b}{T_{in}} \cdot \Delta T(\tau_n). \quad (2.17)$$

Можна припустити, що різниця температур ΔT є випадковою величиною, яку можна формалізувати за допомогою теорії ймовірностей та математичної статистики. Тоді, дотримуючись динамічного підходу, сумарні за опалювальний період потреби ексергії $E_{dem}^{dyn, year}$ для створення теплового комфорту всередині будинку можна визначити за формулою

$$E_{dem}^{dyn, year} = \int_{\Delta T_{min}}^{\Delta T_{max}} E_{dem}(\Delta T) \cdot f(\Delta T) d\Delta T, \quad (2.18)$$

де $f(\Delta T)$ – закон розподілу різниці температур як випадкової величини, який буде той же самий, що і для функціональнопов'язаної потреби ексергії;

ΔT_{min} , ΔT_{max} – відповідно мінімальне та максимальне значення різниці температур в межах опалювального періоду, К.

У відповідності до стаціонарного підходу, сумарні за опалювальний період потреби ексергії $E_{dem}^{steady,year}$ будуть визначитися за формулою

$$E_{dem}^{steady,year} = E_{dem}(\Delta T_{aver}) = E_{dem} \left[\int_{\Delta T_{min}}^{\Delta T_{max}} \Delta T \cdot f(\Delta T) d\Delta T \right], \quad (2.19)$$

ΔT_{aver} – осереднене за опалювальний період значення різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря, К.

Отже, якщо проаналізувати формулу (2.18) з урахуванням (2.17), то можна зрозуміти, що саме через квадратичну залежність потреб ексергії від різниці температур ΔT значення цього параметра, отримане за формулою (2.18), буде відрізнятися від значення, розрахованого при допомозі (2.19).

Відносне відхилення χ значення потреби ексергії $E_{dem}^{steady,year}$ (стаціонарний підхід) від значення $E_{dem}^{dyn,year}$ (динамічний підхід) пропонується визначити за формулою

$$\chi = \frac{E_{dem}^{dyn,year} - E_{dem}^{steady,year}}{E_{dem}^{dyn,year}} \cdot 100\%. \quad (2.20)$$

На рис. 2.12 наведений розподіл добової різниці температур $\Delta T(\tau_n)$ в межах одного опалювального періоду для умов м. Рівне, а також залежність добових потреб енергії будинку типу 1 (див. табл. 2.1) від цієї ж різниці. Із рис. 2.12,а бачимо, що, дійсно параметр $\Delta T(\tau_n)$ можна вважати як такий, що підпорядковується теорії ймовірностей – його зміну можна формалізувати за допомогою кривої розподілу Пірсона типу I і навіть нормальним законом. Також, із рис. 2.12,б видно, добові потреби енергії заданого будинку можна виразити лінійною функцією (2.16), де $k = 21,5617$, $b = 104,771$.

Вважаючи, що функція розподілу різниці температур $\Delta T(\tau_n)$ визначається кривою розподілу Пірсона I типу (що зумовлено специфікою ряду $\Delta T(\tau_n)$ через обмеження максимально можливого значення $\Delta T(\tau_n) = 10$ К), теоретично визначено, що сумарні за опалювальний період потреби ексергії $E_{dem}^{steady,year}$, розраховані за стаціонарним підходом, є на 15 % меншими за потреби

ексергії $E_{dem}^{dyn,year}$, обчислені за динамічним підходом. Якщо вважати, що функція розподілу різниці температур $\Delta T(\tau_n)$ визначається нормальним законом, то отримаємо 19-відсоткове відхилення (у менший бік) стаціонарного методу від динамічного.

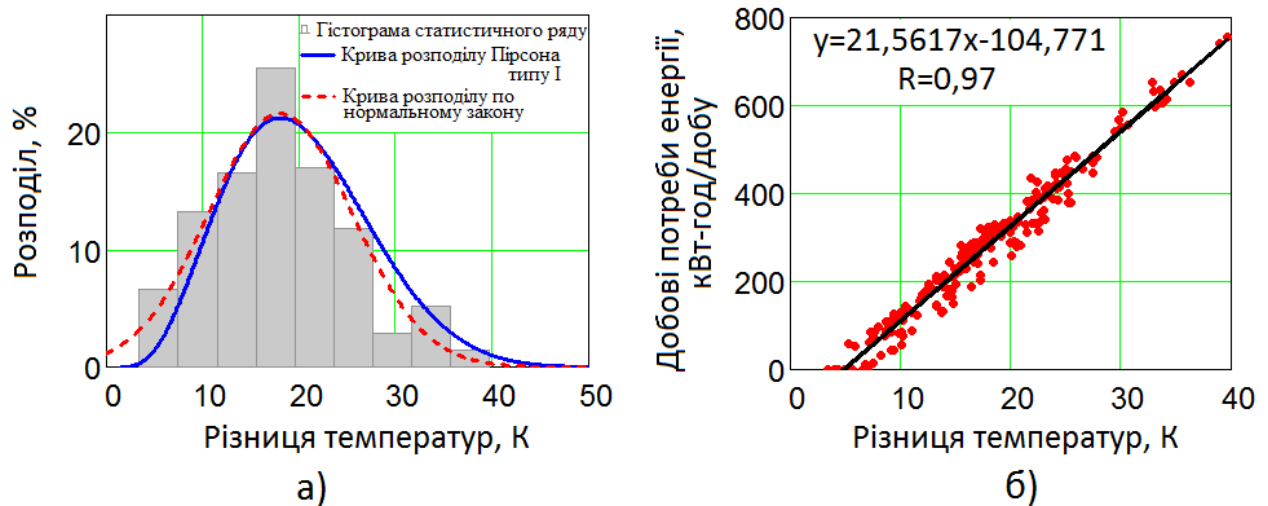


Рис. 2.12. Розподіл добової різниці температур $\Delta T(\tau_n)$, як випадкової величини, в межах опалювального періоду для умов м. Рівне (а) та залежність добових потреб енергії будинку типу 1 (табл. 2.1) від цієї ж різниці (б)

Потреби ексергії за стаціонарним та динамічним підходами для будинку типу 1 (див.табл. 2.1) також було оцінено на основі статистичної обробки даних. При цьому, дані потреби у першому випадку визначалися із використанням формули (2.19), де ΔT_{aver} приймалося рівним середньому за опалювальний період статистичному значенню різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря, К. А у другому випадку – за допомогою формул (2.12) та (2.13) (на рис. 2.5 та 2.8 наведені результати з визначення потреб ексергії за динамічним підходом). Отримані результати наведені на рис. 2.13.

Отже, бачимо, що, дійсно, для всіх років сумарні за опалювальний період потреби ексергії $E_{dem}^{steady,year}$ розраховані за стаціонарним підходом є менші за

потреби ексергії $E_{dem}^{dyn,year}$, обчислені за динамічним підходом. Причому ця різниця змінюється для різних років від 12 до 28 %.

Подібні результати, але для будинків із іншими параметрами, були також отримано в роботах [188, 193, 194, 196, 197].

Варто вказати, що оскільки потреби енергії на теплозабезпечення будинку з відносно низькими теплотехнічними характеристиками є лінійними відносно різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря, то, для визначення сезонних значень цього показника достатньо використовувати стаціонарний підхід (за формулою аналогічній (2.19)), що і має місце на практиці [188, 196].

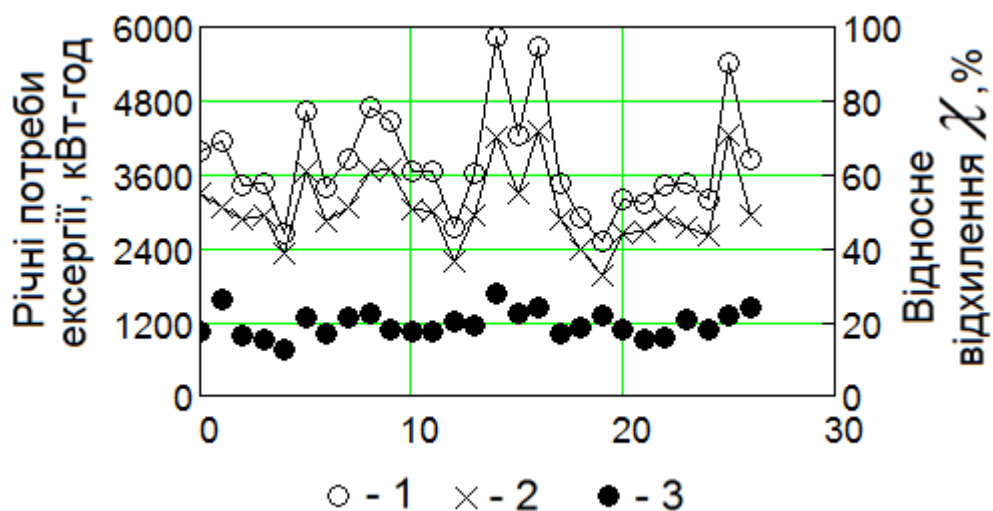


Рис. 2.13. Річні статистичні значення потреб ексергії, визначених за стаціонарним та динамічним підходами, та їх відносне відхилення:

1 – потреби ексергії $E_{dem}^{dyn,year}$, розраховані за динамічним методом; 2 – потреби ексергії $E_{dem}^{steady,year}$, розраховані за стаціонарним методом; 3 – відносне відхилення χ

Отже, запропонований метод, що базується на застосуванні методів теорії ймовірностей та математичної статистики з оцінки ексергетичних характеристик при теплозабезпеченні будинку, може бути використаний для

обґрунтування вибору стаціонарного чи динамічного підходу при реалізації енергетичного оцінювання.

2.3. Розроблення методу з оцінювання впливу ймовірнісного характеру зміни погодно-кліматичних умов на параметри природної вентиляції будинку

Витрати енергії на нагрівання вентиляційного/інфільтраційного повітря займають досить суттєву частку в загальному енергетичному балансі будівлі. Часто, для зменшення енергоспоживання будівлі вдаються до суттєвого зниження кратності повітрообміну, що не є прийнятним з точки зору створення комфортних умов у приміщеннях. Так, у період енергетичної кризи 1970-х років саме через намагання скоротити енергоспоживання у будівлях шляхом зниження витрат вентиляційного/інфільтраційного повітря з'явилася проблема синдрому «хворої» будівлі [198]. В Україні з аналогічною проблемою стикнулися зараз, коли відбулася масова заміна вікон у будівлях, побудованих у період бувшого СРСР, на повітронепроникні. Саме негерметичність вікон у таких будівлях забезпечувала відповідну чистоту внутрішнього повітря за рахунок інфільтрації та ексфільтрації. В даному випадку правильнішим було б улаштування рекуператорів теплоти витяжного повітря. Але влаштування таких систем в уже збудованих будинках не завжди технічно можливе.

Отже, проблема забезпечення вентиляції будівлі залишається актуальною. При цьому повністю невирішеними поки що залишаються питання методології розрахунку параметрів та характеристик систем вентиляції.

Найбільшу частку будівель, особливо житлових, як в Україні, так і в інших країнах займають саме ті, де передбачена природна вентиляція. Існуючі підходи [180, 199] з визначення витрат енергії на нагрівання вентиляційного повітря у таких системах не враховують те, що характер залежності цих витрат є нелінійним відносно метеорологічних параметрів, які у свою чергу змінюються випадковим чином. Наприклад, в роботі [180] дані витрати за весь

опалювальний період запропоновано визначати за формулою стаціонарного підходу

$$En_{inf}^{year} = c \cdot ACH^{year} \cdot u_v \cdot V_h \cdot \gamma_0 \cdot \eta \cdot D, \quad (2.21)$$

де c – питома теплоємність повітря, приймається постійною і рівною 1 кДж/(кг·К);

ACH^{year} – середня за опалювальний період кратність повітрообміну будинку, яка приймається постійною, год⁻¹;

u_v – коефіцієнт зниження об'єму повітря у будинку, яким враховується наявність внутрішніх огорожувальних конструкцій;

V_h – опалюваний об'єм будинку, м³;

γ_0 – середня за опалювальний період густина повітря, що надходить до приміщення за рахунок інфільтрації або вентиляції, кг/м³;

η – коефіцієнт впливу зустрічного теплового потоку в огорожувальних конструкціях, що приймається в залежності від конструктивних параметрів огорожень.

D – кількість градусо-днів опалювального періоду, град·днів.

Із формули (2.21) видно, що в ній не врахована можлива зміна кратності повітрообміну ACH , а також густини зовнішнього повітря в межах опалювального періоду залежно від зміни таких метеорологічних чинників як температура та швидкість зовнішнього повітря і пов'язаної з цим функції витрат енергії на нагрівання інфільтраційного повітря (2.21). Іншими словами, у виразі (2.21) добуток ACH , γ_0 та різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря, що входить у вираз для визначення кількості градусо-днів, «розірвано» та представлено у вигляді трьох незалежних параметрів. Про це, зокрема, вказано в роботі [200]. Але, знову ж таки, в цій роботі не враховано іще той факт, що температура та швидкість зовнішнього повітря змінюються впродовж опалювального періоду випадковим чином.

Мета дослідження – розроблення методу із розрахунку параметрів природної вентиляції будинку на основі врахування за допомогою теорії

ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічних факторів під час опалювального періоду та у багаторічному перерізі, що забезпечує можливість визначення критеріїв обґрунтування впровадження енергоефективних заходів у системі вентиляції будинку з урахуванням змін режимів природної вентиляції.

Природний повітрообмін у будинку обумовлений дією двох параметрів – різницею температур внутрішнього та зовнішнього повітря та вітровим напором. При цьому, для визначення кратності повітрообміну ACH запропоновано використовувати принцип суперпозиції [199, 201]

$$ACH = \frac{V_{inf}}{V_h} = \frac{k_{inf} \cdot (\Delta p)^{n_{inf}}}{V_h}, \quad (2.22)$$

де

$$\Delta p = k_{stack} \Delta T + k_{wind} w^2, \quad (2.23)$$

V_{inf} – об’ємна витрата зовнішнього повітря, що інфільтрує всередину будівлі, м³/год;

k_{inf} , k_{stack} , k_{wind} – емпіричні коефіцієнти, значення яких взято з довідника американської асоціації інженерів з опалення вентиляції та кондиціонування (ASHRAE Handbook of Fundamentals, 2013, [199]) і залежать вони від конструктивних характеристик будинку та мають розмірність м³/(с·Па^{n_{inf}}), Па/К та Па·с²/м² відповідно;

ΔT , w – відповідно різниця температур внутрішнього і зовнішнього повітря та швидкість вітру, К, м/с;

$n_{inf} = 0,5 \dots 1,0$ – коефіцієнт, який залежить від режиму інфільтрації, найчастіше його значення становить $n_{inf} = 0,67$ [173, 199, 201, 202].

Тоді

$$ACH = \frac{V_{inf}}{V_h} = \frac{k_{inf} \cdot (k_{stack} \Delta T + k_{wind} w^2)^{n_{inf}}}{V_h}. \quad (2.24)$$

Відповідно, витрата енергії на нагрівання інфільтраційного повітря буде визначатися за формулою

$$En_{inf} = c \cdot k_{inf} \cdot (k_{stack} \Delta T + k_{wind} W^2)^{n_{inf}} \cdot v_v \cdot \gamma_0 \cdot \eta \cdot \Delta T. \quad (2.25)$$

Видно, що і кратність повітрообміну ACH , і витрата енергії En_{inf} на нагрівання інфільтраційного повітря є нелінійними функціями відносно різниці температур та швидкості вітру, які є змінними в часі. Прийmemo, що ці аргументи є випадковими величинами. На рис. 2.14, для прикладу, показані гістограма розподілу різниці ΔT температур внутрішнього повітря в приміщенні та середньодобової температури зовнішнього повітря, а також середньодобової швидкості зовнішнього повітря W окремо взятого опалювального періоду Рівненського регіону. Бачимо, що дійсно ці показники можна вважати як такими, що підпорядковуються законам теорії ймовірностей.

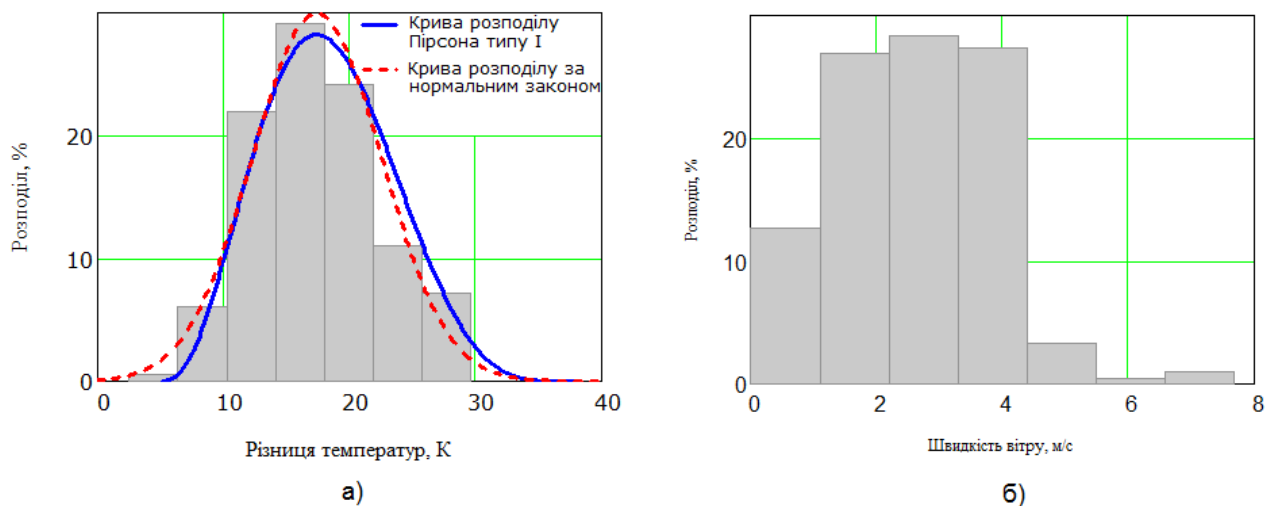


Рис. 2.14. Гістограма розподілу різниці температур внутрішнього повітря в приміщенні та середньодобової температури зовнішнього повітря (а) й середньодобової швидкості вітру (б) окремо взятого опалювального періоду для Рівненського регіону [203]

Зробимо теоретичний аналіз впливу ймовірнісного характеру реалізації метеорологічних параметрів на показники природного повітрообміну в будівлях. Розглянемо більш спрощений випадок, коли швидкість вітру відсутня. Тоді кратність повітрообміну і кількість затраченої

на нагрівання інфільтраційного повітря енергії будуть відповідно визначатися за формулами

$$ACH = \frac{k_{inf} \cdot (k_{stack} \Delta T)^{n_{inf}}}{V_h}; \quad (2.26)$$

$$En_{inf} = c \cdot k_{inf} \cdot k_{stack}^{n_{inf}} \cdot v_v \cdot \gamma_0 \cdot \eta \cdot (\Delta T)^{n_{inf}+1}. \quad (2.27)$$

Отже, якщо вважати, що за певний період часу (опалювальний сезон, місяць тощо) різниця температур внутрішнього та зовнішнього повітря ΔT є випадковою величиною з відповідним законом розподілу, то відповідний параметр природної вентиляції буде визначатися за формулою математичного сподівання функції, яка залежить від різниці ΔT і також є випадковою величиною (динамічний підхід)

$$Y_{inf}^{dyn} = \int_{\Delta T_{min}}^{\Delta T_{max}} Y_{inf}(\Delta T) f(\Delta T) d\Delta T, \quad (2.28)$$

де $Y_{inf}(\Delta T)$ – функція, що визначає параметр природної вентиляції і залежить від випадкової величини ΔT ;

$f(\Delta T)$ – густина розподілу різниці температур ΔT як випадкової величини;

Y_{inf}^{dyn} – розрахунковий параметр природної вентиляції (наприклад, загальна кількість енергії, спожита за певний період для нагрівання інфільтраційного повітря, середнє значення кратності повітрообміну тощо).

На практиці, при визначенні функцій такого типу, використовують спрощену формулу (стаціонарний підхід)

$$Y_{inf}^{steady} = Y_{inf}(\Delta T_{aver}), \quad (2.29)$$

де ΔT_{aver} – осереднене значення різниці температур за розрахунковий період.

Як вже було показано у п. 2.2, формулу типу (2.29) може бути використана лише в окремих випадках (наприклад, коли функція $Y(\Delta T)$ є лінійною відносно ΔT без розривів та зламів).

Для статистичного ряду, показаного у вигляді номограми на рис. 2.14, густину розподілу ймовірностей найкраще описати кривою розподілу Пірсона I роду, де дотична на лівому кінці цієї кривої є вертикальною. Для України, в більшості випадків, це обмеження визначається температурою зовнішнього повітря, при якій починається опалювальний період $T_0 = 8...10 \text{ }^\circ\text{C}$. Але для практичного застосування можна у першому наближенні використати криву нормального розподілу випадкової величини. При цьому, статистичне опрацювання показало, що математичне сподівання різниці $\Delta T = T_{in} - T_0$ становить $\Delta T_{aver} = 18,9\text{K}$, а середнє квадратичне відхилення $\sigma_{\Delta T} = 6,3\text{K}$.

Введемо показник, який буде характеризувати відносне відхилення параметрів природної вентиляції, визначених за спрощеною формулою (2.29), у порівнянні з тими ж параметрами, але визначеними за формулою (2.28)

$$\chi = \frac{Y_{inf}^{dyn} - Y_{inf}^{steady}}{Y_{inf}^{dyn}} \cdot 100\% . \quad (2.30)$$

На рис. 2.15 показані результати теоретичного оцінювання похибки χ при визначенні середньої за опалювальний період кратності повітрообміну ACH_{aver} та сумарного за опалювальний період споживання енергії на нагрівання інфільтраційного повітря при нормальному законі розподілу випадкової величини ΔT та таким, що задається кривою Пірсона типу I.

З рис. 2.15 бачимо, що середня за опалювальний період кратність повітрообміну, визначена без урахування ймовірнісного характеру зміни ΔT , є вищою на 1 % залежно від значення показника n_{inf} у порівнянні з кратністю повітрообміну, визначеною за формулою (2.28). Тобто такою похибкою можна знехтувати.

Разом з тим, на рис. 2.15 видно, що сумарне за опалювальний період споживання енергії на нагрівання інфільтраційного повітря, яке визначене за спрощеним підходом, як це прийнято на практиці (за формулою (2.29)) є на 3...8 % меншим за цю ж величину, але визначену за формулою (2.28), де враховується ймовірнісний характер зміни різниці ΔT .

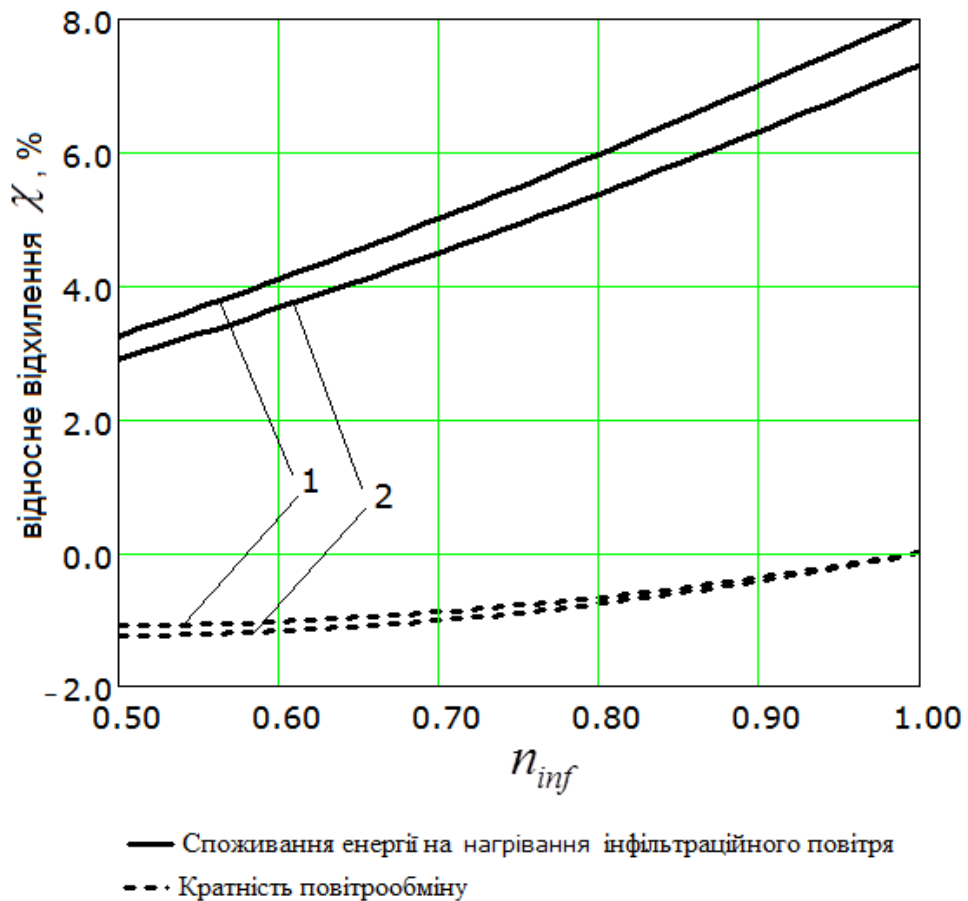


Рис. 2.15. Теоретичні похибки χ при визначенні середньої за опалювальний період кратності повітрообміну та сумарного за опалювальний період споживання енергії на нагрівання інфільтраційного повітря при нормальному законі розподілу (1) випадкової величини ΔT та таким, що задається кривою Пірсона типу I (2) [203]

На основі статистичного опрацювання бази метеорологічних даних для умов Рівненського регіону за 27 років (1970–1997 рр.) було проаналізовано відхилення значень сумарного за опалювальний період споживання енергії на нагрівання інфільтраційного повітря $En_{inf}^{steady, year}$, визначеного без урахування мінливості метеорологічних факторів (різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря та швидкості вітру), як це роблять на практиці, від значень споживання енергії $En_{inf}^{dyn, year}$, але визначеного з урахуванням мінливості метеорологічних факторів.

Результати досліджень наведені на рис. 2.16 при значенні показника $n_{inf} = 0,67$, що найчастіше має місце на практиці [173, 199, 201, 202]. З рис. 2.16 бачимо, що відхилення χ в різні роки змінюється від 6 до 12%. Осереднене в багаторічному перерізі значення відхилення становить 8,6%. При цьому, значення $En_{inf}^{dyn,year}$ є вищими за значення $En_{inf}^{steady,year}$.

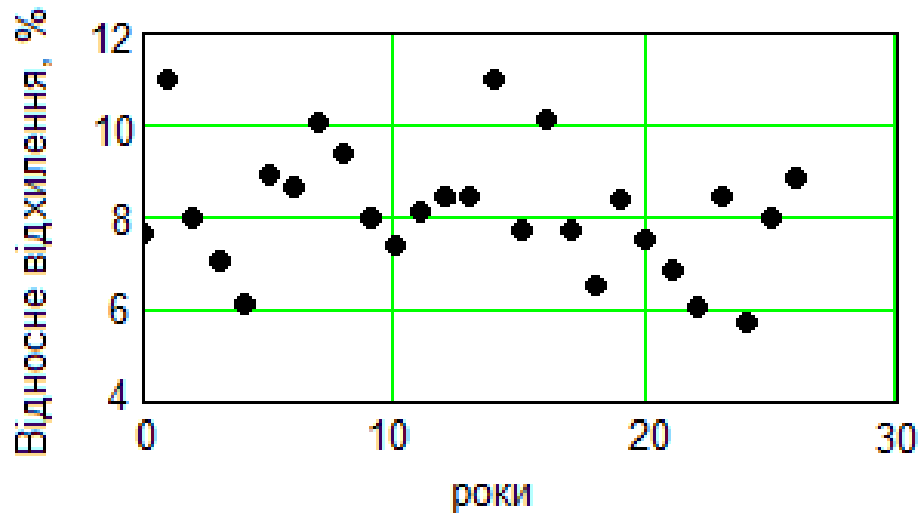


Рис. 2.16. Відхилення сезонних за опалювальний період значень витрати енергії на нагрівання інфільтраційного повітря, обчислених за стаціонарним підходом у порівнянні із динамічним [203]

Тут варто відзначити, що якщо оцінювати затрати енергії на нагрівання вентиляційного/інфільтраційного повітря разом із затратами енергії на компенсацію втрат енергії шляхом теплопередачі через зовнішні огороження будинку, то визначене вище відхилення буде мати значно меншу роль (не більше 5 %). Але, якщо розглядається рішення відносно системи вентиляції приміщення окремо, то, визначення затрати енергії на нагрівання вентиляційного/інфільтраційного повітря саме за динамічним методом є доцільним. Дане обґрунтування буде підтверджено нижче на прикладі заміни природної вентиляції механічною із рекуператором енергії витяжного повітря.

Для подальшого аналізу впливу мінливості погодно-кліматичного чинника на значення витрат енергії для нагрівання за опалювальний сезон

інфільтраційного повітря у багаторічному перерізі використано коефіцієнт варіації, що розраховується за формулою (2.15).

На рис. 2.17 показано графік зміни коефіцієнта варіації $CV_{En_{inf}^{year}}$ при різних значеннях показника n_{inf} . Наведені дані свідчать, що при збільшенні параметра n_{inf} даний коефіцієнт варіації зростає. Для найбільш типового випадку, при якому $n_{inf} = 0,67$, значення $CV_{En_{inf}^{year}} = 0,14$.

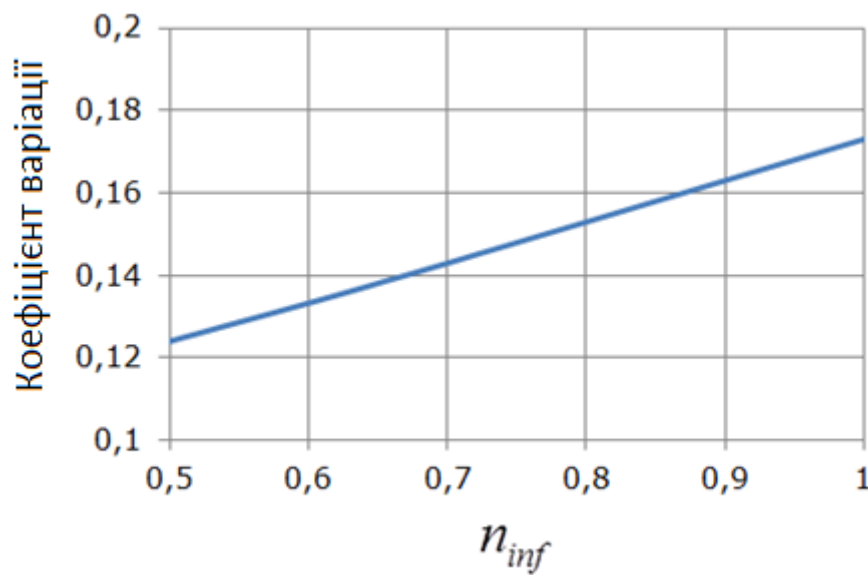


Рис. 2.17. Зміна коефіцієнта варіації витрати енергії $CV_{En_{inf}^{year}}$ на нагрівання інфільтраційного повітря за опалювальний період при різних значеннях показника n_{inf} [203]

Мінливість сезонних параметрів вентиляції у багаторічному перерізі доцільно враховувати, зокрема, при техніко-економічному обґрунтуванні рішень щодо створення й модернізації систем вентиляції.

Розглянемо випадок заміни природної вентиляції механічною із рекуперацією енергії витяжного повітря. На відміну від рішення, що полягає у заміні повітропроникних вікон герметичними та найчастіше використовується на практиці і призводить до появи синдрому «хворої» будівлі, дане рішення є одним з найбільш обґрунтованих, хоч і потребує більших капіталовкладень та технічно складніше в реалізації.

Отже, використовуючи базу метеорологічних даних за 27 років для Рівненського регіону, були розраховані можливі грошові потоки при реалізації рішення по заміні природної вентиляції механічною з рекуперацією енергії вентиляційного повітря. Результати розрахунків, наведені на рис. 2.18, свідчать, що внаслідок впливу мінливості у багаторічному перерізі погоднокліматичного чинника (температури та швидкості зовнішнього повітря) графіки грошових потоків мають певний розкид. Тому з'являється певна невизначеність при розрахунку економічних показників (дисконтований термін окупності, чистий дисконтований дохід, тощо). Наприклад, як показано на рис. 2.18, при заданих капіталовкладеннях у відповідні рішення (горизонтальна лінія) термін їх окупності змінюється від чотирьох до семи років.

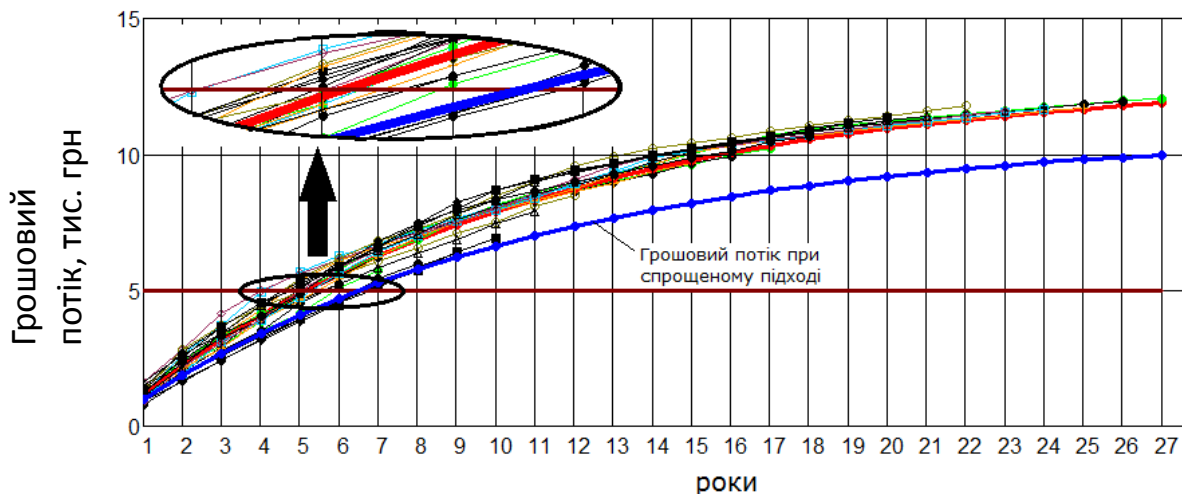


Рис. 2.18. Графіки можливих грошових потоків при заміні природної вентиляції механічною з рекуператором теплоти витяжного повітря з урахуванням впливу ймовірнісного характеру погоднокліматичного фактора на параметри природної вентиляції будівлі, ефективність рекуперації $\eta=0,5$ [203]

На рис. 2.18, для порівняння, показано графік грошового потоку, розрахований за існуючим підходом (стаціонарний підхід) з використанням розрахункових метеорологічних параметрів, без урахування мінливості метеорологічних факторів. Видно, що графік грошового потоку при спрощеному підході знаходиться нижче за графіки грошових потоків,

визначених з урахуванням мінливості погодно-кліматичного фактора. При цьому, і відповідні економічні показники також будуть іншими. Наприклад, як видно з рис. 2.18, при спрощеному, стаціонарному підході термін окупності є до трох років завищеним. При вищих капіталовкладеннях різниця між термінами окупності буде іще більшою [203].

2.4. Розроблення методу з оцінювання впливу мінливості метеорологічних факторів та диференціації цін енергоносіїв на критерії обґрунтування параметрів приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції будівлі та розрахунку невизначеності цих критеріїв

Зважаючи на те, що Україна характеризується високим рівнем питомих тепловтрат існуючих будинків, суттєвого зменшення затрат на їх опалення можна досягти, зокрема, шляхом підвищення опору теплопередачі зовнішнього огороження.

Підвищення теплозахисту огорожувальних конструкцій вимагає додаткових капіталовкладень. Інвестиційна привабливість таких вкладень сьогодні визначається із використанням чотирьох основних загальноприйнятих у світовій економічній практиці показників [58, 178]: чистий дисконтований дохід, індекс дохідності, внутрішня норма дохідності, термін окупності, які є взаємопов'язаними.

В існуючих підходах, при вирішенні задачі обґрунтування значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції будинку кількість градусо-днів для конкретної території розміщення об'єкта приймається постійною і рівною осередненому в багаторічному перерізі значенню даної величини [180] без урахування коливань цих параметрів як в багаторічному перерізі, так і всередині року, що може бути недостатнім [197, 205, 206,].

Метою даних досліджень є розроблення та перевірка методу визначення впливу природної сезонної мінливості погодно-кліматичних чинників у багаторічному перерізі на диференційовану ціну енергоносія, та спричинену

цим невизначеність параметрів вибору приведеного опору теплопередачі огорожувальної конструкції.

У літературі [204] пропонується декілька критеріїв, на основі яких можна вибирати оптимальні рішення при управлінні системами, режими роботи яких залежать від погодно-кліматичного чинника. Розглянемо так званий критерій Байєса [204, 205, 206].

При описанні множин погодно-кліматичних умов $\Omega_D = \{D\}$ як і при описанні дій зі сторони, наприклад, СТ будівель $\Omega_R = \{R\}$ може бути два випадки. Перший характеризується тим, що множини Ω_D та Ω_R дискретні і включають в себе кінцеву кількість елементів D_1, D_2, \dots, D_m та R_1, R_2, \dots, R_n , що відповідають різним погодним умовам та режимам роботи системи. Другий випадок означає, що множини Ω_D та Ω_R неперервні.

Маючи дані про характер множин Ω_D та Ω_R , можна побудувати функцію

$$u = u(D, R), \quad (2.31)$$

яка показує, який буде ефект при прийнятті деякого рішення $R \in \Omega_R$ і здійсненні погодних умов $D \in \Omega_D$. Ця функція може розглядатися як функція доходу, якщо мова іде про позитивний ефект, функція витрат, якщо описуються витрати тощо.

Отже, для випадку довгострокових рішень при управлінні природно-технічними системами (наприклад, при виборі теплозахисту огорожувальної конструкції), оптимально використати кліматологічну інформацію можна наступним чином.

Якщо через s_{cl_j} позначити кліматологічну стратегію управління, смисл якої полягає у прийнятті одного і того ж рішення R_j , то, згідно критерію Байєса, осереднене значення функції (2.31) при вибраній стратегії s_{cl_j} буде визначатися за формулою

$$\overline{U}_{cl_j} = \sum_{i=1}^m u(D_i, R_j) P(D_i), \quad (2.32)$$

де $P(D_i)$ – природна повторюваність відповідного метеофактора або комплексного показника, що характеризує погодно-кліматичні умови у багаторічному перерізі.

Процедура пошуку кліматологічно оптимальної стратегії заключається в розрахунку величин \overline{U}_{cl_j} для всіх $j = \overline{1, n}$ та знаходження серед них найбільш екстремального значення. Та стратегія, що відповідає екстремальному значенню \overline{U}_{cl_j} і буде, згідно критерію Байєса, кліматологічно оптимальною.

Для неперервних моделей задача пошуку кліматологічно оптимальної стратегії полягає в знаходженні такого постійного рішення R_j , що не залежить від конкретного стану погоди, при якому середнє в статистичному смислі значення функції [205, 206]

$$\overline{U} = \int_{(x)} u(x, R_j) f(x) dx \quad (2.33)$$

досягає екстремального значення або задовольняє відповідній умові. В цій формулі через $f(x)$ позначений закон розподілу метеофактора (або комплексу метеофакторів), що характеризує особливості клімату території розміщення об'єкта.

В багатьох випадках важливо при оптимізації управління об'єкта (системи), робота якого залежить від погодно-кліматичного чинника, є коливання доходів, втрат тощо, викликаних дією некерованих метеорологічних факторів (див. вище). Очевидно, що чим більші ці коливання, тим вища невизначеність рішень, що приймаються, і тим менша можливість завчасної компенсації наступних відхилень.

Для зниження «метеорологічної» нестійкості прийнятих рішень можна вибрати стратегію, при якій мінімізується дисперсія ефекту від прийнятого рішення [204]

$$D_s = \sum_{i=1}^m \left[u(D_i, R_j) - \sum_{i=1}^m u(D_i, R_j) P(D_i) \right]^2 P(D_i) \rightarrow \min; \quad (2.34)$$

або

$$D_s = \int_{\langle x \rangle} [u(x, R_j) - \bar{U}]^2 f(x) dx \rightarrow \min. \quad (2.35)$$

При вирішенні задачі підвищення рівня стійкості прийнятого рішення до дій метеорологічних факторів в роботі [204] запропоновано використовувати не дисперсію коливань, а більш комплексний критерій, який враховує як дисперсію результатів, так і їх середній рівень, тобто коефіцієнт варіації

$$CV = \frac{\sigma}{\bar{U}}, \quad (2.36)$$

де \bar{U} – осереднене значення (математичне сподівання) ефекту, яке можна визначити за формулою (2.32) або (2.33);

$\sigma = \sqrt{D_s}$ – середнє квадратичне відхилення ефекту, що відповідає вибраній стратегії.

Отже, розглянемо задачу обґрунтування збільшення опору теплопередачі огорожувальної конструкції будинку, для обігріву якого використовується енергоносії із диференційованим тарифом [207, 208, 209, 210]. Ця задача і її розв'язання мали важливе практичне значення для умов України, коли впродовж 2007 – 2014 рр. діяли такі тарифи на газ для населення. Наприклад, відповідно до постанови Національної комісії з питань регулювання електроенергетики України № 812 від 13 липня 2010 р., з 1 серпня 2010 року в Україні були встановлені тарифи на цей енергоносії для побутових споживачів, що диференціювалися відповідно до річних обсягів споживання. Так, при споживанні природного газу за рік до 2500 м³ вартість 1 м³ цього палива становила 0,73 грн/м³, при споживанні від 2500 до 6000 м³ – 1,10 грн/м³, при споживанні від 6000 до 12000 м³ – 2,25 грн/м³, при споживанні природного газу за рік більше 12000 м³ – 2,69 грн/м³.

Нехай огороження має форму плоскої нескінченної стінки і складається з декількох однорідних матеріальних шарів. Один із цих шарів – теплоізоляційний, а всі інші – конструктивні. Причому параметри конструктивних шарів відомі, зокрема опір теплопередачі цих шарів – R_{Σ_0} , м²·К/Вт. За рахунок збільшення опору теплопередачі огорожувальної

конструкції знижуються тепловтрати через неї, що, у свою чергу, зменшує експлуатаційні витрати на обігрів будинку а також капітальні затрати завдяки зниження теплової потужності СТ будинку.

Повний дисконтований дохід $\mathcal{D}\mathcal{D}_{T_{oper}}$ за весь термін T_{oper} експлуатації даного енергозберігаючого міроприємства розраховується за формулою [58, 178]

$$\mathcal{D}\mathcal{D}_{T_{oper}} = \sum_{\tau=0}^{T_{oper}} \frac{\Delta_{\tau}}{(1+r)^{\tau}}, \quad (2.37)$$

де r – норма дисконту, 1/рік, яку приймемо в даних дослідженнях постійною;
 Δ_{τ} – проміжний дохід в τ -му році, грн/рік.

Величину доходів в τ -му році Δ_{τ} в даному випадку можна визначити як

$$\begin{aligned} \Delta_{\tau} &= c_{\tau} \cdot \Delta Q_{dem,\tau}^{year} + c_{\tau} \cdot K = \\ &= \frac{c_{\tau}}{Q_l^c \cdot \eta} \cdot D \cdot F \cdot \left(\frac{1}{R_{\Sigma_0}} - \frac{1}{R_{\Sigma}} \right) + c_{\tau} \cdot K, \end{aligned} \quad (2.38)$$

де c_{τ} – вартість енергії в τ -му році, яка змінюється в залежності від спожитого об'єму, грн/м³;

$\Delta Q_{dem,\tau}^{year}$ - скорочення потреб енергії на теплозабезпечення за рахунок зниження тепловтрат через огорожувальну конструкцію в τ -му році у випадку улаштування теплової ізоляції, кВт·год/рік;

Q_l^c - нижча теплота згорання палива, кВт·год /м³;

η – енергетичний ККД СТ;

D - кількість градусо-днів району розміщення об'єкту;

F – площа поверхні огорожувальної конструкції, м²;

R_{Σ_0} , R_{Σ} – відповідно опір теплопередачі огорожувальної конструкції до та після встановлення теплової ізоляції, м²·К/Вт;

K – об’єм природного газу, що споживається на такі господарські потреби як приготування їжі, нагрів води для гарячого водопостачання, м³.

Із формули (2.38) видно, що значення доходів в τ -му році Δ_τ залежить від конструктивних та теплофізичних характеристик огорожувальних конструкцій (F , R_{Σ_0} , R_Σ), ККД системи η , вартості палива (c_τ), а також від погодно-кліматичних умов, які характеризуються кількістю градусо-днів, D .

Згідно критерію Байєса, для врахування ймовірнісного закону розподілу кількості градусо-днів у багаторічному перерізі, пропонується вибирати таке значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції, при якому середнє в статистичному сенсі значення чистого дисконтованого доходу [207, 208, 209, 210]

$$\overline{ЧДД} = \frac{I}{r} \cdot \left[1 - (1+r)^{-T_{oper}} \right] \cdot \int_{D_{min}}^{D_{max}} \Delta(D) \cdot f(D) \cdot dD - K_{ins} \quad (2.39)$$

відповідає прийнятим умовам доцільності влаштування теплозахисту огорожувальної конструкції. Де у формулі (2.39) прийнято, що

$$\sum_{t=0}^{T_{oper}} \frac{1}{(1+r_t)^t} = \frac{1}{r} \cdot \left[1 - (1+r)^{-T_{oper}} \right]; \Delta(D) - \text{функціональна залежність доходу } \Delta,$$

від кількості градусо-днів D ; $f(D)$ - густина розподілу кількості градусо-днів;

D_{min} , D_{max} – відповідно мінімальне та максимальне значення кількості градусо-

днів; r – норма дисконту, 1/рік, яку приймемо в даних дослідженнях постійною;

T_{oper} – термін експлуатації даного енергозберігаючого міроприємства; K_{ins} -

додаткові капітальні вкладення у теплоізоляційний шар, грн.

Термін окупності даного енергозберігаючого міроприємства у даному випадку запропоновано визначати як [207, 208, 209, 210]

$$\bar{T} = - \frac{\ln \left(1 - \frac{K_{ins}}{r \cdot \int_{D_{min}}^{D_{max}} \Delta(D) \cdot f(D) \cdot dD} \right)}{\ln(1+r)}. \quad (2.40)$$

Приведемо приклад розрахунку деяких економічних показників та їх вплив на вибір опору теплопередачі огорожувальної конструкції будинку. При цьому, у першому випадку приймемо, що розрахункове значення кількості градусо-днів, як це прийнято в існуючій практиці, постійне і рівне його середньобагаторічному значенню $D = D_{aver}$. У другому випадку враховано щорічну зміну кількості градусо-днів використовуючи розглянутий вище метод [207, 208, 209, 210]. Прийнято такі вихідні дані: нижча теплота згорання природного газу $Q_l^c = 9,7$ кВт·год/м³; ККД СТ $\eta = 90$ %; показник $n = 1$; приведений опір теплопередачі огорожувальної конструкції будинку до влаштування теплової ізоляції $R_{\Sigma_0} = 1$ м²·К/Вт; вартість теплоізоляційного матеріалу $c = 900$ грн/м³; термін служби ізоляції 30 років; ставка дисконту $r = 10$ %; розрахункова температура опалення навколишнього повітря, $T_{design} = -21$ °С; температура повітря всередині будинку, $T_{in} = +18$ °С.

На рис. 2.19 наведені графіки зміни ЧДД в залежності від загального опору теплопередачі R_{Σ} та характеру врахування кількості градусо-днів.

Бачимо, що в даному випадку має місце наявність оптимального значення опору R_{Σ} , при якому ЧДД максимальний. Причому, при площі огорожувальної конструкції будинку 220 м² це оптимальне значення однакове як при неврахуванні зміни кількості градусо-днів $D = D_{aver} = const$, так і у випадку врахування варіації кількості градусо-днів у багаторічному перерізі. Разом з тим, видно, що значення чистого дисконтованого доходу без урахуванням зміни величини D більші на значення цього ж показника з урахуванням зміни кількості градусо-днів впродовж років до 30 %. Очевидно, що й інші показники (термін окупності, індекс дохідності, внутрішня норма дохідності), які безпосередньо пов'язані із ЧДД, будуть відрізнятися від таких, які розраховані при умові неврахування зміни D .

Із рис. 2.19 також видно, що уже при площі огорожувальної конструкції 300 м² оптимальне значення опору теплопередачі при неврахуванні зміни кількості градусо-днів D рівне $R_{\Sigma} = 1,7$ м²·К/Вт і відрізняється від

оптимального значення термічного опору при врахуванні зміни кількості градусо-діб в багаторічному перерізі, яке становить $R_{\Sigma} = 1,8 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$. При цьому, якщо прийняти значення термічного опору $R_{\Sigma} = 1,7 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, визначене при умові постійного показника $D = D_{aver} = const$, то середньостатистичне ЧДД буде становити 16 тис. грн., а не 17,5 тис. грн.

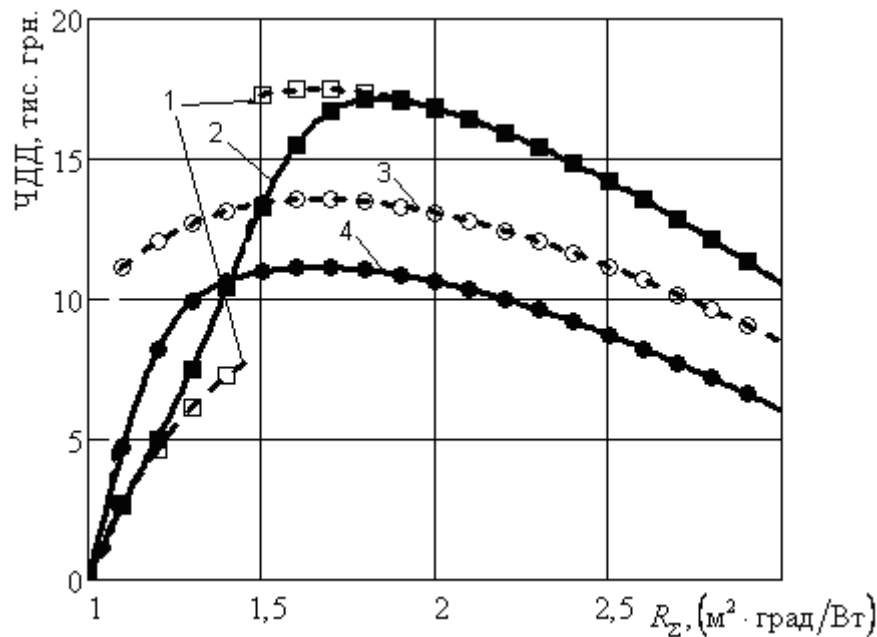


Рис. 2.19. Зміни ЧДД при влаштуванні теплової ізоляції в залежності від загального опору теплопередачі огорожувальної конструкції R_{Σ} та характеру врахування кількості градусо-діб:

1 – при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 та неврахуванні зміни кількості градусо-діб; 2 – при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 та врахуванні зміни кількості градусо-діб; 3 – при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та неврахуванні зміни кількості градусо-діб; 4 – при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та врахуванні зміни кількості градусо-діб

[209]

На рис. 2.20 наведені графіки зміни дисконтованого терміну окупності в залежності від загального опору теплопередачі R_{Σ} та характеру врахування кількості градусо-діб.

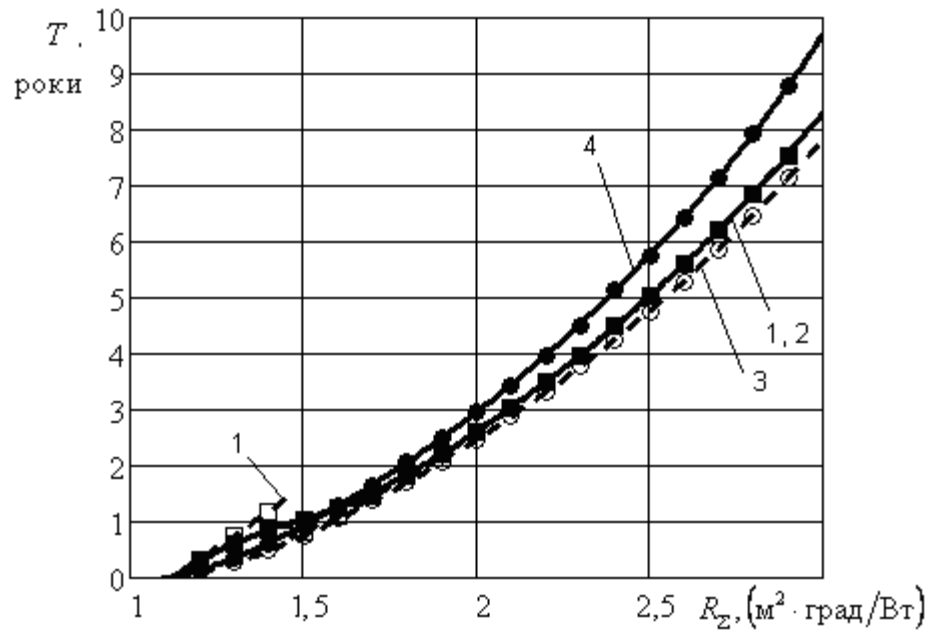


Рис. 2.20. Зміни дисконтованого терміну окупності при влаштуванні теплової ізоляції в залежності від загального опору теплопередачі огорожувальної конструкції R_{Σ} та характеру врахування кількості градусо-днів:

1 – при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 та неврахуванні зміни кількості градусо-днів; 2 – при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 та врахуванні зміни кількості градусо-днів; 3 – при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та неврахуванні зміни кількості градусо-днів; 4 – при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та врахуванні зміни кількості градусо-днів
[209]

Отже, бачимо, що в даному випадку, при площі огорожувальної конструкції будинку 220 м^2 , дисконтований термін окупності при врахуванні варіації кількості градусо-днів в багаторічному перерізі є більший за цей же показник, але розрахований при умові постійного значення параметра $D = D_{aver} = const$. Наприклад, при $R_{\Sigma} = 2,5 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ дисконтований термін окупності при врахуванні зміни кількості градусо-днів у багаторічному перерізі становить 5,8 роки, а при неврахуванні зміни кількості градусо-днів – 5 років (відносна різниця рівна 16 %).

Абсциси точок перетину горизонталі, що відповідає значенню капітальних затрат на влаштування теплової ізоляції огорожувальної

конструкції, з графіком грошових потоків відповідають дисконтованому терміну окупності даного енергозберігаючого міроприємства. Із рис. 2.21 бачимо, що за рахунок сезонної мінливості кількості градусо-днів та спричиненої цим мінливості вартості енергоносія даний термін окупності коливається в межах 4,5...5,5 роки, тобто має певну невизначеність.

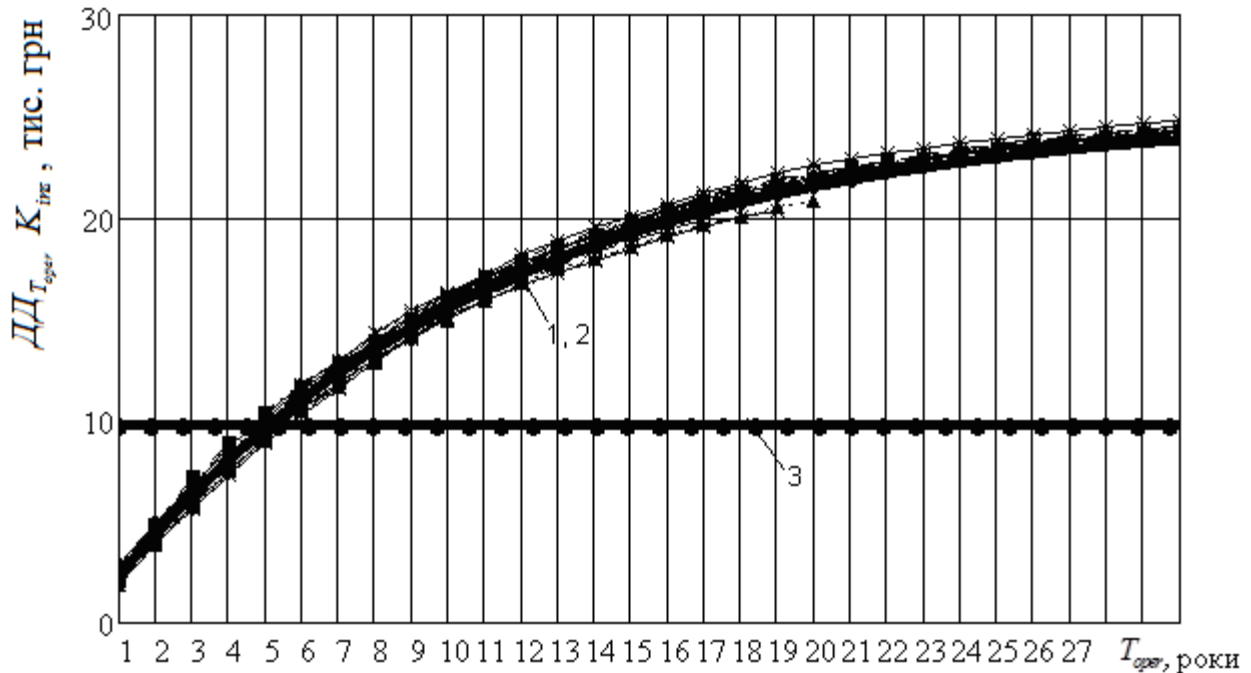


Рис. 2.21. Грошові потоки при влаштуванні теплової ізоляції в огорожувальній конструкції площею 300 м^2 та загальному опорі теплопередачі $R_{\Sigma} = 2,5 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$
 1 – розраховані за існуючим методом; 2 – розраховані за запропонованим методом; 3 – капітальні затрати [209]

На рис. 2.21 показані графіки грошових потоків у часі при площі огорожувальної конструкції 300 м^2 , розраховані за існуючим підходом (лінія 1), та згідно із запропонованим методом (лінія 2) при збільшенні термічного опору конструкції у два з половиною рази. Також на рис. 2.21 спеціальними точками, сполученими ламаними лініями, показані графіки грошових потоків, що визначені по реальним даним параметра D для метеостанції Дубно Рівненської області. Необхідно відмітити, що при обчисленні дисконтованих доходів для реальних років враховувалась тільки

зміна кількості градусо-днів. Динаміка зміни цін на енергоносії та матеріали протягом років, для спрощень, не враховувалась.

Отже, із рис. 2.21 бачимо, що лінії 1 та 2 співпадають (див. також рис. 2.20). Це має місце тому, що при даних умовах тариф на природний газ не змінюється через різний об'єм споживання. При цьому, відхилення реальних значень грошових потоків від розрахункових не перевищує 5 %.

На рис. 2.22 показані зміни графіки грошових потоків у часі при площі огорожувальної конструкції 220 м^2 та загальному приведеному опорі теплопередачі $2,5 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, розраховані за існуючим підходом (лінія 1), та згідно із запропонованим методом (лінія 2). Знову ж таки, на рис. 2.22 спеціальними точками, сполученими ламаними лініями, показані грошові потоки по рокам, що визначені по реальним даним показника D для метеостанції Дубно Рівненської області.

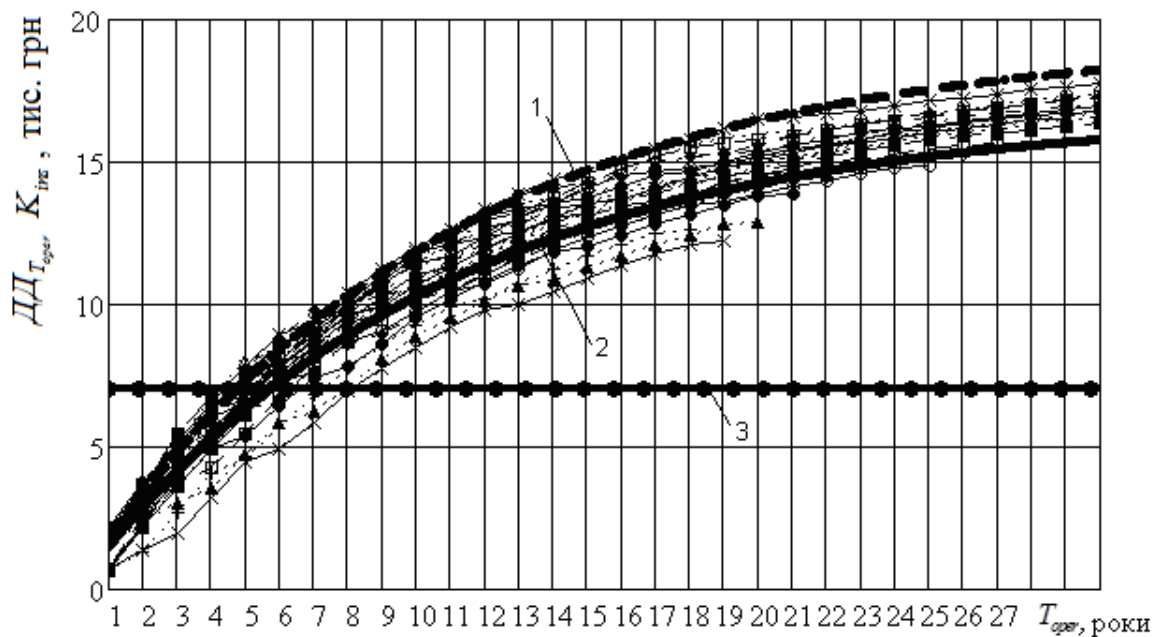


Рис. 2.22. Грошові потоки при влаштуванні теплової ізоляції в огорожувальній конструкції площею 220 м^2 та загальному опорі теплопередачі $R_2 = 2,5 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$
 1 – розраховані за існуючим методом; 2 – розраховані за запропонованим методом; 3 – капітальні затрати [209]

Отже, бачимо, що лінія 2 проходить нижче ніж лінія 1 (див. також рис. 2.20). Значення грошових потоків, визначені по фактичним метеорологічним даним, розміщуються навколо лінії 1, яка побудована за

запропонованим підходом, і характеризує середні статистичні значення грошових потоків для даних погодно-кліматичних умов. Разом з тим, необхідно відмітити досить суттєвий розкид значень грошових потоків, що визначені із урахуванням фактичних метеорологічних даних від лінії 2. Як показав аналіз, такий розкид обумовлений переходом на інший тариф оплати за природній газ за рахунок зміни кількості градусо-діб. При цьому, відхилення реальних значень грошових потоків від розрахованих за запропонованим підходом (лінія 2) сягає 20...30 %. А відхилення реальних значень чистого дисконтованого доходу від його середньостатистичного значення становить 25 %. Лінія 1 на рис. 2.22 знаходиться вище від лінії 2 і практично осторонь від значень грошових потоків, визначених для фактичних погодно-кліматичних умов.

Із рис. 2.22 бачимо, що дисконтований термін окупності, визначений згідно запропонованого методу становить 5,8 роки (середньостатистичне значення), що може бути економічно доцільним. Хоча тут спостерігається досить суттєва невизначеність цього показника – дійсні значення дисконтованого терміну окупності змінюються в межах 4,5...8 років.

Подібні результати, але при інших параметрах, отримані в роботах [207, 208, 210].

Отже, в даному пункті, на основі методів теорії ймовірностей, запропонований метод з оцінювання впливу природної сезонної мінливості погодно-кліматичних чинників у багаторічному перерізі та зумовленої цим мінливості цін на енергоносії на значення параметрів вибору опору теплопередачі огорожувальної конструкції та їх невизначеність. Проведені за цим підходом розрахунки деяких економічних показників показали, що, у випадку диференціації цін на природний газ в залежності від об'єму його споживання, можливе їх суттєве відхилення від показників, розрахованих за існуючим підходом, де кількості градусо-діб приймається постійною. Показано, що зміна кількості градусо-діб у багаторічному перерізі досить суттєво впливає

на невизначеність показників, за допомогою яких здійснюють вибір раціонального теплозахисту огорожувальних конструкцій.

2.5. Висновки до розділу 2

1. В роботі виконано дослідження комплексного впливу погоднокліматичних факторів та їх мінливості на потреби енергії та ексергії при створенні теплового комфорту у будинку з різними інженерно-архітектурними характеристиками. Підтверджено, що навіть для будинків із відносно низькими теплотехнічними характеристиками, побудованими у відповідності до нормативних документів бувшого СРСР, роль сонячної радіації у формуванні теплового балансу, особливо на початку та в кінці опалювального сезону, є важливою. Це, зокрема, і обумовлює в кліматичних умовах Рівненського регіону обґрунтування початку та кінця опалювального сезону при наявності різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря (8...10 К).

2. На основі квазістаціонарного підходу розрахунку енергетичного балансу будинку показано, що при покращенні його теплотехнічних характеристик за рахунок підвищення приведенного опору теплопередачі огорожувальних конструкцій, використання технологій утилізації енергії витяжного повітря в системі вентиляції, застосування технологій залучення більшої частки приходу сонячної радіації всередину приміщення, мінливість як всередині сезону так і в багаторічному перерізі потреб енергії та ексергії на теплозабезпечення будинку зростає. При цьому, для запропонованих у дослідженнях характеристиках будинку, коефіцієнт мінливості потреб енергії всередині сезону зростає від 0,44...0,65 до 0,62...0,90, а потреб ексергії – від 0,60...1,00 до 0,79...1,22. Коефіцієнт мінливості сезонних потреб енергії збільшується від 0,115 до 0,190, а сезонних потреб ексергії – від 0,224 до 0,304. Зростання мінливості режимів роботи системи теплозабезпечення будинку з підвищенням його теплотехнічних характеристик обумовлює зростання

невизначеності критеріїв ухвалення техніко-технологічних рішень у цих системах.

3. Дослідження показали, що внаслідок сумісного впливу зовнішніх метеорологічних чинників, при покращенні теплотехнічних характеристик будинків, кореляція між потребою енергії для створення сприятливого мікроклімату та температурою зовнішнього повітря суттєво погіршується. При цьому значення достовірності апроксимації знижується від 1 (при лінійній залежності) до 0,55 і нижче (при максимально можливих на сьогоднішній день покращених теплотехнічних характеристиках будинку). Таке положення суттєво корегує режими роботи та характеристики СТ. Зокрема це обумовлює необхідність удосконалення системи автоматичного регулювання СТ. А це, у свою чергу збільшує інвестиційну складову системи.

4. Розроблено метод розрахунку потреб ексергії для створення теплового комфорту всередині будинку шляхом врахування за допомогою теорії ймовірностей впливу випадкового характеру метеорологічних факторів в межах опалювального періоду, на основі якого в умовах Рівненського регіону показано та розрахунковим шляхом підтверджено, що при визначенні сезонних потреб ексергії на теплозабезпечення будинку використання стаціонарного підходу призводить до заниження результатів на 12...28 % у порівнянні із динамічним підходом.

5. Розроблений та реалізований на прикладі умов Рівненського регіону метод із розрахунку параметрів природної вентиляції будинку на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічних факторів в межах опалювального періоду показав, що використання середньостатистичних значень метеорологічних параметрів (стаціонарний підхід) у випадку визначення сумарних за опалювальний сезон витрат енергії на нагрівання інфільтраційного повітря природної вентиляції є недостатньо обґрунтованим і призводить до заниження даної частини енергоспоживання будинку від 6 до 12 % у порівнянні із динамічним методом, який враховує зміни режимів природної вентиляції.

6. Врахування впливу випадкового характеру змін температури та швидкості зовнішнього повітря показало, що для умов Рівненського регіону, у випадку заміни природної вентиляції механічною, термін окупності даного енергоефективного заходу має певну невизначеність і коливається в межах 4...7 років і більше. Крім того, грошовий потік, визначений на основі середніх за опалювальний період значень температури та швидкості зовнішнього повітря (стаціонарний метод) є заниженим. Це призводить до завищення можливого терміну окупності та неточності з визначення інших показників економічної доцільності (чистий дисконтований дохід, індекс дохідності тощо).

7. Запропоновано метод із визначення критеріїв обґрунтування параметрів приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції будівлі та розрахунку невизначеності цього рішення у разі диференціації цін на енергоносії залежно від кількості спожитої енергії на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічного фактора (кількості градусо-днів) у багаторічному перерізі. Реалізація цього методу показала, що критерії економічної доцільності досить суттєво відхиляються (до 30 %) від показників, розрахованих за існуючим стаціонарним підходом, де параметри метеофакторів приймаються постійними. Крім того, в даному випадку показано, що зміна кількості градусо-днів у багаторічному перерізі суттєво впливає на коливання дисконтованого терміну окупності в межах 4,5...8 років.

8. Матеріали, що подані в розділі, опубліковано в [178, 179, 186, 187, 188, 189, 196, 197, 203, 205, 206, 207, 208, 209, 210].

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМИ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БУДІВЕЛЬ НА ОСНОВІ ПОЄДНАННЯ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО, ЕКСЕРГОЕКОНОМІЧНОГО, ЕКСЕРГОПРИРОДНИЧОГО ПІДХОДІВ

3.1. Загальні підходи до створення математичної моделі

Розглянемо принципову схему теплозабезпечення будинку (рис. 3.1). З позицій ексергетичного аналізу, для таких систем якісний рівень споживання (джерела) енергії повинен відповідати якісному рівню потреб (рис. 1.1). В технологічній схемі теплозабезпечення, з метою ефективного використання високоексергетичних енергоносіїв, потрібно уникати процеси спалювання (перетворення та безпосередня передача хімічнозв'язаної енергії для нагріву теплоносія системи теплозабезпечення). Одним із таких способів є встановлення ТНУ замість котлів. Для того, щоб споживання ексергії первинного палива технологічної ланки, що включає в себе виробництво електричної енергії на ТЕС, парокомпресійну ТНУ та СТ було нижче за споживання ексергії первинного палива традиційної СТ, де використовується безпосереднє спалювання викопного палива, необхідно, щоб коефіцієнт трансформації ТНУ був вищим за 3,0. На сьогоднішній день цей рівень уже перевищено.

При цьому, важливим є те, що можливості підвищення ефективності використання первинного палива при застосуванні ТНУ іще не вичерпані. Для традиційних СТ на базі котлів із спалюванням палива така можливість відсутня. Наприклад, зниження температурного рівня в системах опалення зменшує деструкцію ексергії в опалювальному приладі при її передачі від теплоносія системи опалення до повітря всередині приміщення. При використанні котлів таке рішення практично нічого не дає з точки зору зниження споживання ексергії первинного палива, оскільки зменшення деструкції ексергії в опалювальному приладі є співрозмірним із збільшенням деструкції ексергії в

котлі при передачі енергії від продуктів згорання до теплоносія системи опалення. Але зниження температурного рівня в системах опалення при застосуванні ТНУ забезпечує зменшення споживання первинного енергоносія із високою ексергією.

Отже, для визначення та обґрунтування параметрів та режимів роботи ТНУ як джерела енергії теплозабезпечення будинку необхідно або провести спеціальні вимірювання на експериментальній установці або реалізувати математичну модель. У випадку проектної оптимізації, при багатоваріантних дослідженнях, що є предметом аналізу в даній роботі, більш доцільним інструментом може бути саме математична модель.

На відміну від існуючого енергетичного, техніко-економічного та інших найбільш поширених на практиці методів моделювання та аналізу, ексергетичний аналіз та його поєднання із економічним та екологічним оцінюванням дозволяє без додаткових розрахунків та досліджень визначити елементи СТ з найнижчою термодинамічною ефективністю, з'ясувати причини такого зниження, а також оцінити економічну вартість та негативний вплив на довкілля цих термодинамічних втрат.

Першим етапом таких досліджень є створення та реалізація математичної моделі ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоприродничого оцінювання.

Моделювання здійснювалося на основі рівнянь масового, енергетичного, ексергетичного балансів контрольних об'ємів (для окремих елементів системи), рівнянь теплопередачі, а також емпіричних та напівемпіричних залежностей, що описують теплоенергетичні процеси в елементах системи

$$\frac{dm_{cv,k}}{d\tau} = \sum_{in} \dot{m}_{in,k} - \sum_{out} \dot{m}_{out,k} ; \quad (3.1)$$

$$\frac{dEn_{cv,k}}{d\tau} = \sum_j \dot{Q}_{j,k} - \dot{W}_{cv,k} + \sum_{in} \dot{m}_{in,k} h_{i,k} - \sum_{out} \dot{m}_{out,k} h_{e,k} ; \quad (3.2)$$

$$\frac{dE_{cv,k}}{d\tau} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_{j,k}}\right) \dot{Q}_{j,k} - \left(\dot{W}_{cv,k} - p_0 \frac{dV_{cv,k}}{d\tau}\right) + \sum_{in} \dot{m}_{in,k} e_{in,k} - \sum_{out} \dot{m}_{out,k} e_{out,k} - \dot{E}_{D,k}; \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{j,k} = k_{j,k} \cdot F_{j,k} \cdot \Delta T_{j,k}, \quad (3.4)$$

де $\frac{dm_{cv,k}}{d\tau}$, $\frac{dEn_{cv,k}}{d\tau}$, $\frac{dE_{cv,k}}{d\tau}$, $\frac{dV_{cv,k}}{d\tau}$ - відповідно швидкість зміни маси, енергії, ексергії та об'єму в момент часу τ k -го контрольного об'єму; $\dot{m}_{in,k}$, $\dot{m}_{out,k}$ - відповідно масові витрати вхідного (*in*) та вихідного (*out*) потоку для k -го контрольного об'єму, кг/с; $\dot{Q}_{j,k}$, $\dot{W}_{cv,k}$, $\dot{m}_{in,k} h_{in,k}$, $\dot{m}_{out,k} h_{out,k}$ - відповідно потоки енергії, що передаються у формі теплоти, технічної роботи та потоком речовини через контрольну поверхню k -го контрольного об'єму, Вт; $\left(1 - \frac{T_0}{T_{j,k}}\right) \dot{Q}_{j,k}$, $\dot{W}_{cv,k}$, $\dot{m}_{in,k} e_{in,k}$, $\dot{m}_{out,k} e_{out,k}$ - відповідно потоки ексергії теплоти, технічної роботи та потоку речовини через контрольну поверхню k -го контрольного об'єму, Вт; $T_{j,k}$ - температурний рівень на j -й частині поверхні k -го контрольного об'єму, К; p_0 - абсолютний тиск навколишнього природного середовища, Па; $h_{in,k}$, $e_{in,k}$, $h_{out,k}$, $e_{out,k}$ - відповідно питома ентальпія та ексергія вхідного (*in*) та вихідного (*out*) потоку речовини для k -го контрольного об'єму, Дж/кг; $k_{j,k}$ - коефіцієнт теплопередачі потоку теплоти $\dot{Q}_{j,k}$ через j -ту частину поверхні k -го контрольного об'єму, Вт/(м²·К); $F_{j,k}$ - площа теплопередачі потоку теплоти $\dot{Q}_{j,k}$ через j -ту частину поверхні k -го контрольного об'єму, м²; $\Delta T_{j,k}$ - температурний напір при передачі потоку теплоти $\dot{Q}_{j,k}$ через j -ту частину поверхні k -го контрольного об'єму, К.

Приймається, що тривалість перехідних процесів є значно меншою у порівнянні із динамікою зміни режиму роботи системи. Тоді $\frac{dm_{cv,k}}{d\tau} = 0$, $\frac{dEn_{cv,k}}{d\tau} = 0$, $\frac{dE_{cv,k}}{d\tau} = 0$, $\frac{dV_{cv,k}}{d\tau} = 0$. А саму динаміку режимів роботи системи пропонується реалізувати на основі квазістаціонарного підходу із часовим кроком $\tau_n = 24$ год. В результаті математичне моделювання необоротних процесів теплозабезпечення будинку на базі ТНУ базується на реалізації алгоритму розв'язання системи нелінійних алгебраїчних рівнянь, що включають в себе: рівняння теплових балансів та теплопередачі як для окремих частин (кипіння, перегрів, охолодження, конденсація) випарника та конденсатора, так і загалом для цих поверхонь нагріву; балансові рівняння масових витрат; рівняння, що описують окремі процеси у системі (стиск робочого тіла у компресорі, розширення робочого тіла у дросельному вентилі); рівняння з визначення аеродинамічних (для повітря) та гідравлічних опорів при русі робочих тіл та теплоносіїв; формуляції або функції з визначення теплофізичних властивостей робочих тіл [211] (табл. 3.1). Загалом, розроблена математична модель включає в себе більше 30-ти рівнянь. Розв'язок даної системи можна реалізувати за допомогою програмних пакетів. У даній роботі використаний MathCad та градієнтний числовим метод пошуку рішення, який безпосередньо вбудований у даний програмний пакет.

В роботі, для прикладу, розглянуто математичну модель теплозабезпечення офісної 2-х поверхової будівлі. Загальна опалювальна площа становить 170 м^2 . Вихідні теплотехнічні параметри є такими: осереднене значення приведенного опору теплопередачі непрозорих огорожень рівне $2 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$; значення приведенного опору теплопередачі прозорих огорожень становить $0,6 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$; внутрішні тепловиділення рівні 5 Вт/м^2 ; температура повітря всередині будівлі приймається постійною і рівною $18 \text{ }^\circ\text{C}$; частка засклення південного фасаду складає 50 %, західного та східного 30 %, північного 20 %. Вентиляція будівлі є природною.

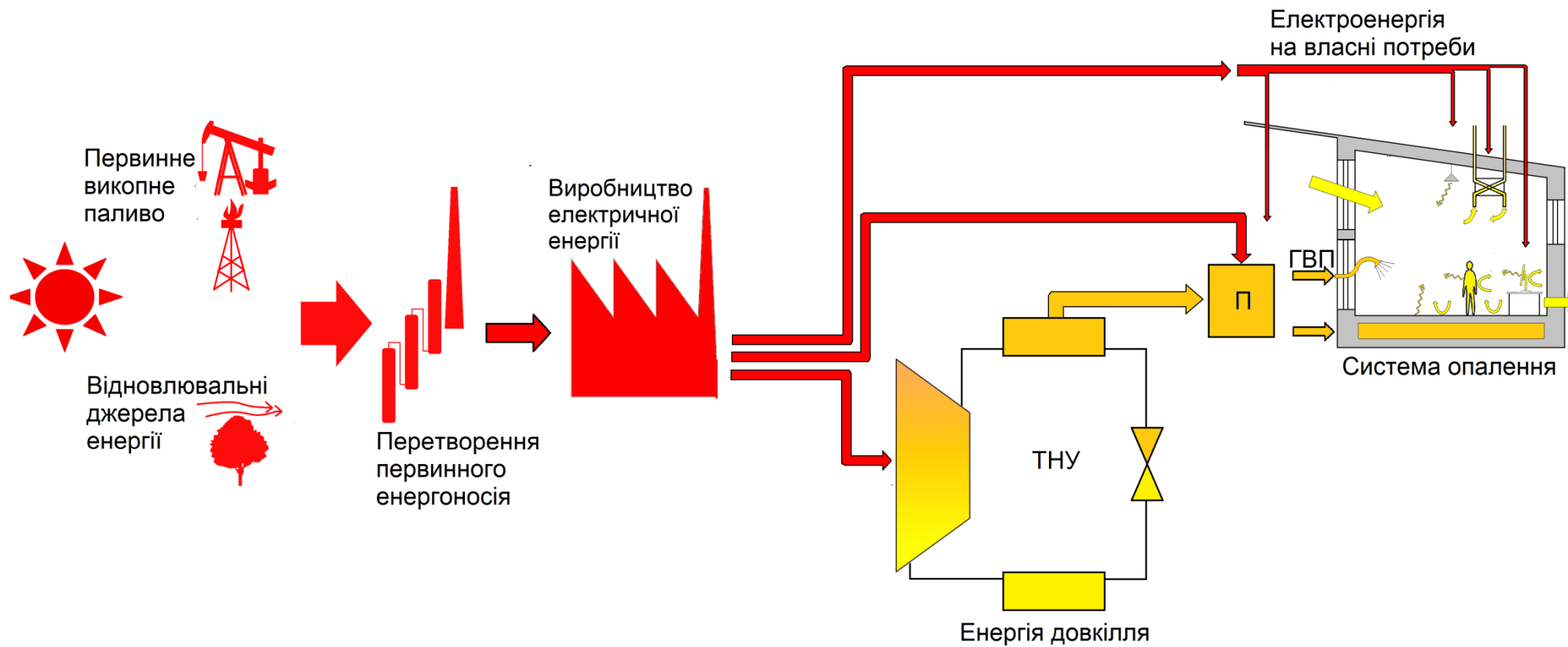


Рис. 3.1. Принципова схема аналізу теплозабезпечення будинку на базі ТНУ

Математична модель з реалізації ексергетичного аналізу системи теплозабезпечення будинку на базі ТНУ

Будинок (B)	Рівняння масового балансу	$m_{B,in}(\tau_n) = m_{B,out}(\tau_n) = m_{B,w}(\tau_n)$
	Рівняння енергетичного балансу	$Q_{trans}(\tau_n) + En_{inf}(\tau_n) + En_{vent}(\tau_n) + Q_{int}(\tau_n) + Q_{sol}(\tau_n) + Q_{dem}(\tau_n) = 0;$ $En_{inf}(\tau_n) = c_p \cdot k_{inf} \cdot \left[k_{stack} \cdot \Delta T(\tau_n) + k_{wind} \cdot (w(\tau_n))^2 \right]^{n_{inf}} \cdot \nu_v \cdot \gamma_0 \cdot \eta \cdot \Delta T(\tau_n)$ $En_{vent}(\tau_n) = m_{vent}(\tau_n) \cdot [h_{vent,in}(\tau_n) - h_{vent,out}(\tau_n)]; \quad Q_{int}(\tau_n) = Q_{int} = const;$ $Q_{sol}(\tau_n) = \sum_{l=1}^L Q_{sol,l}(\tau_n); \quad Q_{dem}(\tau_n) = Q_{HS}(\tau_n)$
	Рівняння ексергетичного балансу	$E_{P,B}(\tau_n) = E_{dem}(\tau_n) = \left(1 - \frac{T_0(\tau_n)}{T_{in,B}} \right) Q_{dem}(\tau_n)$
	Рівняння теплопередачі	$Q_{trans}(\tau_n) = \sum_{m=1}^M k_m \cdot F_m \cdot \Delta T_m(\tau_n)$
Система опалення (HS)	Рівняння масового балансу	$m_{HS,in}(\tau_n) = m_{HS,out}(\tau_n) = m_{HS,w}(\tau_n) = m_{CD,w}(\tau_n)$
	Рівняння енергетичного балансу	$Q_{HS}(\tau_n) = m_{HS,w}(\tau_n) \cdot [h_{HS,in,w}(\tau_n) - h_{HS,out,w}(\tau_n)]$
	Рівняння ексергетичного балансу	$E_{D,HS}(\tau_n) = m_{HS,w}(\tau_n) \cdot [e_{HS,in,w}(\tau_n) - e_{HS,out,w}(\tau_n)] - \left(1 - \frac{T_0}{T_{j,HS}} \right) Q_{HS}(\tau_n)$
	Рівняння теплопередачі	$Q_{HS}(\tau_n) = k_{HS} \cdot F_{HS} \cdot \Delta T_{HS}(\tau_n)$

Піковий нагрівник (P)	Рівняння масового балансу	$m_{P,in}(\tau_n) = m_{P,out}(\tau_n) = m_{P,w}(\tau_n) = m_{HS,w}(\tau_n) = m_{CD,w}(\tau_n)$
	Рівняння енергетичного балансу	$Q_P(\tau_n) = m_{P,w}(\tau_n) \cdot [h_{P,in,w}(\tau_n) - h_{P,out,w}(\tau_n)]$
	Рівняння ексергетичного балансу	$E_{D,P}(\tau_n) = E_{F,P}(\tau_n) - m_{P,w}(\tau_n) \cdot [e_{P,out,w}(\tau_n) - e_{P,in,w}(\tau_n)]; E_{F,P}(\tau_n) = Q_P(\tau_n)$
	Рівняння теплопередачі	-
Конденсатор (CD)	Рівняння масового балансу	$m_{CD,in,r}(\tau_n) = m_{CD,out,r}(\tau_n) = m_{CD,r}(\tau_n) = m_{EV,r}(\tau_n) = m_{TV,r}(\tau_n) = m_{EV,r}(\tau_n);$ $m_{CD,i,w}(\tau_n) = m_{CD,e,w}(\tau_n) = m_{CD,w}(\tau_n)$
	Рівняння енергетичного балансу	$Q_{CD}(\tau_n) = m_{CD,w}(\tau_n) \cdot [h_{CD,in,w}(\tau_n) - h_{CD,out,w}(\tau_n)] = Q_{CD,cooling}(\tau_n) + Q_{CD,conden}(\tau_n)$ $Q_{CD,cooling}(\tau_n) = m_{CD,r}(\tau_n) \cdot [h_{CD,in,r}(\tau_n) - h_{CD,cooling,out,r}(\tau_n)]$ $Q_{CD,conden}(\tau_n) = m_{CD,r}(\tau_n) \cdot [h_{CD,cooling,e,r}(\tau_n) - h_{CD,out,r}(\tau_n)]$
	Рівняння ексергетичного балансу	$E_{D,CD}(\tau_n) = m_{CD,r}(\tau_n) \cdot [e_{CD,in,r}(\tau_n) - e_{CD,out,r}(\tau_n)] - m_{CD,w}(\tau_n) \cdot [e_{CD,out,w}(\tau_n) - e_{CD,in,w}(\tau_n)]$
	Рівняння теплопередачі	$Q_{CD,cooling}(\tau_n) = k_{CD,cooling} \cdot F_{CD,cooling}(\tau_n) \cdot \Delta T_{CD,cooling}(\tau_n);$ $Q_{CD,conden}(\tau_n) = k_{CD,conden} \cdot F_{CD,conden}(\tau_n) \cdot \Delta T_{CD,conden}(\tau_n);$ $F_{CD} = F_{CD,cooling}(\tau_n) + F_{CD,conden}(\tau_n)$
Дросельний вентиль (TV)	Рівняння масового балансу	$m_{TV,in,r}(\tau_n) = m_{TV,out,r}(\tau_n) = m_{TV,r}(\tau_n) = m_{EV,r}(\tau_n) = m_{CM,r}(\tau_n) = m_{CD,r}(\tau_n)$
	Рівняння енергетичного балансу	$h_{TV,in,r}(\tau_n) = h_{TV,out,r}(\tau_n)$
	Рівняння ексергетичного балансу	$E_{D,TV}(\tau_n) = m_{TV,r}(\tau_n) \cdot [e_{EV,in,r}(\tau_n) - e_{EV,out,r}(\tau_n)]$
	Рівняння теплопередачі	-

продовження табл. 3.1

Випарник (EV)	Рівняння масового балансу	$m_{EV,in,r}(\tau_n) = m_{EV,out,r}(\tau_n) = m_{EV,r}(\tau_n) = m_{CM,r}(\tau_n) = m_{CD,r}(\tau_n) = m_{TV,r}(\tau_n);$ $m_{EV,in,w}(\tau_n) = m_{EV,out,w}(\tau_n) = m_{EV,w}(\tau_n)$
	Рівняння енергетичного балансу	$Q_{EV}(\tau_n) = m_{EV,r}(\tau_n) \cdot [h_{EV,out,r}(\tau_n) - h_{EV,in,r}(\tau_n)] = m_{EV,w}(\tau_n) \cdot [h_{EV,in,w}(\tau_n) - h_{EV,out,w}(\tau_n)]$
	Рівняння ексергетичного балансу	$E_{D,EV}(\tau_n) = m_{EV,w}(\tau_n) \cdot [e_{EV,in,w}(\tau_n) - e_{EV,out,w}(\tau_n)] - m_{EV,r}(\tau_n) \cdot [e_{EV,out,r}(\tau_n) - e_{EV,in,r}(\tau_n)]$
	Рівняння теплопередачі	$Q_{EV}(\tau_n) = k_{EV} \cdot F_{EV} \cdot \Delta T_{EV}$
Компресор (CM)	Рівняння масового балансу	$m_{CM,in,r}(\tau_n) = m_{CM,out,r}(\tau_n) = m_{CM,r}(\tau_n) = m_{EV,r}(\tau_n) = m_{CD,r}(\tau_n) = m_{TV,r}(\tau_n)$
	Рівняння енергетичного балансу	$N_{CM}(\tau_n) = m_{CM,r}(\tau_n) \cdot [h_{CM,out,r}(\tau_n) - h_{CM,in,r}(\tau_n)]$ $h_{CM,out,r}(\tau_n) = h_{CM,in,r}(\tau_n) + \frac{h_{CM,is,out,r}(\tau_n) - h_{CM,in,r}(\tau_n)}{\eta_{CM,is}(\tau_n)}$ $\eta_{CM,is}(\tau_n) = f\left(\frac{p_{CM,e,r}(\tau_n)}{p_{CM,i,r}(\tau_n)}, a, b\right)$
	Рівняння ексергетичного балансу	$E_{D,CM}(\tau_n) = N_{CM}(\tau_n) - m_{CM,r}(\tau_n) \cdot [e_{CM,out,r}(\tau_n) - e_{CM,in,r}(\tau_n)]$
	Рівняння теплопередачі	-

В роботі використані метеорологічні дані для умов м. Рівне, що включають себе середньодобові значення температури зовнішнього середовища, швидкості вітру та добове надходження сонячної радіації.

В результаті складання енергетичного балансу будівлі визначено, що для проектних теплотехнічних характеристик розрахункова теплова потужність СТ становить 25 кВт.

Зазвичай ТНУ покриває не всю встановлену теплову потужність споживача. Частина навантажень забезпечується додатково так званими піковими догрівачами. Доцільність влаштування бівалентних систем теплозабезпечення будівель обґрунтовано в роботах [212, 213, 214, 215]. В даній роботі ця особливість також врахована і, у відповідності із рекомендаціями [212, 213, 214, 215], встановлена потужність ТНУ прийнята рівною 50 % розрахункової, тобто 12 кВт.

Для теплозабезпечення будинку використано ТНУ трьох типів: «повітря-вода» з використання енергії зовнішнього повітря, «вода-вода» з використання енергії водопровідної води та «вода-вода» з утилізації енергії стічних вод.

В проектному режимі роботи ТНУ типу «повітря-вода» прийняті наступні параметри: температура низькопотенційного джерела теплоти (зовнішнього повітря) знижується у випарнику від -10°C до -15°C ; мінімальний температурний напір у випарнику дорівнює 12 К, а у конденсаторі становить 5 К. При цьому, розрахований ізентропічний ККД компресора становить у номінальному режимі роботи 70 %, а степінь стиску робочого тіла дорівнює 12.

Робота СТ, через вплив погодно-кліматичного фактора, характеризується мінливістю режимів роботи. Відповідно, якщо ТНУ є складовою такої системи, то її робота у номінальному або проектному режимі є скоріше виключенням із правил ніж правило.

3.2. Моделювання режимів роботи базового варіанту системи

На рис. 3.2 наведено результати математичного моделювання із визначення зміни впродовж опалювального періоду добових значень деструкції ексергії $E_{D,k}(\tau_n)$ в ТНУ типу «повітря-вода», піковому нагрівачі та опалювальному приладі окремо взятого року базового варіанту СТ. Із рис. 3.2 бачимо, що через мінливість режимів роботи СТ, деструкція ексергії в елементах системи також змінюється. При цьому, менші значення деструкції ексергії в основному мають місце у ОП. Коли вмикається в роботу піковий нагрівник, то у ньому виникають найбільші значення деструкції ексергії. Значення деструкції ексергії у ТНУ характеризуються проміжними значеннями.

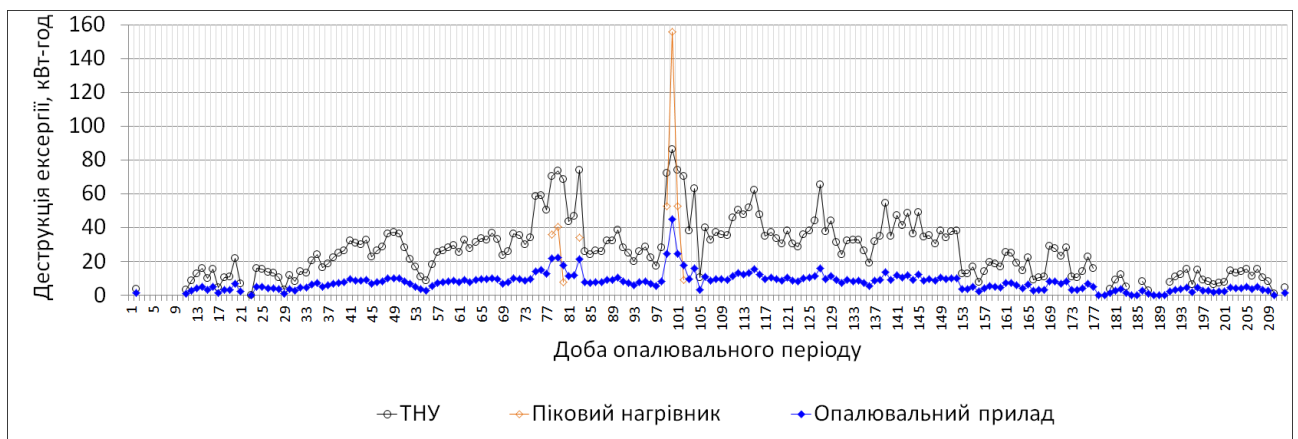


Рис. 3.2. Зміна впродовж опалювального періоду добових значень деструкції ексергії $E_{D,k}(\tau_n)$ в елементах СТ із ТНУ типу «повітря-вода» у базовому варіанті для окремо взятого року

Для подальшого аналізу запропоновано використовувати річні значення параметрів СТ (в якості позначення додатково використовується верхній індекс *year*) [216, 217, 218].

На рис. 3.3 наведено сумарні $E_{D,k}^{year}$ за опалювальний період значення деструкції ексергії в елементах ТНУ типу «повітря-вода», піковому нагрівнику та опалювальному приладі для року, представленого на рис. 3.2. Бачимо, що

найбільша сезонна деструкція ексергії характерна для ТНУ і становить 5254 кВт·год, а найменша – для пікового нагрівника і рівна 390 кВт·год. Сумарна за опалювальний період деструкція ексергії в опалювальному приладі становить 1514 кВт·год, тобто менше ніж у ТНУ на 72 %.

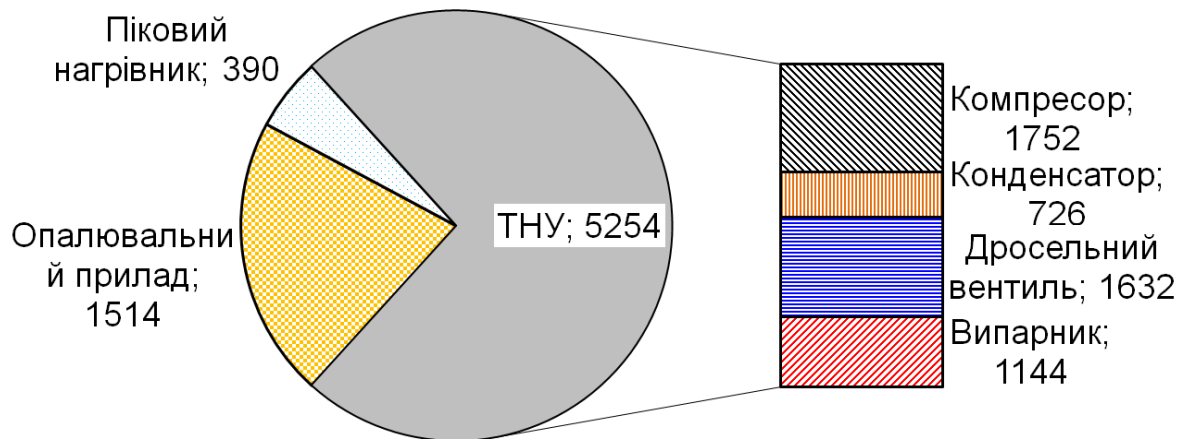


Рис. 3.3. Сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії $E_{D,k}^{year}$, кВт·год, в елементах ТНУ типу «повітря-вода», піковому нагрівнику та опалювальному приладі окремо взятого року

Якщо проаналізувати більш детально ТНУ, то як видно із рис. 3.3, найбільші сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії характерні для компресора та дросельного вентиля. Згідно рис. 3.3 сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії становлять відповідно: у компресорі – 1752 кВт·год, у дросельному вентилі – 1632 кВт·год, у випарнику – 1144 кВт·год, у конденсаторі – 726 кВт·год. У порівнянні із компресором та дросельним вентиляем деструкція ексергії у випарнику та конденсаторі є на 30...65 % менша.

В таблиці 3.2. наведені результати ексергоекономічного оцінювання базового варіанту СТ індивідуального будинку із використанням ТНУ типу «повітря-вода».

Отже, із таблиці 3.2 бачимо, що вартість одиниці ексергії «палива» $C_{F,k}$ для ТНУ, пікового джерела та системи загалом є для всіх варіантів однаковою і

рівна 0,035 Євро/кВт·год. Це обумовлено тим, що для роботи як ТНУ, так і пікового нагрівача використовується один і той самий вид енергії – електрична.

Таблиця 3.2

Ексергоекономічні показники базового варіанту СТ

Компонент	$c_{F,k}^{year}$, Євро/ кВт·год	$c_{P,k}^{year}$, Євро/ кВт·год	Z_k^{year} , Євро/рік	$C_{D,k}^{year}$, Євро/рік	$Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$, Євро/рік	r_k^{year} , %	f_k^{year} , %
ТНУ	0,035	0,406	2102	183	2232	1066	92
Пікове джерело	0,035	2,280	199	13,6	212	6451	94
Опалювальний прилад	0,456	0,951	285	690	976	108	29
Система загалом	0,035	0,951	2533	249	2782	2633	91

Із таблиці 3.2 видно, що вартість одиниці ексергії «продукту» $c_{P,HP}$ ТНУ зростає приблизно у 12 разів у порівнянні із вартістю одиниці ексергії «палива» $c_{F,HP}$ для цього елемента. У піковому нагрівачі маємо підвищення вартості $c_{P,P}$ приблизно у 65 разів у порівнянні із вартістю $c_{F,P}$. В опалювальному приладі вартість одиниці ексергії «продукту» зростає в 2,1 рази у порівнянні із вартістю одиниці ексергії «палива» у цьому елементі. Як показує подальший аналіз, на зростання вартості одиниці ексергії «продукту» у порівнянні із вартістю одиниці ексергії «палива» в ТНУ та піковому нагрівачі в найбільшій мірі впливають капітальні затрати, витрати на обслуговування та ремонт Z_k^{year} . Щодо опалювального приладу, то тут навпаки вартість одиниці ексергії «продукту» визначається, в основному, термодинамічною ефективністю даного елемента. В результаті, вартість одиниці ексергії «продукту» системи загалом збільшилась у порівнянні із вартістю одиниці ексергії «палива» у 27 раз. При

цьому, капітальні затрати, витрати на обслуговування та ремонт є основною складовою у формуванні питомої вартості $C_{P,tot}$.

Із наведених у таблиці 3.2 даних бачимо, що серед основних елементів СТ найбільше значення сумарних затрат $Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$ характерне для ТНУ і рівне 2232 Євро/рік. Значення сумарних затрат для опалювального приладу є на 57 % менше у порівнянні із ТНУ. Для пікового джерела цей параметр є незначним у порівнянні із ТНУ та опалювального приладу і рівний 212 Євро/рік. В результаті сумарні затрати в систему рівні 2782 Євро/рік.

Як видно із таблиці 3.2 відносна зміна r_p вартості ексергії «продукту» та ексергії «палива» є найбільшою у піковому нагрівачі і становить 6500 %, а найменшою – в опалювальному приладі і рівна 108 %. Для ТНУ цей показник складає 1066 %, а для системи загалом - 2633 %.

Високе значення ексергоекономічного фактору f_{HP} для ТНУ (92 %) вказують на те, що значення сумарних затрат $Z_{HP}^{year} + C_{D,HP}^{year}$ цього елемента спричинені, в основному, капітальними затратами, витратами на обслуговування і ремонт Z_{HP}^{year} . Для опалювального, навпаки, ексергоекономічний фактор є відносно низьким і рівний 29 %. Це означає, що для зниження затрат $Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$ в опалювальний прилад необхідно зменшити деструкцію ексергії в ньому. Загалом для системи параметр f_{tot} є високим і становить 91 %, що показує, що основний вплив на сумарні затрати $Z_{tot}^{year} + C_{D,tot}^{year}$ визначають капітальні затрати, витрати на обслуговування і ремонт Z_{tot}^{year} .

В таблиці 3.3 наведені результати ексергоприродничого аналізу базового варіанту СТ будинку із використанням ТНУ. Із таблиці 3.3 бачимо, що аналогічно, як і для ексергоекономічного аналізу (див. табл. 3.2.), питомий вплив на докілья ексергії «палива» $b_{F,k}$ ТНУ, пікового джерела та системи загалом є також однаковим і становить 27 mPts/кВт·год.

Із таблиці 3.3 видно, що питомий вплив на довкілля ексергії «продукту» $b_{P,HP}$ ТНУ зростає у 1,6 рази у порівнянні із питомим впливом на довкілля ексергії «палива» $b_{F,HP}$ даного елемента. У піковому нагрівачі маємо підвищення впливу на довкілля $b_{P,P}$ у 6 разів у порівнянні із впливом на довкілля $b_{F,P}$. В опалювальному приладі вплив на довкілля ексергії «продукту» зростає в 1,8 рази у порівнянні із впливом на довкілля одиниці ексергії «палива» у цьому елементі. В результаті, питомий вплив на довкілля ексергії «продукту» системи загалом збільшився у порівнянні із питомим впливом на довкілля ексергії «палива» у 3 рази. Як показує подальший аналіз, зростання впливу на довкілля одиниці ексергії «продукту» у порівнянні із впливом на довкілля одиниці ексергії «палива» у всіх елементах та системі загалом в найбільшій мірі визначається термодинамічною ефективністю процесів передачі та перетворення енергії.

Таблиця 3.3

Ексергоприродничі показники базового варіанту СТ

Компонент	$b_{F,k}^{year}$, mPts/ кВт·год	$b_{P,k}^{year}$, mPts/ кВт·год	Y_k^{year} , mPts /рік	$B_{D,k}^{year}$, mPts /рік	$Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$, mPts/рік	$r_{b,k}^{year}$, %	$f_{b,k}^{year}$, %
ТНУ	27	43	9577	141846	151423	59	6,3
Пікове джерело	27	166	2677	10520	13197	516	20,3
ОП	46	84	3905	69915	73820	81	5,3
Система загалом	27	84	16159	193236	209395	210	7,7

Як і у випадку ексергоекономічного аналізу бачимо, що найбільше значення сумарного впливу на довкілля $Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$ характерне для ТНУ (151423 mPts/рік) та опалювального приладі (73820 mPts/рік). Пікове джерело характеризується незначним у порівнянні із ТНУ та опалювальним приладом

сумарним впливом на довкілля (13197 mPts/рік). В результаті сумарний вплив на довкілля системи становить 209395 Євро/рік.

Аналогічно як і для ексергоекономічного аналізу найбільший відносний вплив на довкілля $r_{b,k}$ характерний для пікового нагрівача і рівний 516 %, а найменший – для опалювального приладу і рівний 81 %. Для ТНУ цей показник складає 59 %, а для системи загалом – 210 %.

Для всіх компонентів та системи загалом значення ексергоприродничого фактору $f_{b,k}^{year}$ є низькими (менше 20 %). Це вказує на те, що значення сумарного впливу на довкілля системи можна знизити за рахунок підвищення термодинамічної ефективності компонентів СТ.

Отже, підсумовуючи наведені у таблицях 3.2 та 3.3 дані можна зробити висновок, що для підвищення ексергоекономічних та ексергоприродничих показників даної СТ необхідно змінити проектні дані ТНУ та опалювального приладу. Для опалювального приладу потрібно знизити деструкцію ексергії. Щодо ТНУ, то з однієї сторони, для зниження його ексергоекономічних затрат, необхідно знизити капітальні затрати, витрати на обслуговування і ремонт Z_{HP}^{year} цього елемента, а з іншої, для зменшення його негативного впливу на довкілля, потрібно підвищити термодинамічну ефективність цього елемента.

Оскільки, саме ТНУ характеризується найбільшою деструкцією ексергії та найвищими сумарними затратами $Z_{HP}^{year} + C_{D,HP}^{year}$ й сумарним впливом на довкілля $Y_{HP}^{year} + B_{D,HP}^{year}$, то, в подальшому, запропоновано більш детально проаналізувати можливості зміни характеристик цього елемента.

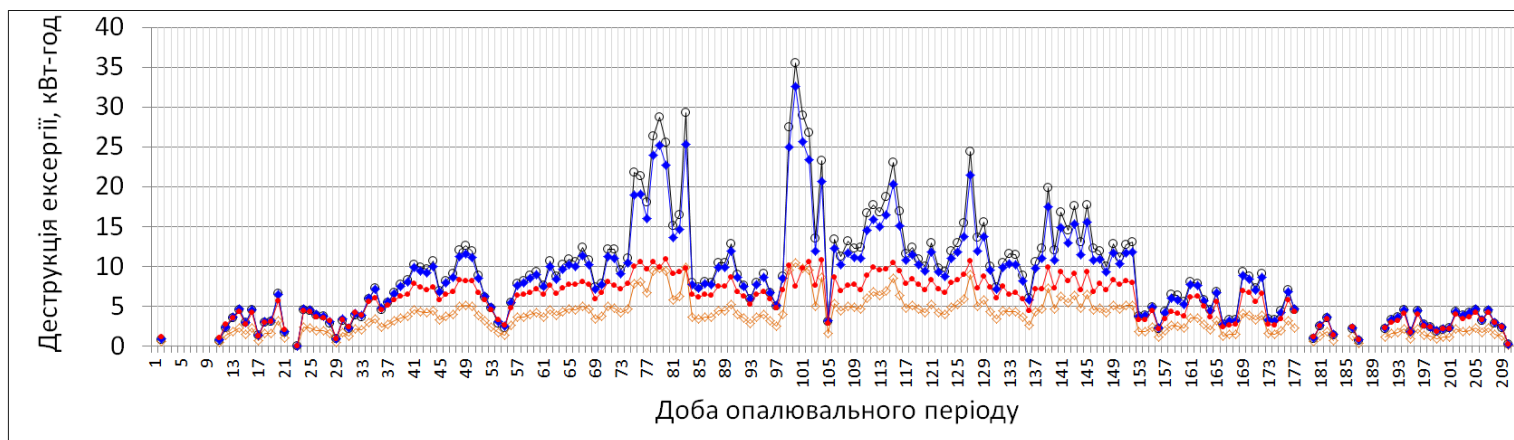
При цьому варто відмітити, що певна частина деструкції ексергії у ТНУ може бути зменшена за рахунок удосконалення інших елементів СТ (піковий нагрівник, опалювальний прилад) або структурних змін. Наприклад, якщо знизити температурний графік системи опалення, то, крім зменшення деструкції ексергії в опалювальному приладі, можна також понизити деструкцію ексергії в компонентах ТНУ (зокрема в компресорі). Цю

особливість також необхідно враховувати при обґрунтуванні параметрів даної СТ у відповідності до прийнятих критеріїв.

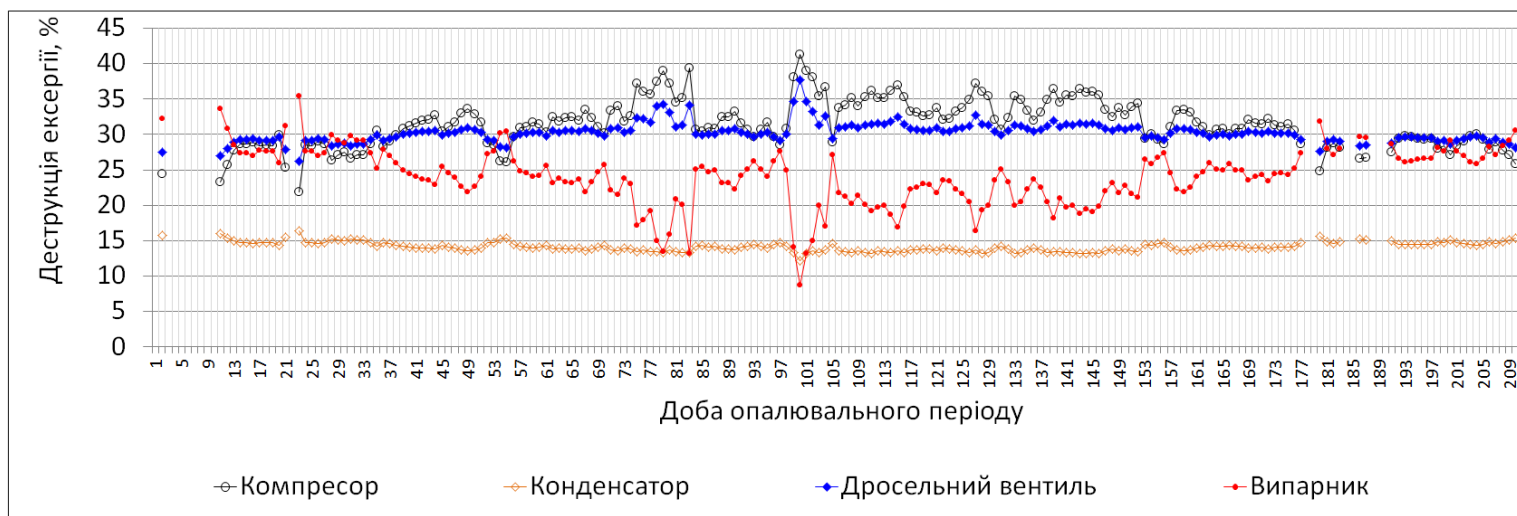
3.2.1. Поглиблений ексергетичний аналіз ТНУ у складі СТ будинку.

На рис. 3.4 показані зміни впродовж опалювального періоду окремо взятого року добових значень та частки деструкції ексергії в елементах ТНУ, визначеної за традиційним методом.

Як видно із рис. 3.4,а абсолютні значення деструкції $E_{D,k}(\tau_n)$ ексергії в елементах ТНУ змінюються в межах опалювального сезону. Якщо на початку та в кінці сезону добові значення деструкції ексергії не перевищують 10 кВт·год, то в середині сезону має місце зростання цього параметра до 35 кВт·год. Аналіз даних із рис. 3.4, б вказує на те, що частка деструкції ексергії в кожному елементі ТНУ є різною в різні періоди опалювального сезону. Наприклад, якщо для 29-ї доби частка деструкції $E_{D,k}(\tau_n)$ як для компресора, так і для дросельного вентиля, а також випарника є однаковою і становить 28 %, то уже для 81-ї доби на компресор припадає найбільша частка деструкції ексергії – 35 %, дросельний вентиль забезпечує 31 %, випарник – 20 %, а конденсатор – 14 % загальної деструкції ексергії у ТНУ. Тобто для кожної доби внесок елементів ТНУ у його термодинамічну ефективність є різною. Якщо для 29-ї доби опалювального сезону на компресор, дросельний вентиль та випарник припадає одна і та ж частка впливу на термодинамічну досконалість ТНУ, то для 81-ї доби, з метою підвищення ексергетичної ефективності ТНУ, потрібно у першу чергу проаналізувати можливості зниження деструкції ексергії у компресорі, оскільки на нього припадає найбільша частка термодинамічних втрат. Відповідно, для адекватної оцінки ТНУ в складі СТ, через мінливість режимів роботи, необхідно використовувати динамічний метод аналізу [216, 217, 218].



а)



б)

Рис. 3.4. Зміна добових значень (а) та частки (б) деструкції $E_{D,k}(\tau_n)$ ексергії впродовж опалювального періоду в елементах ТНУ типу «повітря-вода» окремо взятого року

Необхідність застосування динамічного методу при реалізації ексергетичної оцінки ТНУ зумовлена також наступним. При різних режимах роботи ТНУ, в процесах передачі та перетворення енергії, параметри робочих тіл можуть перетинати, бути вищими або нижчими за параметри зовнішнього середовища, по відношенню до яких визначаються ексергетичні показники. Відповідно ексергія «палива» та «продукту» будуть визначатися по-різному [219].

Наприклад, якщо температура навколишнього природного середовища є нижчою за температуру робочого тіла теплового насоса, то ексергія «палива» та «продукту» у випарнику визначається відповідно за формулами

$$E_{F,EV}(\tau_n) = m_{EV,w}(\tau_n) \cdot [e_{EV,in,w}(\tau_n) - e_{EV,out,w}(\tau_n)]; \quad (3.5)$$

$$E_{P,EV}(\tau_n) = m_{EV,r}(\tau_n) \cdot [e_{EV,out,r}(\tau_n) - e_{EV,in,r}(\tau_n)], \quad (3.6)$$

де $e_{EV,in,w}(\tau_n)$, $e_{EV,out,w}(\tau_n)$ - питома ексергія робочого тіла низькопотенційного джерела теплового насоса на проміжку часу τ_n відповідно на вході та виході випарника, кДж/кг; $e_{EV,out,r}(\tau_n)$, $e_{EV,in,r}(\tau_n)$ - питома ексергія робочого тіла теплового насоса на проміжку часу τ_n відповідно на виході та вході у випарник, кДж/кг.

Якщо температура навколишнього природного середовища є вищою за температуру низькопотенційного джерела, то ексергія «палива» та «продукту» у випарнику визначаються відповідно за формулами

$$E_{F,EV}(\tau_n) = m_{EV,r}(\tau_n) \cdot [e_{EV,in,r}(\tau_n) - e_{EV,out,r}(\tau_n)], \quad (3.7)$$

$$E_{P,EV}(\tau_n) = m_{EV,w}(\tau_n) \cdot [e_{EV,out,w}(\tau_n) - e_{EV,in,w}(\tau_n)]. \quad (3.8)$$

Для подальшого аналізу ексергетичної ефективності ТНУ в складі СТ будинку, запропоновано розглядати сумарні сезонні значення деструкції ексергії $E_{D,k}^{year}$ в елементах ТНУ, які визначенні шляхом сумування даних, отриманих за допомогою динамічного підходу [216, 217, 218].

Отже, як впливає із наведених вище результатів аналізу (див. рис. 3.3 та 3.4), для зниження деструкції ексергії у ТНУ необхідно у першу чергу знизити

необоротності у компресорі та дросельному вентилі, а вже потім у випарнику та конденсаторі. Але тут необхідно відмітити, що якраз завдяки дросельному вентилю можлива реалізація термодинамічного циклу теплового насоса. Тобто можливості реального зниження деструкції ексергії у цьому елементі шляхом його удосконалення є незначними. Щодо компресора, то деструкція ексергії у цьому елементі залежить, зокрема, від ступеня стиснення, який зростає при збільшенні температурного напору у випарнику чи конденсаторі. Тобто тут деструкція ексергії у компресорі визначається не тільки необоротностями процесу стиснення у цьому елементі, але також необоротністю процесів передачі теплоти у теплообмінниках.

Розглянемо результати поглибленого ексергетичного аналізу ТНУ типу «повітря-вода» з урахуванням сезонних коливань режимів роботи при теплозабезпеченні будинку.

В існуючих роботах, присвяченому поглибленому ексергетичному аналізу холодильних машин та теплонасосних установок, розглядається тільки один режим роботи – номінальний [96, 97, 98, 99, 100].

Для реалізації поглибленого ексергетичного аналізу джерела теплозабезпечення, де ТНУ є базовим елементом, використаємо так званий термодинамічний метод, який розроблений представниками німецької школи прикладної термодинаміки і базується на побудові термодинамічних циклів [96, 97].

Першим кроком у розділенні деструкції ексергії є побудова та визначення характеристик теоретичного термодинамічного циклу. В загальному випадку для умов такого циклу необхідно, щоб деструкція ексергії в елементів була рівною нулю або мінімальною. У компресорі теоретичний термодинамічний процес відповідає випадку, коли деструкція ексергії в ньому рівна нулю. Процес розширення робочого тіла у дросельному вентилі є завжди необоротний і його неможливо описати теоретичним процесом. Для створення теоретичного циклу теплового насоса термодинамічний процес у дросельному вентилі заміняють ідеальним, оборотним процесом розширення у детандері [220]. Термодинамічні процеси у випарнику та конденсаторі будуються, виходячи із

встановлення умов мінімального температурного напору в області цих теплообмінників [96].

Для розділення ексергії на ту частину, яку можна уникнути, і ту, якої позбутися неможливо, необхідно створити цикл, де в кожному елементі мають місце тільки та частина деструкції, яку неможливо усунути через технологічні обмеження умов виготовлення та експлуатації цих елементів. Для оцінки в розрахунковому режимі частини деструкції ексергії, якої позбутися неможливо через технологічні обмеження прийнято такі параметри: мінімально можливий для даного типу випарника температурний напір становить 3 К, мінімально можливий для даного типу конденсатора температурний напір рівний 1 К, максимально можливий за рахунок технічного удосконалення ізоентропічний ККД процесу стискування становить 88 %.

Визначення деструкції ексергії, яка обумовлена необоротностями безпосередньо в даному елементі системи, здійснюється шляхом введення реальних термодинамічних процесів у цьому елементі при умові, що у всіх інших елементах системи реалізуються оборотні термодинамічні процеси.

Для розрахунку тієї частини деструкції ексергії в елементі, яка є внутрішньо залежною і не може бути усунута, використовується той самий підхід, що і для визначення частини деструкції ексергії, яка обумовлена необоротностями безпосередньо в даному елементі системи, але з урахуванням мінімально можливих необоротностей через технологічні обмеження.

Для кожного режиму роботи теплового насоса, у всіх вищеописаних термодинамічних циклах теплового насоса ексергія продукту, яка рівна ексергії продукту конденсатора, залишається постійною.

Розглянемо результати поглибленого ексергетичного аналізу теплового насоса з урахуванням сезонних коливань режимів його роботи при теплозабезпеченні будинку. При цьому, виділимо саме ту частину деструкції ексергії в елементах теплового насоса, яку можна уникнути (рис. 3.5). Саме ця частина і представляє найбільш практичний інтерес.

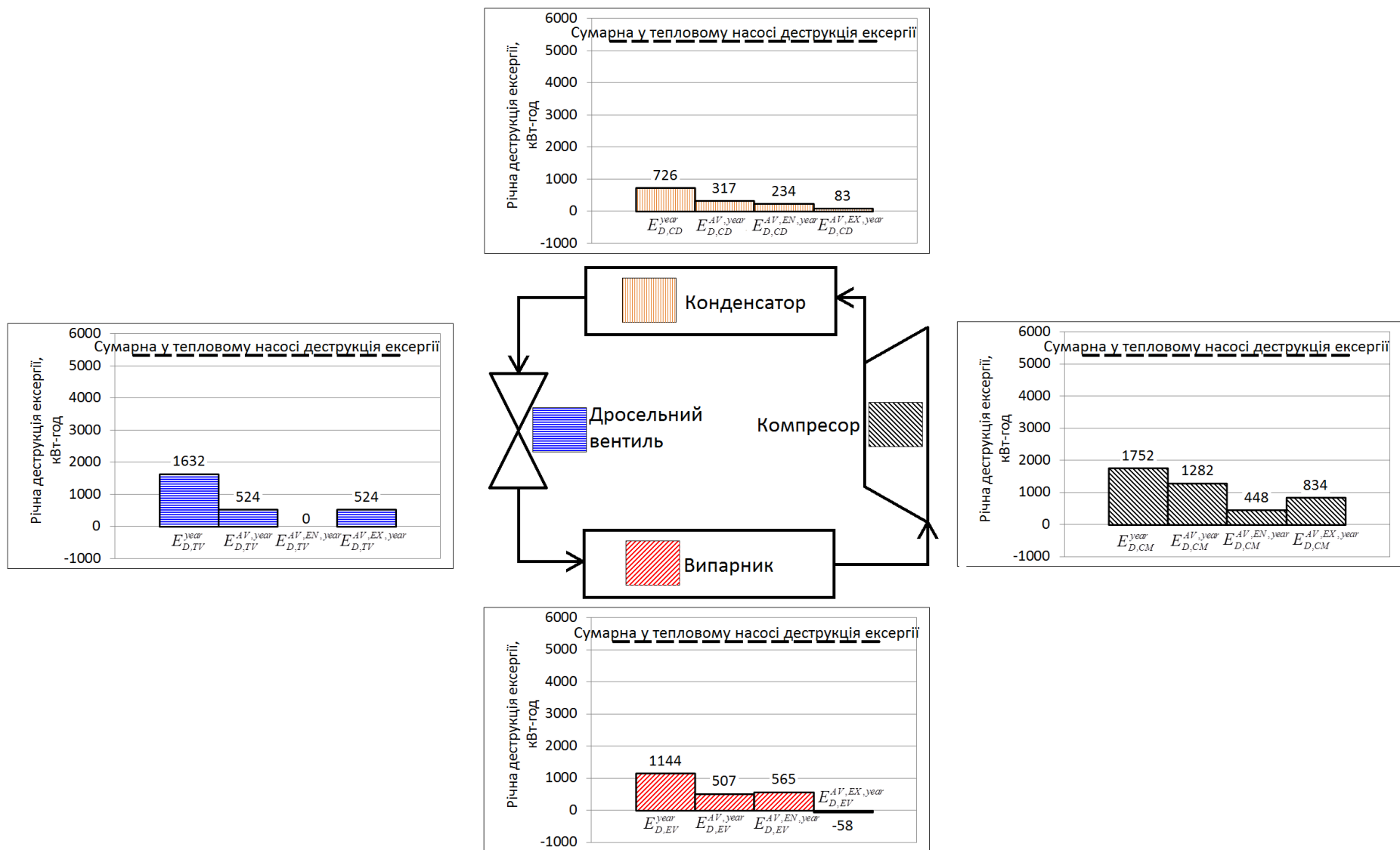


Рис. 3.5. Сумарні за опалувальний період значення тих частин деструкції ексергії, що можна уникнути у компонентах ТНУ типу «повітря-вода»

Отже, із рис. 3.5 бачимо, що найбільша частка цієї деструкції ексергії припадає на компресор і становить $E_{D,CM}^{AV,year} = 1282$ кВт·год або 25 % від загальної кількості сумарної за опалювальний період деструкції ексергії у тепловому насосі в цілому. Для візуального порівняння на рис. 3.5 також показані значення загальної деструкції ексергії $E_{D,k}^{year}$ у кожному елементі (лівий стовпчик на кожній діаграмі), а також штриховою лінією відмічений рівень сумарної у тепловому насосі деструкції ексергії. Найменша частка деструкції ексергії, що можна уникнути, припадає на конденсатор і рівна $E_{D,CD}^{AV,year} = 317$ кВт·год або всього 6 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у тепловому насосі. У дросельному вентилі та випарнику дана частина деструкції ексергії відповідно становлять $E_{D,TV}^{AV,year} = 524$ кВт·год та $E_{D,EV}^{AV,year} = 507$ кВт·год.

Найбільша частка внутрішньо залежної деструкції ексергії, яку можна уникнути, належить випарнику і становить $E_{D,EV}^{AV,EN,year} = 565$ кВт·год або 11 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у тепловому насосі. Трохи менше цієї частини деструкції ексергії належить компресору – $E_{D,CM}^{AV,EN,year} = 448$ кВт·год або 9 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у тепловому насосі. Дана частина деструкції у редуційному вентилі відсутня, що узгоджується із методологією визначення цієї деструкції. У конденсаторі маємо $E_{D,CD}^{AV,EN,year} = 234$ кВт·год або всього 5 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у тепловому насосі.

Найбільша частина зовнішньо залежної деструкції ексергії, яку можна уникнути, належить компресору і становить $E_{D,CM}^{AV,EX,year} = 834$ кВт·год або 16 % від загальної кількості сумарної за опалювальний сезон деструкції ексергії у тепловому насосі. Трохи менше даної частини деструкції ексергії належить дросельному вентилю ($E_{D,TV}^{AV,EX,year} = 524$ кВт·год). У конденсаторі маємо $E_{D,CD}^{AV,EX,year} = 83$ кВт·год або всього 2 % від загальної кількості сумарної за

опалювальний сезон деструкції ексергії у тепловому насосі. Особлива ситуація із зовнішньо залежною частиною деструкції ексергії у випарнику. Сумарне за опалювальний період значення цієї частини ексергії є від'ємним і становить $E_{D,EV}^{AV,EX,year} = -58$ кВт·год. Це означає, що для зменшення цієї частини деструкції ексергії у випарнику необхідно збільшити деструкцію ексергії в інших елементах теплового насоса. Подібний результат з отримання від'ємного значення частини деструкції ексергії отриманий також в роботах [96, 97, 218].

Отже, найбільша частка ексергії, яку можна уникнути за рахунок удосконалення самого елемента, належить випарнику. Найбільша деструкція ексергії, що можна уникнути за рахунок інших елементів та структурних змін системи, належить компресору та дросельному вентилю. Для більш детального дослідження взаємного впливу компонентів системи, що спричиняє зовнішню залежну деструкцію ексергії k -го компонента теплового насоса, перейдемо до наступного етапу поглибленого ексергетичного аналізу. Виділимо саме ту частину деструкції, що можна уникнути.

На рис. 3.6 наведено сезонні значення внутрішньо залежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії $E_{D,k}^{EN,AV,year}$ та зовнішньо залежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії $E_{D,k}^{EX,AV,year}$ для кожного компонента теплового насоса. Причому остання складова у свою чергу розподілена кількісно на ті інші елементи теплового насоса, від яких вона залежить (див. формулу (1.15)).

Отже, із рис. 3.6 бачимо, що в компресорі більша половина деструкції ексергії, яку можна уникнути, (834 кВт·год або 65 %) залежить від термодинамічної досконалості інших елементів. У свою чергу, ця деструкція, в основному обумовлена недосконалістю випарника, через який у компресорі має місце 634 кВт·год сезонної деструкції ексергії. 111 кВт·год сезонної деструкції ексергії у компресорі спричинена конденсатором, 87 кВт·год – сумісною дією двох елементів (випарника та конденсатора).

Із рис. 3.6 бачимо, що на відміну від компресора, в конденсаторі більша половина деструкції ексергії, яку можна уникнути, (234 кВт·год або 75 %) залежить від термодинамічної досконалості самого конденсатора. Якщо проаналізувати зовнішньо залежну деструкцію ексергії, то, як видно із рис. 3.6, найбільша частина її (56 кВт·год або 18 %) обумовлена сумісною дією одночасно двох елементів (випарника та компресора). Відповідно компресор спричиняє 16 кВт·год сезонної деструкції ексергії у конденсаторі, випарник 8 кВт·год і дросельний вентиль 0 кВт·год.

Із рис. 3.6 видно, що у дросельному вентилі вся частина деструкції ексергії, яку можна уникнути, залежить від термодинамічної досконалості інших компонентів теплового насоса. Причому, найбільша частка (403 кВт·год або 68 %) даної деструкції спричинена недосконалістю випарника. 154 кВт·год або 26 % зумовлена процесами необоротності при передачі теплоти у конденсаторі. Як видно із рис. 3.6 частина зовнішньо залежної і тієї, яку можна уникнути, деструкції ексергії у дросельному вентилі, що зумовлена компресором, є від'ємною (-16 кВт·год). Це означає, що деяка частина деструкції ексергії у дросельному вентилі може бути зменшена шляхом збільшення термодинамічної досконалості у компресорі. Деструкція ексергії, обумовлена сумісною дією всіх трьох елементів (випарника, конденсатора та компресора) також є від'ємною (-17 кВт·год).

Із рис. 3.6 видно, що у випарнику майже вся частина деструкції ексергії (565 кВт·год), яку можна уникнути, залежить від термодинамічної досконалості самого випарника. Що ж стосується зовнішньо залежної деструкції ексергії, то 7 кВт·год цієї частини ексергії обумовлена необоротністю у конденсаторі, 13 кВт·год, але з від'ємним знаком, обумовлена необоротністю у компресорі та 61 кВт·год, також з від'ємним знаком, обумовлена сумісними процесами необоротності у компресорі та конденсаторі. Для зменшення від'ємної частини деструкції ексергії у випарнику необхідно на цю величину збільшити деструкцію ексергії у: компресорі (13 кВт·год) та сумісно у компресорі та конденсаторі (61 кВт·год).

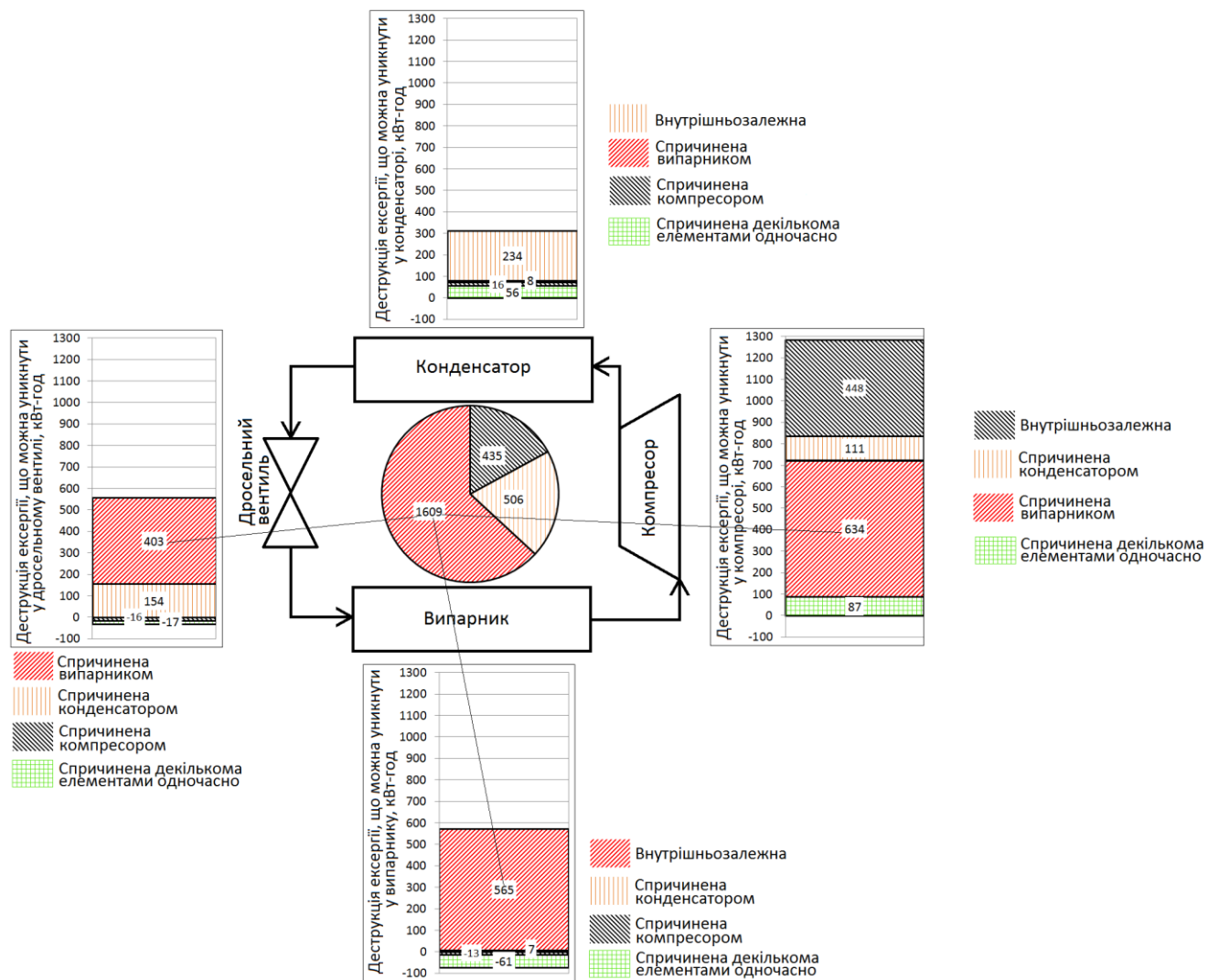


Рис. 3.6. Сезонні $E_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ за опалювальний період значення деструкції ексергії, що можна уникнути за рахунок удосконалення k-го елемента ТНУ типу «повітря-вода»

Із вище наведеного поглибленого ексергетичного аналізу ТНУ можна зрозуміти, що з точки зору удосконалення цієї установки необхідно виділяти саме ту деструкцію ексергії, яку можна уникнути за рахунок удосконалення k -го елемента. Ця складова буде визначатися за формулою [98]

$$E_{D,k}^{AV,\Sigma} = E_{D,k}^{AV,EN} + \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,r}^{AV,EX,k}, \quad (3.9)$$

де $E_{D,k}^{AV,\Sigma}$ - сумарне значення деструкції ексергії, якої можна позбутися за рахунок термодинамічного удосконалення k -го компонента і яка має місце у даному елементі $E_{D,k}^{AV,EN}$ та інших r елементах $\sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,r}^{AV,EX,k}$.

Як видно із рис. 3.6, найбільше значення цієї деструкції характерне для випарника і становить $E_{D,EV}^{AV,\Sigma,year} = 1609$ кВт·год. У конденсаторі та компресорі ці частини деструкції відповідно становлять $E_{D,CD}^{AV,\Sigma,year} = 506$ кВт·год та $E_{D,CM}^{AV,\Sigma,year} = 435$ кВт·год тобто відповідно у 3 та 3,7 рази менше, ніж у випарнику.

Отже, для даного випадку теплозабезпечення будику за допомогою ТНУ типу «повітря-вода», найбільшу частку деструкції ексергії у ТНУ можна знизити за рахунок удосконалення випарника, а саме зниження необоротності при передачі теплоти у цьому елементі шляхом зменшення температурного напору.

На рис. 3.7 наведені сумарні $E_{D,k}^{year}$ за опалювальний період значення деструкції ексергії в елементах ТНУ типу «вода-вода» із використанням енергії водопровідної води, піковому нагрівнику та опалювальному приладі. В проектному режимі роботи ТНУ прийняті наступні параметри: температура низькопотенційного джерела теплоти у випарнику знижується від $+6$ °С до $+3$ °С; мінімальний температурний напір у випарнику та конденсаторі дорівнює 5 К, розрахований ізоентропічний ККД компресора становить у номінальному режимі роботи 82 %. Для оцінювання в розрахунковому режимі частини деструкції ексергії, якої позбутися неможливо через технологічні обмеження

прийняті такі параметри: мінімально можливий для даного типу випарника та конденсатора температурний напір становить 1 К, максимально можливий за рахунок технічного удосконалення ізоентропічний ККД процесу стискання становить 92 %.

Із рис. 3.7. бачимо, що найбільша сезонна деструкція ексергії характерна також для ТНУ і становить 2439 кВт·год, а найменша – для пікового нагрівника і рівна 376 кВт·год. Сумарна за опалювальний період деструкція ексергії в опалювальному приладі становить 1745 кВт·год.

Якщо проаналізувати більш детально ТНУ, то як видно із рис. 3.7, найбільші сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії характерні для компресора та дросельного вентиля. Згідно рис. 3.7 сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії становлять відповідно: у компресорі – 623 кВт·год, у дросельному вентилі – 898 кВт·год, у випарнику – 438 кВт·год, у конденсаторі – 480 кВт·год.

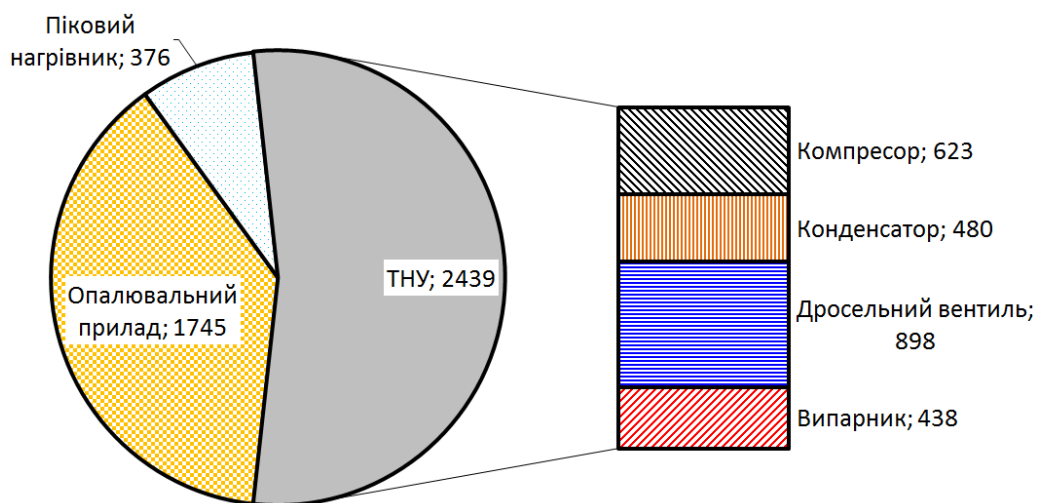


Рис. 3.7. Сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії $E_{D,k}^{year}$, кВт·год, в елементах ТНУ типу «вода-вода», піковому нагрівнику та опалювальному приладі окремо взятого року

На рис. 3.8 наведені згруповані відповідним чином сезонні значення внутрішньої залежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії $E_{D,k}^{EN,AV,year}$ та зовнішньої залежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії $E_{D,k}^{EX,AV,year}$ для кожного компонента теплового насоса типу «вода-вода».

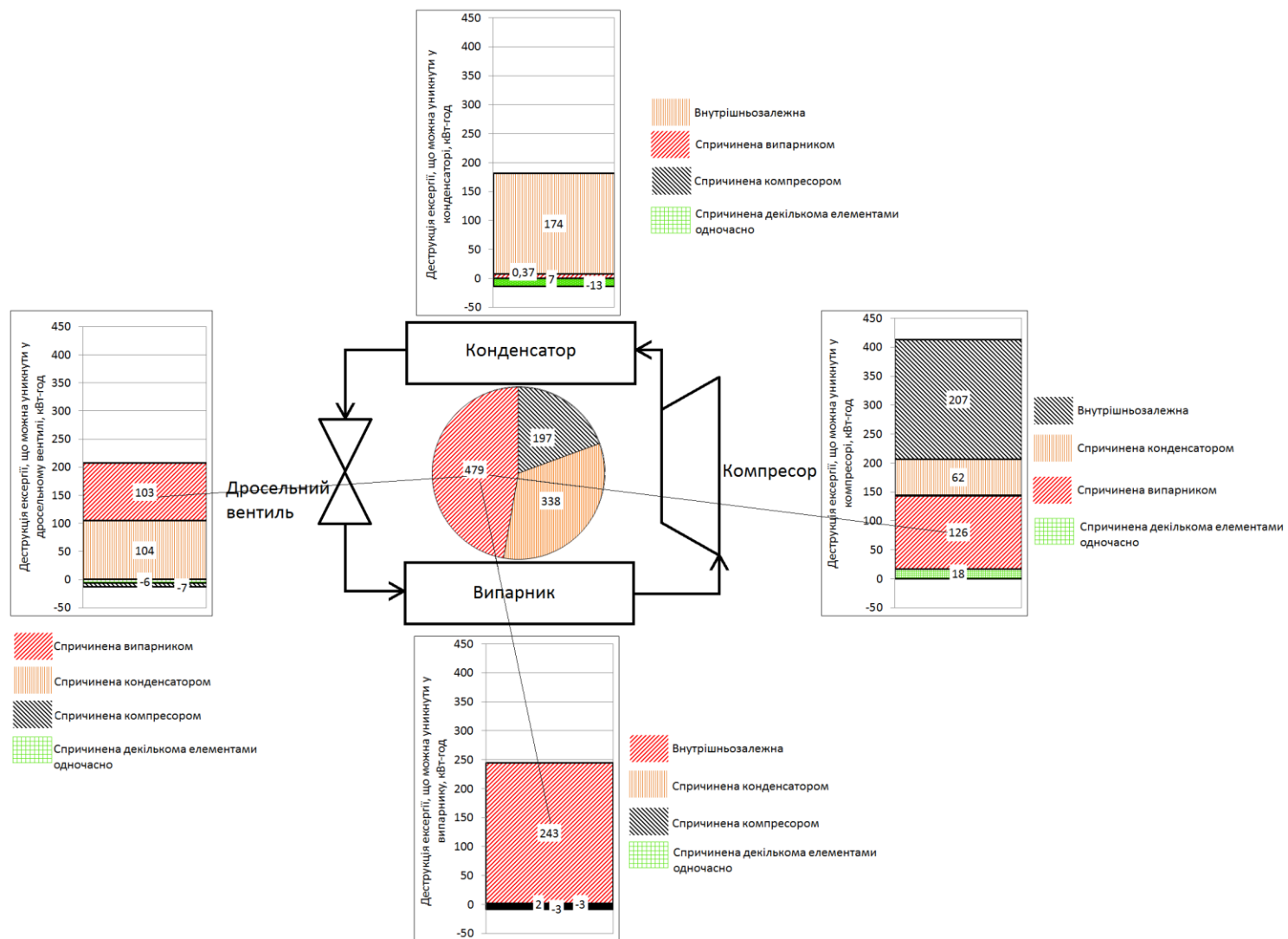


Рис. 3.8. Сезонні $E_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ за опалювальний період значення деструкції ексергії, що можна уникнути за рахунок удосконалення k-го елемента ТНУ типу «вода-вода»

Бачимо, що найбільше сезонне значення сумарної деструкції ексергії, яку можна уникнути у тепловому насосі, спричинене випарником $E_{D,EV}^{AV,\Sigma,year} = 479$ кВт·год. Для конденсатора ця частина деструкції виявилася на 29 % менша ніж у випарнику. Для компресора ця частина деструкції ексергії є досить малою і становить всього 197 кВт·год. Деструкція ексергії, яку можна уникнути за допомогою удосконалення дросельного вентиля $E_{D,TV}^{AV,\Sigma,year}$ рівна нулю. Тобто у прийнятих умовах, термодинамічне удосконалення теплового насосу можливе за рахунок зменшення необоротностей при передачі теплоти у випарнику та конденсаторі – тобто зниження температурного напору у цих теплообмінниках. При цьому, випарник має більші можливості ніж конденсатор. У компресорі можливості незначні, а дросельний вентиль взагалі не в змозі підвищити термодинамічну ефективність установки [216, 217, 218].

Особливе місце належить ТНУ, що використовують низькопотенційну енергію стічних вод.

Однією з класифікацій схем використання енергії стічних вод є їх поділ в залежності від розміщення місця утилізації енергії: безпосередньо в індивідуальному будинку, у колекторах системи каналізації населених пунктів та на очисних станціях [221]. У першому випадку температура стічних вод є найвищою. Хоча в даній схемі має місце найбільша нерівномірність витрати. У схемах першого типу найбільш поширеною технологією є попередній нагрів води гарячого водопостачання при допомозі теплообмінника. Для схем другого типу характерні відносно більш рівномірні витрати стічних вод та відносно недалеко розміщення до споживачів енергії. Схеми третього типу, де витрата низькопотенційного джерела є найбільш рівномірною, характеризуються можливістю встановлення ТНУ великої потужності. Хоча в останньому випадку такі установки розміщуються на значній відстані від споживачів.

Як показали результати досліджень [222], за рахунок апробованих на практиці технологій з підвищення енергоефективності існуючих будинків можна за допомогою утилізації енергії стічних вод забезпечити до 40% щорічних потреб будинку на його теплозабезпечення. Згідно попереднього

аналізу, проведеного в [222], основною перевагою використання ТНУ енергії стічних вод є їх відносно висока температура.

На рис. 3.9 наведені сумарні $E_{D,k}^{year}$ за опалювальний період значення деструкції ексергії в елементах ТНУ типу «вода-вода» із використанням енергії стічних вод, піковому нагрівнику та опалювальному приладі. В проектному режимі роботи ТНУ прийняті наступні параметри: температура стічної води у проміжному теплообміннику знижується від $+13\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура теплоносія проміжного контуру (вода) знижується у випарнику від $+6\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$; мінімальний температурний напір у проміжному теплообміннику рівний 7 К, мінімальний температурний напір у випарнику та конденсаторі дорівнює 5 К; розрахований ізоентропічний ККД компресора становить у номінальному режимі роботи 82 %. Для оцінки в розрахунковому режимі частини деструкції ексергії, якої позбутися неможливо через технологічні обмеження прийняті такі параметри: мінімально можливий температурний напір у теплообміннику проміжного контуру рівний 2 К; мінімально можливий для даного типу випарника та конденсатора температурний напір становить 1 К, максимально можливий за рахунок технічного удосконалення ізоентропічний ККД процесу стиснення становить 94 %.

Як і у попередніх випадках бачимо, що найбільша сезонна деструкція ексергії характерна для ТНУ і рівна 3660 кВт·год, а найменша – для пікового нагрівника і рівна 376 кВт·год. Сумарна за опалювальний період деструкція ексергії в опалювальному приладі становить 2178 кВт·год.

Як видно із рис. 3.9, найбільші сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії характерні для компресора та дросельного вентиля, а найменші – для проміжного теплообмінника. Згідно рис. 3.9 сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії становлять відповідно: у компресорі – 846 кВт·год, у дросельному вентилі – 1237 кВт·год, у конденсаторі – 617 кВт·год, у випарнику – 491 кВт·год, а у проміжному теплообміннику – 470 кВт·год.

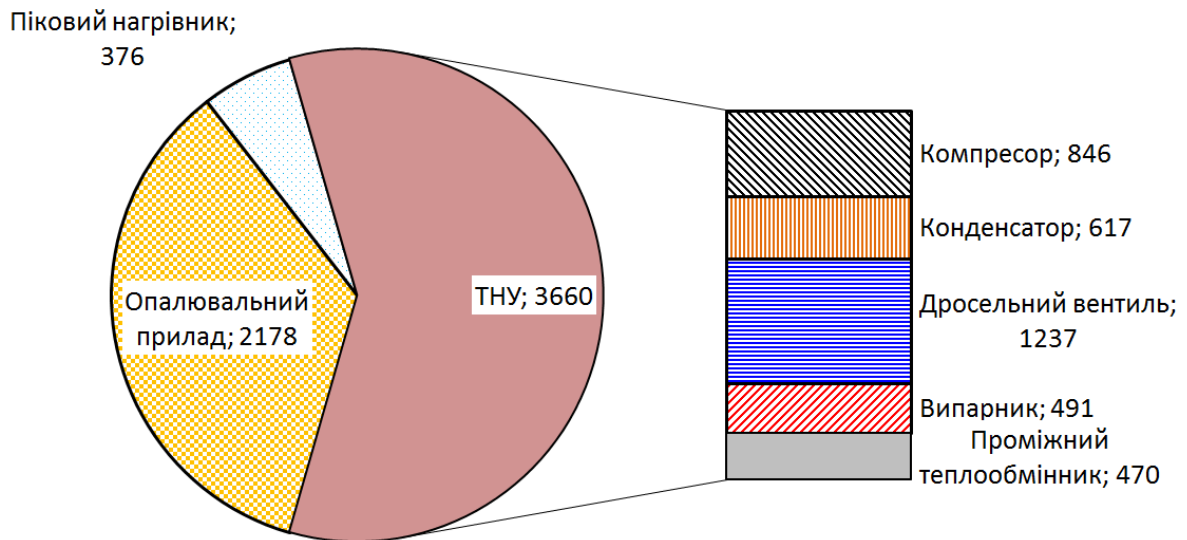


Рис. 3.9. Сумарні за опалювальний період значення деструкції ексергії $E_{D,k}^{year}$, кВт·год, в елементах ТНУ типу «вода-вода» на стічних водах, піковому нагрівнику та опалювальному приладі окремо взятого року

Аналогічно, як і у попередніх випадках, на рис. 3.10 наведені згруповані відповідним чином сезонні значення внутрішньо залежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії $E_{D,k}^{EN,AV,year}$ та зовнішньо залежної і тієї, що можна уникнути, деструкції ексергії $E_{D,k}^{EX,AV,year}$ для кожного компонента теплового насоса типу «вода-вода» на стічних водах.

Отже бачимо, що найбільше сезонне значення сумарної деструкції ексергії, яку можна уникнути у тепловому насосі, належить теплообміннику проміжного контуру і рівне $E_{D,SWHE}^{AV,\Sigma,year} = 726$ кВт·год. Для випарника та конденсатора ці частини деструкції ексергії виявилися меншими ніж у теплообміннику проміжного контуру і рівні відповідно 531 кВт·год та 441 кВт·год. Для компресора ця частина деструкції ексергії є досить малою і становить 148 кВт·год. Тобто у прийнятих умовах, суттєвого термодинамічного удосконалення ТНУ можна досягти за рахунок зниження необоротностей при передачі теплоти в першу чергу у проміжному теплообміннику, у випарнику та конденсаторі – тобто зниження температурного напору у цих теплообмінниках. При цьому, проміжний теплообмінник має більші можливості ніж випарник та конденсатор. У компресорі можливості незначні [216, 217, 218].

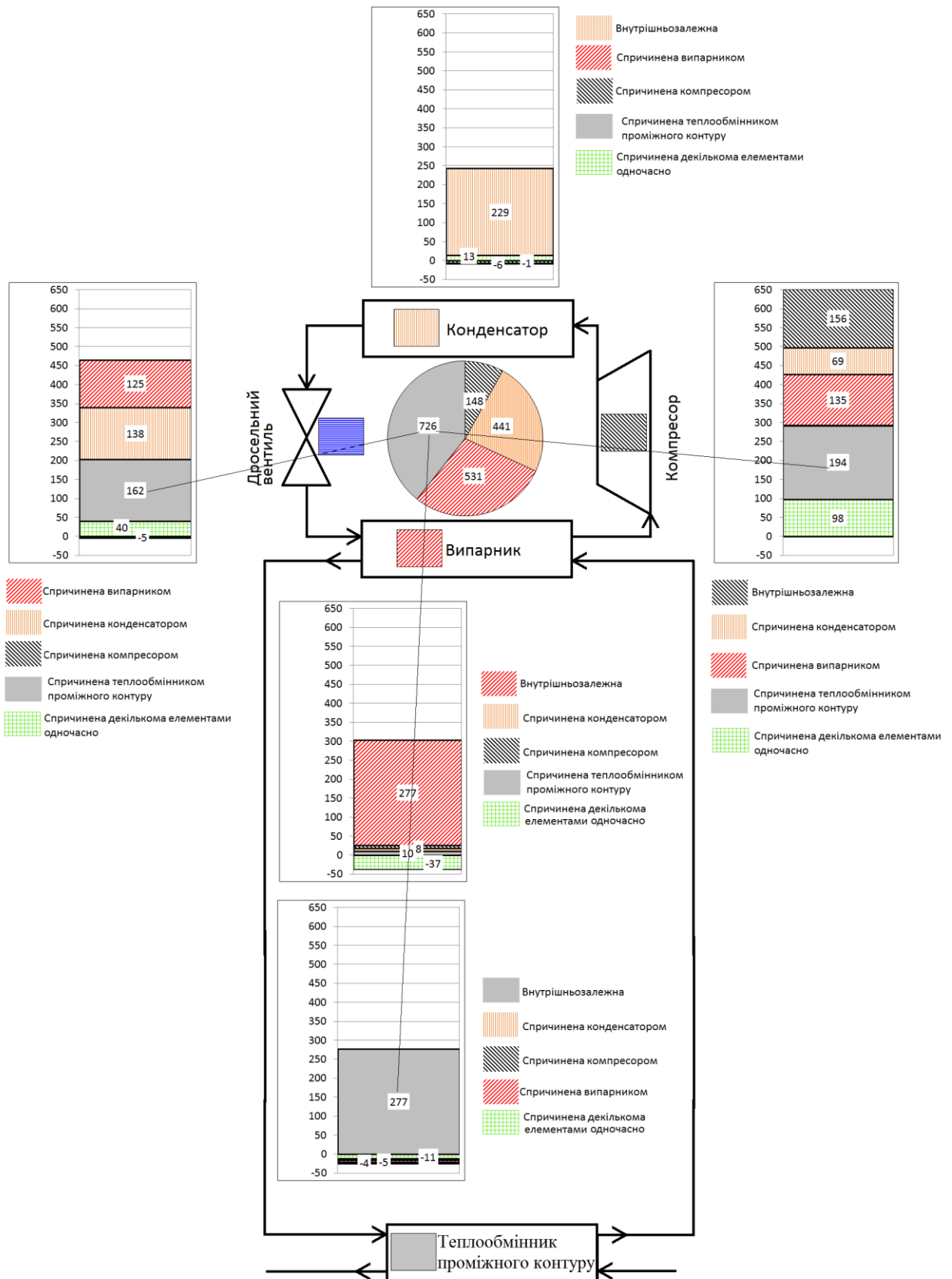


Рис. 3.10. Сезонні $E_{D,k}^{AV, \Sigma, year}$ за опалювальний період значення деструкції ексергії, що можна уникнути за рахунок удосконалення k-го елемента ТНУ типу «вода-вода» на стічних водах

3.2.2. Поглиблений ексергоекономічний аналіз ТНУ типу «повітря-вода» у складі СТ будинку.

Для оцінки капітальних затрат в елементи ТНУ використані наступні залежності [98]:

- для компресора

$$PEC_{CM} = \frac{k_{CM} \cdot \dot{m}_{CM}}{\eta_{CM}^{UN} - \eta_{CM}} \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right); \quad (3.10)$$

- для конденсатора

$$PEC_{CD} = k_{CD} (A_{CD})^{0.6}; \quad (3.11)$$

- для випарника

$$PEC_{EV} = k_{EV} (A_{EV})^{0.6}, \quad (3.12)$$

де k_{CM} , k_{CD} , k_{EV} - коефіцієнти пропорційності;

\dot{m}_{CM} - масова витрата робочого тіла через компресор, кг/с;

p_2/p_1 - степінь стиснення робочого тіла у компресорі;

η_{CM} , η_{CM}^{UN} - відповідно ізоентропний ККД компресора в дійсних умовах та максимально можливий за рахунок технічного удосконалення (використовується для розрахунку деструкції ексергії, якої позбутися у компресорі неможливо);

A_{CD} , A_{EV} - відповідно площа поверхні нагріву конденсатора та випарника, м².

Капітальні затрати в компоненти ТНУ визначалися для проектного режиму. Оскільки інвестиційна вартість дросельного вентиля є незначною у порівнянні із іншими компонентами, то в даному аналізі цей елемент до уваги не приймався.

Варто відмітити, що різні автори пропонують і інші залежності для оцінки капітальних затрат елементів ТНУ [98, 223, 224].

Враховуючи різні підходи із визначення ексергії «палива» $E_{F,k}(\tau_n)$ та ексергії «продукту» $E_{P,k}(\tau_n)$ k -го елементу ТНУ для різних режимів, в роботі пропонується реалізація ексергоекономічної та ексергоприродничої моделі

також на основі динамічного підходу з визначенням для кожного режиму впродовж розрахункового часового кроку τ_n вартості ексергії «палива» $c_{F,k}(\tau_n)$ та ексергії «продукту» $c_{P,k}(\tau_n)$ та подальшим розрахунком за формулами

$$c_{F,k}^{year} = \frac{\sum_{\tau_n=1}^N c_{F,k}(\tau_n) \cdot E_{F,k}(\tau_n)}{\sum_{\tau_n=1}^N E_{F,k}(\tau_n)}; \quad (3.13)$$

$$c_{P,k}^{year} = \frac{\sum_{\tau_n=1}^N c_{P,k}(\tau_n) \cdot E_{P,k}(\tau_n)}{\sum_{\tau_n=1}^N E_{P,k}(\tau_n)}, \quad (3.14)$$

середньозважених за опалювальний сезон значень вартості ексергії «палива» $c_{F,k}^{year}$ та ексергії «продукту» $c_{P,k}^{year}$.

В табл. 3.4 наведений поділ річної (використовується індекс $year$) сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт компонентів теплового насоса у відповідності до методології поглибленого ексергоекономічного аналізу.

Отже, у компресорі 35 % його сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт є такою, що можна зменшити. 39 % або $Z_{CM}^{AV,EN,year} = 689$ Євро/рік капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт обумовлені безпосередньо самим компресором. Характерною особливістю компресора є те, що його зовнішньо залежні сумарні витрати є від'ємними (-63 Євро/рік). Як і у випадку від'ємних значень деструкції ексергії це означає, що якщо їх і можна уникнути, то за рахунок зниження необоротностей в інших елементах ТНУ [96, 97, 225]. При цьому, як видно із наведених у таблиці 3.4 даних, останню складову можна зменшити за рахунок підвищення термодинамічної ефективності випарника та конденсатора (про що свідчать від'ємні значення $Z_{CM}^{AV,EX,CD,year} = -29$ Євро/рік та $Z_{CM}^{AV,EX,EV,year} = -34$ Євро/рік). У конденсаторі всього 19 % або $Z_{CD}^{AV,year} = 27$ Євро/рік його сумарної вартості є

такою, що можна зменшити і 21 % вартості цього елемента, що можна зменшити, залежать виключно від нього. Для випарника тільки 30 % або $Z_{EV}^{AV,year} = 41$ Євро/рік його сумарної вартості є такою, яку можна уникнути. Бачимо, що у порівнянні із компресором значення $Z_{CD}^{AV,year}$ та $Z_{EV}^{AV,year}$ є невеликими. Варто також зауважити, що, у свою чергу, витрати $Z_{CD}^{AV,year}$ та $Z_{EV}^{AV,year}$ практично рівні внутрішньо залежним капітальним затратам, витратам на обслуговування і ремонт, що можна зменшити – $Z_{CD}^{AV,EN,year}$ та $Z_{EV}^{AV,EN,year}$.

Із проведеного на основі даних таблиці 3.4 аналізу можна зробити висновок, що, якщо виникне потреба зменшення капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт ТНУ, то, при першій ітерації необхідно розглядати можливість зниження цих затрат безпосередньо у компресорі (шляхом зниження його термодинамічної досконалості). Хоча, частину цих витрат на компресор можна знизити шляхом підвищення термодинамічної досконалості випарника та конденсатора. Останнє важливе у випадку, коли виникне необхідність додатково зменшувати необоротність у цих теплообмінниках.

Поділ загальної вартості $Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$ в елементах ТНУ наведений в табл. 3.5 При цьому, в табл. 3.5 наведені значення тільки тієї частини затрат $Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$, яку можна зменшити, оскільки саме ця частина і має практичний інтерес.

Отже, як бачимо із табл. 3.5, найбільша частка сумарної вартості, що можна уникнути $Z_k^{AV,year} + C_{D,k}^{AV,year}$, припадає на компресор і складає 671 Євро/рік та випарник і складає 363 Євро/рік. Причому 704 Євро/рік сумарної вартості $Z_{CM}^{AV,year} + C_{D,CM}^{AV,year}$, що можна уникнути у компресорі, обумовлена цим же елементом. Також 387 Євро/рік сумарної вартості $Z_{EV}^{AV,year} + C_{D,EV}^{AV,year}$, що можна уникнути у випарнику, обумовлена цим же елементом. Для конденсатора та дросельного вентиля сумарні вартості $Z_{CD}^{AV,year} + C_{D,CD}^{AV,year}$ та $Z_{TV}^{AV,year} + C_{D,TV}^{AV,year}$ є приблизно однаковими рівні 122 Євро/рік та 115 Євро/рік.

Таблиця 3.4. Поділ сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування (не включаючи затрати на паливо) та ремонт ТНУ типу «повітря-вода» у відповідності до методології поглибленого ексергоекономічного аналізу

Компонент	Одиниця виміру	Z_k^{year}	$Z_k^{UN,year}$	$Z_k^{AV,year}$	$Z_k^{EN,year}$	$Z_k^{EX,year}$		$Z_k^{UN,year}$				$Z_k^{AV,year}$				
								$Z_k^{UN,EN,year}$	$Z_k^{UN,EX,year}$		$Z_k^{AV,EN,year}$	$Z_k^{AV,EX,year}$				
Компресор	Євро/рік	1771	1145	626	1308	463	CD	126	620	526	CD	156	689	-63	CD	-29
							EV	257			EV	290			EV	-34
							mexo	80			mexo	79			mexo	0
	%	100	65	35	74	26	-	-	35	30	-	-	39	-3,6	-	-
Конденсатор	Євро/рік	137	111	27	125	12	CM	10	96	15	CM	14	29	-2	CM	-4
							EV	4			EV	6			EV	-2
							mexo	-2			mexo	-5			mexo	4
	%	100	81	19	91	9	-	-	70	11	-	-	21	-1,6	-	-
Випарник	Євро/рік	141	99	41	165	-24	CM	-11	136	-37	CM	-69	29	13	CM	58
							CD	-2			CD	-3			CD	1
							mexo	-12			mexo	35			mexo	-46
	%	100	70	30	117	-17	-	-	97	-26	-	-	21	9,0	-	-

Таблиця 3.5

Поділ загальної вартості $Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$ в елементах ТНУ типу «повітря-вода» у відповідності до методології поглибленого ексергоекономічного аналізу

Компонент	Одиниця виміру	$Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$	$Z_k^{AV,year} + C_{D,k}^{AV,year}$	$Z_k^{AV,year} + C_{D,k}^{AV,year}$	
				$Z_k^{AV,EN,year} + C_{D,k}^{AV,EN,year}$	$Z_k^{AV,EX,year} + C_{D,k}^{AV,EX,year}$
Компресор	Євро/рік	1832	671	704	-34
	%	100	37	38	-2
Конденсатор	Євро/рік	355	122	99	23
	%	100	34	28	6
Дросельний вентиль	Євро/рік	359	115	0	115
	%	100	32	0	32
Випарник	Євро/рік	866	363	387	-24
	%	100	42	45	-3

Отже, з точки зору поглибленого ексергоекономічного аналізу, для оптимізації ТНУ, що аналізується у даному прикладі, необхідно у першу чергу змінити проекти характеристики компресора та випарника. Причому, якщо сумарну вартість компресора $Z_{CM}^{year} + C_{D,CM}^{year}$ можна знизити за рахунок зниження термодинамічної ефективності цього елемента, то у випарник необхідно вкласти більше капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт, що забезпечить підвищення термодинамічної ефективності цього елемента.

Що ж стосується конденсатора, то зниження сумарної вартості затрат (а це $Z_{CD}^{AV,year} + C_{D,CD}^{AV,year} = 122$ Євро/рік) у нього можливе за рахунок підвищення його термодинамічної ефективності (оскільки внутрішньо залежні затрати є домінуючими $Z_{CD}^{AV,EN,year} + C_{D,CD}^{AV,EN,year} = 99$ Євро/рік). Сумарна вартість затрат, що можна знизити у дросельному вентилі, залежить виключно від необоротностей в інших елементах (зовнішньо залежні затрати при цьому становлять $Z_{TV}^{AV,EX,year} + C_{D,TV}^{AV,EX,year} = 115$ Євро/рік). Зниження цих затрат можливе шляхом підвищення термодинамічної ефективності випарника та конденсатора (див. рис. 3.6).

Такий висновок можна зробити на основі аналізу ексергоекономічного фактору компонентів ТНУ. На рис. 3.11 наведені значення модифікованого ексергоекономічного фактору $f_k^{AV,EN,year}$ компонентів ТНУ, який визначений із використанням частини сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт компонентів ТНУ, а також вартості деструкції ексергії, які можна зменшити і які залежать від компонентів самого ТНУ, тобто відповідно $Z_k^{AV,EN,year}$ та $C_{D,k}^{AV,EN,year}$. Із даних на рис. 3.11 бачимо, що для компресора значення $f_{CM}^{AV,EN,year}$ є найбільшим (98%). Це означає, що для цього компоненту найбільший вклад у формування витрат вносить вартість капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт Z_{CM}^{year} . Для випарника значення ексергоекономічного фактору $f_{EV}^{AV,EN,year}$ є найменшим і становить

7%. Тобто для цього елемента вартість деструкції ексергії $C_{D,EV}^{AV,EN,year}$ є домінуючими. У конденсаторі параметр $f_{CD}^{AV,EN,year}$ становить 29%. Тобто для конденсатора вартість деструкції ексергії є домінуючою у формуванні вартості «продукту».

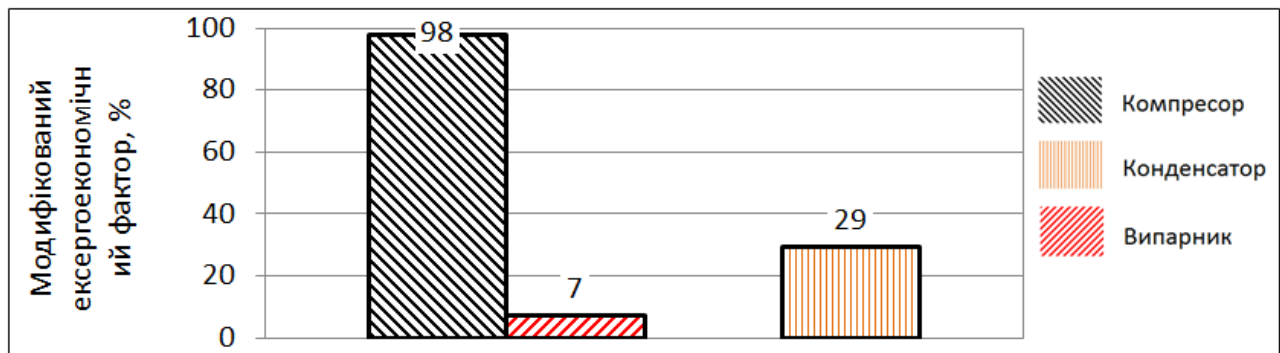


Рис. 3.11. Значення модифікованого ексергоекономічного фактору $f_k^{AV,EN}$ в елементах ТНУ типу «повітря-вода» окремо взятого року

Ще більш чітку та детальну інформацію щодо доцільності зміни проектних характеристик компонентів ТНУ можна отримати, якщо розділити та додатково згрупувати затрати, які можна уникнути за рахунок удосконалення окремих елементів, і які включають в себе частину затрат, що обумовлені даним елементом, та частину затрат, що характерні іншим елементам, але спричинені даним – $Z_k^{AV,\Sigma,year} + C_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ (табл. 3.6). Отже, як видно із табл. 3.6, найбільша частина затрат $Z_k^{AV,\Sigma,year} + C_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ характерна для компресора і рівна 751 Євро/рік. Причому, як показує аналіз, ці затрати обумовлені вартістю капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт, які можна зменшити зниженням термодинамічної ефективності цього елемента. Для випарника ця частина затрат становить $Z_{EV}^{AV,\Sigma,year} + C_{D,TV}^{AV,\Sigma,year} = 486$ Євро/рік і обумовлена вона деструкцією ексергії у ньому. Отже, зменшити ці затрати можна шляхом підвищення термодинамічної ефективності випарника, а саме

зменшенням температурного напору у ньому. Можливості зменшення затрат за рахунок змін параметрів конденсатора є порівняно незначними.

Отже, суттєвого зниження загальної вартості $Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$ даної ТНУ можна досягти за рахунок зниження термодинамічної ефективності компресора та підвищення термодинамічної ефективності випарника.

Таблиця 3.6

Дані щодо складових вартості $Z_k^{AV,\Sigma,year} + C_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ в елементах ТНУ типу «повітря-вода» у відповідності до методології поглибленого ексергоекономічного аналізу

Компонент	$Z_k^{AV,\Sigma,year}$, Євро/рік	$C_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$, Євро/рік	$Z_k^{AV,\Sigma,year} + C_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$, Євро/рік
Компресор	743	8,0	751
Конденсатор	0,7	113	114
Дросельний вентиль	0	6,9	6,9
Випарник	-6,4	493	486

3.2.3. Поглиблений ексергоприродничий аналіз ТНУ типу «повітря-вода» у складі СТ будинку.

Поділ сумарного впливу на довкілля $Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$ в елементах ТНУ наведений в табл. 3.7. При цьому, в табл. 3.7 наведені значення тільки тієї частини впливу на довкілля $Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$, яку можна зменшити, оскільки саме ця частина і має практичний інтерес.

Отже, як бачимо із табл. 3.7, найбільша частка сумарного впливу $Y_k^{AV,year} + B_{D,k}^{AV,year}$, що можна уникнути, припадає на випарник і складає 37787 mPts/рік. Причому майже вся ця частина (42914 mPts/рік) обумовлена цим же елементом. Трохи менше сумарного впливу на довкілля

$Y_k^{AV,year} + B_{D,k}^{AV,year}$, що можна уникнути, припадає на компресор і складає 33806 mPts/рік. При цьому, більша частина цього впливу є зовнішньозалежною $Y_{CM}^{AV,EX,year} + B_{D,CM}^{AV,EX,year} = 21895$ mPts/рік.

Для конденсатора та дросельного вентиля сумарний вплив на довкілля $Y_k^{AV,year} + B_{D,k}^{AV,year}$ є співрозмірним і рівний відповідно 11773 mPts/рік та 13267 mPts/рік. При цьому вся частина цього впливу від дросельного вентиля є зовнішньо залежною.

Також в таблиці 3.7 наведені значення ексергоприродничих факторів $f_{b,k}^{year}$ та $f_{b,k}^{AV,EN,year}$. Аналіз цих даних показує, що для всіх компонентів теплового насосу найбільший вклад у формування впливу на довкілля вносить деструкція ексергії. Тобто для зниження сумарного впливу на довкілля $Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$ в елементах даної ТНУ необхідно підвищувати їх термодинамічну ефективність.

Додаткову інформацію щодо доцільності зміни проектних характеристик компонентів ТНУ з метою зниження його впливу на довкілля можна отримати, якщо розділити та додатково згрупувати вплив, що можна уникнути за рахунок удосконалення окремих елементів, і включає в себе вплив на довкілля, що обумовлений даним елементом, та вплив на довкілля, що характерний іншим елементам, але спричинений даним - $Y_k^{AV,\Sigma,year} + B_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ (табл. 3.8). Отже, як видно із табл. 3.8, найбільша частина впливу на довкілля $Y_k^{AV,\Sigma,year} + B_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ характерна саме для випарника і рівна 70074 mPts/рік. При цьому, можна зробити висновок, що ці значення впливу на довкілля обумовлені саме деструкцією ексергії $B_{D,EV}^{AV,\Sigma,year}$ у цьому елементі. Отже, зменшити даний вплив можна шляхом підвищення термодинамічної ефективності випарника, а саме зменшенням температурного напору у ньому.

Таблиця 3.7

Поділ загального впливу на довкілля $Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$ елементів ТНУ типу «повітря-вода» у відповідності до методології поглибленого ексергоприродничого аналізу

Компонент	Одиниця виміру	$Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$	$Y_k^{AV,year} + B_{D,k}^{AV,year}$	$Y_k^{AV,year} + B_{D,k}^{AV,year}$		$f_{b,k}, \%$	$f_{b,k}^{AV,EN}, \%$
				$Y_k^{AV,EN,year} + B_{D,k}^{AV,EN,year}$	$Y_k^{AV,EX,year} + B_{D,k}^{AV,EX,year}$		
Компресор	mPts/рік	49544	33806	11911	21895	4,5	-2,4
	%	100	68	24	44	-	-
Конденсатор	mPts/рік	27813	11773	8904	2869	9,6	6,9
	%	100	42	32	10	-	-
Дросельний вентиль	mPts/рік	41317	13267	0	13267	-	-
	%	100	32	0	32	-	-
Випарник	mPts/рік	88167	37787	42914	-5127	5,3	2,1
	%	100	43	49	-6	-	-

Таблиця 3.8

Дані щодо складових вартості $Y_k^{AV,\Sigma,year} + B_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ в елементах ТНУ типу «повітря-вода» у відповідності до методології поглибленого ексергоприродничого аналізу

Компонент	$Y_k^{AV,\Sigma,year}$, mPts/рік	$B_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$, mPts/рік	$Y_k^{AV,\Sigma,year} + B_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$, mPts/рік
Компресор	2128	11286	13413
Конденсатор	675	15502	16177
Дросельний вентиль	0	823	823
Випарник	1257	68817	70074

3.3 Ексергетична, ексергоекономічна та ексергоприроднича оптимізація СТ будівель на базі ТНУ типу «повітря-вода»

Оскільки в даній роботі розглядається етап проекту або модернізації системи, то саме ексергоекономічну та аналогічно ексергоприродничу оптимізацію методом послідовних наближень запропоновано застосувати у даних дослідженнях.

Необхідно вибрати такі параметри та тип СТ будівлі на базі ТНУ, при яких енергетична, економічна та екологічна ефективність була б максимально можливою. При цьому, як показує аналіз, суттєвого підвищення ефективності системи можна досягнути за рахунок удосконалення ділянки технологічної схеми «ТНУ-пікове джерело-опалювальний прилад-будинок». На цій ділянці простежується взаємний вплив елементів системи на загальну ефективність. Саме цей взаємозв'язок і пропонується проаналізувати в даній частині роботи за допомогою методів прикладної термодинаміки.

Проектна оптимізація СТ передбачає зміну структури і конструктивних параметрів системи з метою мінімізації сумарних річних витрат для отримання

продукту системи (створення теплового комфорту у будівлі) з урахуванням наявного матеріалу, фінансових ресурсів, вимог до охорони навколишнього середовища, державного регулювання, а також безпеки, надійності, працездатності, доступності і ремонтпридатності системи [13].

Дійсно оптимізована система є та, для якої кожна значуща термодинамічна неефективність (деструкція ексергії і втрати ексергії) аналізується разом з фінансовими витратами, негативним впливом на довкілля або враховує принаймні одним із зазначених вище граничних умов. Термодинамічна оптимізація, яка спрямована лише на зведення до мінімуму термодинамічних неефективностей, може розглядатися тільки як попередня проектна оптимізація.

Коректне формулювання оптимізаційної задачі є, як правило, найважливішим та інколи найбільш складним кроком успішної вирішення задачі.

Досить часто оптимізацію теплоенергетичних систем, включаючи і СТ, не можна реалізувати через складність, обумовлену наступним [13, 8, 125]:

- деякі із вхідних параметрів та функцій, необхідних для термодинамічних та особливо економічних моделей є недоступними або не мають необхідної форми. Наприклад, не завжди є можливість формалізувати витрати на придбання обладнання у вигляді функціональної залежності від термодинамічних параметрів;

- суттєвого зниження вартості продукту можна досягти за рахунок зміни структури системи. Але такі зміни рідко можна реалізувати на основі традиційних методів оптимізації, де структура системи є незмінною. Більше того, не завжди є практична можливість розробити математичну модель оптимізації для кожної перспективної структури системи;

- навіть якщо необхідна вхідна інформація є в наявності, через складність системи неможливо сформулювати та розв'язати математичну модель.

Традиційний підхід передбачає оптимізацію елементів енергетичної системи ітераційним способом без урахування впливу структурних змін і змінних параметрів. Ефективний альтернативний підхід до оптимізації складних систем є ексергоекономічний та ексергоприродничий ітераційний метод оптимізації [8, 13, 125]. Чим складніша система тим більше переваг можна отримати, особливо якщо в технологічному процесі використовуються хімічні перетворення. При реалізації процедури оптимізації дані методи взаємодіють з іншими сферами аналізу (рис. 3.12). Ексергоекономічний та ексергоприродничий аналізи використовують результати синтезу системи, аналізу вартості, негативного впливу на довкілля і термодинамічного моделювання та забезпечує отриманій інформації процес аналізу, базу даних для математичних методів оптимізації, а також може широко використовуватися в експертних оцінках на стадії проекту та експлуатації системи [8, 13, 125].

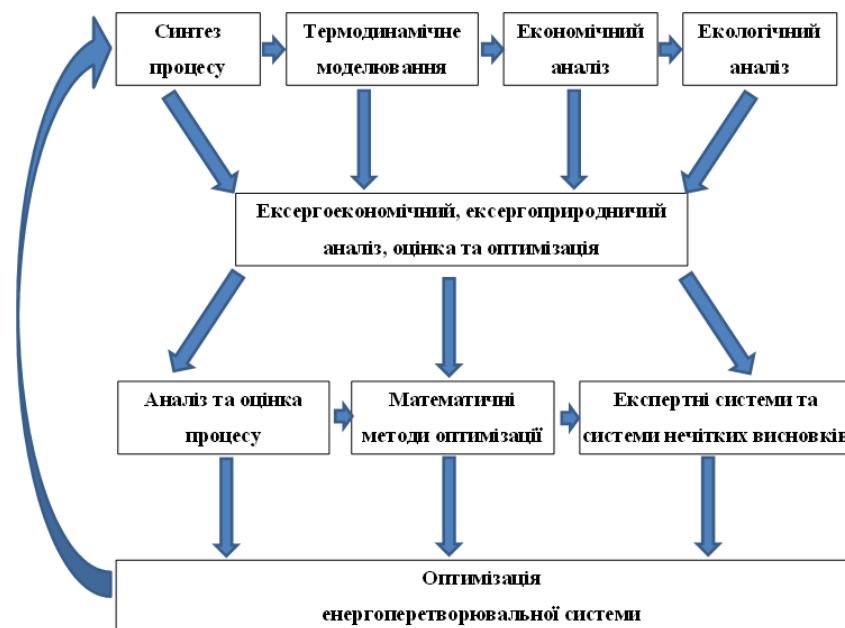


Рис. 3.12. Взаємодія ексергоекономічного та ексергоприродничого аналізу з іншими методами розрахунків та оптимізації [8, 13, 125]

На рис. 3.13 наведена блок-схема алгоритму реалізації математичної моделі з обґрунтування параметрів та типу СТ будинку на основі ексергетичного підходу.

Спочатку формується відповідна база даних метеорологічних характеристик району розміщення об'єкту, яка для прийнятого розрахункового часового кроку τ_n включає в себе: температуру та швидкість зовнішнього повітря, прихід сонячної радіації, тощо. Далі для кожного розрахункового кроку реалізовується математична модель теплового режиму будівлі, на основі якої визначаються потреби ексергії для створення теплового комфорту у приміщенні будівлі (це і є продуктом системи). Реалізація математичних моделей ТНУ, пікового джерела та системи опалення здійснюється у відповідності до визначених при заданих умовах параметрів теплового режиму будівлі. На основі отриманих даних здійснюється реалізація ексергетичної, ексергоекономічної та ексергоприродничої моделей системи з розрахунку всіх необхідних для подальшого аналізу параметрів, що об'єднують термодинамічні, економічні та екологічні характеристики компонентів системи. В роботі запропоновано використовувати сезонні характеристики компонентів системи, на основі яких і приймаються рішення із зміни параметрів та структури системи з метою підвищення енергетичної, економічної та екологічної ефективності. Такими характеристиками зокрема виступають:

- сезонні значення деструкції ексергії, яких можна позбутися (внутрішньо залежні та зовнішньозалежні);
- сезонні значення сумарної вартості капітальних затрат, витрат на обслуговування і ремонт, яких можна позбутися (внутрішньо залежні та зовнішньозалежні);
- сезонні значення характеристик негативного впливу на довкілля при виготовленні, експлуатації та утилізації елементів системи, що можна уникнути (внутрішньо залежні та зовнішньозалежні);
- сезонні значення вартості деструкції ексергії, що можна позбутися (внутрішньо залежні та зовнішньозалежні);

- сезонні значення негативного впливу на довкілля через термодинамічну недосконалість елементів системи, що можна позбутися (внутрішньо залежні та зовнішньозалежні);
- сезонні значення сумарних затрат та негативного впливу на довкілля, що можна позбутися (внутрішньо залежні та зовнішньозалежні);
- сезонні значення ексергоекономічного та ексергоприродничого факторів.

Як показав проведений вище аналіз, саме ці параметри дають змогу визначити місце, значення, причини, вартість та негативний вплив на довкілля тих термодинамічних втрат в елементах системи, що можна позбутися з метою одночасного підвищення енергетичної, економічної та екологічної ефективності системи.

Отже, результати першої ітерації ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоприродничого (див. п. 3.2) оцінювання вказують на те, що для одночасного зниження деструкції ексергії, вартості «продукту» та негативного впливу на довкілля СТ будівлі необхідно підвищити термодинамічну ефективність випарника шляхом зниження температурного напору у ньому. Хоча вище було вказано, що сумарні економічні витрати у систему обумовлені, в основному капітальними затратами, витратами на обслуговування і ремонт ТНУ Z_{HP}^{year} (див. табл. 3.2), які можна зменшити, в основному, за рахунок зниження термодинамічної ефективності компресора (див. табл. 3.4). Разом з тим, як показали результати аналізу, певну частину затрат Z_{CM}^{year} у компресор можна зменшити за рахунок сумісної дії випарника та конденсатора шляхом підвищення їх термодинамічної ефективності (див. табл. 3.4). Отже, також пропонується зменшити температурний напір у конденсаторі, що, згідно отриманих результатів аналізу, з однієї сторони зменшить деструкцію ексергії у ТНУ та її негативний вплив на довкілля, а з іншої – знизить частково капітальні затрати, витрати на обслуговування і ремонт Z_{CM}^{year} у компресор, та, відповідно, і у ТНУ Z_{HP}^{year} .

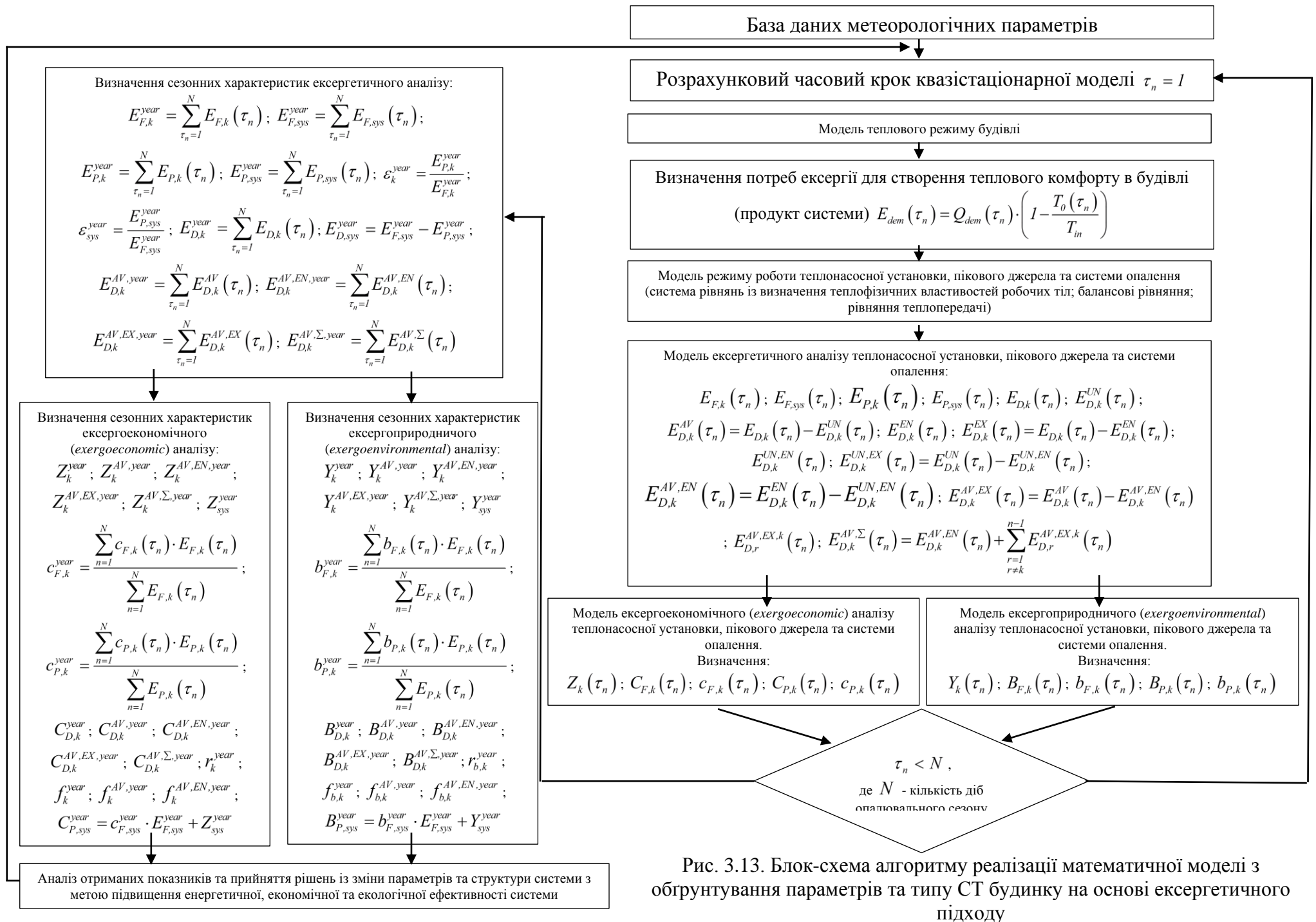


Рис. 3.13. Блок-схема алгоритму реалізації математичної моделі з обґрунтування параметрів та типу СТ будинку на основі ексергетичного підходу

Певна частина деструкції ексергії у ТНУ може бути зменшена за рахунок удосконалення інших елементів СТ (піковий нагрівник, опалювальний прилад) або структурних змін.

Тому, на даному етапі обґрунтування параметрів системи у відповідності із прийнятими критеріями пропонується проаналізувати такі варіанти системи. Варіант 1 – зниження температурного напору у випарнику та конденсаторі ТНУ. Варіант 2 – заміна опалювальних приладів, що працюють за температурним графіком 70 °C/50 °C, на низькотемпературні з температурним графіком 60 °C/40 °C шляхом збільшення їх площі нагріву [88, 226]. Варіант 3 - покращення теплотехнічних характеристик будинку за рахунок підвищення приведенного опору теплопередачі огорожувальних конструкцій, що, у свою чергу сприяє переходу на низькотемпературний графік опалення [88, 226].

В таблиці 3.9 наведені відмінні характеристики вибраних варіантів СТ будинку на базі ТНУ від базового.

Таблиця 3.9

Характеристики варіантів СТ будинку при реалізації ексергоекономічної та ексергоприродничої оптимізації

Варіант системи	Відмінні від базового варіанту характеристики системи
Базовий варіант	-
Варіант 1	Зниження мінімального температурного напору у випарнику від 12 К до 3 К, та конденсаторі від 5 К до 1 К
Варіант 2	Заміна опалювальних приладів на низькотемпературні шляхом збільшення їх площі нагріву. Система опалення переведена з температурного графіку 70 °C/50 °C на температурний графік 60 °C/40 °C
Варіант 3	Покращення теплотехнічних характеристик будинку за рахунок підвищення приведенного опору теплопередачі огорожувальних конструкцій

В таблицях 3.10 та 3.11 відповідно наведено результуючі ексергоекономічні та ексергоприродничі показники запропонованих варіантів СТ індивідуального будинку на базі ТНУ.

Отже, із наведених в таблицях 3.10 та 3.11 даних бачимо, що в межах одного варіанту системи співвідношення між собою як ексергоекономічних так і ексергоприродничих показників між елементами є приблизно однаковим і охарактеризовано у п. 3.2. Разом з тим має місце зміна даних показників для різних варіантів системи.

Як видно із табл. 3.10, у ТНУ з варіантами 1, 2 та 2 змінюються одночасно і капітальні затрати, витрати на обслуговування та ремонт Z_{HP}^{year} , і вартість деструкції ексергії $C_{D,HP}^{year}$. При цьому, перехід на низькотемпературну систему опалення у варіанті 3 забезпечило зменшення до 1388 Євро/рік інвестиційної складової ТНУ у більшій мірі ніж у варіанті 1 та 2 (відповідно до 1854 Євро/рік та 1856 Євро/рік). Вартість деструкції ексергії у ТНУ для варіанту 3 є найменшою у порівнянні із варіантами 1 та 2 через найнижчу сезонну деструкцію ексергії. В результаті сумарні затрати $Z_{HP}^{year} + C_{D,HP}^{year}$ ТНУ у варіанті 3 виявилися найменшими у порівнянні із базовий варіантом та 1 і 2 (1468 Євро/рік). Для варіанту 1 найменшою виявилася відносна зміна r_{HP} вартості ексергії «продукту» та ексергії «палива», яка рівна 1012 %. У порівнянні із іншими варіантами, у варіантах 1 та 3 системи ексергоекономічний фактор f_{HP} є найбільшим і рівний 95 %.

У піковому джерелі складові сумарної вартості Z_P^{year} базового варіанта, варіантів 1 та 2 є однаковими через незмінність параметрів цього джерела. Зниження розрахункового теплового навантаження системи у варіанті 3 спричинило зменшення до 138 Євро/рік вартості Z_P^{year} . Перехід на низькотемпературну систему опалення у варіанті 2 спричинило збільшення у піковому джерелі деструкції ексергії у порівнянні із базовим варіантом, і, як

наслідок, збільшило (від 13,6 до 13,8 Євро/рік) вартість деструкції ексергії $C_{D,P}^{year}$ та, відповідно, і загальну вартість $Z_P^{year} + C_{D,P}^{year}$. Через суттєве зниження потреб енергії і відповідно ексергії у варіанті 3 маємо найменше, у порівнянні із іншими варіантами, значення загальної вартості $Z_P^{year} + C_{D,P}^{year}$ у піковому джерелі. Відносна зміна r_p вартості ексергії «продукту» та ексергії «палива» у варіанті 3 є найвищою і становить 9599 %. Ексергоекономічний фактор пікового нагрівача у всіх запропонованих варіантах є однакові – 94 %.

В опалювальному приладі складова Z_{HS}^{year} варіанту 1 залишилася такою самою як і у базовому варіанті (285 Євро/рік) через незмінність системи опалення. У варіанті 2, у зв'язку із переходом на низькотемпературну систему опалення, виникла потреба збільшити площу опалювального приладу, що, у свою чергу, спричинило зростання Z_{HS}^{year} до 380 Євро/рік у порівнянні із базовим варіантом. У варіанті 3 підвищення приведенного опору огорожувальної конструкції та пов'язані із цим додаткові інвестиції віднесені до даного елемента системи. Відповідно затрати Z_{HS}^{year} у варіанті 3 є найвищими у порівнянні з іншими варіантами і рівні 1020 Євро/рік. Незважаючи на незмінність річної деструкції ексергії, у варіанті 1 має місце зниження, у порівнянні із базовим варіантом, вартості деструкції ексергії через зменшення питомої вартості ексергії «палива» $C_{F,HS}$ від 0,456 Євро/кВт·год до 0,438 Євро/кВт·год. Незважаючи на зростання у порівнянні із базовим варіантом питомої вартості ексергії «палива» від 0,456 Євро/кВт·год до 0,462 Євро/кВт·год вартість деструкції ексергії $C_{D,HS}^{year}$ в опалювальному приладі у варіанті 2 знизилася (від 690 до 539 Євро/рік) через зниження річної деструкції ексергії внаслідок зниження температури теплоносія. У варіанті 3 вартість деструкції ексергії $C_{D,R}^{year}$ в опалювальному приладі виявилася найнижчою серед усіх інших варіантів через суттєве зменшення річної деструкції ексергії у цьому елементі. В результаті сумарна вартість $Z_{HS}^{year} + C_{D,HS}^{year}$

у варіанті 1 змінилася до 949 Євро/рік, у варіанті 2 – до 919 Євро/рік, а у варіанті 3 - до 1364 Євро/рік. Найменша відносна зміна r_{HS} вартості ексергії «продукту» та ексергії «палива» характерна для варіанту 2 і становить 101 %. Мінімальне значення ексергоекономічного фактору f_{HS} в опалювальному приладі отримане для базового варіанту, і рівне 29 %. У варіантах 1 та 2 значення цього параметру рівне відповідно 30 % та 41 %. У варіанті 3 значення ексергоекономічного фактора в опалювальному приладі найвище і рівне 75 %.

Ексергоекономічні характеристики системи для варіанту 1 загалом виявилися кращими ніж базового та варіантів 2 та 3. Сумарні затрати $Z_{tot}^{year} + C_{D,tot}^{year}$ варіанту 1 рівні 2510 Євро/рік і є меншими відповідно на 9,8, 5,6 та 5,4 % у порівнянні із базовим та варіантами 2 та 3. Також для варіанту 1 система характеризується мінімальною відносною зміною r_{tot} вартості ексергії «продукту» та ексергії «палива» - 2542 %. Найбільше значення ексергоекономічного фактору f_{tot} системи характерне для варіанта 3 і рівне 96 %. Для варіанта 1 ксергоекономічного фактору системи становить 93 %.

Із табл. 3.11 бачимо, що у порівнянні із іншими варіант 1 характеризується найбільшим значенням сумарного впливу ТНУ на довкілля на стадіях виробництва, експлуатації та утилізації Y_{HP}^{year} , який рівний 22106 mPts/рік. Для базового та варіанту 2 ця складова є майже однаковою. У варіанті 3 складова впливу на довкілля Y_{HP}^{year} є найнижчою і рівна 7295 mPts/рік. Вплив на довкілля через деструкцію ексергії $B_{D,HP}^{year}$ є найменшим у ТНУ знову ж таки для варіанту 3 через найменшу деструкцію ексергії серед всіх інших варіантів. В результаті, через те, що найбільший вплив на формування сумарного впливу на довкілля $Y_{HP}^{year} + B_{D,HP}^{year}$ здійснює саме деструкція ексергії (про це свідчать низькі значення ексергоприродничого фактора у всіх варіантах) саме варіант 3 виявився найкращим для ТНУ з позицій ексергоприродничого аналізу.

Таблиця 3.10

Ексергоекономічні показники запропонованих варіантів СТ

Компонент	Варіант	$C_{F,k}^{year}$, Євро/кВт·год	$C_{P,k}^{year}$, Євро/кВт·год	Z_k^{year} , Євро/рік	$C_{D,k}^{year}$, Євро/рік	$Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$, Євро/рік	r_k^{year} , %	f_k^{year} , %
ТНУ	Базовий	0,035	0,406	2102	183	2232	1066	92
	1	0,035	0,387	1854	106	1960	1012	95
	2	0,035	0,404	1856	169	2025	1062	92
	3	0,035	0,548	1388	80	1468	1474	95
Пікове джерело	Базовий	0,035	2,280	199	13,6	212	6451	94
	1	0,035	2,280	199	13,6	212	6451	94
	2	0,035	2,479	199	13,8	213	7025	94
	3	0,035	3,375	138	6,8	144	9599	95
Опалювальний прилад+огороджувал ьна конструкція будинку	Базовий	0,456	0,951	285	690	976	108	29
	1	0,438	0,919	285	664	949	110	30
	2	0,462	0,928	380	539	919	101	41
	3	0,621	1,837	1020	345	1364	196	75
Система загалом	Базовий	0,035	0,951	2533	249	2782	2633	91
	1	0,035	0,919	2338	172	2510	2542	93
	2	0,035	0,928	2435	223	2658	2566	92
	3	0,035	1,837	2545	106	2652	5178	96

Як і для ексергоекономічного аналізу (див. табл. 3.10), у піковому джерелі складові сумарної впливу на довкілля Y_P^{year} та $B_{D,P}^{year}$ базового варіанту та варіанту 1 є однаковими через незмінність параметрів як пікового джерела так і системи опалення. Так само перехід на низькотемпературну систему опалення у варіанті 2 спричинило збільшення у піковому джерелі деструкції ексергії у порівнянні із базовим варіантом, і, як наслідок, збільшило (від 10520 до 10719 mPts/рік) вплив на довкілля через деструкцію ексергії $B_{D,P}^{year}$ та, відповідно, і сумарний вплив на довкілля $Y_P^{year} + B_{D,P}^{year}$. Але, знову ж таки, найнижчий сумарний вплив на довкілля $Y_P^{year} + B_{D,P}^{year}$ пікового джерела характерний для варіанту 3 через суттєве зниження і встановленої потужності і сезонної деструкції у цьому елементі при підвищенні приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції. Відносна зміна $r_{b,P}$ питомого впливу на довкілля ексергії «продукту» та ексергії «палива» у варіанті 2 є більшою у порівнянні із базовим та варіантом 1 і рівна 569 %. Ексергоприродничий фактор пікового нагрівача у всіх запропонованих варіантах є майже однакові – 20 %.

В опалювальному приладі складова Y_{HS}^{year} варіанту 1 залишилася такою самою як і у базовому варіанті (3905 mPts/рік) через незмінність системи опалення. У варіанті 2, у зв'язку із переходом на низькотемпературну систему опалення, виникла потреба збільшити площу опалювального приладу, що, у свою чергу, спричинило зростання Y_{HS}^{year} до 5201 mPts/рік у порівнянні із базовим варіантом. Для варіанту 3 складова Y_{HS}^{year} є найвищою через підвищення опору теплопередачі огорожувальної оболонки будинку. Незважаючи на незмінність річної деструкції ексергії, у варіанті 1 має місце зниження, у порівнянні із базовим варіантом, впливу на довкілля через деструкцію ексергії за рахунок зменшення питомого впливу на довкілля ексергії «палива» $b_{F,HS}$ від 84 mPts/кВт·год до 76 mPts/кВт·год. Зменшення, у порівнянні

із базовим варіантом, річної деструкції ексергії через зниження температури теплоносія вплинуло на падіння у варіанті 2 впливу на довкілля через деструкцію ексергії $B_{D,HS}^{year}$ в опалювальному приладі (від 69915 до 55030 mPts/рік) за рахунок зниження деструкції ексергії та питомого впливу на довкілля ексергії «палива» $b_{F,HS}$ від 84 mPts/кВт·год до 78 mPts/кВт·год. У варіанті 3 вплив на довкілля через деструкцію ексергії $B_{D,HS}^{year}$ в опалювальному приладі є найнижчим і рівний 40907 mPts/рік. В результаті сумарний вплив на довкілля $Y_{HS}^{year} + B_{D,HS}^{year}$ у варіанті 3 є найменшим і рівний 44689 mPts/рік. Найменша відносна зміна $r_{b,HS}$ питомого впливу на довкілля ексергії «продукту» та ексергії «палива» характерна для варіанту 2 і становить 65 %. Для опалювальному приладі максимальне значення ексергоприродничого фактору $f_{b,HS}$ характерно для варіанті 3 і рівне 43 %. В базовому та варіантах 1 і 2 значення цього параметру становить відповідно 5,3, 5,8 та 8,6 %.

Сумарний вплив на довкілля системи загалом $Y_{tot}^{year} + B_{D,tot}^{year}$ варіанту 3, що рівний 111007 Євро/рік, є меншими відповідно на 47, 32 та 42 % у порівнянні із базовим та варіантами 1 і 2. Для варіанта 1 система характеризується мінімальною відносною зміною показника $r_{b,tot}$ – 180 %. Значення ексергоприродничого фактору $f_{b,tot}$ системи є найбільшим для варіанту 3 і рівне 25,7 %. Отже, ексергоприродничі показники системи варіанта 3 виявилися кращими ніж базового та варіантів 1 і 2.

Тому, із запропонованих варіантів, з позицій як ексергетичного, так і ексергоекономічного та ексергоприродничого оцінювання перевага надається СТ з варіантом 1 та 3. Остаточне рішення повинно прийматися на основі експертних оцінок.

Таблиця 3.11. Ексергоприродничі показники запропонованих варіантів СТ

Компонент	Варіант	$b_{F,k}^{year}$, mPts/ кВт·год	$b_{P,k}^{year}$, mPts/кВт·год	Y_k^{year} , mPts/pik	$B_{D,k}^{year}$, mPts /pik	$Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$, mPts/pik	$r_{b,k}^{year}$, %	$f_{b,k}^{year}$, %
ТНУ	Базовий	27	43	9577	141846	151423	59	6,3
	1	27	38	22106	81935	104042	42	21
	2	27	43	9584	130893	140477	60	6,9
	3	27	42	7295	62234	69529	55	10,5
Пікове джерело	Базовий	27	166	2677	10520	13197	516	20,3
	1	27	166	2677	10520	13197	516	20,3
	2	27	181	2677	10719	13396	569	20,0
	3	27	192	1853	5280	7134	611	26,0
Опалювальний прилад+огороджувал ьна конструкція будинк	Базовий	46	84	3905	69915	73820	81	5,3
	1	42	76	3905	63144	67050	81	5,8
	2	47	78	5201	55030	60232	65	8,6
	3	46	85	19353	40907	44689	87	43
Система загалом	Базовий	27	84	16159	193236	209395	210	7,7
	1	27	76	28689	133325	162014	180	17,7
	2	27	78	17462	173138	190600	188	9,2
	3	27	85	28502	82506	111007	217	25,7

На рис. 3.14 наведені значення цільових функцій обґрунтування параметрів СТ індивідуальних споживачів на базі ТНУ. Отже, з наведених на рис. 3.14 даних видно, що для вибраної групи критеріїв найкращими є варіанти 1 та 3. Річна деструкція ексергії варіанта 3 є найнижчою, дорівнює 3056 Євро/рік і у 2,3, 1,6 та 2,1 рази нижча порівняно з базовим та варіантами 1 і 2 відповідно. Річний ексергетичний ККД варіанта 1 найвищий і становить 29%, а базового та варіанта 2 і 3 відповідно 22, 24 і 27 %. Річний індекс сталості [227] для базового варіанта, 1, 2 та 3 рівні відповідно 1,28, 1,40, 1,31 та 1,37, тобто за цим параметром варіант 1 також є найкращим. Варіант 1 характеризується також найвищим значенням річного коефіцієнта трансформації, який дорівнює 4,3. Для базового та варіантів 2 і 3 цей параметр становить відповідно 3,2, 3,5 та 3,9. Річна ексергетична вартість «продукту» системи для варіанта 1 є на 3,3, 0,9 та 0,7 % меншою порівняно з базовим та варіантами 2 і 3. Річний негативний вплив на довкілля «продукту» системи для варіанта 3 є на 42, 36 та 37 % менший порівняно відповідно з базовим та варіантами 1 та 2.

Отже, бачимо, що за допомогою методів ексергетичного аналізу після трьох ітерацій вдалося досягнути значного покращення ексергетичних, економічних та екологічних характеристик СТ будинку із використанням ТНУ. Саме використання методів традиційного та поглибленого ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоприродничого аналізу забезпечило достатньо чітко визначити місце, значення, джерела, вартість та вплив на довкілля термодинамічної неефективності у даній системі. А це, у свою чергу, дозволило значно швидше, у порівнянні із існуючими методами енергетичного, техніко-економічного та екологічного аналізу, без додаткових ітерацій визначити параметри та тип системи з покращеними критеріями вибору.

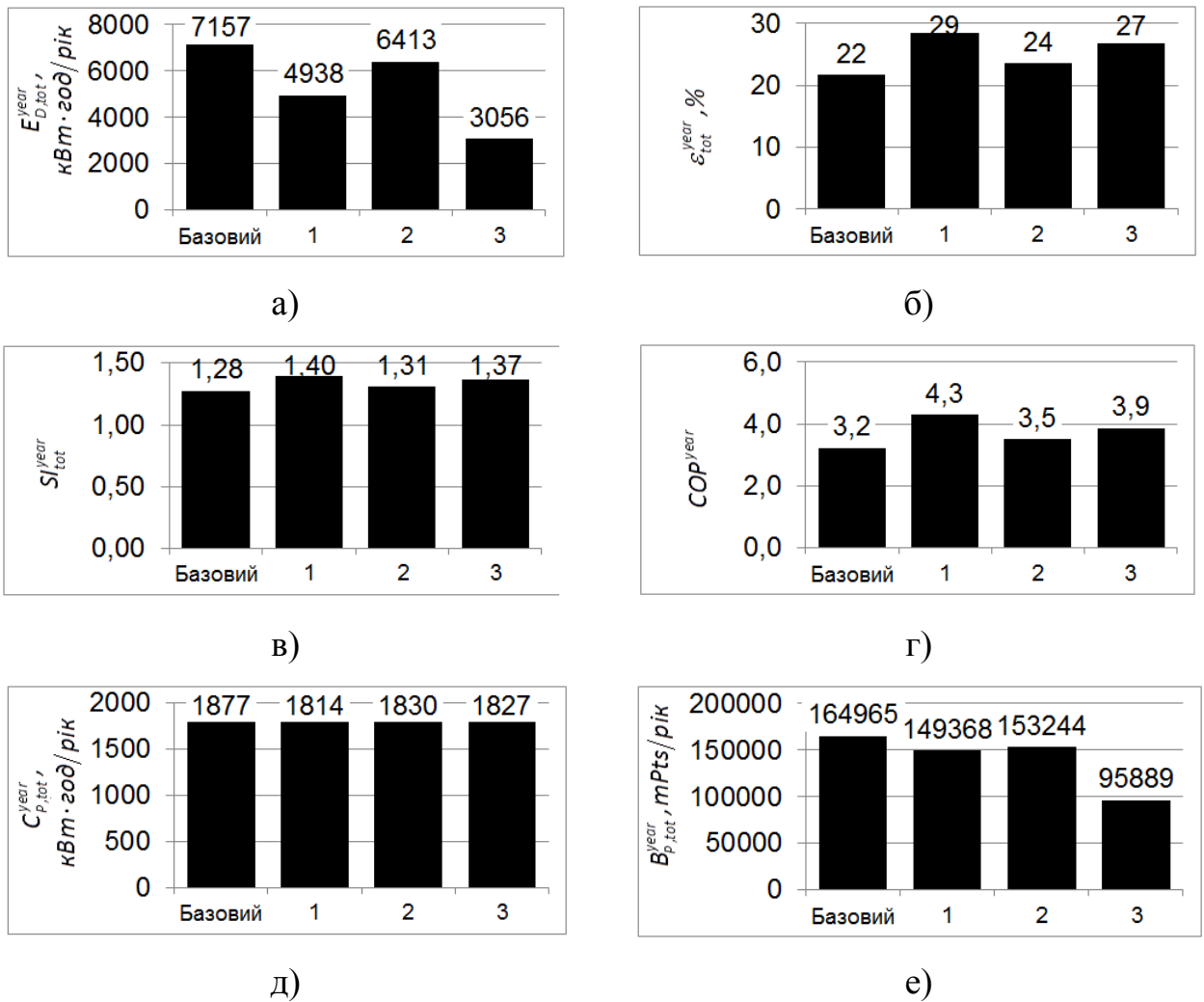


Рис. 3.14. Змінювання річних значень деструкції ексергії (а), ексергетичного ККД (б), індекса сталості (в), коефіцієнта трансформації ТНУ (г), ексергетичної вартості «продукту» (д) та негативного впливу на довкілля «продукту» (е) системи теплозабезпечення будинку на базі ТНУ

3.4 Висновки до розділу 3

1. У порівнянні із найбільш поширеними на практиці методами енергетичного, техніко-економічного аналізу у розділі показана доцільність та ефективність використання методів ексергетичного аналізу при обґрунтуванні параметрів та типу СТ будівель на базі ТНУ, при яких енергетична, економічна та екологічна ефективність набуває максимально можливих значень.

2. На відміну від апробованих на практиці підходів з реалізації методів прикладної термодинаміки в системах теплозабезпечення будівель та їх елементах, де враховується лише один режим роботи або стаціонарний підхід, у роботі вперше, для врахування мінливого та випадкового характеру впливу погодно-кліматичних факторів на технологічний процес, із використанням математичного моделювання підтверджено доцільність реалізації методів прикладної термодинаміки на основі динамічних підходів з подальшим розрахунком річних або сезонних значень відповідних критеріїв ухвалення рішень (деструкція ексергії, ексергія «палива» та «продукту» тощо). Для реалізації ексергоекономічного та ексергоприродничого методів аналізу, запропоновано використовувати розрахункові значення питомої вартості ексергії «палива» та «продукту» за формулами (3.13) та (3.14).

3. Удосконалено метод комплексного ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоприродничого аналізу систем теплозабезпечення будівель на базі ТНУ із застосування динамічного підходу з подальшим визначенням річних показників. Реалізація даного методу дала змогу уже при першій ітерації виявити місцезнаходження, причини, а також розрахувати значення, вартість і негативний вплив на довкілля термодинамічної неефективності елементів системи. Показано, що для найбільш розповсюджених на сьогоднішній день типів ТНУ зниження температурного напору у випарнику та конденсаторі сприяє найбільшому зниженню деструкції ексергії не тільки у цих елементах, але і у дросельному вентилі та компресорі, а також забезпечує деяке зниження інвестиційної складової найбільш дорогого компонента ТНУ – компресора, та значене зниження негативного впливу ТНУ на довкілля через деструкцію ексергії.

4. В результаті, до базового варіанту СТ був запропонований варіант 1, у якому знижені до максимально можливого значення температурні напори у випарнику та конденсаторі. Крім того, на основі аналізу СТ будинку на базі ТНУ з позицій ексергетичного підходу запропонований варіант 2, де здійснено перевід системи опалення з температурного графіка $70\text{ }^{\circ}\text{C}/50\text{ }^{\circ}\text{C}$ на

температурний графік 60 °C/40 °C за рахунок збільшення площі ОП, та варіант 3, де передбачено підвищення приведенного опору теплопередачі огорожувальної оболонки будинку.

5. Саме за рахунок таких критеріїв вибору як сумарні ексергоекономічні затрати $Z_k^{year} + C_{D,k}^{year}$ та ексергоприродничий сумарний вплив на довкілля $Y_k^{year} + B_{D,k}^{year}$ з позицій ексергетичного аналізу, без додаткових ітерацій, вдалося з'ясувати, що в заданих умовах варіанти 1 та 3 СТ на базі ТНУ характеризується найвищою ефективністю з точки зору використання первинного палива, економічної та екологічної доцільності.

6. Показано, що, порівняно з наявними, найбільш розповсюдженими технологіями, можливостей підвищення ефективності використання ексергії первинного енергоносія в ТНУ ще на вичерпано. Виявлено, що через взаємозв'язок між елементами технологічної схеми «ТНУ-пікове джерело-опалювальний прилад-будинок» саме використання ТНУ забезпечує: зниження до 2,3 рази річної деструкції ексергії системи; підвищення на 2...7 % в абсолютних одиницях річного ексергетичного ККД; зростання річного коефіцієнта трансформації ТНУ до 4...5 і вище; зниження річної ексергетичної вартості кінцевого «продукту» системи до 3,5 %; зменшення річного негативного впливу на довкілля «продукту» системи до 40 %.

7. Матеріал, поданий у розділі, опубліковано у [212, 215, 216, 217, 218, 222, 228, 229].

РОЗДІЛ 4
ТЕРМОДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ «ЗРАЗКОВИХ» ЦИКЛІВ
ГАЗОТУРБІННИХ ТА ПАРОГАЗОВИХ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ
УСТАНОВОК

4.1. Формування критерію термодинамічної оптимізації

Для реальних теплоенергетичних установок, що виробляють електричну енергію, найбільш повним показником, який враховує всі втрати енергії, є електричний ККД всієї установки. Цей критерій рівний відношенню енергії, що віддається споживачеві, до підведеної ззовні теплоти. Виходячи з цього, необхідно вибирати такий цикл електрогенеруючої теплоенергетичної установки, який дозволяє отримати максимальний електричний ККД.

Можна показати, що термодинамічний цикл, який в заданих умовах його здійснення має найбільший внутрішній ККД η_i , забезпечує і найбільший електричний ККД установки. Це дозволяє головним показником термодинамічної ефективності реальних внутрішньонеоборотних циклів приймати величину η_i [66], яка визначається за формулою

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_l}, \quad (4.1)$$

де l_i – питома корисна внутрішня робота дійсного циклу (робота, отримана на валу обертанні газової турбіни – корисний ефект);

q_l – дійсна питома теплота, підведена ззовні до установки для реалізації технологічного процесу (теплота, підведена до установки у камері згоряння – затрачений ресурс).

Зробимо деякі перетворення формули (4.1) згідно підходу, що наведено у [66, 230, 231, 232, 233].

Розглянемо способи підвищення внутрішнього ККД автономної безрегенеративної ГТУ із згоранням палива при постійному тиску та бінарної парогазової установки з котлом-утилізатором (ПГУ КУ).

Отже, внутрішня робота циклу ПГУ КУ визначається за формулою

$$l_i = (l_{t,gt} \cdot \eta_{0i,gt} + l_{t,st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i,st}) - \left(\frac{l_{t,comp}}{\eta_{0i,comp}} + \frac{l_{t,fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i,fp}} \right), \quad (4.2)$$

де $l_{t,gt}$, $l_{t,st}$ – питома робота ізоентропічного розширення відповідно у газовій та паровій турбіні відносно 1 кг робочого тіла відповідно у газовій та паровій турбінах;

$l_{t,comp}$, $l_{t,fp}$ – питома робота ізоентропічного стиснення відповідно у компресорі та живильному насосі відносно 1 кг робочого тіла відповідно у газовій та паровій турбінах;

m_{st} – питома витрата пари у паровій турбіні, віднесена до 1 кг газу у газовій турбіні;

$\eta_{0i,gt}$, $\eta_{0i,st}$ – відповідно відносний внутрішній ККД газової та парової турбін;

$\eta_{0i,comp}$, $\eta_{0i,fp}$ – відповідно відносний внутрішній ККД компресора та живильного насоса.

Ввівши позначення

$$\eta_{exp} = \frac{(l_{t,gt} \cdot \eta_{0i,gt} + l_{t,st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i,st})}{(l_{t,gt} + l_{t,st} \cdot m_{st})}, \quad (4.3)$$

де η_{exp} – приведений внутрішній ККД процесу розширення у газовій та паровій турбінах реального циклу ПГУ КУ,

$$\eta_{comp} = \frac{l_{t,comp} + l_{t,fp} \cdot m_{st}}{\left(\frac{l_{t,comp}}{\eta_{0i,comp}} + \frac{l_{t,fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i,fp}} \right)}, \quad (4.4)$$

де η_{comp} – приведений внутрішній ККД процесу стиснення у компресорі та живильному насосі реального циклу ПГУ КУ,

та позначивши $q_I = q_{t,I} \cdot \psi$, де $q_{t,I}$ – кількість теплоти, що підведена ззовні у теоретичному оборотному циклі ПГУ КУ; ψ – коефіцієнт, що враховує зміну q_I по відношенню до $q_{t,I}$ формулу (4.1) можна записати як

$$\eta_i = \frac{(l_{t,gt} + l_{t,st} \cdot m_{st}) \cdot \eta_{exp} - \frac{l_{t,comp} + l_{t,fp} \cdot m_{st}}{\eta_{comp}}}{q_{t,I} \cdot \psi}. \quad (4.5)$$

Враховавши, що відношення $\eta_t = [(l_{t,gt} + l_{t,st} \cdot m_{st}) - (l_{t,comp} + l_{t,fp} \cdot m_{st})] / q_{t,I}$ є термічний ККД циклу ПГУ КУ, після деяких перетворень формулу (4.5) можна записати як

$$\eta_i = \frac{\eta_{exp}}{\psi} \left[\eta_t - \phi_{comp} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{exp} \cdot \eta_{comp}} - 1 \right) \right], \quad (4.6)$$

де $\phi_{comp} = (l_{t,comp} + l_{t,fp} \cdot m_{st}) / q_{t,I}$ – відносна робота стиснення.

Із формули (4.6) можна також визначити внутрішній ККД η_i автономної ГТУ якщо врахувати, що $m_{st} = 0$.

Із формули (4.6) можна зробити такі важливі висновки [230, 231, 232, 233, 236, 237]:

– на внутрішній ККД η_i як автономної ГТУ, так і ПГУ КУ впливають, зокрема, термічний ККД η_t , та відносна робота стиску ϕ_{comp} ;

– кращим, з точки зору отримання максимуму внутрішнього ККД η_i цих установок, може бути не цикл з більшим термічним ККД η_t , а цикл, що має менший термічний ККД η_t , але і менше значення відносної роботи стиснення ϕ_{comp} .

Наприклад, для автономної без регенеративної ГТУ термічний ККД η_t можна підвищити за рахунок збільшення ступеня стиснення циклового повітря. Відносну роботу стиснення ϕ_{comp} можна знизити шляхом зменшення роботи стиснення повітря у компресорі та збільшення теоретичної теплоти $q_{t,I}$, підведеної в циклі. У свою чергу, зменшення роботи стиснення повітря можна

забезпечити за рахунок зниження степеня стиснення та застосування багатоступеневого стиснення повітря з проміжним його охолодженням. Збільшення теоретичної теплоти $q_{t,l}$ можна забезпечити знову ж таки застосуванням багатоступеневого стиснення повітря з проміжним його охолодженням, багатоступеневого розширення робочого тіла у ГТУ з проміжним підводом теплоти, зменшенням загального степеня стиснення повітря та підвищенням температури газів на вході у газову турбіну.

Вплив інших параметрів, що входять у формулу (4.6), тобто η_{exp} , ψ , η_{comp} , на внутрішній ККД η_i ГТУ та ПГУ КУ спеціально досліджувався, оскільки ці параметри приймалися або постійними, або, при у разі їх змінювання – вплив був незначний.

Шляхи підвищення внутрішнього ККД ПГУ КУ можна з'ясувати, якщо перетворити формулу (4.6) до вигляду [230, 231, 232, 233].

$$\eta_i = \frac{\eta_{0i,gt}}{\psi} \left[\eta_{t_Bc} - \phi_{comp,BC} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{0i,gt} \cdot \eta_{0i,comp}} - 1 \right) \right] + \left[(l_{t,st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i,st}) - \left(\frac{l_{t,fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i,fp}} \right) \right] / \psi \cdot q_{t,l} = \eta_{i,BC} + M_{RC}, \quad (4.7)$$

де η_{i_BC} – внутрішній ККД циклу Брайтона (цикл ГТУ);

M_{RC} – показник, що рівний відношенню внутрішньої роботи реального циклу Ренкіна (цикл ПТУ) до дійсної теплоти, підведеної до ПГУ КУ ззовні.

Із формули (4.7) видно, що внутрішній ККД ПГУ КУ η_i можна підвищити, збільшивши внутрішній ККД ГТУ, що входить у склад ПГУ КУ (про можливі способи вказано вище) та показника M_{RC} [230, 231, 232, 233].

У процесі таких досліджень не вивчався вплив параметрів ПТУ (тиск, температура пари на вході у ПТУ, наявність і тиск проміжного перегрівання пари, тиск у конденсаторі тощо) на внутрішній ККД ПГУ КУ. Їх значення приймалися відповідно до наявних рекомендацій, які наведені зокрема в [64].

Отже, прийнявши постійні параметри ПТУ, згідно формули (26), показник M_{RC} можна підвищити збільшенням питомої витрати пари у паровій турбіні (паропродуктивності котла-утилізатора) m_{st} та зменшенням теоретичної теплоти $q_{t,l}$, підведеної до ПГУ КУ.

У свою чергу, параметр m_{st} можна підвищити використанням багатоконтурних КУ (два або три контури) та збільшенням температури газів на вході у КУ, що можливо за рахунок зменшення ступеня стиснення повітря у компресорі ГТУ, підвищення температури газів на вході у газову турбіну та застосування проміжного підведення теплоти до ГТУ.

Зменшення теплоти $q_{t,l}$ можливе зниженням температури газів на вході у газову турбіну, збільшенням ступеня стиснення повітря і переходом від багатоступеневого до одноступеневого стиснення та розширення робочого тіла у ГТУ.

Наведені міркування свідчать про багатofакторний та неоднозначний вплив вказаних параметрів ГТУ як на ефективність автономних безрегенеративних ГТУ так і на ПГУ КУ.

З метою проведення чисельних досліджень для оптимізації впливу цих параметрів на ККД даних установок були створені математичні моделі та розміщені на за адресами [230, 231, 232, 233]:

- <http://twt.mpei.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-11ua.xmcd>;
- <http://twt.mpei.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-10ua.xmcd>;
- <http://twt.mpei.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-9ua.xmcd>;
- <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-26.xmcd>;
- <http://twt.mpei.ru/ТТНВ/2/Vv-12-ua.html>;
- <http://twt.mpei.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-17ua.xmcd>;
- <http://twt.mpei.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-25-ru-double-pressure.xmcd>.

Алгоритм створення математичної моделі ГТУ наведено в [238].

Виходячи з викладених теоретичних підходів, для роботи безрегенеративної автономної ГТУ за «зразковим» циклом було вибрано

установку, подану на рис. 4.1, а для роботи ПГУ КУ за «зразковим» циклом – установку, наведену на рис. 4.2. Згідно [66], зразковий цикл теплоенергетичної установки – це такий теоретичний цикл, реального здійснення якого забезпечує досягнення максимуму внутрішнього ККД установки.

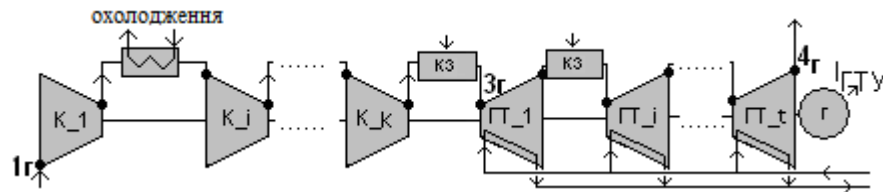


Рис. 4.1. Схема автономної без регенеративної ГТУ, яка може працювати за зразковим циклом

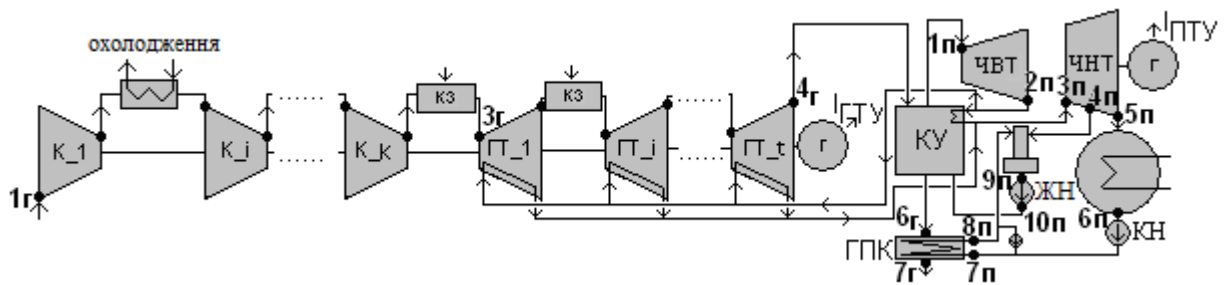


Рис. 4.2. Схема ПГУ КУ, яка може працювати за зразковим циклом

При створенні математичних моделей даних установок використовували рекомендації, формули та рівняння, які наведені в [64]. Зокрема, мінімальний температурний напір у КУ становив $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, температурний напір на вході газів у КУ становив $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура конденсату на вході у газовий підігрівник конденсату (ГПК) становила $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. В схемі передбачена закрите парове охолодження газової турбіни, розрахунок якого був проведений за методикою [6]. Для визначення термодинамічних параметрів робочих тіл використовувалась сертифікована програма WaterSteamPro [234].

4.2. Термодинамічна оптимізація «зразкових» циклів газотурбінних та парогазових теплоенергетичних установок без урахування зміни складу робочого тіла у компонентах ГТУ

На першому етапі досліджень були зроблені деякі спрощення. Зокрема, в ГТУ робочим тілом було прийняте атмосферне повітря на всіх ділянках установки [230, 231, 232, 233]. Крім того, не враховувались втрати тиску робочого тіла при транспортуванні. Також в схемі прийнятий одноконтурний КУ.

Приклад блоку вихідних даних, підготовлений за технологією Mathcad Calculation Server [234] (технологія, що дозволяє публікувати розрахунки в програмі Mathcad в мережі Internet з можливістю роботи за такими розрахунками в інтерактивному режимі), наведений на рис. 4.3 При цьому, в даних дослідженнях змінювалися тільки дані, які стосувалися ускладнення циклу ГТУ.

Для початку, приведемо результати розрахунків з дослідження впливу температури газу на вході у газову турбину та ускладнення циклу автономної безрегенеративної ГТУ відкритого типу на її внутрішній ККД η_i (див. рис. 4.4...4.11).

Адрес: <http://twf.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Yv-25.xmcd>

Пример из книги Александрова А.А., Волощук В.А., Орлова К.А. и Очкова В.Ф. "Термодинамические циклы: введение с Mathcad"

Параметры ГТУ блок данных, які змінювалися в даних розрахунках

Температура $t_{зг}$, °C Общая степень повышения давления в компрессоре π_k

Количество компрессоров m Количество газовых турбин k

Степень повышения давления в промежуточных компрессорах $\pi_{к_i}$

Степень расширения газов в промежуточных газовых турбинах $\pi_{т_i}$

Параметры ПТУ

Допустимая температура поверхности рабочих лопаток $t_{ст}$, °C Рабочее тело af

Давление $p_{1г}$, МПа Внутренний относительный КПД компрессора $\eta_{0i_к}$, %

Температура $t_{1г}$, °C Внутренний относительный КПД ГТ $\eta_{0i_гт}$, %

Коэф. интенсивности охлаждения C , 1/10000 К

Давление пара на входе в ЧВД $p_{1п}$, МПа Давление пара в отборе на деаэрактор, $p_{4п}$, МПа

Температура пара на входе в ЧВД $t_{1п}$, °C Давление пара на выходе из ПТ, $p_{5п}$, кПа

Давление пара на выходе из ПП, $p_{2п}$, МПа

В случае отсутствия промпрегрева пара необходимо задать $p_{2п}$ равным $p_{1п}$

Максимальная температура продуктов сгорания в ПГ (в случае автономной работе ПТУ) $t_{пг_max}$, °C

внутр. отн. КПД пит насоса $\eta_{0i_пн}$, % внутр. отн. КПД паровой турбины $\eta_{0i_пт}$, %

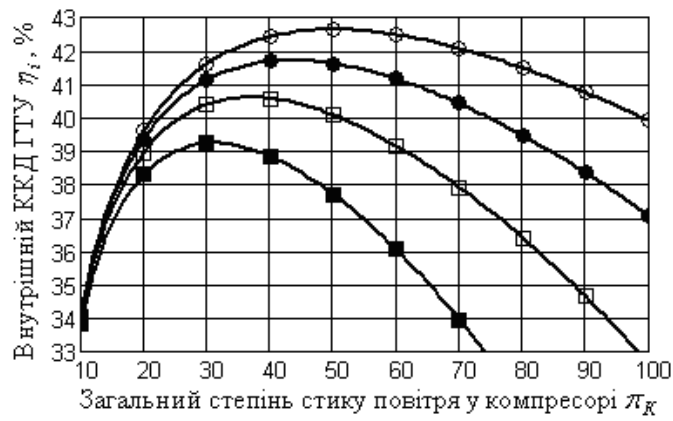
Параметры ПГУ (дополнительно)

Температура конденсата на входе в ГПК, $t_{7п}$, °C

Мин. температ. напор между газом и водой в эконо. КУ, $\delta t_{min_э}$, °C

блок данных, які не змінювалися

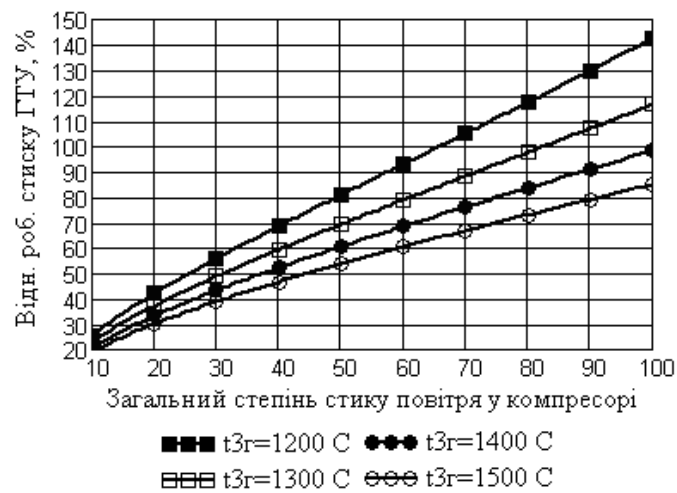
Рис. 4.3. Блок вихідних даних, підготовлених за технологією Mathcad Calculation Server, для розрахунку ГТУ та ПГУ КУ [230]



а)



б)



в)

Рис. 4.4. Результати досліджень впливу температури газу t_{3r} на вході у газову турбину без регенеративної автономної ГТУ на: а) внутрішній ККД ГТУ; б) термічний ККД ГТУ; в) відносну роботу стиску [231, 232]

Отже, як видно із рис. 4.4, при збільшенні температури газу $t_{3Г}$ на вході у газову турбіну без регенеративної ГТУ простого циклу від $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ внутрішній ККД η_i цієї установки при всіх інших умовах, що прийняті в даних дослідженнях, збільшується, наприклад при $\pi_K = 40$ на 3,5% .

Така картина має місце тому, що незважаючи на зменшення термічного ККД даної ГТУ (рис. 4.4, б), при збільшенні температури $t_{3Г}$ зменшується відносна робота тиску (рис. 4.4, в).

Також при певному значенні температури $t_{3Г}$ має місце наявність оптимального значення загального стиску повітря π_K , при якому ККД ГТУ η_i має найбільше. Це пояснюється тому, що при збільшенні π_K збільшується термічний ККД даної ГТУ (рис. 4.4, б), але, разом з тим, збільшується і відносна робота стиску (рис. 4.4, в). А це, згідно формули (4.6), викликає наявність оптимального значення π_K (рис. 4.4, а). При цьому необхідно відмітити, що при зростанні $t_{3Г}$ оптимальне значення загального стиску повітря π_K , при якому ККД η_i має найбільше значення - збільшується

На рис. 4.5...4.7 показано вплив застосування багатоступеневого стиснення повітря в автономній безрегенеративній ГТУ на внутрішній ККД η_i цієї установки при одноступеневому розширенні газу у газовій турбіні.

Із рис. 4.5 бачимо, що збільшення кількостей ступенів стиснення повітря n_k з його проміжним охолодженням дозволяє також підвищити внутрішній ККД безрегенеративної ГТУ η_i . Необхідно відмітити, що, наприклад, при температурі $t_{3Г} = 1200^{\circ}\text{C}$ і двоступеневому стисненні можна підвищити ККД даної ГТУ η_i до значень, що мають місце при температурі $t_{3Г} = 1500^{\circ}\text{C}$ і одноступеневому стисненні. Крім того видно, що при збільшенні кількостей ступенів стиснення повітря n_k зростає оптимальне значення загального стиснення

стиснення повітря π_K , при якому внутрішній ККД ГТУ η_i отримує максимальне значення.

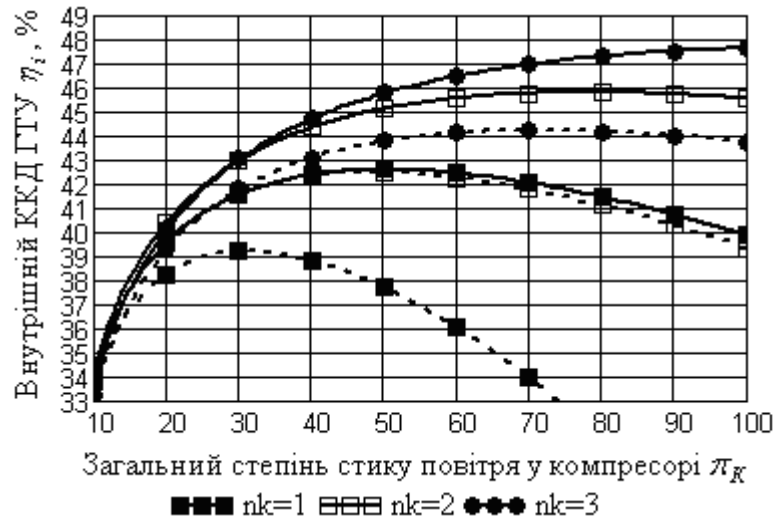


Рис. 4.5. Результати досліджень впливу збільшення кількості ступенів стиснення повітря n_k з його проміжним охолодженням та загального ступеня стиснення повітря π_K на внутрішній ККД циклу безрегенеративної ГТУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбінку $t_{3Г} = 1200^\circ C$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбінку $t_{3Г} = 1500^\circ C$; ступінь стиснення повітря у проміжних компресорах становить 2,0; розширення газу одноступеневе [232]

На рис. 4.6 показано, що при збільшенні кількості ступенів стиснення повітря n_k у ГТУ від одного до двох значення внутрішнього ККД η_i даної установки зростає найбільше. Причому, чим більше ступенів стиснення повітря n_k , тим менше оптимальне значення ступеня стиснення повітря π_{K_i} у проміжних компресорах і, разом з тим, різкіше спадає значення внутрішнього ККД η_i при збільшенні π_K досягаючи навіть менших значень, ніж при відсутності багатоступеневого стиску повітря з його проміжним охолодженням.

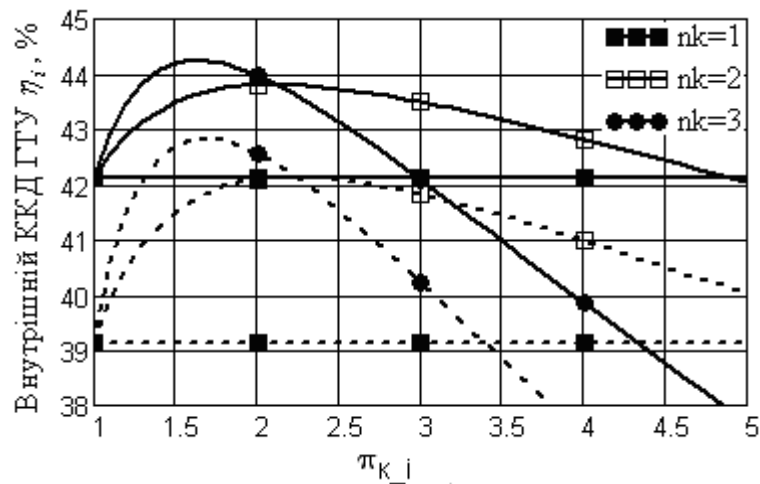


Рис. 4.6. Результати досліджень впливу збільшення кількості ступенів стиснення повітря n_k з його проміжним охолодженням та ступеня стиснення повітря π_{K_i} у проміжних компресорах на внутрішній ККД циклу безрегенеративної ГТУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3\Gamma} = 1200^\circ\text{C}$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3\Gamma} = 1500^\circ\text{C}$; розширення газу одноступеневе; загальний ступінь стиснення повітря $\pi_K = 35$

Із рис. 4.7 бачимо знову, що при збільшенні ступеня стиснення повітря π_{K_i} у проміжному компресорі і певній кількості ступенів стиснення повітря (в даному двох) збільшується оптимальне значення загального ступеня стиснення повітря π_K , при якому внутрішній ККД ГТУ η_i отримує максимальне значення.

На рис. 4.8...4.10 показано вплив застосування багатоступеневого розширення газу в автономній безрегенеративній ГТУ на внутрішній ККД η_i цієї установки при одноступеневому стисненні повітря.

Із рис. 4.8 бачимо, що збільшення кількості ступеней розширення газу n_t з проміжним підводом теплоти також дозволяє підвищити внутрішній ККД η_i

даної ГТУ. Знову ж таки, при збільшенні n_t зростає оптимальне значення загального ступеня стиснення повітря π_K , при якому внутрішній ККД η_i ГТУ отримує найбільше значення.

На рис. 4.9 показано, що при збільшенні кількості ступеней розширення газу n_t з проміжним підведенням теплоти від одного до двох внутрішній ККД η_i даної ГТУ зростає найбільше. Також чим більше ступеней розширення газу n_t , тим менше оптимальне значення ступеня розширення газу $\pi_{ГТ_i}$ у проміжних газових турбінах, при якому внутрішній ККД η_i ГТУ отримує найбільше значення і, разом з тим, різкіше спадає значення внутрішнього ККД ГТУ при збільшенні показника $\pi_{ГТ_i}$.

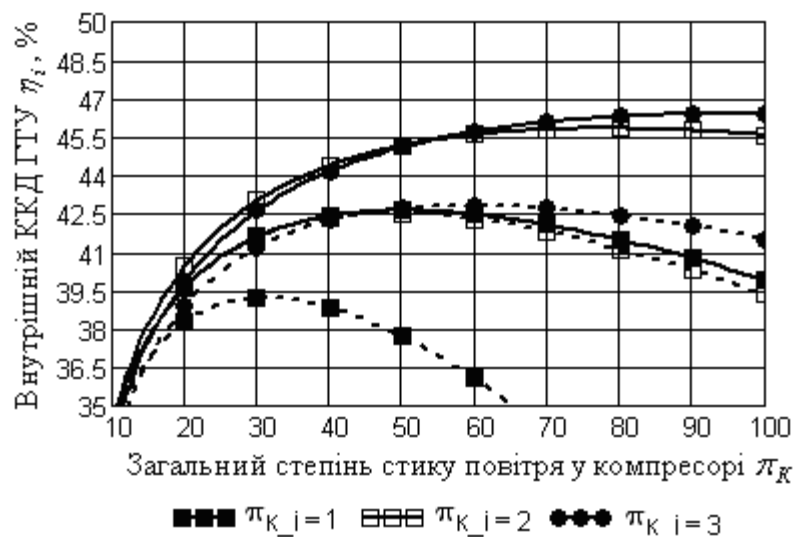


Рис. 4.7. Результати досліджень впливу ступеня стиснення повітря у проміжному компресорі К1 π_{K_i} та загального ступеня стиснення повітря π_K на внутрішній ККД циклу автономної безрегенеративної ГТУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1200^\circ C$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1500^\circ C$; стиск повітря двоступеневий; розширення газу одноступеневе [232]



Рис. 4.8. Результати досліджень впливу збільшення кількості ступенів розширення газу n_t з проміжним підведенням теплоти та загального ступеня стиснення повітря π_K на внутрішній ККД циклу безрегенеративної ГТУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1200^\circ\text{C}$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1500^\circ\text{C}$; ступінь розширення газу у проміжних газових турбінах становить 2,0; стиснення повітря одноступеневе [232]

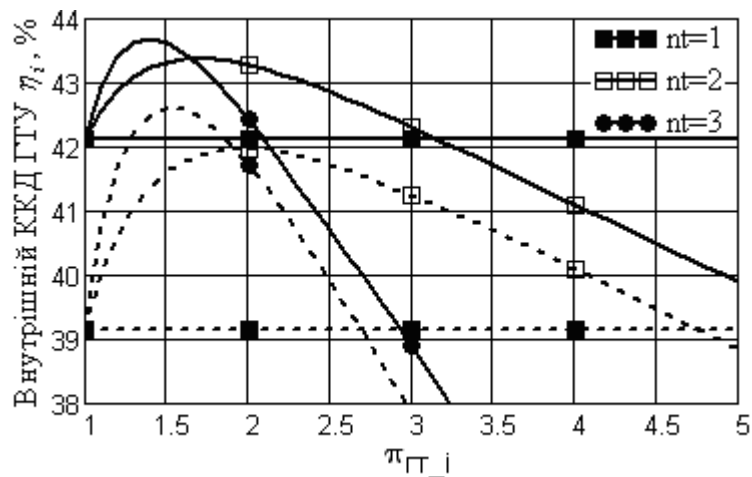


Рис. 4.9. Результати досліджень впливу збільшення кількості ступенів розширення газу n_t з проміжним підведенням теплоти та ступеня розширення газу у проміжних газових турбінах $\pi_{ГТ-і}$ на внутрішній ККД циклу безрегенеративної ГТУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1200^\circ\text{C}$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1500^\circ\text{C}$; стиск повітря одноступеневий; загальний ступінь стиснення повітря $\pi_K = 35$

Із рис. 4.10 бачимо, що при збільшенні ступеня розширення газу $\pi_{ГТ_i}$ у проміжній газовій турбіні і певній кількості ступеней розширення газу (в даному випадку двох), знову ж таки збільшується оптимальне значення загального ступеня стиску повітря π_K , при якому внутрішній ККД η_i ГТУ отримує найбільше значення.

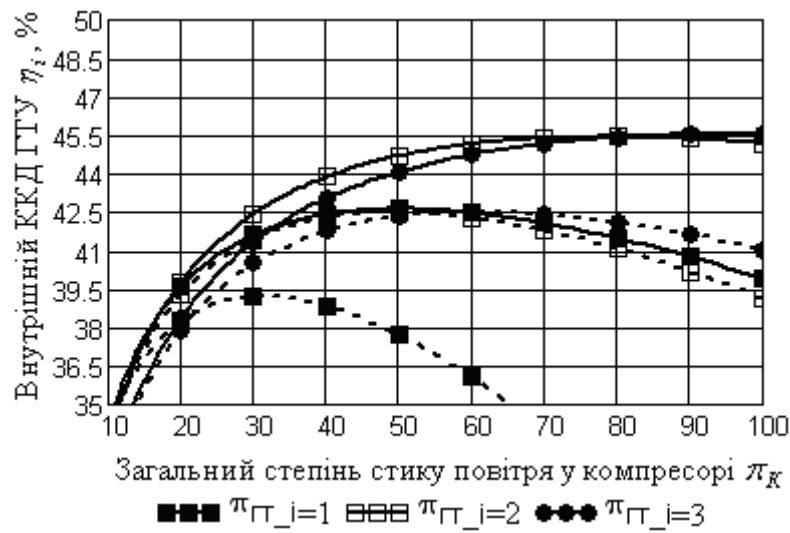


Рис. 4.10. Результати досліджень впливу ступеня розширення газу у проміжній газовій турбіні ГТ1 $\pi_{ГТ_i}$ та загального ступеня стиснення повітря π_K на внутрішній ККД циклу безрегенеративної ГТУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1200^\circ C$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1500^\circ C$; розширення газу двоступеневе; стиснення повітря одноступеневе [232]

На рис. 4.11 показано вплив ступеня стиснення повітря π_{K_i} у проміжних компресорах та ступеня розширення газу $\pi_{ГТ_i}$ у проміжних газових турбінах на внутрішній ККД η_i даної ГТУ при загальному ступені стиснення повітря $\pi_K = 35$. Стиснення повітря та розширення газу — двоступеневі.

Отже, із рис. 4.11 бачимо, що існують оптимальні значення π_{K_i} та $\pi_{ГТ_i}$, при яких внутрішній ККД η_i ГТУ максимальний. Причому оптимальні значення цих величин майже однакові в діапазоні зміни температури газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1200...1500^{\circ}C$.

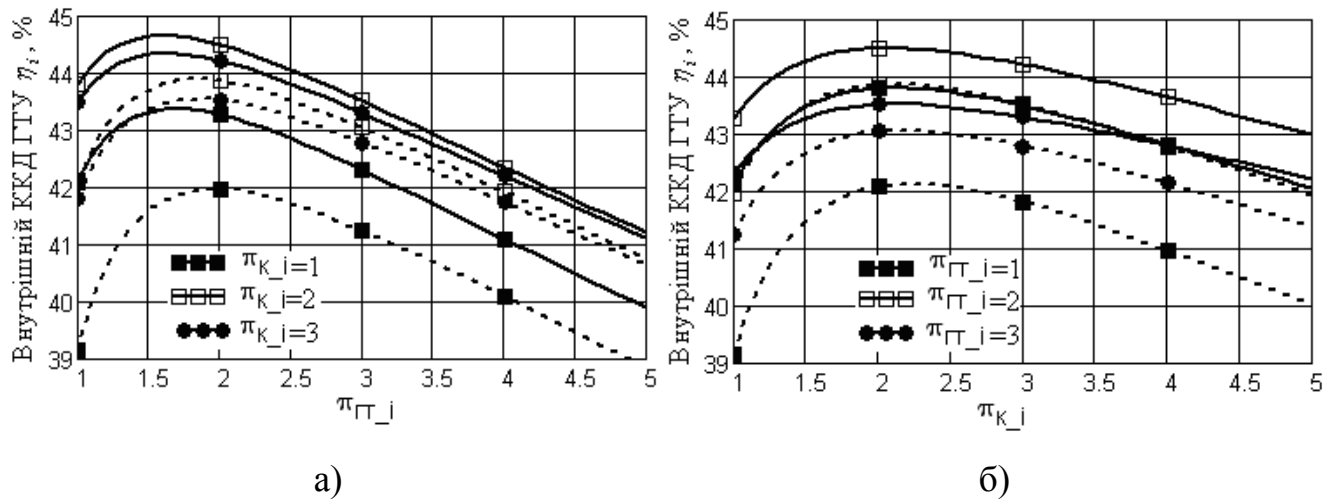


Рис. 4.11. Результати досліджень впливу ступеня стиснення повітря у проміжному компресорі К1 π_{K_i} (а) та ступеня розширення газу у проміжній газовій турбіні ГТ1 $\pi_{ГТ_i}$ (б) на внутрішній ККД циклу безрегенеративної ГТУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1200^{\circ}C$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1500^{\circ}C$; стиснення повітря та розширення газу двоступеневі; загальний ступінь стиснення повітря $\pi_K = 35$

На рис. 4.12...4.19 наведені результати числових досліджень впливу температури газу на вході у газову турбіну та ускладнення циклу ГТУ в складі ПГУ КУ на внутрішній ККД ПГУ КУ.

Як видно із рис. 4.12, при збільшенні температури газу температури газу $t_{3Г}$ на вході у газову турбіну від 1200°C до 1500°C внутрішній ККД ПГУ КУ η_i зростає майже на 5...8 %.

Разом з тим бачимо, що для заданої температури $t_{3Г}$ існує оптимальне значення загального ступеня стиску повітря π_K , при якому внутрішній ККД η_i ПГУ КУ отримує найбільше значення. Причому це оптимальне значення значно менше ніж для автономної ГТУ (див рис. 4.4).

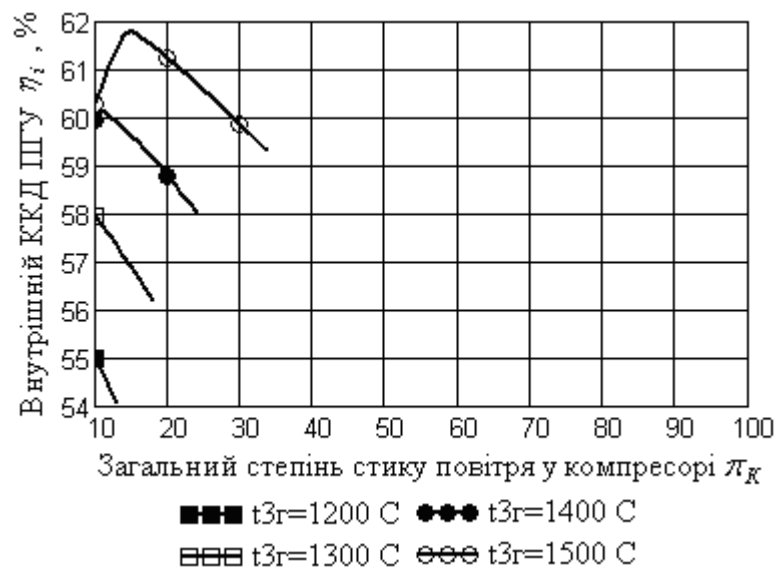


Рис. 4.12. Результати досліджень впливу температури газу $t_{3Г}$ на вході у газову турбіну циклу ПГУ КУ на внутрішній ККД η_i циклу [232]

Очевидно, що це обумовлене тим, що незважаючи на збільшення внутрішнього ККД автономної ГТУ при збільшенні π_K до 30...50 (рис. 4.4), показник M_{RC} зменшується, оскільки зменшується температура газу на вході у КУ, збільшується температура газу на виході із КУ (все це впливає на зменшення паропроодуктивності одноконтурного КУ) та збільшується кількість теплоти, що підводиться до ПГУ КУ ззовні. А це, у свою чергу, викликає зниження внутрішнього ККД η_i ПГУ КУ (див. формулу (4.7)).

Необхідно відмітити, що в даному випадку внутрішній ККД η_i ПГУ КУ визначається не для всього діапазону зміни загального ступеня стиснення повітря π_K . Це обумовлене тим, що при збільшенні π_K зменшується температура газу на вході у КУ і при температурному напорі між газами та паром на вході газів у КУ менше 20°C розрахунок не виконувався.

На рис. 4.13...4.15 показано вплив застосування багатоступеневого стиснення повітря в ПГУ КУ на внутрішній ККД η_i цієї установки при одноступеневому розширенні газу у газовій турбіні ГТУ.

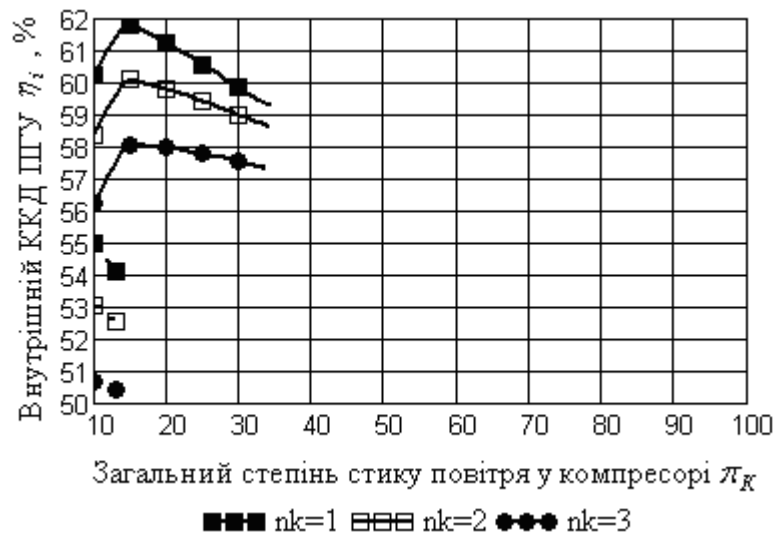


Рис. 4.13 Результати досліджень впливу збільшення кількості ступенів стиснення повітря n_k з проміжним охолодженням та загального ступеня стиску повітря π_K на внутрішній ККД циклу ПГУ КУ штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1200^\circ\text{C}$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1500^\circ\text{C}$; ступінь стиску повітря у проміжних компресорах становить 2,0; розширення газу одноступеневе [232]

Із рис. 4.13 бачимо, що збільшення кількості ступенів стиснення повітря n_k з його проміжним охолодженням при постійному π_K викликає зменшення

внутрішнього ККД ПГУ КУ η_i . Це обумовлене тим, що незважаючи на збільшення внутрішнього ККД автономної ГТУ при збільшенні n_k (рис. 4.5), показник M_{RC} зменшується, оскільки збільшується кількість теплоти, що підводиться до ПГУ КУ ззовні. А це, у свою чергу, викликає зниження внутрішнього ККД η_i ПГУ КУ (див. формулу (4.7)).

Також бачимо, що для заданого значення n_k існує оптимальне значення загального ступеня стиснення повітря π_K , при якому внутрішній ККД η_i ПГУ КУ набуває найбільшого значення. Причому це оптимальне значення, знову ж таки, значно менше ніж для автономної ГТУ (див рис. 4.5).

Крім того, на відміну автономної ГТУ (рис. 4.5), збільшення кількостей ступеней стиснення повітря n_k не впливає на зростання оптимального значення загального ступеня стиску повітря π_K , при якому внутрішній ККД ПГУ КУ η_i отримує максимальне значення.

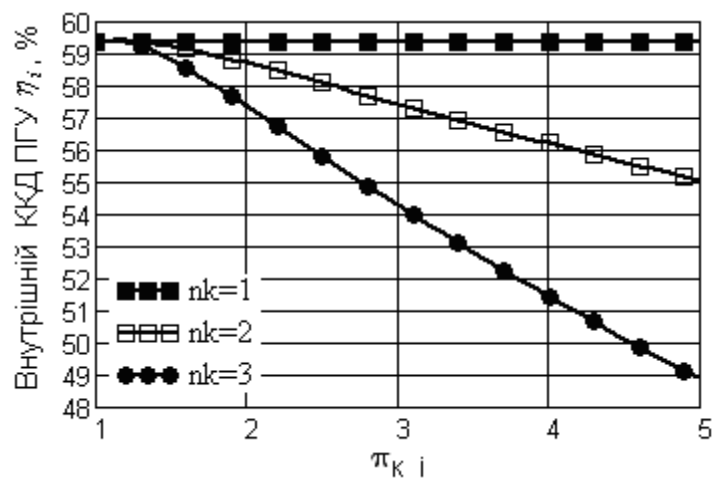


Рис. 4.14 Результати досліджень впливу збільшення кількості ступенів стиснення повітря n_k з проміжним охолодженням та ступеня стиснення повітря у проміжних компресорах π_{K_i} на внутрішній ККД циклу ПГУ КУ штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1200^{\circ}C$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1500^{\circ}C$; розширення газу одноступеневе; загальний степінь стиску повітря $\pi_K = 35$

На рис. 4.14 знову ж таки показано, що, на відміну від автономної ГТУ (рис. 4.6), при збільшенні кількості ступеней стиснення повітря n_k у ГТУ значення внутрішнього ККД η_i ПГУ КУ зменшується у всьому діапазоні збільшення ступеня стиснення повітря π_{K_i} у проміжних компресора. Це обумовлене тим, що незважаючи на збільшення внутрішнього ККД автономної ГТУ в певному діапазоні зміни π_{K_i} (рис. 4.6), при збільшенні π_{K_i} , показник M_{RC} зменшується, оскільки збільшується кількість теплоти, що підводиться до ПГУ КУ ззовні.

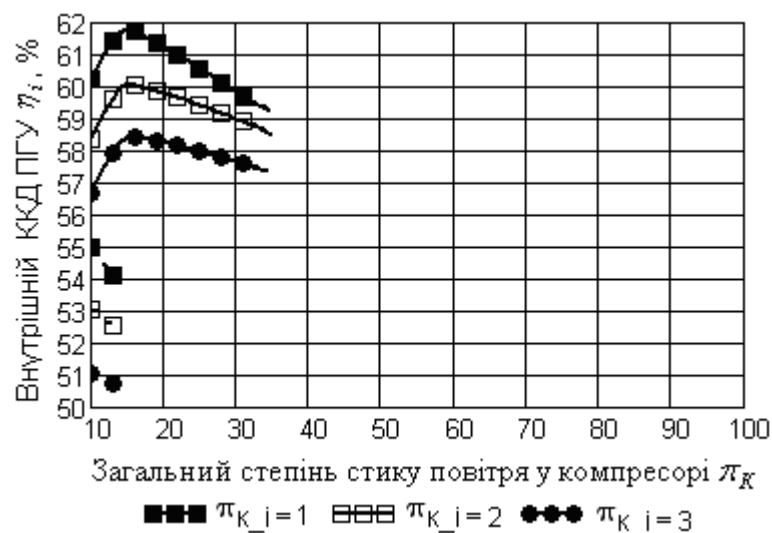
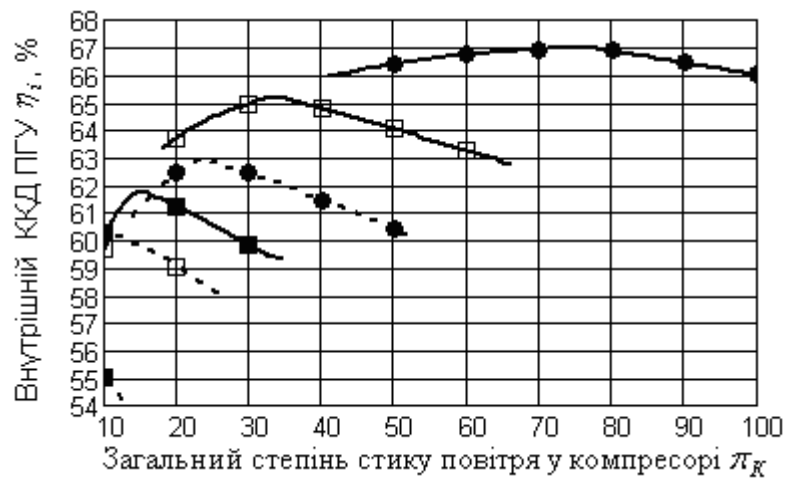


Рис. 4.15 Результати досліджень впливу ступеня стиснення повітря у проміжному компресорі π_{K_i} та загального ступеня стиснення повітря π_K на внутрішній ККД циклу ПГУ КУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбінку $t_{3Г} = 1200^\circ C$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбінку $t_{3Г} = 1500^\circ C$; стиснення повітря двоступеневе; розширення газу одноступеневе [232]

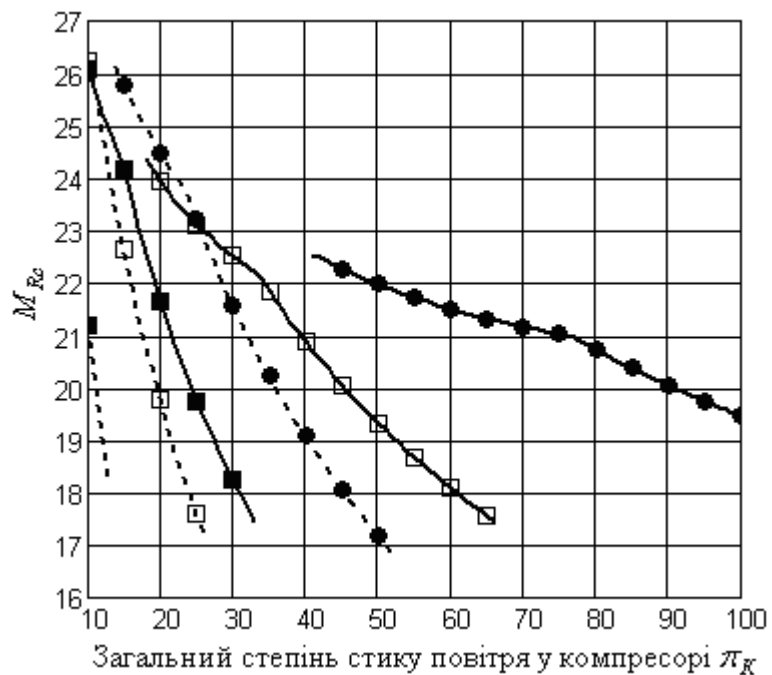
Із рис. 4.15 бачимо також, що, на відміну від автономної без регенеративної ГТУ (рис. 4.7)) при збільшенні ступеня стиснення повітря π_{K_i}

у проміжному компресорі і певній кількості ступеней стиснення повітря (в даному випадку двох) внутрішній ККД ПГУ КУ η_i зменшується у всьому діапазоні зміни загального ступеня стиску повітря у компресорі π_K .

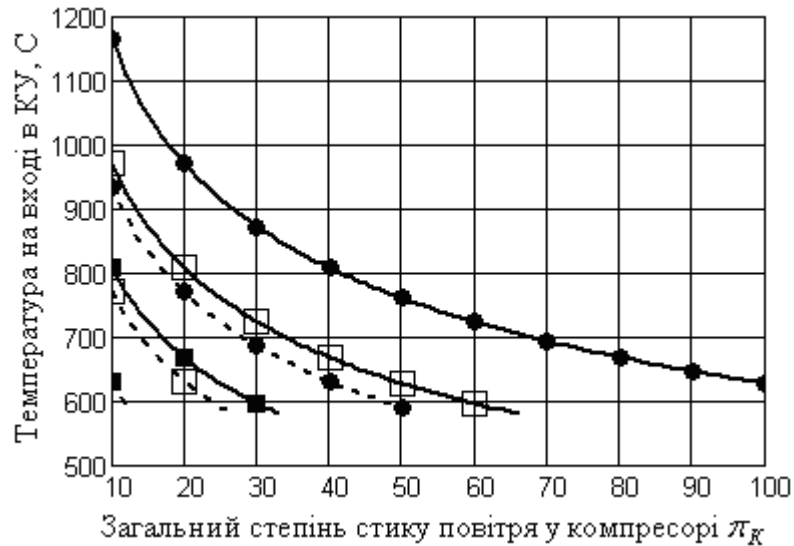
На рис. 4.16...4.18 показано вплив застосування багатоступеневого розширення газу в ГТУ на внутрішній ККД η_i ПГУ КУ при одноступеневому стисненні повітря.



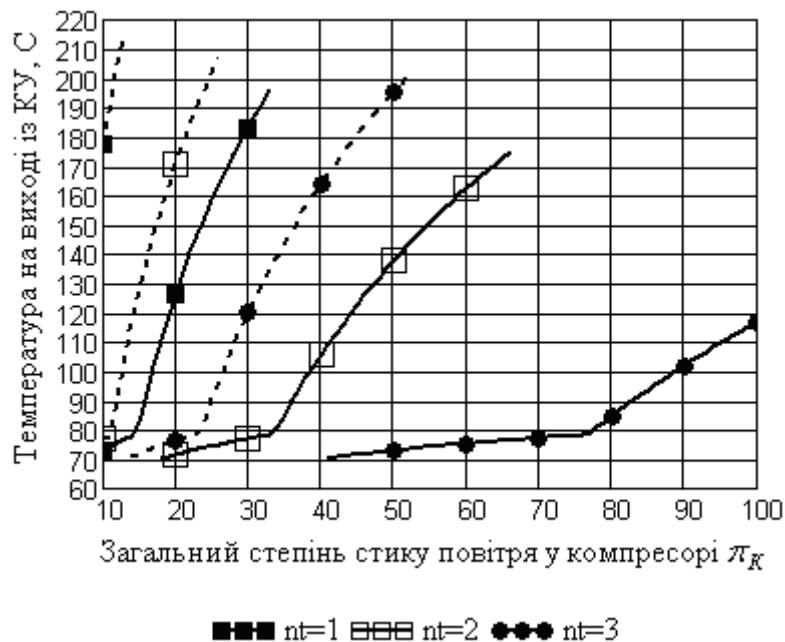
а)



б)



в)



г)

Рис. 4.16 Результати досліджень впливу збільшення кількості ступенів розширення газу n_t з проміжним підведенням теплоти та загального степеня стиснення повітря π_K на внутрішній ККД циклу ПГУ КУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1200^\circ\text{C}$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1500^\circ\text{C}$; степінь розширення газу у проміжних газових турбінах становить 2,0; стиснення повітря одноступеневе [232]

Із рис. 4.16, а бачимо, що збільшення кількості ступенів розширення газу n_t з проміжним підводом теплоти при постійному загальному степені стиснення повітря π_K дозволяє підвищити внутрішній ККД η_i ПГУ КУ.

Це обумовлене тим, що при зростанні n_k показник M_{RC} збільшується (рис. 4.16, б), оскільки збільшується паропродуктивність КУ за рахунок збільшення температури газів на вході у КУ (рис. 4.16, в) та зменшення температури газів на виході із КУ (рис. 4.16, г). Хоча при цьому збільшується і кількість теплоти, що підводиться до ПГУ КУ ззовні.

Також із рис. 4.16, а видно, що при збільшенні n_t зростає оптимальне значення загального ступеня стиску повітря π_K , при якому внутрішній ККД η_i ПГУ КУ отримує найбільше значення. Це пояснюється тим, що зростає оптимальне значення загального ступеня стиску повітря π_K , при якому внутрішній ККД η_i ГТУ отримує найбільше значення (рис. 4.8).

Необхідно відмітити, що на рис. 4.16, а, при певних значеннях загального ступеня стиску повітря π_K внутрішній ККД η_i ПГУ КУ не визначався. Це обумовлене тим, що при збільшенні π_K зменшується температура газу на вході у КУ (рис. 4.16, в) і при температурному напорі між газами та паром на вході газів у КУ менше 20°C розрахунок не виконувався. Також при зменшенні π_K зменшується температура газів на виході із КУ (рис. 4.16, г) досягаючи мінімально можливого з точки зору недопущення конденсації водяних парів з продуктів згорання значення -70°C . Із рис. 4.16, г також видно, що при збільшенні загального ступеня стиснення повітря π_K в межах реалізації циклу ПГУ КУ збільшується температура газів на виході із КУ до $120\dots 200^\circ\text{C}$. Це дозволяє влаштувати дво- та триконтурні котли-утилізатори для збільшення паропродуктивності, що у свою чергу, очевидно, збільшить показник M_{RC} і, згідно формули (4.7), збільшить внутрішній ККД ПГУ КУ.

На рис. 4.17 показано, що крім кількості ступенів розширення газу n_t , внутрішній ККД ПГУ КУ η_i також залежить і від ступеня розширення газу

$\pi_{ГТ_i}$ у проміжних газових турбінах. Причому, існує оптимальне значення показника $\pi_{ГТ_i}$, при якому внутрішній ККД η_i даної установки отримує найбільше значення. Також, аналогічно як і для автономної ГТУ (рис. 4.9), чим більше ступеней розширення газу n_t , тим менше оптимальне значення ступеня розширення газу $\pi_{ГТ_i}$ у проміжних газових турбінах, при якому внутрішній ККД η_i ПГУ КУ отримує найбільше значення.

Із рис. 4.18 видно, що аналогічно автономній ГТУ (рис. 4.10), при збільшенні ступеня розширення газу $\pi_{ГТ_i}$ у проміжній газовій турбіні і певній кількості ступеней розширення газу (в даному випадку двох), знову ж таки збільшується оптимальне значення загального ступеня стиску повітря π_K , при якому внутрішній ККД η_i ПГУ КУ отримує найбільше значення. В даному випадку корективи вносять зменшення показника M_{Rc} при збільшенні π_K .

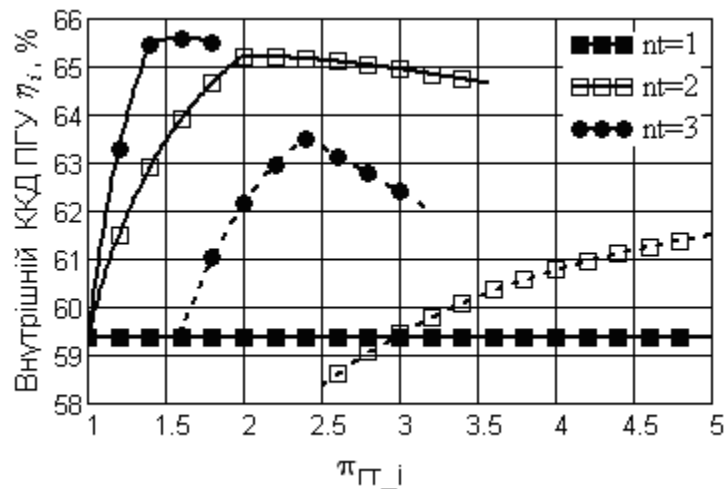


Рис. 4.17 Результати досліджень впливу збільшення кількості ступенів розширення газу n_t з проміжним підведенням теплоти та ступеня розширення газу у проміжних газових турбінах $\pi_{ГТ_i}$ на внутрішній ККД циклу ПГУ КУ:

штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1200^{\circ}C$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газові турбіни $t_{3Г} = 1500^{\circ}C$; стиснення повітря одноступеневе; загальний степінь стиску повітря $\pi_K = 35$

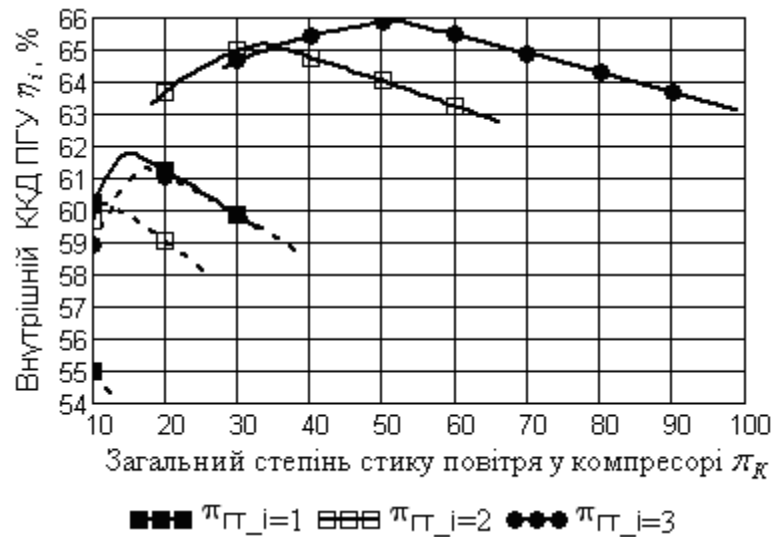


Рис. 4.18 Результати досліджень впливу ступеня розширення газу у проміжній газовій турбіні ГТ1 $\pi_{ГТ_i}$ та загального ступеня стиску повітря π_K на внутрішній ККД циклу ПГУ КУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1200^\circ C$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1500^\circ C$; розширення газу двоступеневе; стиск повітря одноступеневе [232]

На рис. 4.19 показано вплив ступеня стиснення повітря π_{K_i} у проміжних компресорах та ступеня розширення газу $\pi_{ГТ_i}$ у проміжних газових турбінах на внутрішній ККД η_i даної ПГУ при загальному ступені стиснення повітря $\pi_K = 35$. Стиснення повітря та розширення газу – двоступеневі.

Отже, із рис. 4.19, а бачимо, що існують оптимальні значення $\pi_{ГТ_i}$, при яких внутрішній ККД η_i ПГУ КУ максимальний. Причому оптимальні значення цих величин, на відміну від автономної ГТУ (рис. 4.11) - різні при різних температурах газу на вході у газову турбіну $t_{3Г}$.

Також із рис. 4.19, б бачимо, що, на відміну від автономної ГТУ (рис. 4.11), при збільшенні π_{K_i} внутрішній ККД η_i ПГУ КУ – зменшується. Тобто, застосування в даному випадку багатоступеневого стиску повітря із

проміжним його охолодженням у ПГУ КУ не дозволяє підвищити ефективність такої установки.

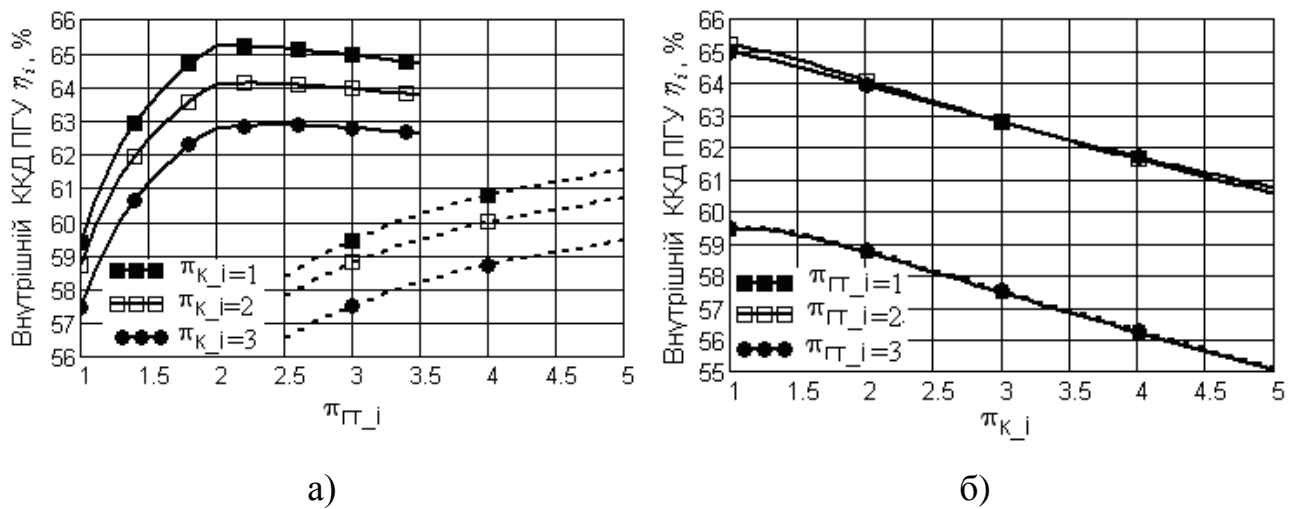


Рис. 4.19 Результати досліджень впливу ступеня стиснення повітря у проміжному компресорі $\pi_{\text{К}_i}$ (а) та ступеня розширення газу у проміжних газових турбінах ГТ1 $\pi_{\text{ГТ}_i}$ (б) на внутрішній ККД циклу ПГУ КУ: штрихові лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбину $t_{3\Gamma} = 1200^\circ\text{C}$; суцільні лінії відповідають температурі газу на вході у газову турбину $t_{3\Gamma} = 1500^\circ\text{C}$; стиснення повітря та розширення газу двоступеневе; загальний ступінь стиснення повітря $\pi_{\text{К}} = 35$

Підсумовуючи вищесказане можна сказати, що загалом підвищення внутрішнього ККД циклу автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ можна забезпечити збільшенням температури робочого тіла на вході у газову турбину, застосуванням багатоступеневого стиснення повітря у компресорі з проміжним його охолодженням та багатоступеневого розширення газу у ГТУ з проміжним підводом теплоти (див. формулу (4.6)). З підвищенням температури газів на вході у газову турбину, зі збільшенням кількості ступенів та значень ступенів стиснення повітря і розширення газу в ГТУ, зростає оптимальне значення загального ступеня стиснення циклового повітря, за якого внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ досягає максимальних значень. Те ж саме

відноситься і до ПГУ КУ за виключенням випадків, де використовується багатоступеневе стиснення повітря з проміжним його охолодженням. За заданого значення загального ступеня стиснення повітря у компресорі й температури робочого тіла на вході у газову турбіну мають місце оптимальні значення ступеня стиснення циклового повітря перед його проміжним охолодженням та оптимальні значення ступеня розширення газу перед проміжним підведенням теплоти, за яких внутрішні ККД автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ набувають максимальних значень. Внутрішні ККД автономної безрегенеративної ГТУ і ПГУ КУ найбільше зростають зі збільшенням кількості ступенів стиснення та розширення робочого тіла в ГТУ від одного до двох. На сучасному етапі розвитку енергомашинобудування, з максимально можливим ступенем стиснення циклового повітря менше 50, доцільне використання багатоступеневого стиснення циклового повітря в автономній безрегенеративній ГТУ, а для ПГУ КУ, як показали результати числового моделювання, навпаки – неефективно. Також у ПГУ КУ підвищення внутрішнього ККД можна забезпечити завдяки використанню багатоконтурних КУ (два або три контури).

Необхідно зауважити, що в розрахунках, результати яких були проведені вище, для спрощень приймалося, що робочим тілом в ГТУ є атмосферне повітря. Очевидно, що це призвело до певної неточності, оскільки в ГТУ, що аналізуються (відкриті ГТУ), склад та кількість робочого тіла на різних ділянках змінюється за рахунок спалювання палива. Крім того, мають місце втрати тиску при русі робочого тіла в ГТУ та ПГУ КУ.

4.3. Термодинамічна оптимізація «зразкових» циклів газотурбінних та парогазових теплоенергетичних установок з урахуванням зміни складу робочого тіла у компонентах ГТУ

Отже, наступним етапом роботи було врахування вказаних особливостей при дослідженні «зразкових» циклів автономної ГТУ та ПГУ КУ. При цьому

обмежились найбільшим значенням загального ступеня стиснення повітря у компресорі $\pi_K = 50$.

Приклад блоку вихідних даних математичної моделі цього етапу, алгоритм якої підготовлений за технологією Mathcad Calculation Server наведено на рис. 4.20.

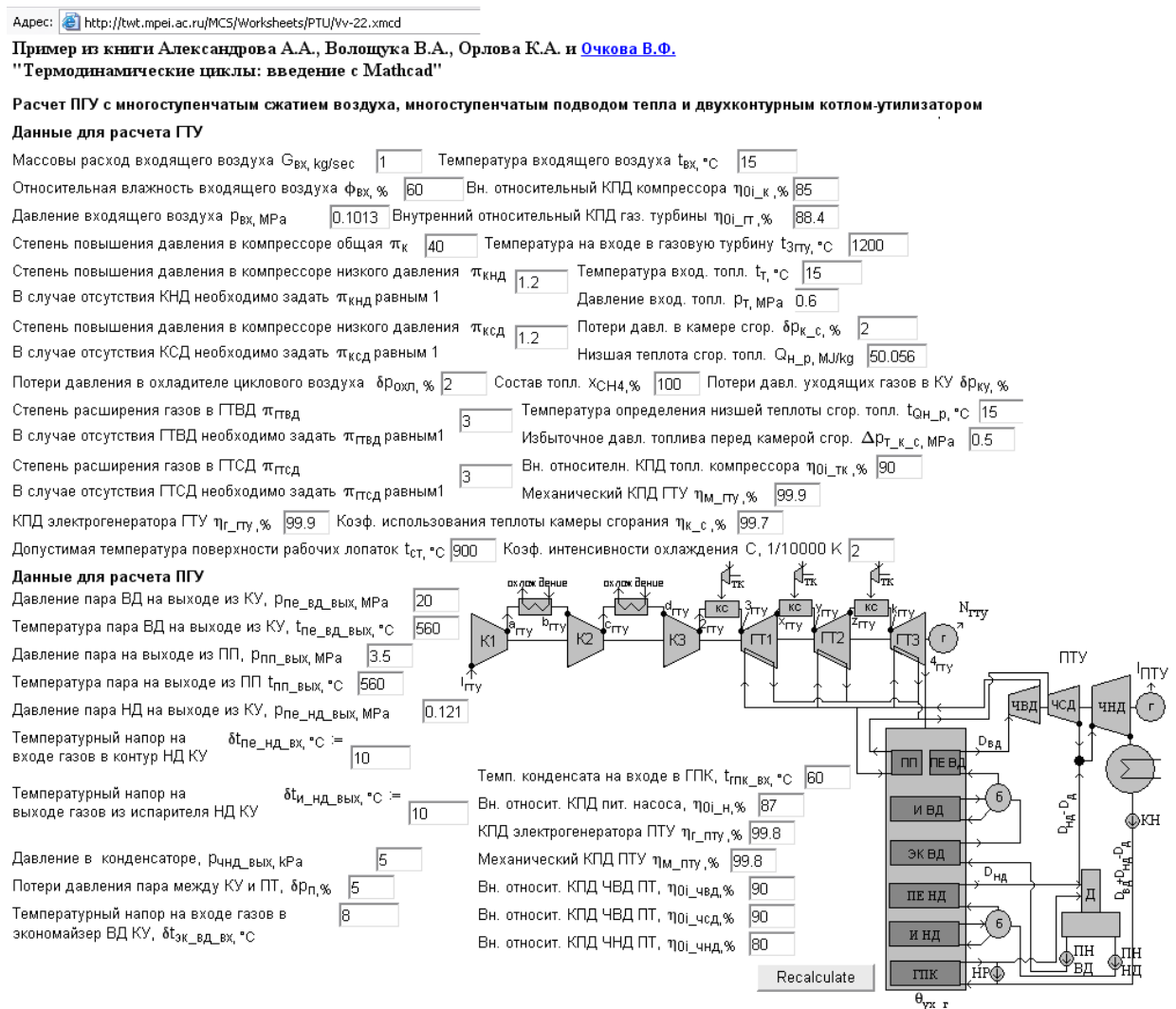


Рис. 4.20 Блок вихідних даних, підготовлених за технологією Mathcad Calculation Server, для розрахунку ПГУ КУ [233, 237]

На рис. 4.21 наведені результати досліджень «зразкового» циклу автономної безрегенеративної ГТУ з урахуванням зміни складу робочого тіла та втрат тиску на різних ділянках ГТУ. При цьому двоступеневе стиснення повітря та розширення газів було передбачено при оптимальних значеннях

ступеня стиснення та розширення відповідно у проміжному компресорі та газовій турбіні, представлених на рис. 4.11.

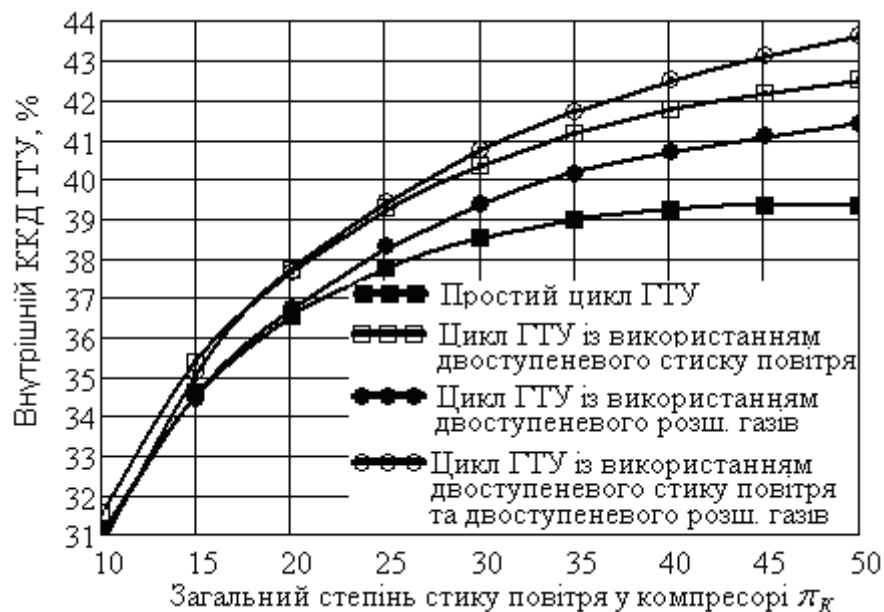


Рис. 4.21 Результати досліджень впливу ускладнення циклу автономної безрегенеративної ГТУ та загального ступеня стиснення повітря π_K на її внутрішній ККД: температура газу на вході у газову турбіну $t_{3Г} = 1400^\circ\text{C}$; при двоступеневому стисненні повітря ступінь стиснення повітря у проміжному компресорі становить 2,0; при двоступеневому розширенні газів ступінь розширення газів у проміжній газовій турбіні становить 1,75 [231, 233]

Отже, бачимо, що використання двоступеневого розширення газу у газових турбінах із проміжним підведенням теплоти в автономній безрегенеративній ГТУ дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 2 % у порівнянні із установкою простого циклу (одноступеневе стиснення повітря та одноступеневе підведення теплоти). Використання двоступеневого стиснення повітря із його проміжним охолодженням дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 3 % у порівнянні із ГТУ простого циклу. Одночасне застосування двоступеневого стиснення повітря та двоступеневого

розширення газу дозволяє підвищити внутрішній ККД даної установки на 4 % у порівнянні із ГТУ простого циклу. Також із рис. 4.21 бачимо, що ускладнення циклу автономної безрегенеративної ГТУ вимагає збільшення загального ступеня стиску повітря. Саме таке технічне рішення, зокрема, використано у одній із моделей ГТУ фірми General Electric [235]. Для підвищення ККД даної установки у простому циклі до рекордних 45 % використана схема з двоступеневим стиском повітря у компресорі. Степінь підвищення тиску такої ГТУ рівний $\pi_K = 40$.

На рис. 4.22 наведені результати досліджень «зразкового» циклу ПГУ КУ з урахуванням зміни складу робочого тіла ГТУ та втрат тиску на різних ділянках робочого тіла в ПГУ КУ.

Отже, по-перше, лінії на рис. 4.22, які відповідають одноконтурним КУ, обмежені певними значеннями загального стиснення π_K . Це обумовлено технологічними вимогами до роботи ПГУ КУ. Крайня ліва точка кожної кривої відповідає мінімальному значенню ступеня стиснення повітря, при якому температура відхідних газів за КУ становить 70 °С, що обумовлено недопущенням конденсації водяних парів, які містяться у продуктах згорання (наприклад, для лінії 3 на рис. 4.22 це буде точка при $\pi_K \approx 15$). Крайня права точка кожної кривої відповідає максимальному значенню ступеня стиснення повітря π_K , при якому температурний напір на вході відхідних газів ГТУ у КУ становить 20 °С (наприклад, для лінії 3 на рис. 4.22 це буде точка при $\pi_K \approx 48$).

Крім того, із рис. 4.22 видно, що при певних значеннях загального ступеня стиснення повітря, використання двоконтурного КУ відсутнє (немає доцільності його використання), в той час як одноконтурний КУ може використовуватися. Так для ПГУ, що складається з ГТУ з одноступеневим стисненням повітря та двоступеневим підведенням тепла (лінії 3 та 5 на рис. 4.22) при $\pi_K = 15...30$ застосування двоконтурного КУ відсутнє, оскільки одноконтурний КУ забезпечує відповідну утилізацію теплоти газів (на рис. 4.23 теплова діаграма такого КУ показана суцільними лініями). Це пояснюється тим,

що із зменшенням π_K зростає температура газів після ГТУ і вже при $\pi_K = 15...30$ у відповідності з тепловими та масовими балансами КУ збільшується його паропродуктивність, за рахунок чого для утилізації відхідних газів ГТУ достатньо одноконтурного КУ.

Необхідно зауважити, що згідно результатів досліджень проведених вище, максимальні значення внутрішнього ККД для ПГУ із ускладненим циклом та одноконтурним КУ (лінії 3, 4, 7 та 8 на рис. 4.22) відповідають значенням ступеня стиснення повітря π_K , при яких відбувається перехід мінімального температурного напору (згідно рекомендацій [64] приймався рівним 10 °С) в КУ від одного кінця економайзера до іншого. Наприклад, для схем, що відповідають лініям 3 та 4, при $\pi_K = 15...25$, мінімальний температурний напір в КУ знаходиться на холодному кінці економайзера (на рис. 4.23 тепла діаграма такого КУ показана суцільними лініями). При $\pi_K > 25$ мінімальний температурний напір переходить на гарячий кінець економайзера, де виникає доцільність застосування двоконтурного КУ (на рис. 4.23 тепла діаграма такого КУ показана штриховими лініями).

Із рис. 4.22 бачимо, що загалом ускладнення циклу ГТУ як складової ПГУ КУ дозволяє підвищити внутрішній ККД η_i установки. Наприклад, застосування двоступеневого підведення теплоти підвищує η_i до 5% (при тих вихідних даних, що наведені на рис. 4.20 та 4.22) у порівнянні з одноступеневим підведенням теплоти (лінії 1 та 3 і 4, а також лінії 2 та 5 і 6 на рис. 4.22). При цьому необхідно зазначити, що в майже таку ж область попадання значень ККД було отримано авторами [64] при дослідженні впливу на цей ККД різних параметрів ПГУ КУ з ГТУ GT26, де використаний двоступеневе підведення теплоти при температурі газів на вході у газові турбіни 1235 °С. Причому, у даній ГТУ застосований одноступеневе стиснення повітря при значенні ступеня стиснення $\pi_K = 30$.

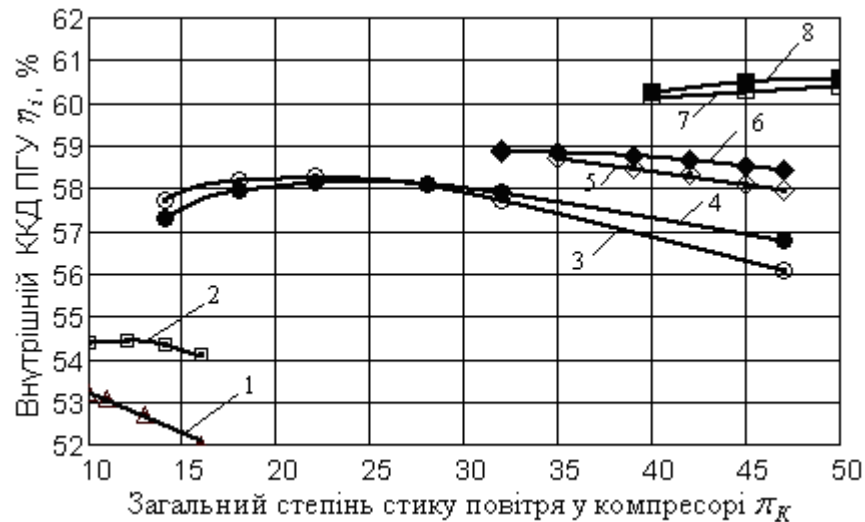


Рис. 4.22 Результати досліджень впливу ускладнення циклу ПГУ на його внутрішній ККД;

температура газу на вході у газові турбіни 1200 °С;

ступінь стиснення K_1 та $K_2=1,2$;

ступінь розширення газу у ГТ1 та ГТ2=3:

1 - ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стисненням повітря, одноступеневим підведенням тепла та одноконтурного КУ; 2 - ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стисненням повітря, одноступеневим підведенням тепла та двоконтурного КУ; 3 - ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стисненням повітря, двоступеневим підведенням тепла та одноконтурного КУ; 4 - ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стисненням повітря, двоступеневим підведенням тепла та одноконтурного КУ; 5 - ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стисненням повітря, двоступеневим підведенням тепла та двоконтурного КУ; 6 - ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стисненням повітря, двоступеневим підведенням тепла та двоконтурного КУ; 7 - ПГУ складається з ГТУ з одноступеневим стисненням повітря, триступеневим підведенням тепла та одноконтурного КУ; 8 - ПГУ складається з ГТУ з триступеневим стисненням повітря, триступеневим підведенням тепла та одноконтурного КУ [231, 239]

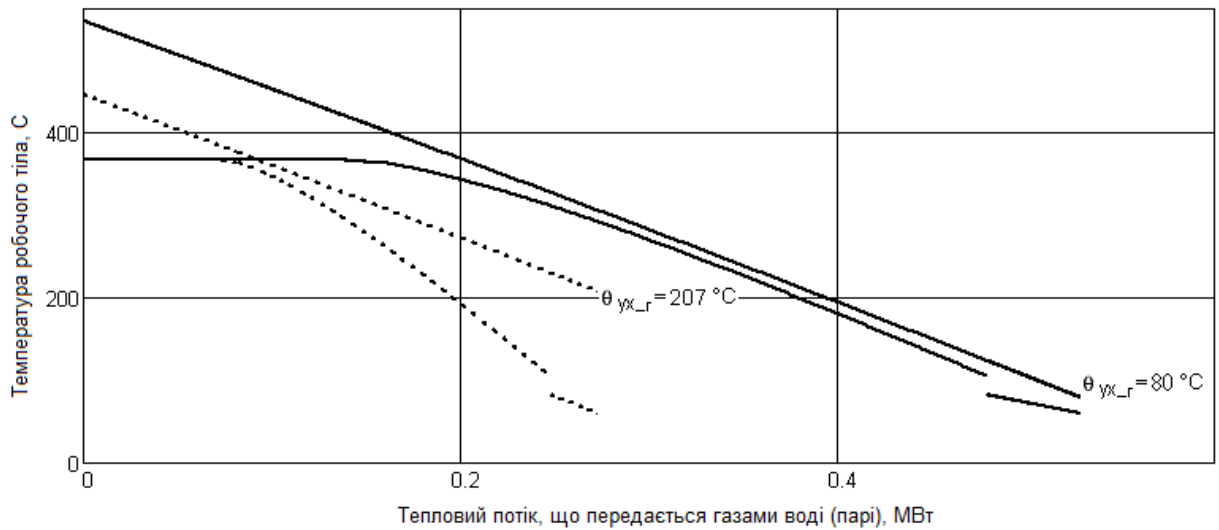


Рис. 4.23. Теплова діаграма одноконтурного КУ в області випарника, економайзера та газового підігрівника конденсату:
суцільні лінії - $\pi_K = 15$; штрихові лінії $\pi_K = 45$ [231, 239]

Застосування триступеневого підведення теплоти в ГТУ як складової ПГУ КУ дозволяє ще додатково до 3% підвищити внутрішній ККД ПГУ КУ у порівнянні з двоступеневим підведенням теплоти. Тобто, як вказувалося вже, при переході від одноступеневого підведення теплоти до двоступеневого ККД ПГУ КУ зростає найбільше. Але разом з тим необхідно відзначити, що схеми ПГУ КУ із триступеневим підведенням теплоти при даних, що розглядаються в даному випадку, теоретично можливі вже при досить високих степенях стиску повітря $\pi_K > 40$. Якщо при значеннях $\pi_K \approx 40$ ГТУ існують сьогодні [235], то ГТУ при $\pi_K > 50$ на сучасному етапі енергетичного машинобудування – відсутні.

Виходячи із цього та рис. 4.22 бачимо, що для ПГУ з триступеневим підведенням теплоти та температурою робочого тіла на вході у газові турбіни $1200 \text{ }^\circ\text{C}$, та інших прийнятих вихідних умовах (рис. 4.20) достатньо одноконтурного КУ для необхідної утилізації (до $70 \text{ }^\circ\text{C}$) теплоти відхідних газів.

Із рис. 4.22 також видно, що застосування багатоступеневого стиснення циклового повітря для зменшення роботи стиску дає відносно невелике підвищення величини внутрішнього ККД η_i ПГУ КУ. Так застосування триступеневого стиснення повітря із степенями стиску у компресорах К1 та К2 рівних 1,2 внутрішній ККД η_i зростає від 0,5 до 1 %. Причому це зростання збільшується при збільшенні загального степеня стиснення повітря π_K . Хоча тут виникає питання про можливість та техніко-економічну доцільність влаштування степеня стиску повітря, рівного 1,2.

Як показано вище, існує оптимальна зона значень степеня розширення у перших по ходу робочого тіла газових турбінах, що знаходяться між камерами згорання, при якому ККД ПГУ КУ η_i має найбільше значення.

Так на рис. 4.24 наведені результати досліджень за допомогою числового моделювання впливу на внутрішній ККД ПГУ КУ різних значень степеня розширення у проміжних газових турбінах ГТУ та різних значень степеня стиснення у проміжних компресорах.

Із рис. 4.24 бачимо, що, наприклад, при максимальній температурі робочого тіла у ГТУ рівній 1200 °С, загальному степені стиснення повітря $\pi_K = 35$ та інших вихідних даних, що наведені на рис. 4.22, оптимальні значення степеня розширення у ГТ1 для схем з одноконтурним КУ знаходяться в межах 5...6, а для схем з двоконтурним КУ – в межах 4...5.

Також із рис. 4.24 видно, що у випадку багатоступеневого (в даному випадку триступеневого) стиснення повітря, при значенні степеня стиснення у проміжних компресорах рівному 1,2 внутрішній ККД ПГУ КУ зростає приблизно на 0,5 % у порівнянні із схемою без проміжного стиснення (охолодження). Разом з тим, вже при значенні степеня стиснення у проміжних компресорах рівному 1,6 внутрішній ККД ПГУ КУ стає меншим по відношенню до ПГУ без проміжного стиснення повітря.

Отже, шляхом підбору оптимальних значень степеня розширення робочого тіла у проміжних газових турбінах, можна додатково підвищити ККД

ПГУ КУ. Наприклад, для випадку, що наведений на рис. 4.24 значення внутрішнього ККД ПГУ КУ з двоконтурним КУ можна підвищити до 59% при степенях розширення газу у ГТ1 рівних 3...5.

Що стосується застосування стиснення повітря у ПГУ КУ – то, як показують результати досліджень, це є недоцільним, а в деяких випадках – і неефективним.

При цьому, знову ж таки лінії на рис. 4.24 обмежені певними значеннями степеня розширення робочого тіла у проміжних газових турбінах. Це обумовлено тими ж причинами, що і на рис. 4.22. Наприклад, для ПГУ із одноконтурним КУ (суцільні лінії на рис. 4.24) при значеннях степеня розширення газу у ГТ1 більше 8 температура відхідних газів після КУ знижується до 70 °С, що вже є граничним. При значеннях степеня розширення газу у ГТ1 менше 2,2 температурний напір на вході відхідних газів ГТУ у КУ становить менше 20 °С, що, згідно вимог [64] є недопустимим. При значеннях степеня розширення робочого тіла у ГТ1 від 5 до 8 використання двоконтурного КУ (штрихові лінії на рис. 5) є недоцільним.

Крім того максимальні значення ККД для ПГУ КУ із ускладненим циклом та одноконтурним КУ(суцільні лінії на рис. 4.24) відповідають значенням степеня розширення газу у ГТ1, при яких відбувається перехід мінімального температурного напору в КУ від одного кінця економайзера до іншого. Тобто, при степенях розширення у ГТ1 рівних 2,2...5, мінімальний температурний напір в КУ знаходиться на гарячому кінці економайзера, де є доцільність використання двоконтурного КУ. При степенях розширення у ГТ1 рівних 5...8 мінімальний температурний напір переходить на холодний кінець економайзера, де одноконтурного КУ достатньо для утилізації теплоти відхідних газів ГТУ.

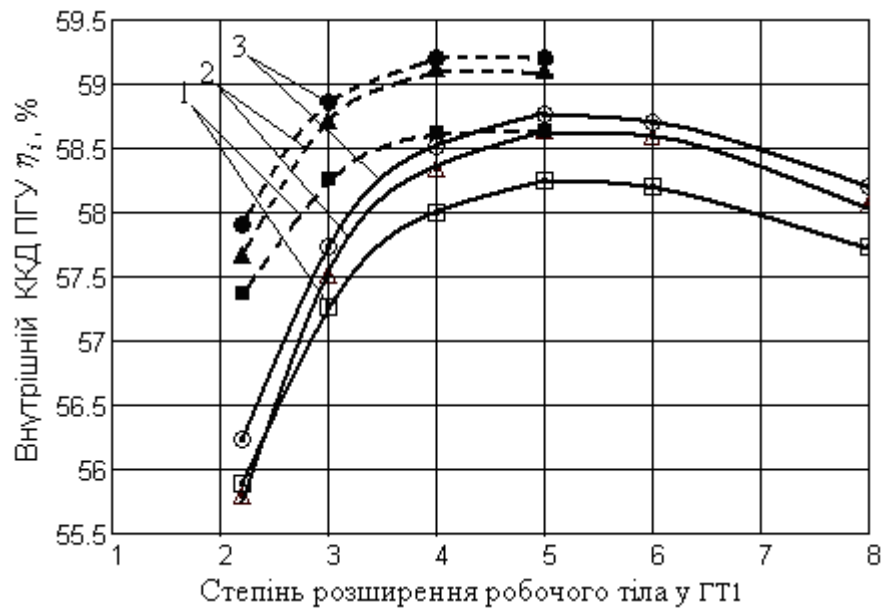


Рис. 4.24 Результати досліджень впливу значень ступеня розширення у ГТ1 ступеня стиснення у К1 та К2 на внутрішній ККД ПГУ КУ; температура газу на вході у ГТ1 1200 °С; загальний ступінь стиснення $\pi_K = 35$; суцільні лінії – для

ПГУ з одноконтурним КУ;

штрихові лінії – для ПГУ із двоконтурним КУ:

1 - ступінь стиснення повітря у К1 та К2 рівний 1,6; 2 - ступінь стиснення повітря у К1 та К2 рівний 1,0 (одноступеневе стиснення без проміжного охолодження); 3 - ступінь стиснення повітря у К1 та К2 рівний 1,2 [231]

Необхідно зазначити, що коли іде мова про влаштування багатоступеневого розширення газу у газових турбінах із проміжним підведенням теплоти (в даному випадку, як показали дослідження достатньо і доцільно влаштовувати два або три ступеня розширення газу), то тут виникає питання про можливість спалювання палива у продуктах згорання при наявності достатньої кількості баластного кисню O_2 .

На рис. 4.25...4.27 показані результати досліджень, проведені при допомозі цих же моделей, про наявність кисню у продуктах згорання після розширення у газовій турбіні ГТ та ГТ2.

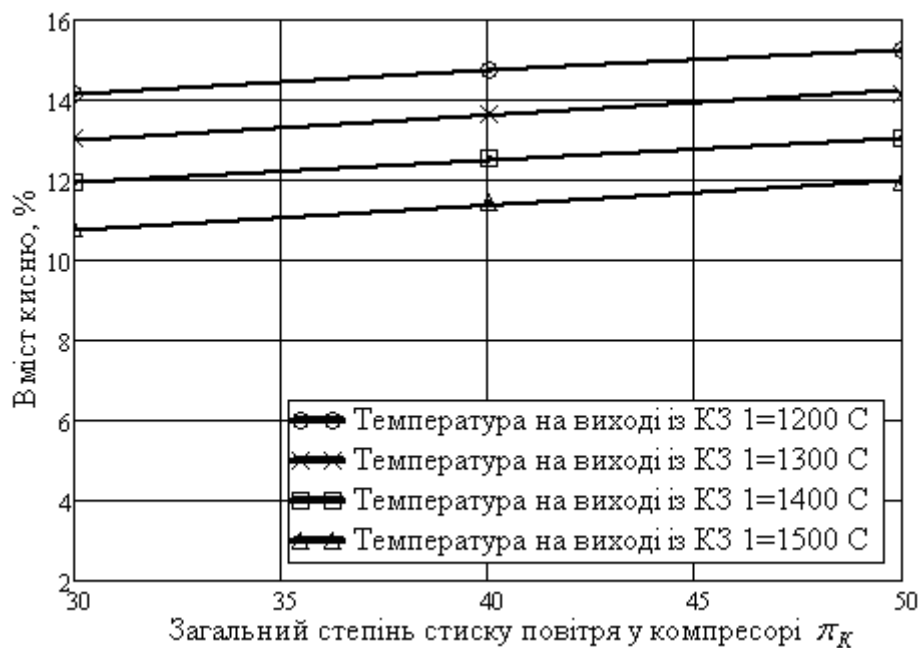


Рис. 4.25 Наявність кисню у продуктах згорання після КЗ1

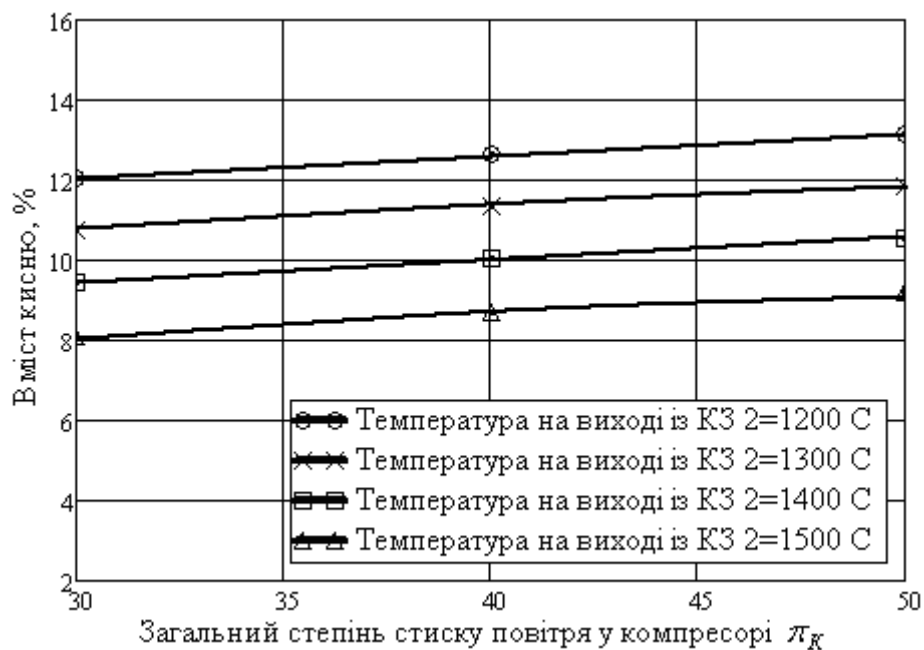


Рис. 4.26 Наявність кисню у продуктах згорання після КЗ2 при степені розширення у $\Gamma T1=2,0$

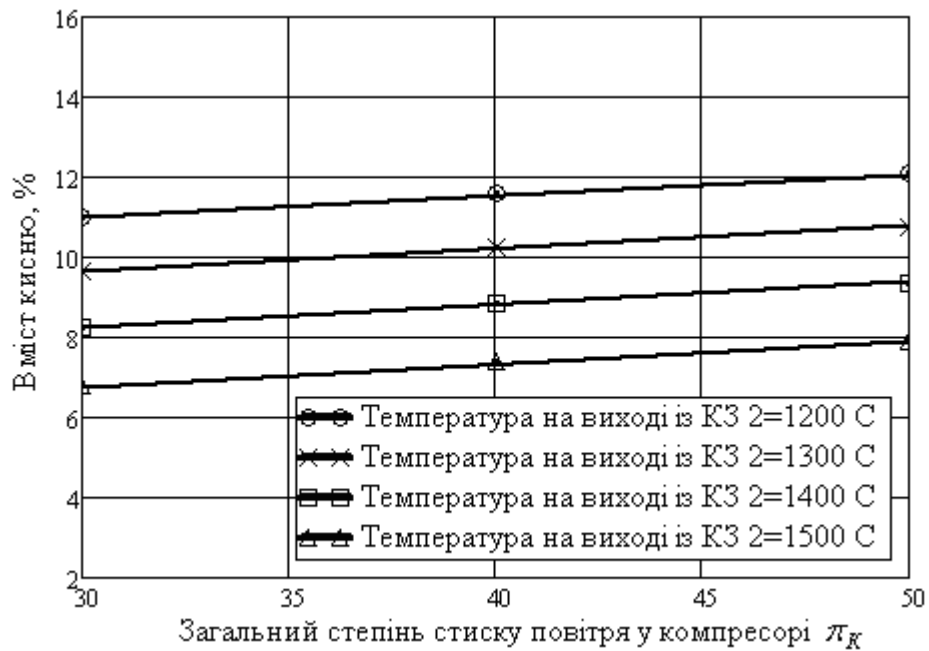


Рис. 4.27 Наявність кисню у продуктах згорання після КЗ2 при степені розширення у ГТ1=3,0

Отже, бачимо, що наявність надлишкового кисню O_2 залежить від загального ступеня стиснення повітря π_K і збільшується із ростом π_K .

Також вміст O_2 залежить і від температури газів $t_{3Г}$ на вході у газову турбіну, зменшуючись при зростанні $t_{3Г}$.

Із рис. 4.25 бачимо, що після першого ступеня розширення газів у ГТ1, при температурі газів на вході у ГТ1 $t_{3Г} = 1200^\circ\text{C}$, вміст кисню при рості загального ступеня стиску повітря π_K від 30 до 50 зростає від 14 до 15 %, що найкраще підходить в даному випадку для влаштування двоступеневого розширення газу із двоступеневим підводом теплоти.

При температурі $t_{3Г} > 1200^\circ\text{C}$ та збільшенні ступенів розширення газу (збільшенні ступенів підводу теплоти у ГТУ) вміст кисню у продуктах згорання зменшується нижче 12 %, що, очевидно, затрудняє організацію спалювання палива у проміжних камерах згорання після ГТ1 та ГТ2.

Із сучасних ПГУ КУ, де застосовується двоступене розширення газу у ГТУ, можна назвати установки з ГТУ типу GT24 та GT26 фірми АВВ [64]. У цих ГТУ також має місце відносно високий загальний ступінь стиснення повітря, який становить 30. Температура газів на вході у газові турбіни цих ГТУ становить $t_{3Г} = 1235^{\circ}\text{C}$ [64].

4.4. Висновки до розділу 4

1. Розвинено метод термодинамічної оптимізації газотурбінних і парогазових теплоенергетичних установок завдяки використанню поняття «зразковий термодинамічний цикл», що забезпечило створення й реалізацію математичних моделей та алгоритмів термодинамічної оптимізації газотурбінних і парогазових теплоенергетичних установок з обґрунтування структури та параметрів таких установок при підвищенні їх енергетичного ККД.

2. З підвищенням температури газів на вході у газову турбіну, зі збільшенням кількості ступенів та значень степеней стиснення повітря і розширення газу в ГТУ, зростає оптимальне значення загального степеня стиснення циклового повітря, за якого внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ досягає максимальних значень. Те ж саме відноситься і до ПГУ КУ за виключенням випадків, де використовується багатоступеневе стиснення повітря з проміжним його охолодженням.

3. За заданого значення загального степеня стиснення повітря у компресорі й температури робочого тіла на вході у газову турбіну мають місце оптимальні значення степеня стиснення циклового повітря перед його проміжним охолодженням та оптимальні значення степеня розширення газу перед проміжним підведенням теплоти, за яких внутрішній ККД автономної безрегенеративної ГТУ та ПГУ КУ набувають максимальних значень.

4. Внутрішні ККД автономної безрегенеративної ГТУ і ПГУ КУ найбільше зростають зі збільшенням кількості ступенів стиснення та розширення робочого тіла в ГТУ від одного до двох.

5. На сучасному етапі розвитку енергомашинобудування, з максимально можливим ступенем стиснення циклового повітря менше 50, доцільне використання багатоступеневого стиснення циклового повітря в автономній безрегенеративній ГТУ, а для ПГУ КУ, як показали результати числового моделювання, навпаки – неефективно. Також у ПГУ КУ підвищення внутрішнього ККД можна забезпечити завдяки використанню багатоконтурних КУ (два або три контури).

6. Показано, що за рахунок ускладнення циклу, підвищення температури робочого тіла на вході у газову турбіну та оптимізації параметрів термодинамічного циклу можна забезпечити підвищення внутрішнього ККД автономної безрегенеративної газотурбінної установки до 42...44 %, а парогазової установки з колом-утилізатором – до 50...60 %. Отримані результати добре узгоджуються з даними діючих установок.

7. Матеріал, поданий у розділі, опубліковано у [230, 231, 232, 233, 234, 236, 237, 238, 239].

РОЗДІЛ 5

ІНФОРМАЦІЙНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИХ ПРОЦЕСІВ

5.1. Принцип реалізації інформаційних засобів та інструментів для моделювання об'єктів теплоенергетики

Для розробки та реалізації запропонованого інструменту в роботі запропоновано використати програмні пакети Mathcad, Maple, SMath та їхні інтернет-додатки Mathcad Application/Calculation Server, PTC Mathcad Gateway, MapleNet та Knovel [240, 241] (рис. 5.1 та 5.2).

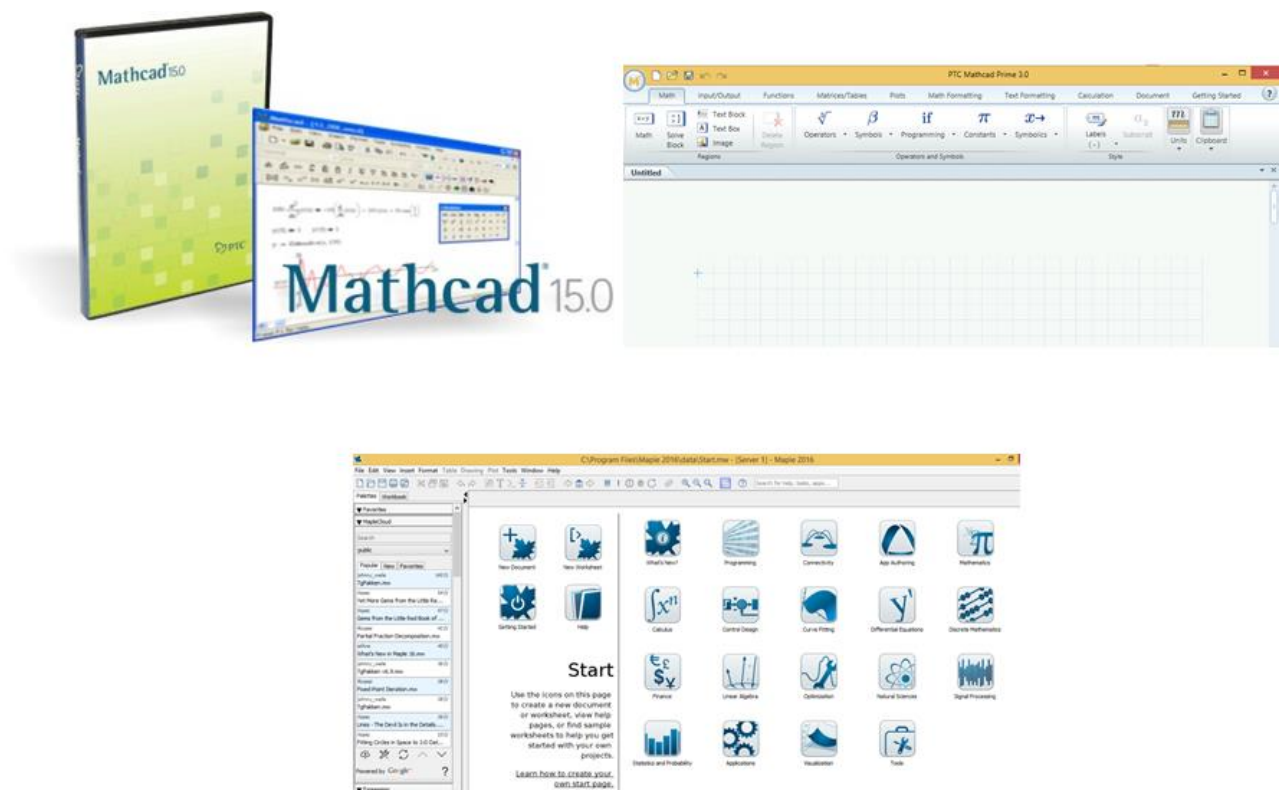


Рис. 5.1. Програмні пакети MathCad та Maple

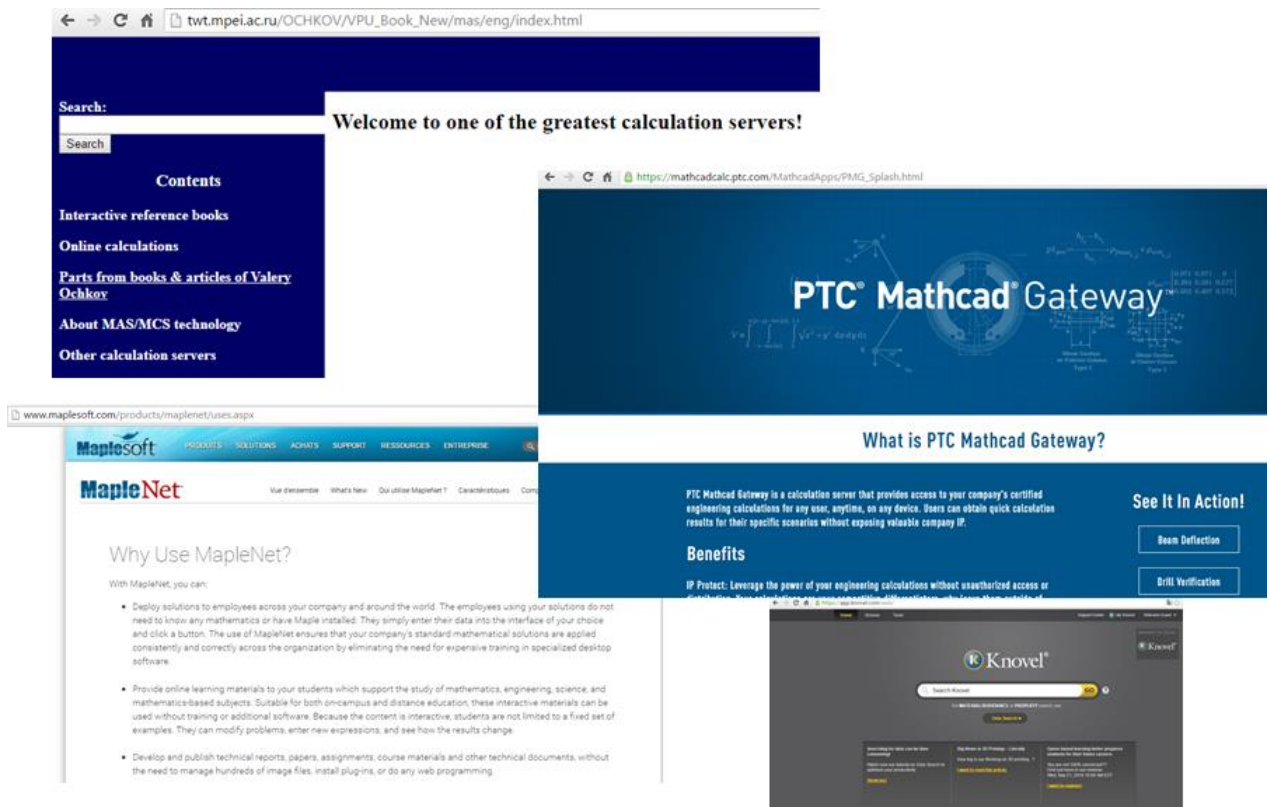


Рис. 5.2. Інтернет-ресурси реалізації відкритих інтерактивних розрахунків

Такий вибір обумовлений тим, що в роботі необхідно розв'язувати нетипові задачі на основі експертного підходу, який, як правило не практикується при створенні готових комп'ютерних бібліотек. Крім того, важливим є створення та реалізація нестандартних та нових задач математичного моделювання теплоенергетичних процесів.

Mathcad та його новіше покоління Mathcad Prime є найбільш зручними програмними пакетами для інженерних розрахунків (цей пакет іще називають інженерним калькулятором). Даний продукт є досить універсальним, легкодоступним для засвоєння та відносно дешевим. Mathcad був спочатку створений для реалізації числової математики, але пізніше до цього пакету (у 5-й версії) було прикріплено ядро символічної математики із пакету Maple, яке потім (в 13-й версії) було замінено на ядро символічної математики із пакету MuPAD.

Серед переваг Mathcad важливо виділити його здатність працювати із розмірними величинами, що є особливо важливим при реалізації технічних розрахунків, в тому числі і в енергетиці [240].

Mathcad також має ще один зручний інструмент: посилання на інший Mathcad-документ, в результаті чого дані (чисельні значення, змінні параметри, функції) останнього стають доступними у документі, з якого було зроблено посилання. Тобто користувачу Mathcad не потрібно відкривати інший документ і поміщати його у свій – достатньо зробити посилання на відповідний файл. Таке посилання може бути зроблено не тільки на Mathcad-документ, що знаходиться у локальній мережі, але і на файл, який розміщений в мережі Інтернет. Це відкриває широкі можливості для реалізації технології із використання даних або функцій, розміщених в мережі Інтернет без необхідності завантаження файлів на комп'ютер користувача [242].

Однією з особливостей пакету Mathcad є те, що вже в 2003 р. на базі цього середовища була розроблена технологія Mathcad Calculation Server, яка дозволяє розміщувати і використовувати в Інтернеті Mathcad-документи без інсталяції самого пакету Mathcad на персональному комп'ютері.

У січні 2016 р. Parametric Technology Corporation оголосила про випуск технології PTC Mathcad Gateway [240]. Даний ресурс забезпечує реалізацію інтернет-сервісу з інтерактивного доступу до сертифікованих інженерних розрахунків будь-яким користувачем, у довільний час та з будь-якого присторою.

Програма Maple є символьним пакетом. Maple було розроблено в Канаді. Даний пакет має потужне символьне ядро і є зручним для теоретичного аналізу та аналітичних розрахунків. Остання версія цього продукту Maple 2016 пропонує базу, розрахункові інструменти та візуалізацію даних досить широкого спектру теплофізичних властивостей робочих тіл, що є особливо важливим для реалізації методів ексергетичного аналізу.

MapleNet – окремий продукт Maple, який також пропонує Інтернет-платформу з доступу до реалізації Maple-розрахунків [241]. MapleNet

використовує ресурси Maple незалежно від мови та структури створення веб-сайту та пристрою, що використовується для Інтернет-зв'язку.

І Mathcad і Maple забезпечують розв'язання багатьох типів наукових, інженерних, технічних, навчальних задач без залучення традиційних методів програмування.

Більшість теперішніх розробників програмних пакетів пропонують також Інтернет-спільноти, де є можливість обговорювати проблеми використання програм, створювати та обмінюватись напрацюваннями, надавати допомогу у вирішенні окремих задач. Все це сприяє зміцненню співробітництва та полегшує процес спілкування. Такі спільноти створені, зокрема, і для користувачів Mathcad та Maple, що також пропонується використати в даній роботі.

Для створення відкритих інтерактивних алгоритмів на базі технології Mathcad Calculation Server використано підхід, що представлено в роботі [243], де використаний цілий ряд інструментів (рис. 5.3). Елемент 1 включає в себе: 2 – математичні операції, що залучені в розрахунок; 3 – текстову частину, яка забезпечує додаткове пояснення до розрахунків; 4 – інструменти комп'ютерних та Інтернет-технологій. Ресурс 1 пропонує користувачеві цілий ряд можливостей, включаючи інтерактивний розрахунок параметрів та режимів роботи установки або системи, аналіз текстової інформації, копіювання розрахункових рівнянь та залежностей, тощо. Все це здійснюється на віддаленому сервері, а не на персональному комп'ютері. Пакети Mathcad Calculation Server 8 та Microsoft Expression Web-3 9 відіграють важливу роль у реалізації інструменту 1.

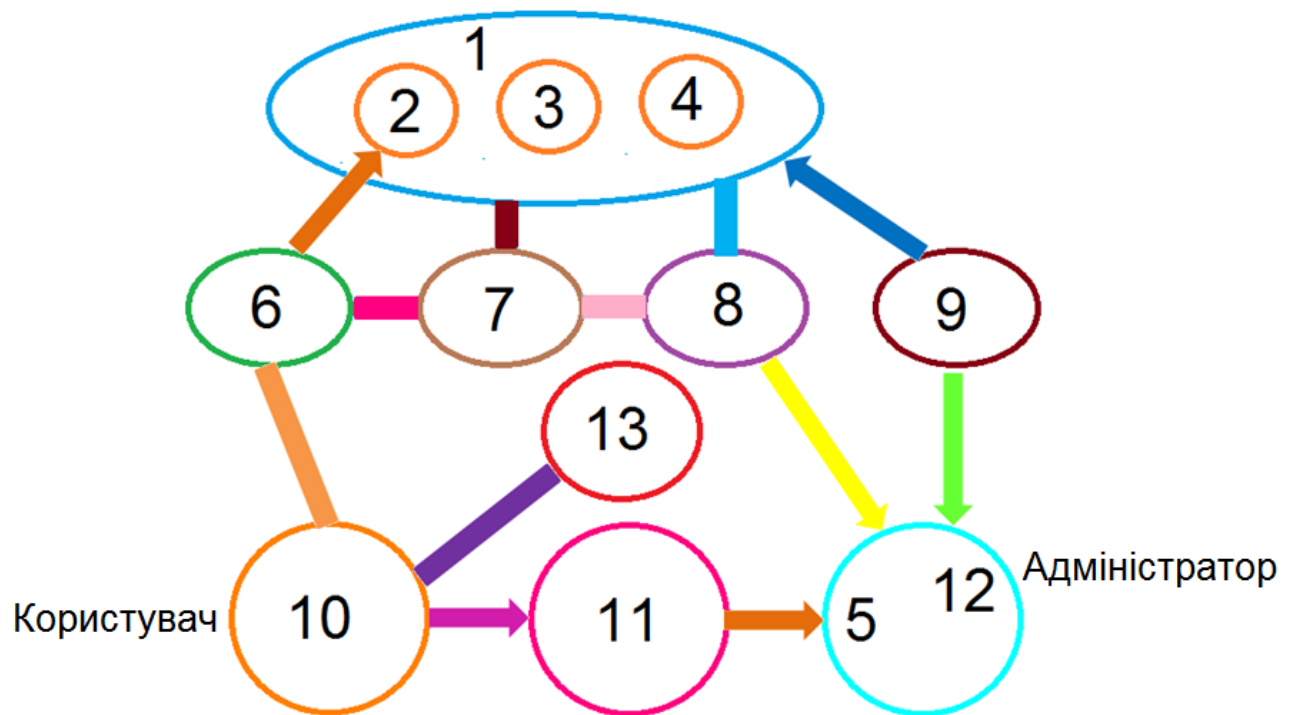


Рис. 5.3. Реалізація відкритого інтерактивного алгоритму на базі технології Mathcad Calculation Server, його функціональні зв'язки та об'єкти: 1 – відкритий інтерактивний алгоритм; 2 – частина алгоритму, що відноситься до Mathcad; 3 – текстова частина; 4 – частина пов'язана з комп'ютерними науками та Інтернет-технологіями; 5 – шаблони; 6 – Mathcad-інструменти; 7 – Mathcad-програма; 8 – Mathcad Calculation Server; 9 – пакет Microsoft Expression Web 3; 10 – персональний комп'ютер (користувач); 11 – Інтернет; 12 – віддалений сервер (адміністратор); 13 – програма індивідуального користувача [243]

5.2. Створення та використання «хмарних» функцій з розрахунку теплофізичних властивостей робочих тіл

В більшості випадків математичне моделювання теплоенергетичних процесів потребує визначення термодинамічних та фізичних властивостей робочих тіл, що використовуються у процесах передачі та перетворення енергії. Зважаючи на широкий вибір робочих тіл та необхідність багатоваріантного

аналізу, сьогодні вже непрактично, нереально та ненадійно використовувати дані з теплофізичних властивостей теплоносіїв у вигляді таблиць та графіків. Зараз пропонується доволі широкий набір комп'ютерних програм з розрахунку властивостей робочих тіл (наприклад, REFPROP, ChemCad, Thermo-Calc тощо). Але, знову ж таки, ці програми мають доволі вузькі можливості їх інтеграції з іншими програмними пакетами, де власне і виконується моделювання теплоенергетичних процесів. Крім того, такі програмні пакети потребують додаткової інсталяції на персональному комп'ютері, постійно поновлюються, що змушує користувача слідкувати за цим, а також потребують фінансові затрати на придбання.

В роботі удосконалено метод із визначення теплофізичних властивостей робочих тіл на основі табличних даних за допомогою подвійної сплайнової інтерполяції з урахуванням ліній розривів та зламів функціональних залежностей, що дозволило створити як прямі, так і зворотні функції для моделювання теплофізичних властивостей робочих тіл [244].

Для прикладу, нижче наведена реалізація даного методу із використанням програми Mathcad. При цьому, ставиться задача створити функції таким чином, щоб, можна було б у повній мірі використовувати вбудовані в Mathcad оператори та математичні методи.

В даному випадку виникає задача апроксимації табличних даних неперервною функцією. Залежно від специфіки задачі дана функція може відповідати різним вимогам:

- вона повинна проходити через точки, які відповідають табличним значенням. В цьому випадку мова іде про інтерполяцію даних функцією у внутрішніх точках між табличними або екстраполяції за межами інтервалу табличних значень;
- функція повинна деяким чином наближатися до табличних значень, не обов'язково проходячи через їх – задача регресії, яку у багатьох випадках також можна назвати згладжуванням даних;

- функція повинна наближати табличні дані, враховуючи до того ж, що ці дані отримані з деякою похибкою. При цьому функція за допомогою того або іншого алгоритму зменшує похибку, яка присутня в табличних даних. Такого типу задачі називають задачами фільтрації. Згладжування - окремий випадок фільтрації.

Процес створення даних з теплофізичних властивостей робочого тіла відбувається таким чином: створюється так звана скелетна таблиця шляхом проведення експериментальних вимірів різними фізичними методами на експериментальних стендах, а потім за цими дискретними табличними даними різними математичними методами генерується функція або набір функцій для різних областей з правилами їх застосування та оцінкою похибок для використання, у першу чергу, у комп'ютерних програмах – це і називається формуляції. Але при цьому, як і раніше, в програмних продуктах або паперових довідниках часто публікуються тільки таблиці.

Виходячи із специфіки даної задачі, для створення функцій з розрахунку теплофізичних властивостей робочих тіл в роботі запропоновано використовувати інтерполяцію. В цьому випадку значення створеної функції проходять через відомі табличні значення. В програму Mathcad вбудовані потужні і зручні засоби інтерполяції.

При створенні функцій на основі табличних даних можна охопити тільки деяку певну обмежену область. Тому задачу пропонується поставити і вирішити таким чином, щоб при необхідності можна було розширювати діапазон розрахунків створеної функції шляхом додаткового введення табличних даних.

Для створення бази табличних даних використано програму REFPROP. Зручність застосування цієї програми полягає в тому, що в ній, зокрема, передбачені оператори зі зміни кроку дискретних табличних даних та кількості знаків після коми.

Отже, для рідини та пари на лінії насичення робочого тіла функції з теплофізичних параметрів залежать від однієї змінної. При допомозі програми

REFPROP формуються таблиці з базовими точками, в яких такі властивості відомі (рис. 5.4). Із сформованої таблиці вихідних даних шляхом копіювання та вставки переносяться в програму MathCad табличні значення аргументу та функції та створюється відповідна функція.

Наприклад, на рис. 5.5 показана MathCad-програма для створення функції з визначення температури рідкого фреону R410a від тиску на лінії насичення. Для зручності, пропонується таке позначення R410aTSLP. Перші п'ять букв визначають вид робочого тіла (R410a). Шоста буква позначає параметр, який визначається (в даному випадку це температура T). Наступні дві букви (SL) означають, що це функція для визначення параметра рідини на лінії насичення (saturated liquid). Остання буква позначає аргумент, від якого визначається температура - в даному випадку це тиск. Цей аргумент продубльований в дужках за ім'ям функції.

	Temperature (K)	Liquid Phase Pressure (MPa)	Vapor Phase Pressure (MPa)	Liquid Phase Density (kg/m³)	Vapor Phase Density (kg/m³)	Liquid Phase Volume (m³/kg)	Vapor Phase Volume (m³/kg)	Liquid Phase Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Phase Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Phase Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Phase Entropy (kJ/kg-K)
1	250.00	0.35529	0.35407	1256.2	13.721	0.00079604	0.072880	165.91	412.76	0.87106	1.8587
2	251.00	0.36924	0.36798	1252.7	14.242	0.00079827	0.070215	167.35	413.19	0.87673	1.8564
3	252.00	0.38361	0.38230	1249.2	14.779	0.00080052	0.067666	168.78	413.61	0.88240	1.8541
4	253.00	0.39840	0.39705	1245.7	15.331	0.00080279	0.065227	170.22	414.02	0.88806	1.8519
5	254.00	0.41363	0.41223	1242.1	15.900	0.00080509	0.062892	171.66	414.43	0.89370	1.8497
6	255.00	0.42930	0.42785	1238.5	16.486	0.00080741	0.060657	173.11	414.84	0.89933	1.8475
7	256.00	0.44542	0.44392	1234.9	17.089	0.00080976	0.058517	174.56	415.24	0.90495	1.8453
8	257.00	0.46200	0.46044	1231.3	17.710	0.00081213	0.056465	176.01	415.64	0.91056	1.8431
9	258.00	0.47905	0.47744	1227.7	18.349	0.00081454	0.054499	177.47	416.03	0.91616	1.8410
10	259.00	0.49657	0.49490	1224.0	19.006	0.00081696	0.052614	178.93	416.42	0.92175	1.8389
11	260.00	0.51458	0.51285	1220.4	19.683	0.00081942	0.050806	180.39	416.80	0.92734	1.8368
12	261.00	0.53308	0.53130	1216.7	20.378	0.00082191	0.049072	181.86	417.18	0.93291	1.8347
13	262.00	0.55209	0.55024	1213.0	21.094	0.00082442	0.047407	183.33	417.55	0.93847	1.8326
14	263.00	0.57160	0.56969	1209.2	21.830	0.00082697	0.045808	184.80	417.91	0.94403	1.8306
15	264.00	0.59164	0.58966	1205.5	22.587	0.00082955	0.044273	186.28	418.27	0.94957	1.8285
16	265.00	0.61221	0.61016	1201.7	23.365	0.00083215	0.042798	187.76	418.63	0.95511	1.8265
17	266.00	0.63331	0.63120	1197.9	24.166	0.00083480	0.041381	189.25	418.98	0.96064	1.8245
18	267.00	0.65496	0.65278	1194.1	24.988	0.00083747	0.040019	190.74	419.32	0.96616	1.8225
19	268.00	0.67717	0.67491	1190.2	25.834	0.00084018	0.038709	192.23	419.66	0.97168	1.8205
20	269.00	0.69994	0.69761	1186.3	26.703	0.00084292	0.037449	193.73	419.99	0.97719	1.8185
21	270.00	0.72329	0.72089	1182.4	27.597	0.00084571	0.036236	195.24	420.32	0.98270	1.8165

Рис. 5.4. Вихідна таблиця з базовими точками теплофізичних властивостей холодоагенту R410a на лініях насичення (дані сформована при допомозі програми REFPROP)

Тут необхідно відзначити, що фреон R410a – зетропний холодоагент. Це робоче тіло є сумішшю декількох компонентів, температури на лінії насичення яких при заданому тиску різні. Тому, при кипінні фреону R410a спочатку випаровується більш легка фракція, яка має нижчу температуру кипіння, і в останню чергу – той компонент, який має більш вищу температуру кипіння при заданому тиску. З цієї причини температури відповідно рідини і сухої пари R410a – різні. Різними будуть і функції з визначенням властивостей цього фреону на лініях насичення. Наприклад, для визначення температури сухої пари при заданому тиску була створена функція R410aTSVP, яка відрізняється від функції R410aTSLP тим, що в позначенні замість букви L стоїть буква V. Тут словосполучення SV вказує, що визначається параметр пари на лінії насичення (saturated vapor).

Також на рис. 5.5 показані результати тестування сформованої функції при проміжних значеннях аргументу.

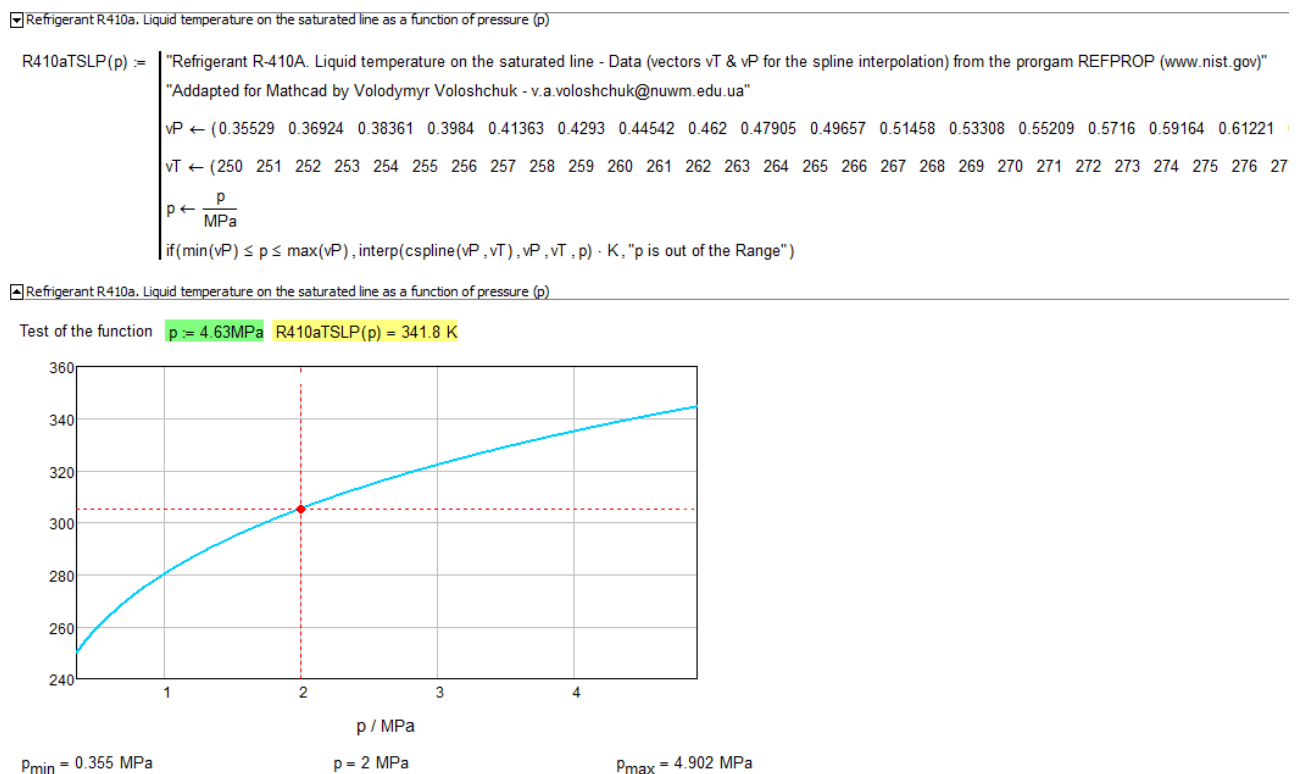


Рис. 5.5. MathCad-програма для створення функції для визначення температури рідкого фреону R410a від тиску на лінії насичення

Аналогічно, як на рис. 5.5, можна створити і інші функції однієї змінної, в тому числі і обернені. В останньому випадку, наприклад, при створенні функції з визначення тиску рідкого холодоагенту R410a на лінії насичення в залежності від температури, аргументом буде температура, а функція – тиск.

В однофазній області властивості робочих тіл залежать від двох параметрів. Причому, якщо стоїть задача пошуку єдиної функції як для області рідини, так і для області перегрітої пари, то необхідно мати на увазі, що ці області при докритичних параметрах розділені областю насичення із лініями зламу.

На рис. 5.6 показаний фрагмент створення в пакеті Mathcad функції з визначення питомої ентропії холодоагенту R410a в однофазній області в залежності від тиску і температури. Ця функція створюється як програмний блок.

Саму функцію можна назвати по-різному. Для зручності, як у попередньому випадку, запропоновано ввести позначення R410aSPT. Перші п'ять букв позначають вид робочого тіла (R410a). Шоста буква позначає параметр, який визначається (в даному випадку це питома ентропія s). Останні дві букви позначають параметри, по яким визначається питома ентропія – це тиск p і температура T . Ці параметри (аргументи функції) продубльовані в дужках за ім'ям функції.

Як видно з рис. 5.6, аргументи функції спочатку позбавляються розмірностей – без цього реалізація інтерполяції в Mathcad 15 неможлива (вона можлива в середовищі Mathcad Prime). Потім передбачений контроль можливого виходу аргументів p і T за межі введених табличних даних. Далі запропоновано вводити таблицю вихідних значень теплофізичних властивостей (в даному випадку питомої ентропії) в залежності від аргументів. Аргументи функції, в даному випадку тиск p і температура T , для зручності, знаходяться відповідно в першому рядку і першому стовпці таблиці так, як це робиться в паперових варіантах. Таким чином, користувач наочно бачить вихідні дані, які використовуються для розрахунку.

На рис. 5.6 введена таблиця відповідає однофазній рідкої області робочого тіла. При виході тиску і температури за певні межі деякі табличні значення вже не обчислюються. Але для реалізації інтерполяції інструментами, вбудованими як в Mathcad так і в інші комп'ютерні пакети, необхідно, щоб вся таблиця була заповнена. Тому вихідну таблицю даних пропонується заповнити повністю шляхом введення фіктивних значень. Для цього можна скористатися екстраполяцією, щоб при необхідності здійснення пошуку рішення ітеративними методами мати можливість відключити перевірку на діапазон і отримувати математично коректні значення властивостей за межами вихідних даних. Область фіктивних значень таблиці виділена межею.

R410aSPT(p, T) :=		"Удельная энтропия фреона-R410a в однофазной области"									
		$p \leftarrow \frac{p}{\text{MPa}}$									
		$T \leftarrow \frac{T}{\text{K}}$									
		errlog("Давление низкое") if $p < 0.35407$									
		errlog("Давление высокое") if $p > 4.4559$									
		errlog("Температура низкая") if $T < 250$									
		errlog("Температура высокая") if $T > 450$									
$M_1 \leftarrow$		0	0.35529	0.4293	0.51458	0.61221	0.72329	0.84899	0.99052	...	4.4559
		250	0.87106	0.87089	0.8707	0.87048	0.87023	0.86995	0.86964	...	0.86223
		255	0.89949957	0.89933	0.89913	0.8989	0.89864	0.89834	0.89801	...	0.8902
		260	0.927741265	0.927566958	0.92734	0.92709	0.92681	0.9265	0.92614	...	0.91788
		265	0.955940241	0.955672495	0.955395676	0.95511	0.95481	0.95448	0.9541	...	0.94532
		270	0.984045449	0.983729013	0.9833975	0.983054242	0.9827	0.98233	0.98193	...	0.97255
		275	1.011405666	1.011228201	1.011014301	1.010758694	1.010456155	1.0101	1.0097	...	0.99963
		:	:	:	:	:	:	:	:	...	:
		340	4.350692362	4.220725982	4.07578784	3.916082214	3.742284594	3.555521857	3.357479135	...	1.4042

Рис. 5.6. Фрагмент програми зі створення функції для визначення ентропії фреону R410a в однофазній рідкій області в залежності від тиску (перший рядок) і температури (перший стовпчик)

Аналогічно створюється таблиця для однофазної газоподібної області робочого тіла (рис. 5.7). Для зручності можуть окремо вводитися матриці з властивостями робочого тіла в однофазній області, де немає лінії фазового переходу. Така матриця відповідає, наприклад, однофазній області при надкритичних параметрах. У цьому випадку вся матриця буде заповнена

повністю, і не потрібно поміщати в неї фіктивні значення. Загалом можна ввести кілька матриць, кожна з яких відповідає певному діапазону аргументів.

	0	0.35407	0.42785	0.51285	0.61016	0.72089	0.84619	...	4.4501	
$M_2 \leftarrow$	250	1.8587	1.8272357782	1.7964381364	1.7624933563	1.715749281	1.6688919339	...	-34.1571018041	фіктивні значення
	255	1.8773	1.8475	1.8169345341	1.7847773425	1.7451246405	1.7030525336	...	-29.1273865335	
	260	1.8951	1.8664	1.8368	1.8061193356	1.7713898562	1.7334262668	...	-24.5939886598	
	265	1.9121	1.8843	1.8559	1.8265	1.795022464	1.7605105067	...	-20.5309572165	
	270	1.9287	1.9015	1.8741	1.8459	1.8165	1.7848026267	...	-16.9123412371	
	275	1.9448	1.9181	1.8914	1.8643	1.8363	1.8068	...	-13.7121897552	
	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	
	340	2.1312	2.1076	2.0847	2.0622	2.0402	2.0185	...	1.6172	

Рис. 5.7. Фрагмент матриці із значеннями ентропії в однофазній газоподібній області фреону R410a в залежності від тиску (перший рядок) і температури (перший стовчик)

Наступним пропонованим кроком є виділення тієї матриці, в область якої входять введені аргументи функції. На рис. 5.8 показано, що для введених трьох матриць відповідають три різних області зміни аргументів. Перша

```

M ← M1 if R410aTSLP(pMPa) > TK
M ← M2 if 340K > TK > R410aTSVP(pMPa)
M ← M3 if TK ≥ 340K
error("Точка находится в области насыщения") otherwise

```

Рис. 5.8. Фрагмент програми зі створення функції для визначення ентропії фреону R410a в однофазної області

матриця M_1 відповідає однофазній рідкій області нижче критичного тиску - тому для неї потрібно передбачити діапазон тих аргументів, які відповідають цій області. У даному випадку необхідно окремо вказати, що матрицю M_1 можна використовувати для температур, значення яких менше

температури насичення рідкого фреону при даному тиску. Для цього використовується створена функція R410aTSLP: температура (буква T в назві) рідкого фреону на лінії насичення (букви SL - saturation liquid) від тиску (буква P). Права межа (250 K) можливих значень температур вже визначена раніше створеною програмою (див. рис. 5.6), так само як і область зміни тиску, тому немає необхідності тут їх іще раз вказувати.

Матриці M_2 відповідає однофазна газова область нижче критичного тиску. В даному випадку її значення можна використовувати для значень температур, які менше 340 К, і більше температури пари на лінії насичення при заданому тиску. Ліву область температур можна розширювати до критичної точки. Але тут потрібно сказати, що при наближенні до критичних параметрів функція змінюється з більшим градієнтом. Тому в білякритичних областях краще вводити окрему матрицю з більш дрібним кроком.

Матриці M_3 відповідає вже однофазна газова область вище температури 340 К, але нижче критичної позначки. У цій матриці немає лінії фазового переходу. Матриці M_2 і M_3 межують між собою вздовж ізотерми $T=340$ К. Межа розділу повинна бути включена в одну з них. В даному випадку ця ізотерма входить в область даних матриці M_3 .

Якщо температура T не входить в обумовлені області, то вона може належати стану робочого тіла на лінії насичення або області вологої насиченої пари. В цьому випадку в програмі зі створення функції R410aSPT (p, T) передбачено виведення повідомлення про помилку «Точка знаходиться в області насичення» (рис. 5.8) за допомогою вбудованої функції error (S), де S - текст повідомлення помилки. Використання такого оператора дозволяє виводити текст S при спробі визначення значення функції для температури T, що потрапляє на лінію насичення або в область вологої насиченої пари.

Наступний фрагмент програми зі створення функції для визначення ентропії фреону R410a в однофазній області показаний на рис. 5.9. За допомогою вбудованої функції submatrix з обраної матриці M вилучається перший рядок (вектор тисків p') і перший стовпчик (вектор температур T'). При цьому вектор тисків за допомогою оператора транспонування переводиться в стовпчик. Далі функцією submatrix формується матриця s' – вміст значень ентропії робочого тіла, в якій за допомогою операції транспонування стовпчики вихідної матриці перетворюються в рядки, а рядки - в стовпчики. Програма налаштована на те, що вбудована системна змінна ORIGIN дорівнює нулю – нумерація елементів векторів і матриць починається з нуля.

```

p' ← submatrix(M, ORIGIN, ORIGIN, ORIGIN + 1, cols(M) - 1)T
T' ← submatrix(M, ORIGIN + 1, rows(M) - 1, ORIGIN, ORIGIN)
s' ← submatrix(M, ORIGIN + 1, rows(M) - 1, ORIGIN + 1, cols(M) - 1)T
for i ∈ 0.. cols(s) - 1
  s"i ← interp(cspline(p', s'(i)), p', s'(i), p)
interp(cspline(T', s"), T', s", T)  $\frac{10^3 \text{J}}{\text{kgK}}$ 

```

Рис. 5.9. Фрагмент програми зі створення функції для визначення ентропії фреону R410a в однофазній області

У програмі, наведеній на рис. 5.9, використовується метод подвійний сплайн-інтерполяції. Спочатку по стовпцях матриці ентропії s' сплайн-інтерполяцією формується додатковий стовпчик (вектор s'') по заданому тиску p . Цій колонці відповідають значення температури, зафіксовані в матриці T' . Далі сплайн-інтерполяцією знаходиться потрібне значення ентропії вже по

температурі, яка відсутня у векторі температур T' .

У програму Mathcad закладений також оператор двовимірної сплайн-інтерполяції, за допомогою якого також можна створювати функцію двох аргументів. Але тут існує одне важливе обмеження, пов'язане з можливістю інтерполяції тільки квадратних масивів даних. Пропонований метод подвійної сплайн-інтерполяції не має такого обмеження – він може застосовуватися і для прямокутних таблиць даних.

Останнім оператором програми-функції, показаної на рис. 5.9, відповіді присвоюється потрібна одиниця виміру ентропії $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$.

При допомозі створеної функції двох аргументів в середовищі Mathcad побудовані sp - і sT -діаграми (рис. 5.10). На цих діаграмах різним фоном виділені три області табличних значень, які знаходяться відповідно в матрицях M_1 , M_2 , M_3 .

В роботі розроблено та апробовано метод до створення обернених функцій з властивостей робочих тіл в однофазній області.

Якщо відомо аналітичний вираз деякої функції і достовірно відомо, що в деякій області для неї існує обернена функція, то можна знайти аналітичний вираз і для оберненої функції. У пакеті Mathcad вбудовані засоби розв'язку рівнянь та пошуку нулів функцій, які також дозволяють створювати обернені

функції на основі прямих. При цьому використовують різні математичні методи: половинного поділу, січних, Ньютона, тощо.

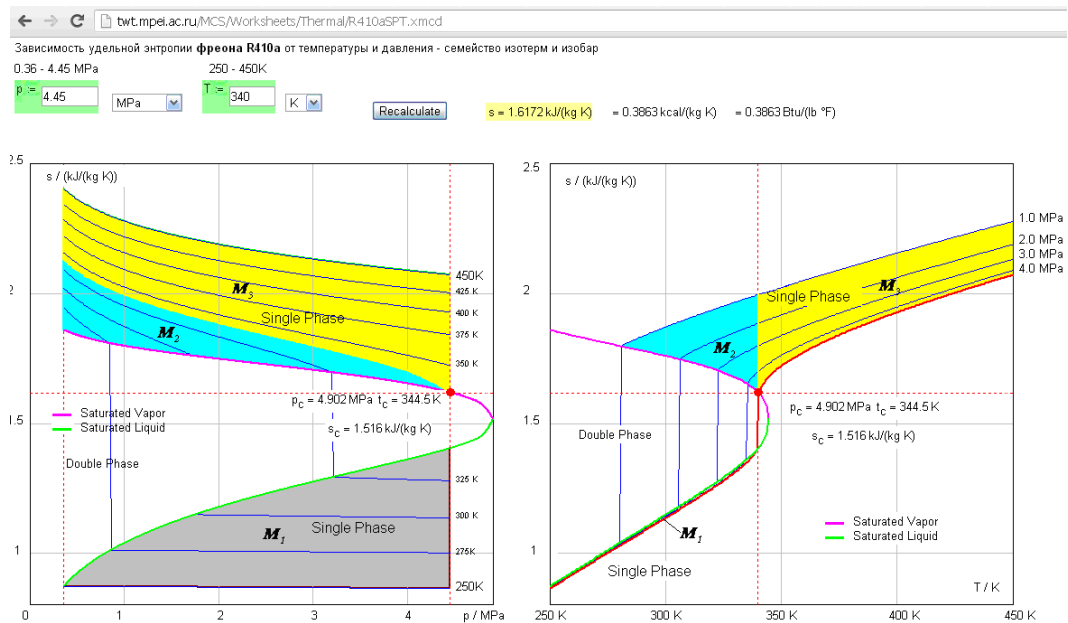


Рис. 5.10. Графічне зображення створеної функції питомої ентропії фреону R410a в однофазній області в sp - і sT -діаграмах (копія інтернет-сторінки)

В роботі, для створення обернених функцій, запропоновано використати той самий метод подвійної сплайн-інтерполяції, що і при створенні прямих функцій.

Спочатку аргументи функції перетворюються до безрозмірного вигляду. Після цього є можливість визначити перевірку виходу аргументів за межі матриць, які визначають вихідні табличні дані.

В даному випадку є три матриці, області даних яких графічно зображені на рис. 5.10. Для зручності тут передбачено об'єднання матриць M_2 , M_3 , оскільки вони належать до однієї області (див. рис. 5.11).

```

R410aTPS(p, s) := "Температура фреона-R410a в зависимости от давления и температуры"
p ←  $\frac{p}{\text{MPa}}$ 
s ←  $\frac{s}{\frac{10^3 \text{J}}{\text{kgK}}}$ 
error("Давление низкое") if p < 0.3552879
error("Давление высокое") if p > 0.61221
error("Энтропия низкая") if s < 0.86223
error("Энтропия высокая") if s > 2.4024

(
0 0.35529 0.4293 0.51458 0.61221 s"0
250 0.87106 0.87089 0.8707 0.87048
255 0.89949957 0.89933 0.89913 0.8989
260 0.927741265 0.927556958 0.92734 0.92709
265 0.955940241 0.955672495 0.955395676 0.95511
270 0.984045449 0.983729013 0.9833975 0.983054242
275 1.011405666 1.011228201 1.011014301 1.010758694
280 1.03953457 1.039315248 1.039055235 1.038749549
285 1.072145748 1.070990114 1.069811019 1.068644378
290 1.095973754 1.095681097 1.095342267 1.094952795
295 1.123958502 1.123747759 1.123486042 1.123164305
300 1.162516546 1.161149364 1.159672418 1.15810482
305 1.1831027 1.182814757 1.182466966 1.182049007
)

M1 ←

-----

M2 ← (
290 1.991 1.9655 1.9403 1.9152
295 2.0058 1.9807 1.9558 1.9311
)

-----

M3 ← (
390 2.259 2.2362 2.2142 2.1928
395 2.2714 2.2486 2.2266 2.2053
)

-----

M2 ← stack(M2, submatrix(M3, ORIGIN + 2, rows(M3) - 1, ORIGIN, cols(M3) - 1))

```

Рис. 5.11. Фрагмент програми зі створення зворотної функції для визначення температури фреону R410a в залежності від тиску і питомої ентропії

Наступна частина програми визначає матрицю, в яку входять введені аргументи. Якщо це однофазна область рідини, то питома ентропія, яка виступає в даному випадку аргументом, повинна бути менше питомої ентропії рідкого фреону на лінії насичення при заданому тиску. Для визначення питомої ентропії на лінії насичення використовуються дві створені функції одного аргументу. Спочатку по тиску визначається температура рідини на лінії насичення з використанням функції R410aTSLP (p), а потім по цій же

температурі за допомогою функції $R410aSSLT(T)$ визначається питома ентропія на лінії насичення.

Однофазну область рідкого холодоагенту визначає матриця M_1 (див. рис. 5.10). За допомогою оператора функції `submatrix`, аналогічно, як і при створенні функції $R410aSPT(p, T)$, створюються матриця тисків p' , яка переводиться у стовчик, матриця температур T' і матриця значень питомої ентропії, в якій знову ж за допомогою операції транспонування стовчики перетворюються в рядки, а рядки - в стовпчики (рис. 5.12).

Далі, використовуючи стовпчики матриці питомої ентропії s' сплайн-інтерполяцією формується додатковий стовпчик (вектор s'') по заданому тиску p . Цій колонці відповідають значення температури, зафіксовані в матриці T' .

В даному випадку на відміну від попереднього прикладу (див. рис. 5.9), вектором вихідних даних для другої сплайн-інтерполяції виступає питома ентропія. Інтерпольоване значення температури визначається за векторами вихідних даних s'' , T' , при заданому значенні питомої ентропії s .

```

if  $s \frac{10^3 \text{J}}{\text{kgK}} < R410aSSLT(R410aTSLP(p \text{ MPa}))$ 
   $M \leftarrow M_1$ 
   $p' \leftarrow \text{submatrix}(M, \text{ORIGIN}, \text{ORIGIN}, \text{ORIGIN} + 1, \text{cols}(M) - 1)^T$ 
   $T' \leftarrow \text{submatrix}(M, \text{ORIGIN} + 1, \text{rows}(M) - 1, \text{ORIGIN}, \text{ORIGIN})$ 
   $s' \leftarrow \text{submatrix}(M, \text{ORIGIN} + 1, \text{rows}(M) - 1, \text{ORIGIN} + 1, \text{cols}(M) - 1)^T$ 
  for  $i \in 0.. \text{cols}(s) - 1$ 
     $s''_i \leftarrow \text{interp}(\text{cspline}(p', s^{(i)}, p', s^{(i)}, p))$ 
   $R410aTPS \leftarrow \text{"out of range"}$  if  $s < s''_0$ 
   $R410aTPS \leftarrow \text{interp}(\text{cspline}(s'', T'), s'', T', s) \text{ K}$  otherwise

```

Рис. 5.12. Фрагмент програми зі створення зворотної функції для визначення температури фреону R410a в однофазній області рідини

інтерполяцією, а екстраполяцією.

Останнім оператором програми-функції, показаної на рис. 5.12, додається потрібна одиниця температури K.

На рис. 5.12 передбачений ще один контроль. Значення другого аргументу, а саме питомої ентропії s , при заданому першому аргументі – тиску p , також не повинно виходити за межі створеного вектора s'' , а саме бути більше першого елемента матриці s'' . Якщо не передбачити цю перевірку, то функція видасть значення температури, визначеною не

```

if  $s \frac{10^3 \text{ J}}{\text{kg K}} > \text{R410aSSVT}(\text{R410aTSVP}(p \text{ MPa}))$ 
  M ← M2
  p' ← submatrix(M, ORIGIN, ORIGIN, ORIGIN + 1, cols(M) - 1)T
  T' ← submatrix(M, ORIGIN + 1, rows(M) - 1, ORIGIN, ORIGIN)
  s' ← submatrix(M, ORIGIN + 1, rows(M) - 1, ORIGIN + 1, cols(M) - 1)T
  for i ∈ 0 .. cols(s) - 1
    si ← interp(cspline(p', s{i}), p', s{i}, p)
  R410aTPS ← "out of range" if s > s"rows(s)-1
  R410aTPS ← interp(cspline(s", T), s", T', s) K otherwise

```

Рис. 5.13. Фрагмент програми зі створення зворотної функції для визначення температури в однофазній області газоподібного фреону R410a

На рис. 5.13 показаний аналогічний фрагмент програми для створення функції з визначення температури в однофазній області газоподібного фреону R410a.

У запропонованій оберненій функції R410aTPS(p, s) також передбачено визначення температури в області вологої насиченої пари. Для цього використовується лінійна інтерполяція (рис. 5.14).

$$\text{R410aTPS} \leftarrow \left[\text{R410aTSLP}(p \text{ MPa}) + \frac{s \frac{10^3 \text{ J}}{\text{kg K}} - \text{R410aSSLT}(\text{R410aTSLP}(p \text{ MPa}))}{\text{R410aSSVT}(\text{R410aTSVP}(p \text{ MPa})) - \text{R410aSSLT}(\text{R410aTSLP}(p \text{ MPa}))} (\text{R410aTSVP}(p \text{ MPa}) - \text{R410aTSLP}(p \text{ MPa})) \right] \text{ otherwise}$$

Рис. 5.14. Фрагмент програми зі створення оберненої функції для визначення температури в області вологої насиченої пари фреону R410a

Крім наведеного вище методу [244] створення функцій із визначення теплофізичних властивостей робочих тіл, у роботі, у зв'язку з тим, що зараз практично всі комп'ютери та інші мобільні засоби зв'язку мають постійний швидкісний вихід в Інтернет, запропоновано нову технологію використання цих функцій, яка базується не тільки на їх завантаженні в персональний комп'ютер, але і на інтерактивний розрахунок, а також реалізації процедури посилання (reference) на «хмарні» ресурси, що розміщуються в Інтернеті.

На рис. 5.15 – 5.17 показано приклади Інтернет-сторінок, які пропонують базу даних із теплофізичних властивостей робочих тіл. Дана база даних якраз і

передбачає такі технології: інтерактивний розрахунок, завантаження функції у вигляді файлу та Інтернет-посилання на «хмарну» функцію.

Web-version of the reference book
Thermophysical properties of thermal power engineering working substances
 Alexandrov A.A., Orlov K.A., [Ochkov V.F.](#)
 About this reference book >>>

Functions defined for all regions, described in [IAPWS-IF97](#) (Remark. Without link - in construction):

- Function **wspHPT** (p, T) : Specific enthalpy (h) water and steam as function of pressure (p) and temperature (T) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
 - function **wspH1PT** (p, T) : same but only in region 1 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#) (download [SMath Studio](#))
 - function **wspH2PT** (p, T) : same but only in region 2 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
 - function **wspH3PT** (r, T) : specific enthalpy (h) as function of density (r) and temperature (T) in region 3 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
 - function **wspH5PT** (p, T) : same but only in region 5 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
- Function **wspSPT** (p, T) : Specific entropy (S) water and steam as function of pressure (p) and temperature (T) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
 - function **wspS1PT** (p, T) : same but only in region 1 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
 - function **wspS2PT** (p, T) : same but only in region 2 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
 - function **wspS3PT** (r, T) : specific enthalpy (h) as function of density (r) and temperature (T) in region 3 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
 - function **wspS5PT** (p, T) : same but only in region 5 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
- Function **wspVPT** (p, T) : Specific volume (V) water and steam as function of pressure (p) and temperature (T) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
 - function **wspV1PT** (p, T) : same but only in region 1 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
 - function **wspV2PT** (p, T) : same but only in region 2 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
 - function **wspV3PT** (r, T) : specific enthalpy (h) as function of density (r) and temperature (T) in region 3 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
 - function **wspV5PT** (p, T) : same but only in region 5 formulation IAPWS-IF97 [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
- Function **wspDPT** (p, T) : Density (D) water and steam as function of pressure (p) and temperature (T) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
- Function **wspTPT** (p, s) : Temperature (T) water and steam as function of pressure (p) and specific entropy (s) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
- Function **wspTPH** (p, h) : Temperature (T) water and steam as function of pressure (p) and specific enthalpy (h) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
- Function **wspDYNVISC** (T, D) : Dynamic viscosity (DYNVISC) water and steam as function of temperature (T) and density (D) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
- Function **wspHSWT** (T) : Specific enthalpy (H) at saturated line (S) of water (W) as function temperature (T) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
- Function **wspHSST** (T) : Specific enthalpy (H) at saturated line (S) of steam (S) as function temperature (T) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
- Function **wspSSWT** (T) : Specific entropy (S) at saturated line (S) of water (W) as function temperature (T) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)
- Function **wspSSST** (T) : Specific entropy (S) at saturated line (S) of steam (S) as function temperature (T) [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#) | [SMath](#)

One example of work with "cloud" functions in one engineering calculation: [Mathcad 15 file](#) (picture)
 How to work with this function >>>
 Go to the back page >>>

Рис. 5.15. Інтернет-ресурс <http://twt.mpei.ac.ru/rbtp/RegionAll/eng-index.html> для інтерактивного розрахунку, завантаження та посилання на «хмарну» функцію з визначення теплофізичних властивостей води та водяної пари

Web-version of reference book
Thermophysical properties of thermal power engineering working substances
 Alexandrov A.A., Orlov K.A., [Ochkov V.F.](#)
 About this reference book >>>

Thermodynamic properties of gases

- [Mathcad Calculation Server 14 >>>](#)
- [Mathcad Application Server 11 >>>](#)
- [Mathcad-function wspgHGST](#) (gas specification, T) : gas specific enthalpy (h) as function of gas specification and temperature (T): [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
- [Mathcad-function wspgSGST](#) (gas specification, T) : gas specific entropy (s) as function of gas specification and temperature (T): [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
- [Mathcad-function wspgSGSPT](#) (gas specification, p, T) : gas specific entropy (s) as function of gas specification, pressure (p) and temperature (T): [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
- [Mathcad-function wspgTGSPS](#) (gas specification, p, s) : gas temperature (T) as function of gas specification, pressure (p) and specific entropy (s): [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)
- [Mathcad-function wspgCPGST](#) (gas specification, T) : gas isobaric heat capacity (c_p) as function of gas specification and temperature (T): [Mathcad 14/15](#) | [Mathcad Prime](#)

How to work with this function >>>
 Go to the back page >>>

Рис. 5.16. Інтернет-ресурс <http://twt.mpei.ac.ru/rbtp/Gas/> для інтерактивного розрахунку, завантаження та посилання на «хмарну» функцію з визначення теплофізичних властивостей ідеальних газів та їх сумішей

Properties of refrigerant [R410a](#)

Saturated line. On line calculation: [on temperature on pressure](#) | references on Mathcad 15 functions: [R410aPSLT\(T\)](#) [R410aPSVT\(T\)](#) [R410aTSLP\(p\)](#) [R410aTSVP\(p\)](#) [R410aDSLIT\(T\)](#) [R410aDSVT\(T\)](#) [R410aHSLT\(T\)](#) [R410aHSVT\(T\)](#) [R410aSSLT\(T\)](#) [R410aSSVT\(T\)](#) [R410aCpSLT\(T\)](#) [R410aCpSVT\(T\)](#) [R410aCvSLT\(T\)](#) [R410aCvSVT\(T\)](#) [R410aDYNVISSLT\(T\)](#) [R410aDYNVISSVT\(T\)](#) [R410aPrSLT\(T\)](#) [R410aPrSVT\(T\)](#) [R410aSURFTENSLT\(T\)](#) [R410aSURFTENSVT\(T\)](#) [R410aTHERMCONDSLIT\(T\)](#) [R410aTHERMCONDSVT\(T\)](#) [R410aWSLT\(T\)](#) [R410aWSVT\(T\)](#)

Single-phase region:

- Specific enthalpy as function of pressure and temperature: [on-line расчет](#) | reference on Mathcad 15 function [R410aHPT\(p, T\)](#)
- Specific entropy as function of pressure and temperature: [on-line расчет](#) | reference on Mathcad 15 function [R410aSPT\(p, T\)](#)
- Temperature as function of pressure and specific entropy: [on-line расчет](#) | reference on Mathcad 15 function [R410aTPS\(p, s\)](#)
- Pressure as function of temperature and specific entropy: [on-line расчет](#) | reference on Mathcad 15 function [R410aPTS\(T, s\)](#)
- Temperature as function of pressure and specific enthalpy: [on-line расчет](#) | reference on Mathcad 15 function [R410aTPH\(T, h\)](#)
- Pressure as function of temperature and specific enthalpy: [on-line расчет](#) | reference on Mathcad 15 function [R410aPTH\(p, h\)](#)
- Specific enthalpy as function of pressure and specific entropy: [on-line расчет](#) | reference on Mathcad 15 function [R410aHPS\(p, s\)](#)
- Specific entropy as function of pressure and specific enthalpy: [on-line расчет](#) | reference on Mathcad 15 function [R410aSPH\(p, h\)](#)

[Back](#)

Рис. 5.17. Інтернет-ресурс <http://twt.mpei.ac.ru/TTHB/2/R410a-eng.html> для інтерактивного розрахунку, завантаження та посилання на «хмарну» функцію з визначення теплофізичних властивостей фреону R410a

Функції для води та водяної пари (рис. 5.15) запрограмовано на основі формуляцій Міжнародної асоціації з властивостей води та водяної пари [245, 246], затверджених у 1997 р. та уточнених у 2007 р. Функції із властивостей ідеальних газів та їх сумішей (рис. 5.16) створено на основі рівнянь, запропонованих в [247].

На рис. 5.18 показана копія сторінки Інтернету для інтерактивного розрахунку і графічного зображення розрахункової точки з визначення температури холодоагенту R410a залежно від тиску і питомої ентропії за допомогою функції, що створена розробленим та реалізованим автором методом.

Запропонований ресурс дозволяє посилатися на створені «хмарні» функції або завантажувати їх на свій персональний ЕОМ для подальшого використання у розрахунках чи моделюванні [248].

Щоб використовувати технологію посилань необхідно виконати наступні операції.

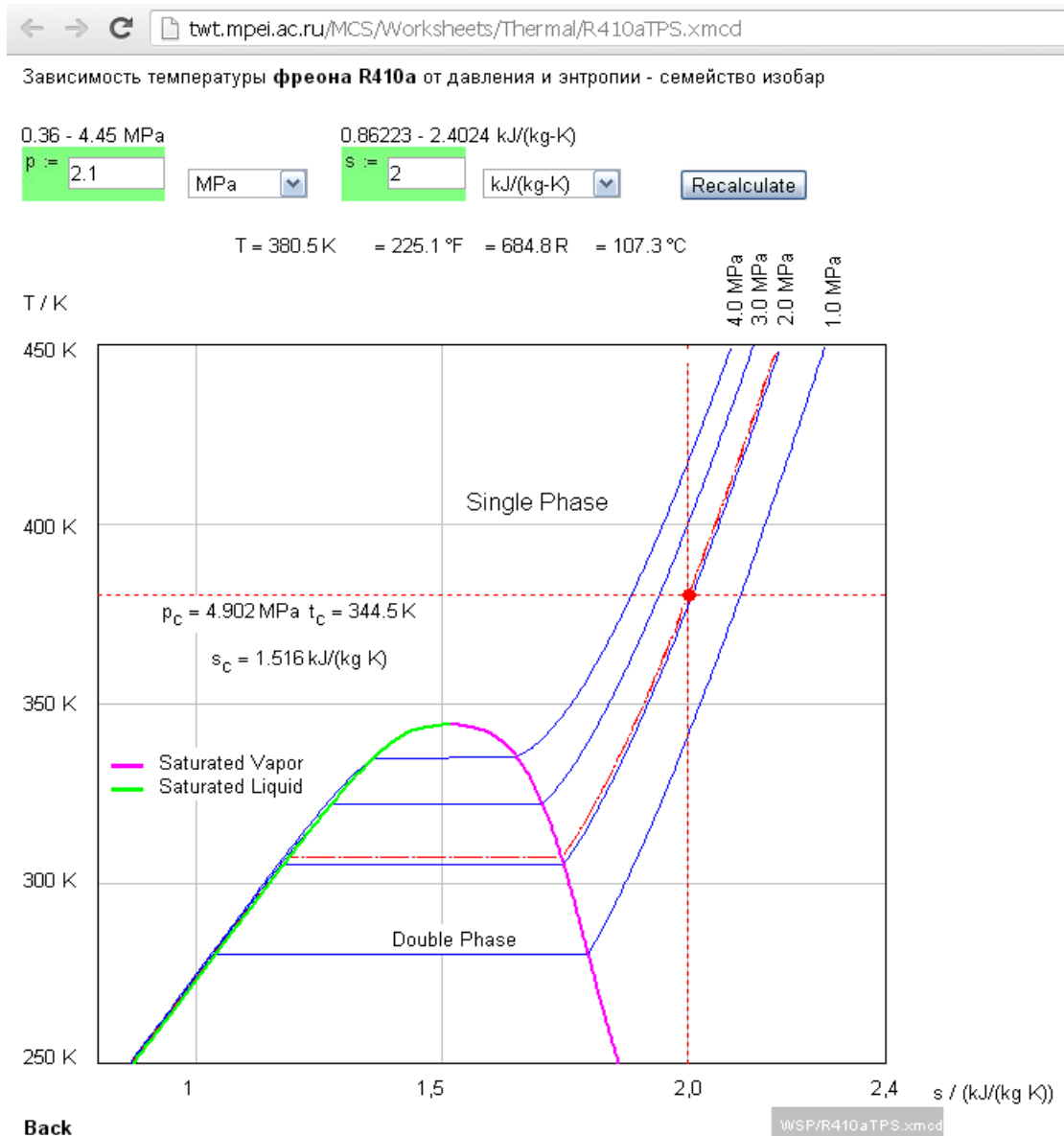


Рис. 5.18. Сторінка Інтернету для розрахунку і графічного відтворення температури холодоагенту R410a залежно від тиску і питомої ентропії

Якщо до посилання R407cHPT(p,T) (рис. 5.17) підвести курсор миші і натиснути її праву кнопку, то з'явиться діалогове вікно, де можна знайти, позицію «Властивості». Якщо натиснути на цю позицію, то відкриється ще одне діалогове вікно (рис. 5.19), де можна бачити і скопіювати в буфер обміну відповідну адресу, за якою в Інтернеті зберігається потрібна для розрахунку функція. Щоб ця функція стала видимою в розрахунку, необхідно в робочому Mathcad-документі зробити відповідне посилання на неї. Ця операція показана на рис. 5.20: в програмі Mathcad з меню «Вставка» здійснюється команда

«Посилання» і в текстову область діалогового вікна, що з'явилося, вставляється адреса, скопійована з сайту, показаного на рис. 5.19 [248].

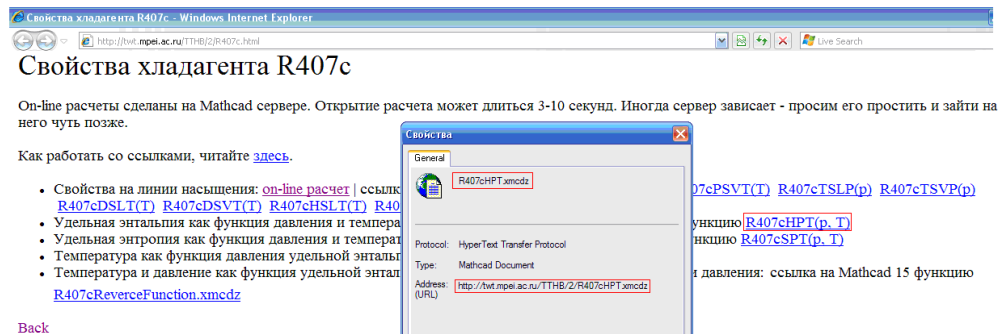


Рис. 5.19. Посилання на Інтернет-функцію R407cHPT(p, T)

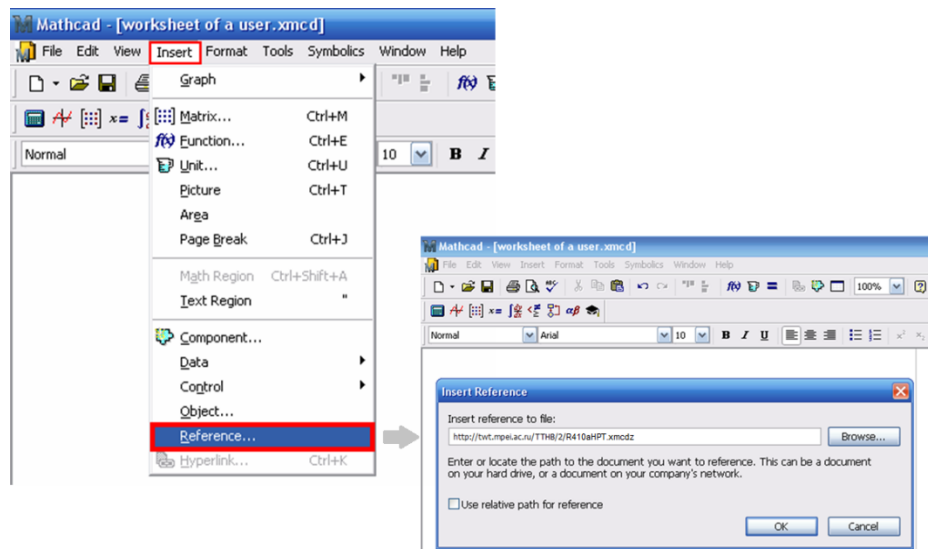


Рис. 5.20. Вставка посилання на Інтернет-функцію R407cHPT(p, T) в Mathcad-документі користувача

На рис. 5.21 показаний приклад використання створених автором функцій з визначення теплофізичних властивостей холодоагенту R410a для розрахунку в програмі Mathcad кількості теплоти $q_{1,2}$, підведеного до робочого тіла в ізобарному процесі 1-2. У даному випадку, була використана технологія «хмарних» ресурсів, що дозволяє посилатися на функції R410aHPT(p, T) і R410aTPS(p, s), які розміщені на Інтернет-сайті <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410a-eng.html> (рис. 5.17) [248].

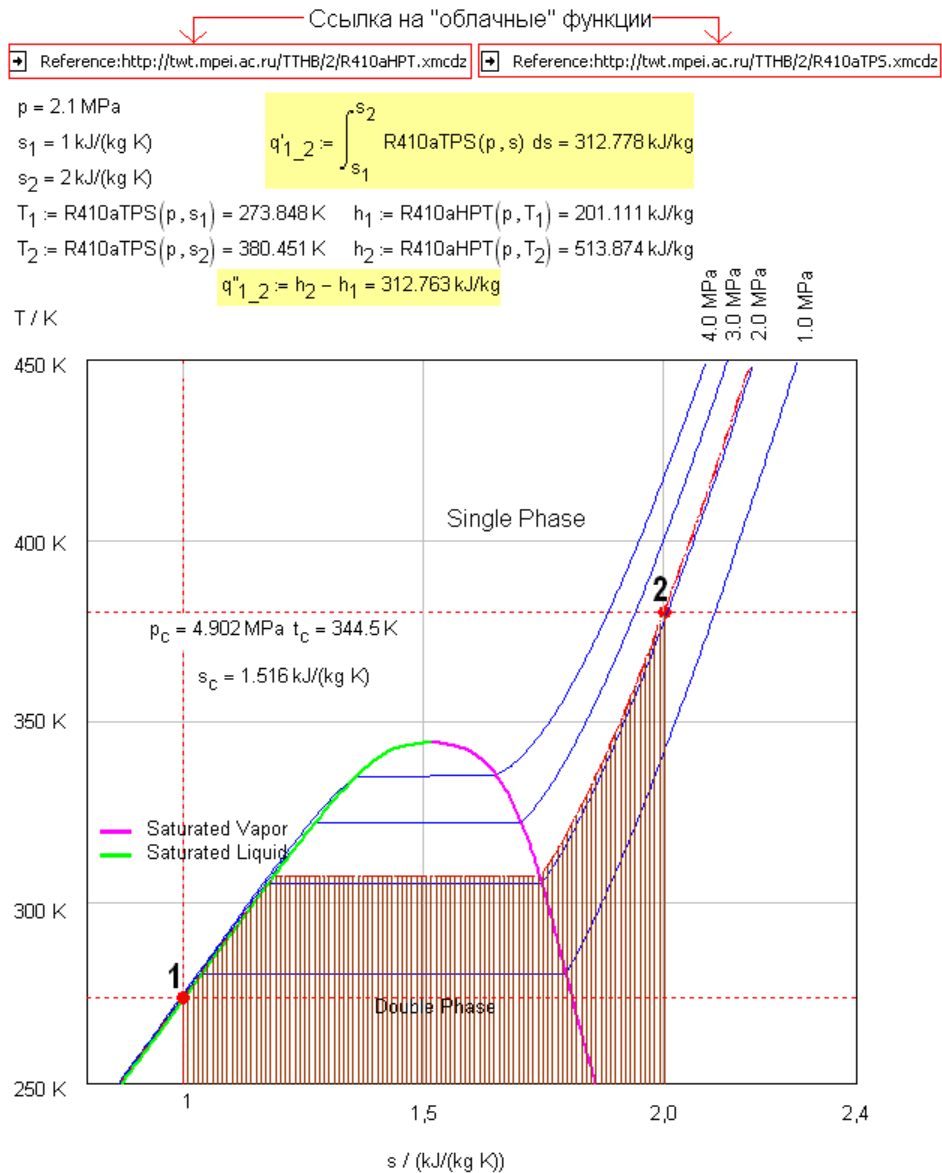


Рис. 5.21. Використання «хмарних» функцій з визначення у середовищі Mathcad теплофізичних властивостей холодоагенту R410a для розрахунку кількості теплоти, підведеної до робочого тіла в ізобарному процесі 1-2

В даному випадку, для визначення теплоти $q_{1,2}$ можна використовувати відому формулу $\int_{s_1}^{s_2} T(p, s) ds$, де $T(p, s)$ - зворотна функція $\text{R410aTPS}(p, s)$ для визначення температури (T) фреону R410a залежності від тиску (p) і питомої ентропії (s). Бачимо, що створені за запропонованою технологією функції можна безпосередньо використовувати в операціях інтегрування і

диференціювання. Це суттєво спрощує розв'язок задач моделювання теплоенергетичних установок.

Також можна скористатися окремим випадком Першого закону термодинаміки – теплота, підведена ззовні до робочого тіла в ізобарному процесі 1-2 рівна зміні його ентальпії в цьому процесі.

На рис. 5.21 також показано графічне зображення ізобарного процесу 1-2 в Ts-діаграмі. Площа заштрихованої області – кількість теплоти, підведеної в цьому процесі до фреону R410a.

На рис. 5.22 представлений реалізований в середовищі Mathcad розрахунок питомої фізичної ексергії аміаку на виході із конденсатора теплового насоса [249]. Для цього визначаються такі термодинамічні властивості аміаку як питома ентальпія, ентропія та температура при заданих параметрах навколишнього середовища та виході робочого тіла із конденсатора за допомогою посилань на відповідні «хмарні» функції.

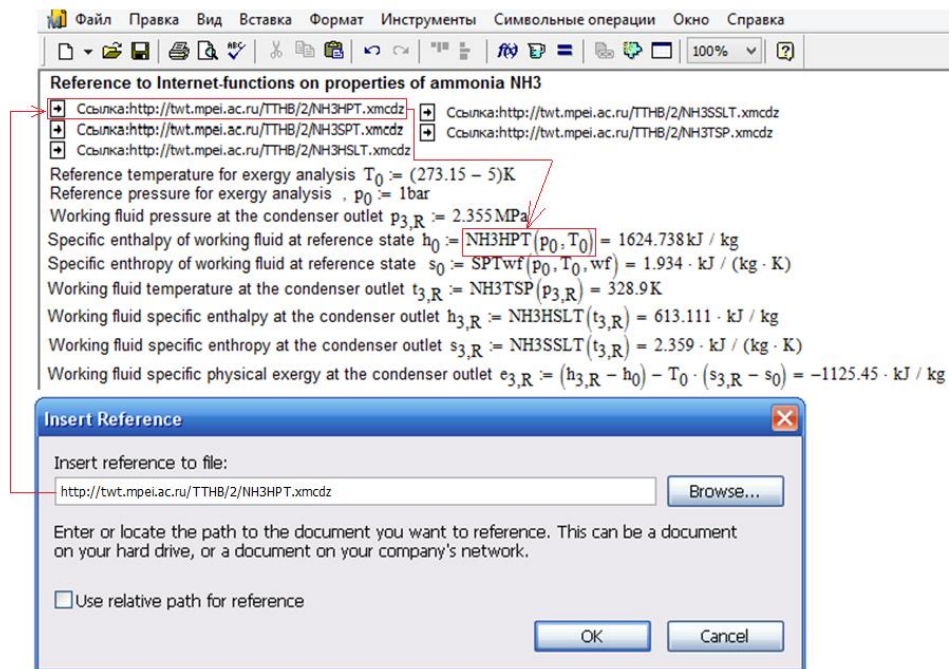


Рис. 5.22. Приклад посилань на «хмарні» функції для розрахунку термодинамічних властивостей аміаку, виконаних у робочому документі користувача Mathcad

5.3. Реалізація відкритих інтерактивних алгоритмів для дослідження теплоенергетичних систем

Нижче приведений приклад ресурсу, що був реалізований в мережі Інтернет і пропонує інтерактивний ексергоекономічний аналіз та оптимізацію когенераційної установки на базі ГТУ. Це є одна з типових задач оцінки вартості двох продуктів системи, що виробляються одночасно, на основі ексергетичного підходу (CGAM-задача). В роботах [123, 124, 125, 126, 127, 128], для порівняння, кожен з авторів запропонував застосування власного методу поєднання ексергетичного та економічного аналізу для визначення оптимальних параметрів когенераційної ГТУ.

Запропонований ресурс базується на застосуванні методу Тсатсароніса (Tsatsaronis) [124, 125] і передбачає ексергоекономічну оптимізацію методом наближень.

На рис. 5.23 наведено базовий варіант блоку вхідних даних, підготовленого за технологією Mathcad Calculation Server, для проекту системи когенерації електричною потужністю «нетто» 30 МВт і виробництвом насиченої водяної пари тепловою потужністю 32 МВт при тиску 2 МПа. На рис. 5.23 виділені дані, що не повинні змінюватися в процесі ітераційних розрахунків, оскільки ці параметри визначають продукт системи, який є постійним.

Отже, знаходячись в інтернет-браузері та використовуючи інтерактивний інтерфейс взаємодії можна отримати розгорнуту інформацію розрахунку даної системи: послідовність розрахунку, результати як кінцевих так і проміжних розрахунків, графічну інтерпретацію отриманих результатів. Зробивши таким чином серію розрахунків, можна отримати масиви залежності параметрів роботи установки від введеного діапазону початкових даних. Таку залежність можна вивести у вигляді таблиць чи графіків.

Електрична потужність нетто N_E , МВт	30	Продукт котла-утилізатора (КУ)	Масова витрата води	Дані, не змінюються в процесі оптимізації, оскільки визначають продукт системи, який повинен бути постійним
Теплова потужність КУ Q_{HR} , МВт. Якщо продукт котла-утилізатора введений масовою витратою води, то ця комірка не заповнюється, а теплова потужність КУ розраховується (див. далі)				
Масова витрата води через КУ G_w , МВт. Якщо продукт КУ введений тепловою потужністю, то ця комірка не заповнюється, а масова витрата води через КУ розраховується (див. далі)	14			
Тиск води на вході в КУ p_8 , МПа	2	Температура води на вході в КУ T_8 , °C	25	Температура води на виході з КУ T_9 , °C
Температура зовнішнього повітря T_{in} , °C	25	Відносна вологість зовнішнього повітря ϕ_{in} , %	60	Тиск зовнішнього повітря p_{in} , МПа
Ізоентропічний ККД повітряного компресора η_{comp} , %	86	Ізоентропічний ККД паливного компресора $\eta_{FC,comp}$, %	86	Ізоентропічний ККД газової турбіни η_{GT} , %
Степінь підвищення тиску у компресорі π_c	10	Температура робочого тіла на вході у газову турбину T_4 , °C	1246	Паливо - метан з нижчою теплотою згорання $Q_i=50056$ кДж/кг
Втрати тиску у камері згорання δp_{FC} , %	5	Надлишковий тиск перед камерою згорання Δp_{FC} , МПа	0.5	Тиск палива у газопроводі $p_{FC,in}$, МПа
Температура палива у газопроводі $T_{FC,in}$, °C	15	Температура визначення нижчої теплоти згорання палива T_{QI} , °C	15	
Температура повітря на виході із регенератора T_3 , °C	576.85			
Втрати тиску повітря у регенераторі $\delta p_{p,v}$, %	5.1			
Втрати тиску продуктів згорання у регенераторі $\delta p_{p,g}$, %	0			
Втрати тиску води у КУ $\delta p_{w,HR}$, %	0			
Температурний напір у "pinch"-точці КУ $\delta T_{pinch,HR}$, К	10			
Втрати тиску продуктів згорання у КУ $\delta p_{g,HR}$, %	0			
Ціна первинного палива (метан) C_{Fuel} , USD/ГДж	4.57	Ставка дисконту r , %	6	
Щорічні відрахування на ремонт та експлуатацію установки $C_{O\&M}$, %/year	6	Термін експлуатації установки L_T , роки	10	
Щорічна кількість годин експлуатації системи, години	8000	Recalculate		

Рис. 5.23. Приклад блоку вхідних даних для інтерактивної ексергоекономічної оптимізації методом наближень когенераційної ГТУ, підготовленого за допомогою технології Mathcad Calculation Server і розміщеного за адресою <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-43-eng-ex-brayton-cogen.xmcd>

Нижче наведені окремі фрагменти реалізації такого відкритого алгоритму та його використання для розв'язання запропонованої оптимізаційної задачі.

В таблиці 5.1. наведені термодинамічні (включаючи значення ексергії) та ексергоекономічні характеристики потоків у характерних точках у відповідності до даних, що наведені на рис. 5.23.

Параметрами оптимізації виступають: степінь стиснення у компресорі π_{Comp} ; ізоентропний ККД компресора та газової турбіни η_{Comp} , η_{GT} ; температура повітря, що надходить в камеру згорання T_3 ; температура продуктів згорання, що надходять в газову турбину T_4 .

Критеріями оптимізації виступають: сумарна ексергетична вартість по кожному елементу $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$; ексергоекономічний фактор f_k ; ексергетична вартість продукту системи $\dot{C}_{P,tot}$.

Мета оптимізації – визначення таких значень параметрів системи, які б забезпечили найбільш ефективні характеристики системи як з ексергетичної, так і з економічної точки зору.

Таблиця 5.1

Масова витрата, температура, тиск, ексергія і вартість потоку в характерних точках когенераційної ГТУ

№ з/п	Потік	Масова витрата, кг/с	Температура, К	Тиск, бар	Потужність ексергетичного потоку, МВт	Вартість ексергетичного потоку, євро/год	Питома вартість ексергетичного потоку, євро/ГДж
1	Повітря	87,49	298,15	1,01	0,00	0,00	0,00
2	Повітря	87,49	612,42	10,13	26,44	2889,42	30,35
3	Повітря	87,49	850,00	9,61	39,45	3902,78	27,48
4	Продукти згорання	89,02	1520,00	9,13	95,81	5249,50	15,22
5	Продукти згорання	89,02	994,14	1,01	34,09	1867,69	15,22
6	Продукти згорання	89,02	777,49	1,01	19,03	1042,59	15,22
7	Продукти згорання	72,27	370,58	1,01	0,58	31,61	15,22
8	Вода	12,00	298,15	20,00	0,02	0,00	0,00
9	Вода	12,00	486,15	20,00	10,96	1409,97	35,72
10	Methane	1,53	362,79	14,61	76,63	1260,79	4,57
11	До компресора	-	-	-	28,46	2057,44	20,08
12	Електрогенератор	-	-	-	30,00	2169,12	20,08

В таблиці 5.2 наведені результати ексергетичного аналізу системи після першого ітераційного розрахунку. Отже, згідно отриманих результатів, найвищий ексергетичний ККД має газова турбіна (95%). Решта елементів системи характеризуються такими значеннями ексергетичного ККД:

повітряний компресор 93%; компресор із підвищення тиску палива – 88%; регенератор – 86%; камера згорання – 72%; котел-утилізатор – 59%. Ексергетичний ККД всієї системи становить 53%.

Таблиця 5.2

Результат ексергетичного аналізу системи при першій ітерації

Компонент	Ексергія палива	Ексергія продукту	Деструкція ексергія	Ексергетичний ККД	Частка деструкції ексергії	Частка деструкції ексергії
Повітряний компресор, МВт	28,46	26,44	2,01	-	-	-
%	36,82	64,59	5,56	92,93	2,60	5,56
Паливний компресор, МВт	0,26	0,23	0,03	-	-	-
%	0,34	0,57	0,08	88,33	0,04	0,08
Камера згорання, МВт	77,29	55,70	21,58	-	-	-
%	100,00	136,06	59,64	72,07	27,93	59,64
Газова турбіна, МВт	61,72	58,72	3,00	-	-	-
%	79,86	143,42	8,30	95,13	3,89	8,30
Регенератор, МВт	15,06	13,01	2,05	-	-	-
%	19,48	31,77	5,67	86,38	2,65	5,67
Котел-утилізатор, МВт	18,45	10,94	7,51	-	-	-
%	23,87	26,72	20,75	59,30	9,72	20,75
Вся система, МВт	77,29	40,94	36,19	-	-	-
%	100,00	52,97	46,83	52,97	46,83	100,00

Результати ексергетичного аналізу мають практичне значення тоді, коли вони поєднуються із економічним аналізом.

В таблиці 5.3. наведені результати ексергоекономічного аналізу системи після першої ітерації. При цьому, значення сумарних затрат $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ та ексергоекономічного фактору f_k також наведені на рис. 5.24.

Таблиця 5.3

Результати традиційного ексергоекономічного аналізу системи після першої ітерації

Компонент	Z, евро/год	Вартість деструкції ексергії, C_D , евро/год	Z+Cd, евро/год	Питома вартість ексергії палива, евро/ГДж	Питома вартість ексергії продукту, евро/ГДж	r	f, %
Повітряний компресор	831,98	145,38	977,37	20,08	30,35	0,51	85,13
Паливний компресор	1,37	2,22	3,59	20,08	24,38	0,21	38,22
Камера згорання	75,18	355,09	430,27	4,57	6,72	0,47	17,47
Газова турбіна	863,74	164,60	1028,34	15,22	20,08	0,32	83,99
Регенератор	188,25	112,42	300,66	15,22	21,64	0,42	62,61
Котел-утилізатор	398,99	411,49	810,48	15,22	35,80	1,35	49,23

Отже, як видно із табл. 5.3 та рис. 5.24 найбільші значення суми $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ мають газова турбіна та повітряний компресор. Тобто, з точки зору ексергоекономіки це є найбільш важливі компоненти. Найбільші значення ексергоекономічного фактору f_k для цих елементів також показують, що високі

значення сумарних затрат $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ обумовлені, в основному, саме інвестиційними затратами та витратами на ремонт і експлуатацію елементів системи \dot{Z}_k .

Згідно результатів розрахунків сумарна вартість деструкції ексергії в системі базового варіанту становить $\dot{C}_{D,Tot} = 563$ Євро/год, а вартість ексергії продукту системи - $\dot{C}_{P,Tot} = 3826$ Євро/год.

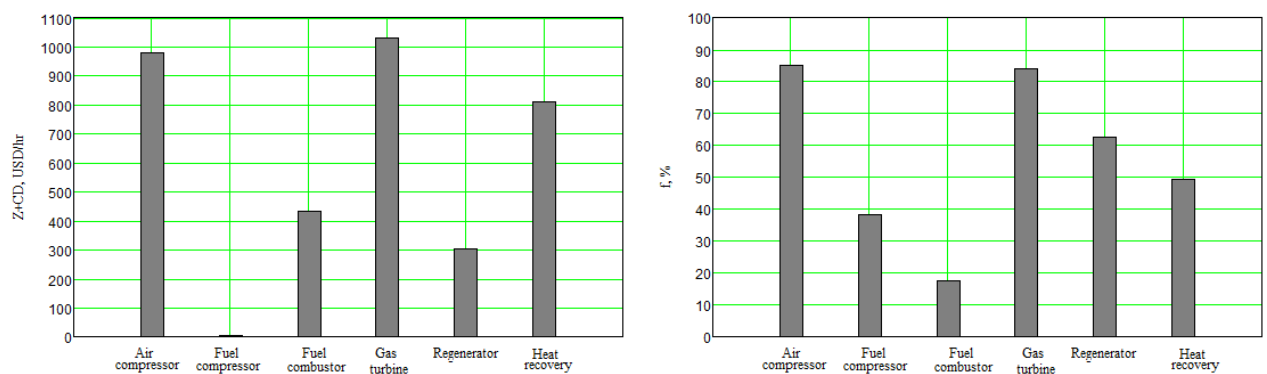


Рис. 5.24. Значення сумарних затрат $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ (а) та ексергоекономічного фактору f_k (б) когенераційної ГТУ при першій ітерації (базовий варіант)

На рис. 5.25 наведено графіки чутливості затрат у повітряний компресор \dot{Z}_{Comp} від параметрів оптимізації. Дані графіки побудовані із використанням запропонованого інтерактивного ресурсу. Із рис. 5.25 видно, що затрати \dot{Z}_{Comp} є найбільш чутливими до зміни ступеня підвищення тиску π_{Comp} та ефективності процесу стиснення повітря η_{Comp} . Із підвищенням даних параметрів затрати \dot{Z}_{Comp} зростають. Саме зниження цих параметрів можна розглядати для зменшення затрат \dot{Z}_{Comp} , та, відповідно і сумарних затрат $\dot{Z}_{Comp} + \dot{C}_{D,Comp}$.

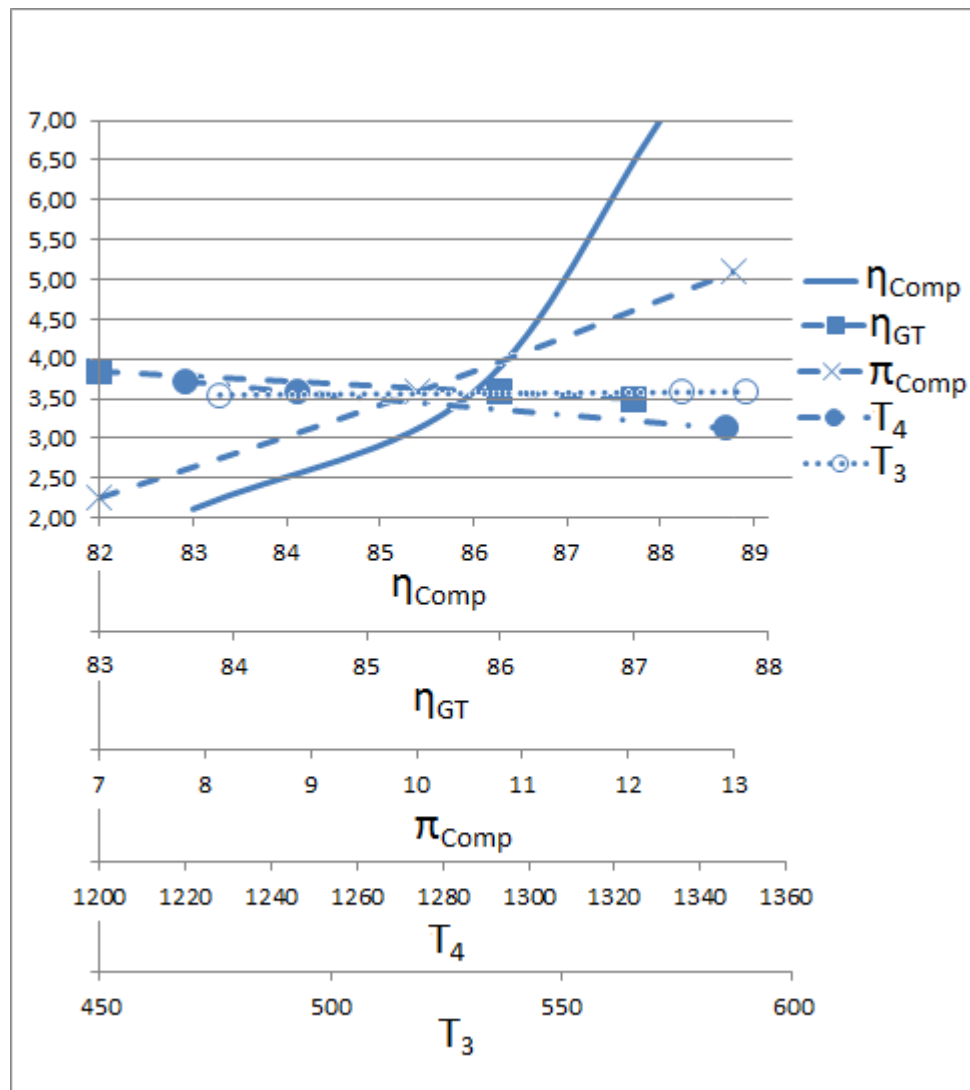


Рис. 5.25. Чутливість затрат у компресорі \dot{Z}_{Comp} до зміни параметрів оптимізації

На рис. 5.26 наведені графіки чутливості затрат у газову турбину \dot{Z}_{GT} від параметрів оптимізації. Із цих даних видно, що затрати \dot{Z}_{GT} є найбільш чутливими до зміни температури газів на вході в турбину T_4 та ефективності процесу розширення газів у турбіні η_{GT} . Чим більші значення цих параметрів, тим більші значення \dot{Z}_{GT} . Тоді, для зменшення затрат \dot{Z}_{GT} , та, відповідно і сумарних затрат $\dot{Z}_{GT} + \dot{C}_{D,GT}$ необхідно розглядати можливість зниження саме цих параметрів. Варто зауважити, що, на відміну від повітряного компресора, збільшення степеня розширення газу у турбіні, який можна прийняти

практично рівним π_{Comp} , відносно слабо впливає на зростання затрат \dot{Z}_{GT} . Крім того, значення ККД процесу розширення η_{GT} та температури T_4 не потрібно суттєво знижувати, оскільки це призводить до невеликого підвищення затрат \dot{Z}_{Comp} (див. рис. 5.25).

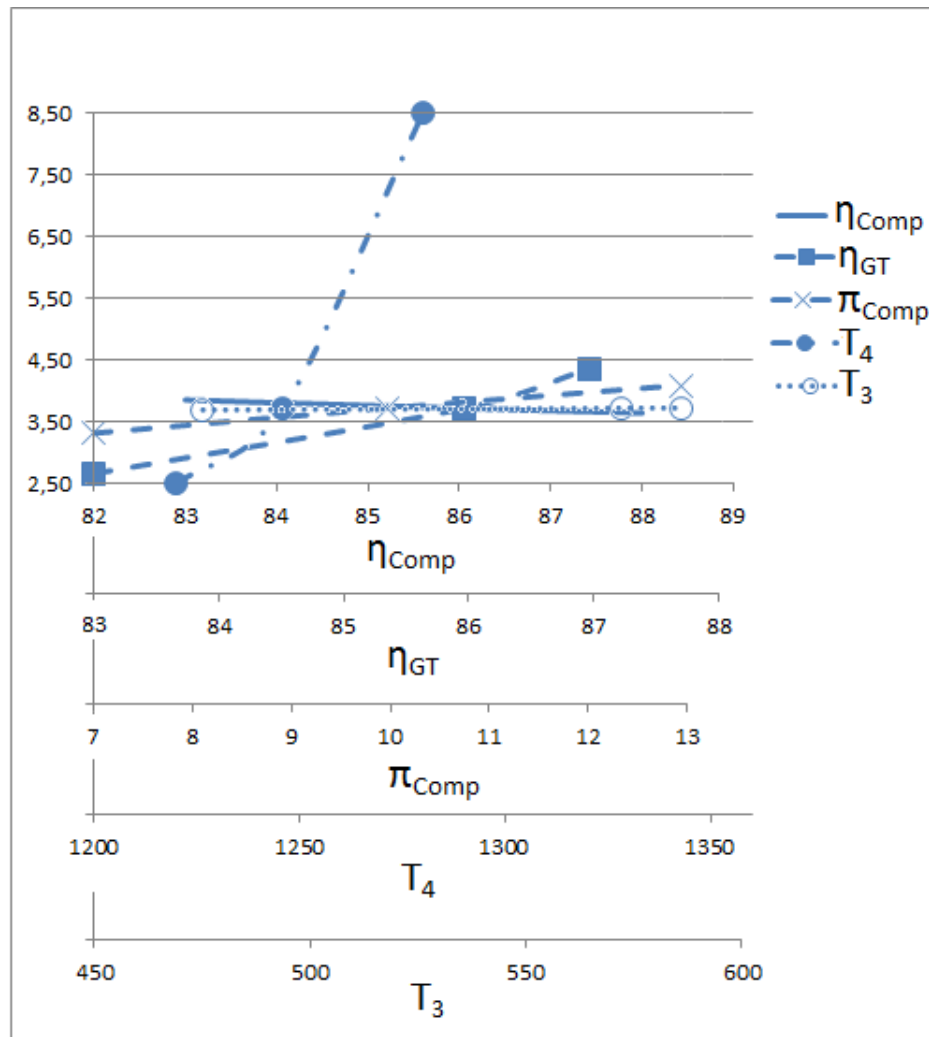


Рис. 5.26. Чутливість затрат у газовій турбіні \dot{Z}_{GT} до зміни параметрів оптимізації

На рис. 5.27 наведено графіки чутливості затрат у котел-утилізатор \dot{Z}_{HR} від параметрів оптимізації. Котел-утилізатор займає третю позицію у порядку спадання значення $\dot{Z}_{HR} + \dot{C}_{D,HR}$. Із рис. 5.27 видно, що затрати \dot{Z}_{HR} є найбільш чутливими до змін температури повітря на вході у регенератор T_3 та

мінімального температурного напору у Pinch-перерізі δT_{Pinch} . Чим більші значення параметрів T_3 та δT_{Pinch} , тим менші значення \dot{Z}_{HR} . Тоді, для зменшення затрат \dot{Z}_{HR} , та, відповідно і сумарних затрат $\dot{Z}_{HR} + \dot{C}_{D,HR}$ необхідно розглядати можливість підвищення цих параметрів. Тут необхідно врахувати, що температурний напір δT_{Pinch} не впливає на затрати та ефективність інших елементів системи. Що стосується температури T_3 , то, як видно із графіків на рис. 5.25 та 5.26, вона слабо впливає на затрати повітряного компресора \dot{Z}_{Comp} та газової турбіни \dot{Z}_{GT} .

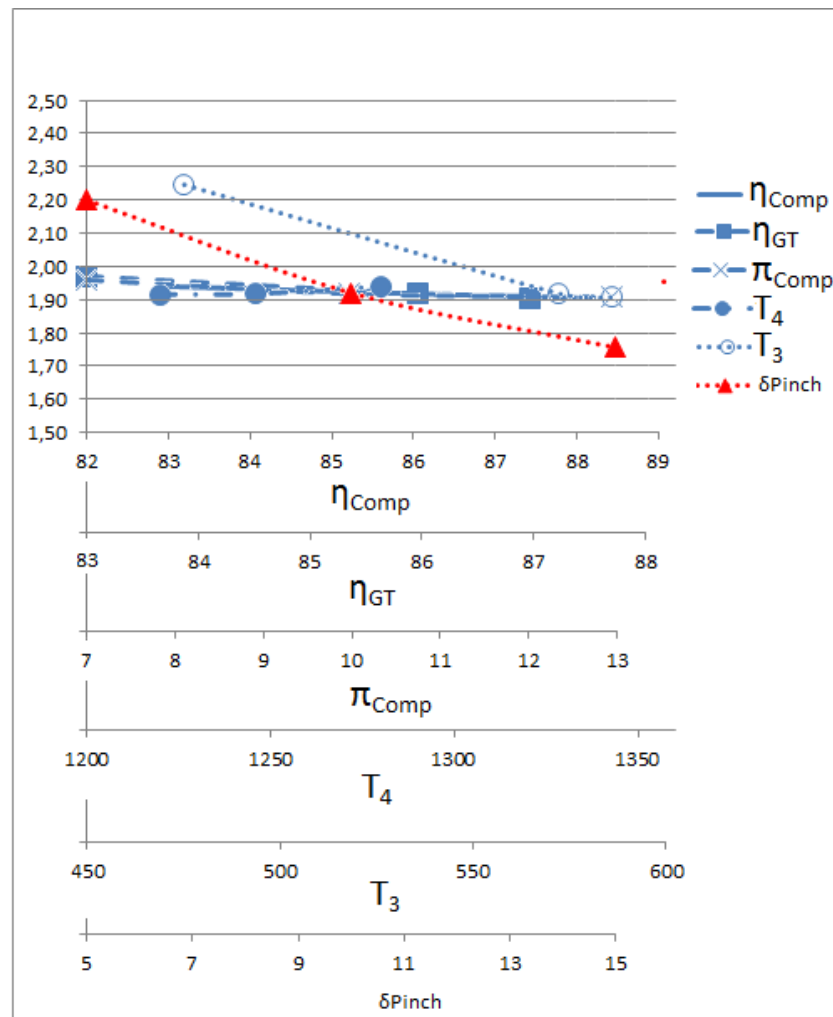


Рис. 5.27. Чутливість затрат в котлі-утилізаторі \dot{Z}_{HR} до зміни параметрів оптимізації

На рис. 5.28 наведені графіки чутливості затрат \dot{Z}_{Reg} у регенератор від параметрів оптимізації. Якщо врахувати, що для цього елемента сума $\dot{Z}_{Reg} + \dot{C}_{D,Reg}$ є найменшою, то тут можна розглядати рішення можливого збільшення цих сумарних затрат за рахунок зниження або ефективності $\dot{C}_{D,Reg}$ даного елемента або інвестиційних й експлуатаційних затрат \dot{Z}_{Reg} . В даному випадку є можливість підвищення температури T_3 , що є прийнятним з урахуванням вищевказаного. Затрати \dot{Z}_{Reg} є найбільш чутливими до зміни температури газів на вході у газову турбіну T_4 . Чим нижча ця температура – тим вищі затрати \dot{Z}_{Reg} . Враховуючи те, що зниження даної температури найбільш суттєво впливає на зменшення затрат у газову турбіну \dot{Z}_{GT} , та те, що затрати у регенератор можна трохи збільшити, з метою зниження сумарних затрат всієї системи температуру T_4 можна зменшити.

Тому, виходячи із вищенаведеного аналізу приймається рішення про:

- зниження ефективності процесу стиснення повітря у компресорі до значення $\eta_{Comp} = 0,81$;
- зниження ступеня підвищення тиску до значення $\pi_{Comp} = 8$;
- зменшення температури газів на вході в турбіну до $T_4 = 1180^\circ\text{C}$;
- зниження ефективності процесу розширення газів у турбіні до $\eta_{GT} = 0,84$;
- підвищення мінімального температурного напору у Pinch-перерізі до значення $\delta T_{Pinch} = 15\text{K}$;
- підвищення температури повітря на вході у регенератор до значення $T_3 = 620^\circ\text{C}$.

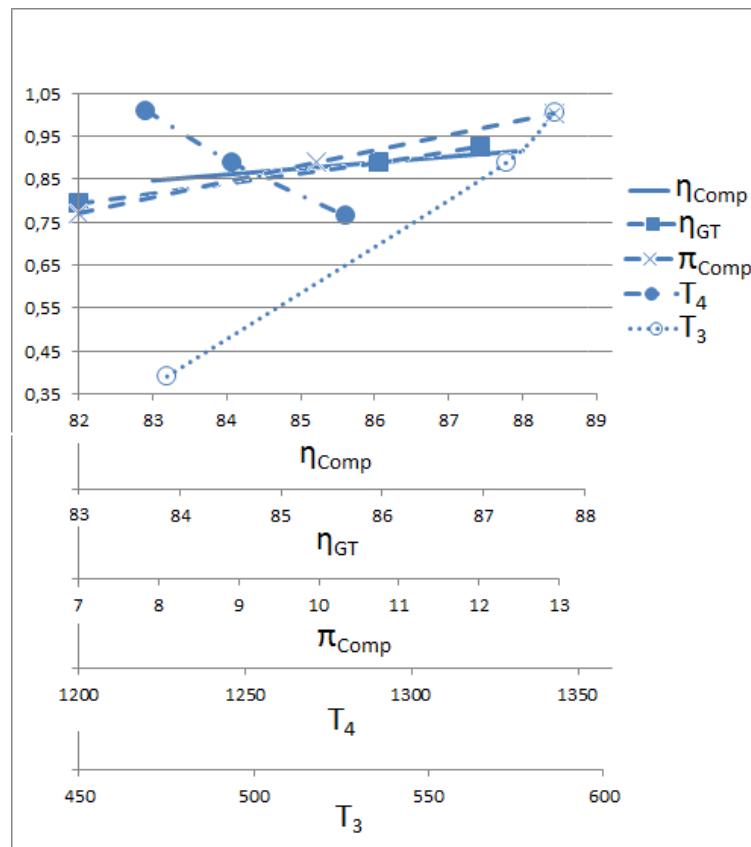


Рис. 5.28. Чутливість затрат у регенераторі \dot{Z}_{Reg} до зміни параметрів оптимізації

В таблиці 5.4. подані результати ексергоекономічного аналізу системи на другому етапі ітерації. На рис. 5.29 також наведені значення сумарних затрат $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ та ексергоекономічного фактору f_k .

Отже, як видно із табл. 5.4 та рис. 5.29 ті елементи (повітряний компресор та газова турбіна) когенераційної системи, значення сумарної вартості $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ для яких були максимальними на першому етапі ітерації, характеризуються суттєвим зниженням суми $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$. Для повітряного компресора має місце зниження цього параметру від $\dot{Z}_{Comp} + \dot{C}_{D,Comp} = 978$ євро/год до $\dot{Z}_{Comp} + \dot{C}_{D,Comp} = 853$ євро/год. Для газової турбіни дані витрати зменшуються від $\dot{Z}_{GT} + \dot{C}_{D,GT} = 1029$ євро/год до $\dot{Z}_{GT} + \dot{C}_{D,GT} = 512$ євро/год. Сумарна вартість котла-утилізатора також знизилася від $\dot{Z}_{HR} + \dot{C}_{D,HR} = 810$ євро/год до $\dot{Z}_{HR} + \dot{C}_{D,HR} = 600$ євро/год. У регенераторі, навпаки, має місце незначне

підвищення цього показника від $\dot{Z}_{Reg} + \dot{C}_{D,Reg} = 300$ євро/год до $\dot{Z}_{Reg} + \dot{C}_{D,Reg} = 465$ євро/год. У камері згорання затрати $\dot{Z}_{Comb} + \dot{C}_{D,Comb}$ залишилися незмінними.

Таблиця 5.4

Результати ексергоекономічного аналізу системи у другій ітерації

Компонент	Z, Євро/год	Вартість деструкції ексергії, C _D , євро/год	Z+C _D , євро/год	Питома вартість ексергії палива, євро/ГДж	Питома вартість ексергії продукту, євро/ГДж	r	f, %
Повітряний компресор	719,60	134,01	853,62	16,63	25,26	0,52	84,30
Паливний компресор	0,44	2,23	2,68	16,63	20,50	0,23	16,52
Камера згорання	44,46	355,36	399,81	4,57	6,58	0,44	11,12
Газова турбіна	328,56	183,53	512,08	14,26	16,63	0,17	64,16
Регене- ратор	331,42	133,88	465,30	14,26	20,39	0,43	71,23
Котел- утилізатор	383,25	216,91	600,16	14,26	29,49	1,07	63,86

Після другого етапу ітерацій найбільше значення сумарної вартості має повітряний компресор, а саме - $\dot{Z}_{Comp} + \dot{C}_{D,Comp} = 853$ євро/год. Значення ексергоекономічного фактора $f_{Comp} = 84\%$ свідчать про те, що 84% витрат залежать від \dot{Z}_{Comp} . Як видно із рис. 5.25 дані витрати можна знизити шляхом

зменшення степеня та ефективності стиску повітря. Але, як показав числовий аналіз, зміна цих параметрів у порівнянні із результатами другої ітерації хоча і забезпечує зниження сумарної вартості $\dot{C}_{P,Tot}$, але, з іншої сторони, вже підвищує загальну деструкцію ексергії в установці.

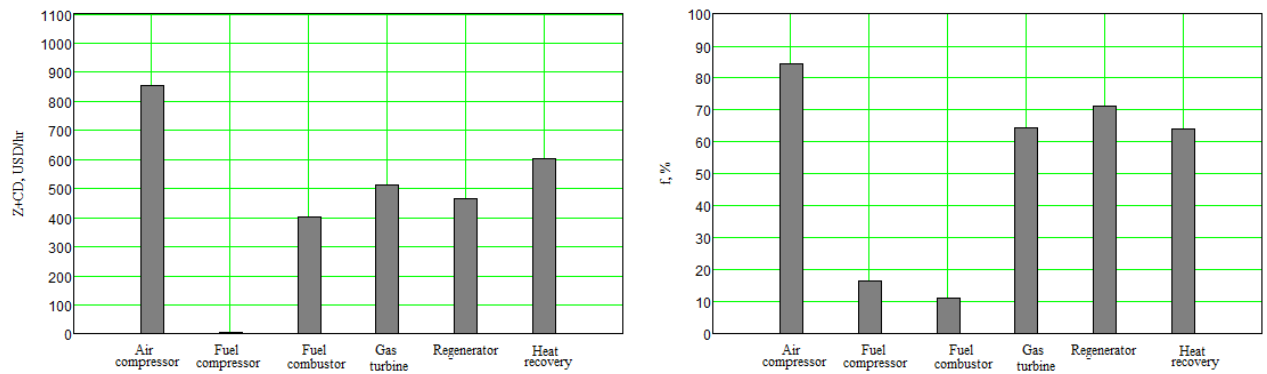


Рис. 5.29. Значення сумарних затрат $\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$ (а) та ексергоекономічного фактору f_k (б) когенераційної ГТУ у другій ітерації

Згідно результатів розрахунків сумарна вартість деструкції ексергії в системі після другого етапу ітерації становить $\dot{C}_{D,Tot} = 617$ Євро/год, а вартість ексергії продукту системи - $\dot{C}_{P,Tot} = 2930$ Євро/год. Як видно із рис. 5.30, у порівнянні із базовим варіантом, маємо досить суттєве зниження вартості ексергії продукту системи (на 23 %). Хоча вартість деструкції ексергії системи трохи зросла (до 9,5 %).

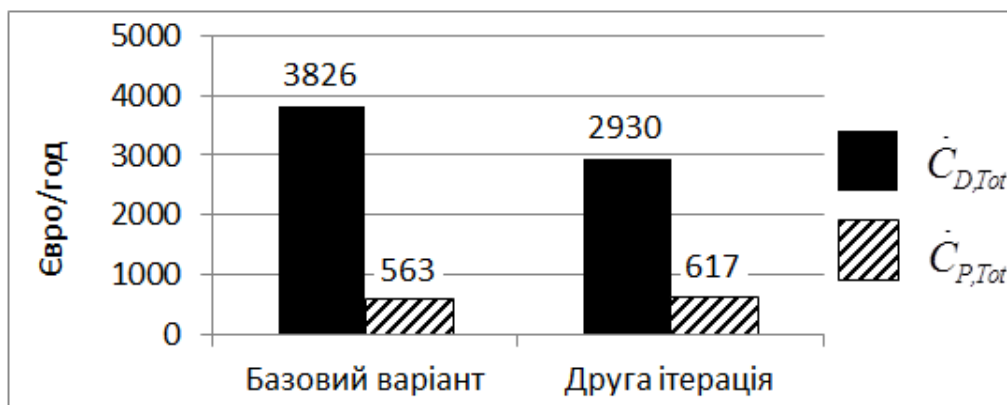


Рис. 5.30. Зміна сумарної вартості ексергії продукту системи та сумарної вартості деструкції ексергії після другого етапу ітерації

Приклад блоку вхідних даних для інтерактивного термодинамічного аналізу двокаскадного теплового насоса наведено на рис. 5.31 [250]. Ресурс розміщений за адресою <http://twf.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-36.xmcd>.

В якості вихідних даних запропоновано: температура низькопотенційного джерела, температура споживача теплоти, мінімальний температурний напір у випарнику та конденсаторі, ізоентропний ККД компресора, мінімальний температурний напір між робочими тілами верхнього та нижнього каскаду, степінь підвищення тиску у компресорі нижнього каскаду та типи робочих тіл, що використовуються відповідно у нижньому та верхньому каскаді. Для визначення термодинамічних властивостей робочих тіл використана технологія посилання на «хмарні» функції (рис. 5.32).

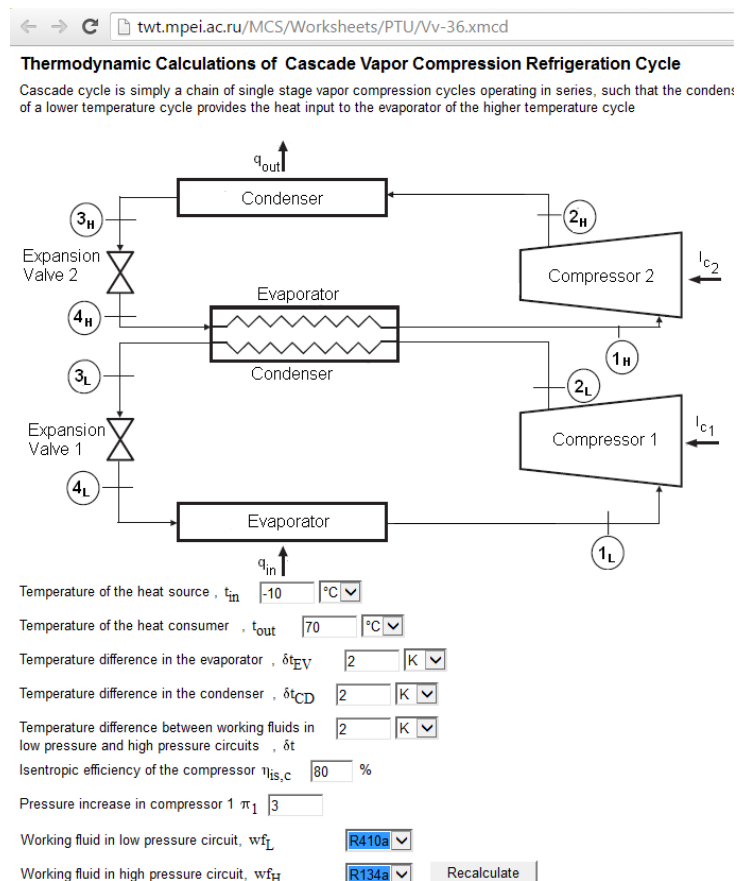


Рис. 5.31. Блок вихідних даних веб-ресурсу

<http://twf.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-36.xmcd> для інтерактивного термодинамічного аналізу циклу двокаскадного теплового насоса [250]

На рис. 5.32 наведений приклад результатів числового моделювання термодинамічного циклу двокаскадного теплового насосу, виконаного при допомозі запропонованої технології. Дана технологія дозволяє проаналізувати покроково методику, яка була використана при таких розрахунках.

Reference to Internet-functions on properties of working fluids

For R-410a

Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aPSLT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aPSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aTSLP.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aTSVP.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aHSLT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aHSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aSSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aSSTL.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aTPH.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aTPS.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aHPT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R410aSPT.xmcdz>

For R-407c

Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cPSLT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cPSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cTSLP.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cTSVP.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cHSLT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cHSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cSSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cSSTL.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cTPH.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cTPS.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cHPT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R407cSPT.xmcdz>

For NH3

Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3PST.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3TSP.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3HSLT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3HSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3SSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3SSTL.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3TPH.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3TPS.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3HPT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/NH3SPT.xmcdz>

For R-134a

Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aPST.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aTSP.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aHSLT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aHSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aSSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aSSTL.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aTPH.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aTPS.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aHPT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R134aSPT.xmcdz>

For R-22

Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22PST.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22TSP.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22HSLT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22HSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22SSVT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22SSTL.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22TPH.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22TPS.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22HPT.xmcdz>
 Ссылка: <http://twf.mpei.ac.ru/ТТНБ/2/R22SPT.xmcdz>

$$t_{4L} := \text{if}(t_{in} < t_{out}, t_{in}, \text{error}(\text{"Temperature t.in must be less t.out"}))$$

$$\text{Temperature of the working fluid at the evaporator inlet } t_{4L} := t_{in} - \delta t_{EV} = -12^\circ\text{C}$$

Pressure of the working fluid at the evaporator inlet

$$p_{4L} := \begin{cases} \text{root}(\text{TPHwf}(p, \text{HSLTwf}(\text{TSLPwf}(\pi_1 p, \text{wf}_L), \text{wf}_L), \text{wf}_L) - t_{4L}, p, \text{PSVTwf}(t_{4L}, \text{wf}_L), \text{PSLTwf}(t_{4L}, \text{wf}_L)) & \text{if } \text{wf}_L = \text{"R407c"} \vee \text{wf}_L = \text{"R410a"} \\ \text{PSLTwf}(t_{4L}, \text{wf}_L) & \text{otherwise} \end{cases} = 0.54 \text{ MPa}$$

$$\text{Pressure of the working fluid at the expnsion valve inlet } p_{3L} := \pi_1 p_{4L} = 1.61 \text{ MPa}$$

$$\text{Temperature of the working fluid at the expnsion valve inlet } t_{3L} := \text{TSLPwf}(p_{3L}, \text{wf}_L) = 23.836^\circ\text{C}$$

$$\text{Specific enthalpy of the working fluid at the expnsion valve inlet } h_{3L} := \text{HSLTwf}(t_{3L}, \text{wf}_L) = 237.881 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Specific entropy of the working fluid at the expnsion valve inlet } s_{3L} := \text{SSLTwf}(t_{3L}, \text{wf}_L) = 1.1303 \text{ kJ / (kgK)}$$

$$\text{Specific enthalpy of the working fluid at the evaporator inlet } h_{4L} := h_{3L} = 237.88 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Temperature of the working fluid at the evaporator inlet } t_{4L} := \text{TPHwf}(p_{4L}, h_{4L}, \text{wf}_L) = -12^\circ\text{C}$$

$$\text{Heat rejection in the condenser referred to 1 kg of the working fluid in the low pressure circuit } q_{out} := (h_{2H} - h_{3H})\phi = 286.502 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Heat addition in the evaporator referred to 1 kg of the working fluid in the low pressure circuit } q_{in} := h_{1L} - h_{4L} = 179.448 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{The total work of compressors referred to 1 kg of the working fluid in the low pressure circuit } l_c := l_{c1} + l_{c2} \phi = 107.053 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Coefficient of performance of the refrigerator } \text{COP}_R := \begin{cases} \frac{q_{in}}{l_c} & \text{if } \Delta_{\text{min,CD/EV}} > 0 \\ \text{error}(\text{"Temperature difference in the intermediate CD/EV is negative"}) & \text{otherwise} \end{cases} = 1.676$$

$$\text{Coefficient of performance of the heat pump } \text{COP}_{HP} := \begin{cases} \frac{q_{out}}{l_c} & \text{if } \Delta_{\text{min,CD/EV}} > 0 \\ \text{error}(\text{"Temperature difference in the intermediate CD/EV is negative"}) & \text{otherwise} \end{cases} = 2.676$$

Рис. 5.32. Приклад результатів інтерактивного числового моделювання термодинамічного циклу двокаскадного теплового насоса [250]

Зображення даного термодинамічного циклу теплового насосу на T_s -, p_h - та h_s - діаграмах, побудованих в інтерактивному режимі за допомогою

запропонованої технології, наведено на рис. 5.33.

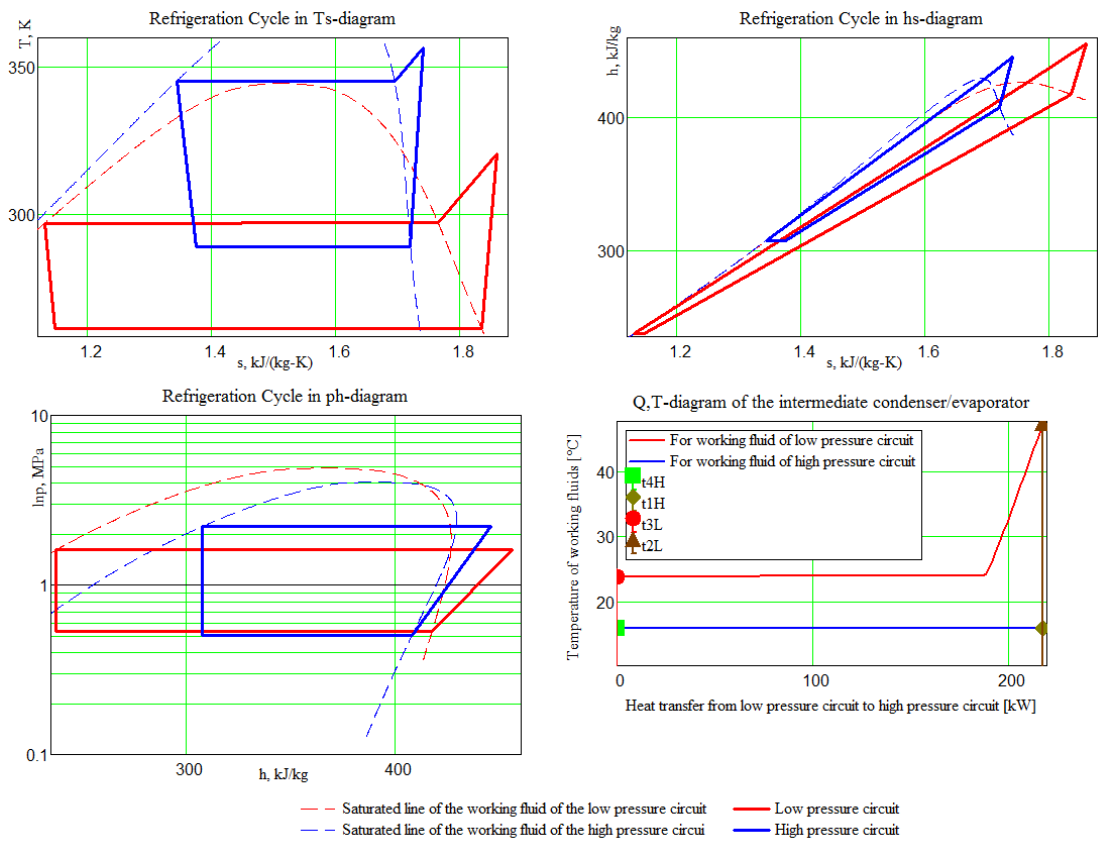


Рис. 5.33. Ts-, ph- and hs- діаграми двокаскадного термодинамічного циклу теплового насоса, побудованих за допомогою запропонованого інтерактивного веб-ресурсу <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-36.xmcd> [250]

Наступний приклад веб-ресурсу (<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd>) стосується реалізації інтерактивного ексергетичного аналізу СТ будинку (рис. 5.34) [249].

Блок вихідних (рис. 5.35) даних вводиться користувачем в Інтернет-браузері за допомогою інтерактивного інтерфейсу взаємодії. Вихідні дані включають в себе такі параметри. погодно-кліматичні параметри, геометричні та теплотехнічні характеристики будинку, параметри СТ.

Погодно-кліматичні дані та геометричні й теплотехнічні характеристики включають в себе набір стандартних параметрів, передбачених нормативною літературою. Характеристики зовнішнього середовища необхідні як для визначення енергетичних потоків через межі системи так і для розрахунку ексергетичних параметрів.

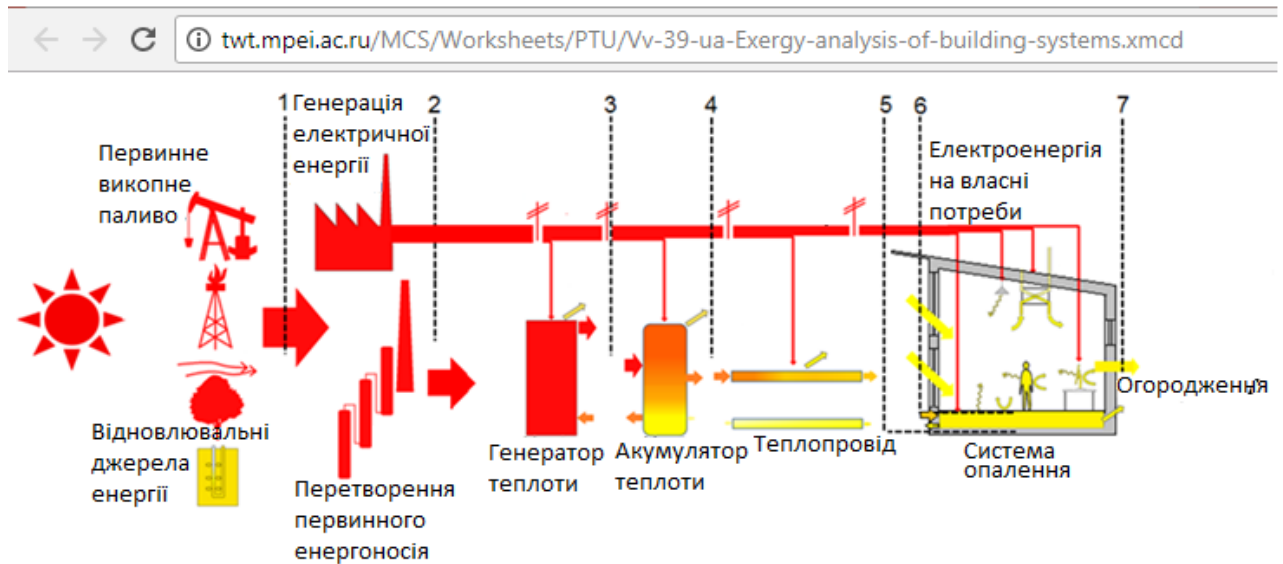


Рис. 5.34. Послідовність елементів СТ будівель від первинного перетворення до кінцевого споживання, включаючи проміжні елементи перетворення та передачі енергії

Розрахунком передбачений аналіз цілого спектру можливих елементів СТ. Блок вихідних даних передбачає введення характеристик таких етапів СТ: первинне виробництво енергії у формі теплоти, акумулювання, розподіл та транспортування енергії, передача енергії в опалювальне приміщення, а також нагрів води системи гарячого водопостачання. При цьому, розрахунком передбачено можливість залучення із відповідною часткою одночасно двох джерел енергії, які можуть працювати паралельно. Передбачено можливість аналізу чотирнадцятих різних видів джерел виробництва енергії для опалення та вісім видів джерел для гарячого водопостачання (рис. 5.36). Також запропоновано шістнадцять типів системи опалення (рис. 5.36).

← → ↻ twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-eng.xmcd

1. Проектні дані, граничні умови

Внутрішній об'єм, V_{in} м³

Опалювальна площа, A_{ht} м²

Температура повітря в приміщенні, $T_{Air,In}$ °C

Відносна вологість повітря в приміщенні, $\phi_{air,in}$ %

Абсолютний тиск повітря в приміщенні, $P_{air,in}$ МПа

Параметри зовнішнього повітря

Температура зовнішнього повітря, $T_{Air,Out}$ °C

Відносна вологість зовнішнього повітря, $\phi_{air,out}$ %

Абсолютний тиск зовнішнього повітря, $P_{air,out}$ МПа

2. Дані для визначення потоків теплової енергії

2.1 Дані для визначення потоків енергії шляхом теплопередачі

2.1.1 Стіни

Площа	U-значення	Коефіцієнт врахування температури
A_{ew} <input type="text" value="128.6"/> м ²	U_{ew} <input type="text" value="0.5"/> Вт/(м ² ·К)	$F_{x_{ew}}$ <input type="text" value="1"/>

2.1.2 Вікна

Площа	U-значення	Коефіцієнт врахування температури
A_w <input type="text" value="20.26"/> м ²	U_w <input type="text" value="1.6"/> Вт/(м ² ·К)	F_{x_w} <input type="text" value="1"/>

2.1.3 Двері

Площа	U-значення	Коефіцієнт врахування температури
A_d <input type="text" value=""/> м ²	U_d <input type="text" value=""/> Вт/(м ² ·К)	F_{x_d} <input type="text" value=""/>

2.1.4 Дах

Площа	U-значення	Коефіцієнт врахування температури
A_{r_1} <input type="text" value="115.5"/> м ²	U_{r_1} <input type="text" value="0.22"/> Вт/(м ² ·К)	$F_{x_{r_1}}$ <input type="text" value="1"/>

2.1.5 Підлога останнього поверху

Площа	U-значення	Коефіцієнт врахування температури
A_{r_2} <input type="text" value=""/> м ²	U_{r_2} <input type="text" value=""/> Вт/(м ² ·К)	$F_{x_{r_2}}$ <input type="text" value=""/>

2.1.6 Стіна, що межує із горючими кімнатами

Площа	U-значення	Коефіцієнт врахування температури
A_{rw} <input type="text" value=""/> м ²	U_{rw} <input type="text" value=""/> Вт/(м ² ·К)	$F_{x_{rw}}$ <input type="text" value=""/>

2.1.7 Стіни та підлоги, що межують із неопалювальними приміщеннями

Площа	U-значення	Коефіцієнт врахування температури
A_{uhw} <input type="text" value=""/> м ²	U_{uhw} <input type="text" value=""/> Вт/(м ² ·К)	$F_{x_{uhw}}$ <input type="text" value=""/>

2.1.8 Floors to ground. Areas of unheated cellar to ground

Площа	U-значення	Коефіцієнт врахування температури
A_g <input type="text" value="84.31"/> м ²	U_g <input type="text" value="0.34"/> Вт/(м ² ·К)	F_{x_g} <input type="text" value="0.6"/>

2.2 Дані для визначення потоків енергії на вентиляцію

Кратність повітребміну n_d ach/hr

Ефективність рекуперації вентиляційного повітря η_v %

2.3. Дані для визначення енергетичних надходжень

2.3.1 Енергетичні надходження за рахунок Сонця

Частка рами вікна F_{fr}	Загальна площа вікна	Потік сонячної енергії	Коефіцієнт пропускання
<input type="text" value="0.3"/>	$A_{w,s}$ <input type="text" value="20.26"/> м ²	$I_{sol,s}$ <input type="text" value="100"/> W/m ²	g_s <input type="text" value="0.63"/>
	$A_{w,n}$ <input type="text" value="5"/> м ²	$I_{sol,n}$ <input type="text" value="100"/> W/m ²	g_n <input type="text" value="0.63"/>
	$A_{w,o}$ <input type="text" value="7.2"/> м ²	$I_{sol,o}$ <input type="text" value="100"/> W/m ²	g_o <input type="text" value="0.63"/>

2.3.2 Внутрішні тепловиділення

Кількість проживаючих n_o

Кількість енергії, що виділяється людиною q_o W

Питомі питомі енерговиділення обладнання q_{eq} W/m²

Питомі питомі енерговиділення освітлення p_l W/m²

Питомі затрати електроенергії на вентиляцію p_v W-hr/m³

3. Дані з розрахунку системи виробництва і транспортування теплоти та опалення

3.1 Виробництво / Трансформація

Джерело 1:

Температура подавальної води $T_{Sup,SH,1}$ °C

Температура зворотньої води $T_{Ret,SH,1}$ °C

Джерело 2:

Температура подавальної води $T_{Sup,SH,2}$ °C

Температура зворотньої води $T_{Ret,SH,2}$ °C

Частка джерела 2 $F_{SH,2}$ %

3.2 Акумулятор:

3.3 Системи подачі енергії

Розміщення джерела

Ізоляція

Падіння температури

3.4 Система опалення:

3.5. Система ГВП:

Джерело 1:

Джерело 2:

Частка джерел $F_{DHW,2}$ %

3.6. Виробництво електричної енергії

Фактор первинної енергії викопного палива $F_{p,electr.fos}$

Фактор первинної енергії відновлювальних джерел $F_{p,electr.ren}$

Рис. 5.35. Блок вхідних даних веб-ресурсу

<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> для інтерактивного ексергетичного аналізу СТ будинку

Наступним кроком аналізу за допомогою запропонованого інтерактивного веб-ресурсу є розрахунок та розгорнутий аналіз характеристик обладнання СТ, що передбачено блоком вхідних даних.

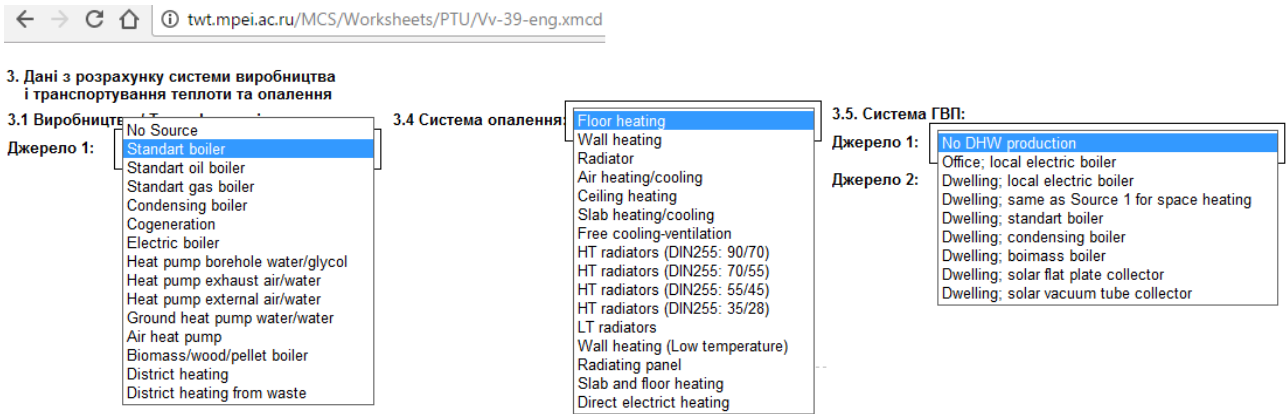


Рис. 5.36. Фрагмент блоку вхідних даних веб-ресурсу

<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd>
<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-eng.xmcd> для інтерактивного ексергетичного аналізу СТ будинку

На рис. 5.37 наведений фрагмент даної веб-сторінки результатів інтерактивного розрахунку потреб енергії для теплозабезпечення будинку. Отже, із рис. 5.37 бачимо, що для заданих параметрів будинку сумарна потужність СТ становить 3кВт.

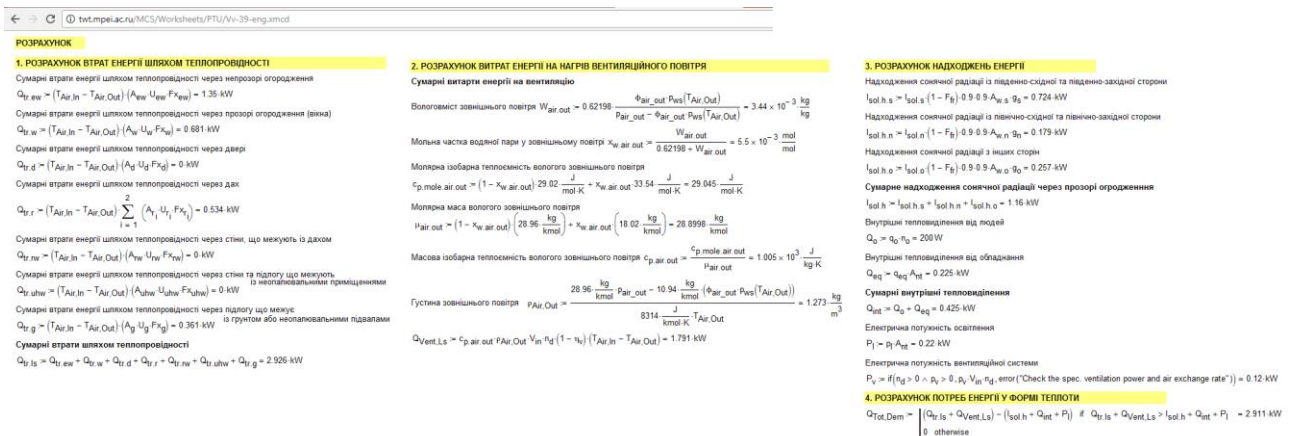


Рис. 5.37. Фрагмент веб-сторінки <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> результатів інтерактивного розрахунку потреб енергії для теплозабезпечення будинку у відповідності до вихідних даних, наведених на рис. 5.35

На рис. 5.38 наведений фрагмент веб-сторінки результатів інтерактивного визначення характеристик для теплозабезпечення будинку у відповідності до вихідних даних, наведених на рис. 5.35.

Отже, для джерела тепла дані характеристики включають в себе:

- енергетичний ККД;
- фактор енергії зовнішнього середовища (введений для ТНУ з метою визначення кількості енергії довкілля, що утилізується ТНУ);
- фактор перетворення первинної енергії викопного палива;
- фактор перетворення первинного відновлювального джерела енергії;
- фактор якості первинної енергії викопного палива;
- фактор якості первинного відновлювального джерела енергії;
- температури подавальної та зворотної води від джерела тепла;
- власні потреби енергії на обслуговування обладнання.

Для системи акумулювання маємо такі характеристики:

- енергетичний ККД;
- власні потреби енергії на обслуговування акумулятора.

Система опалення представлена наступними характеристиками:

- температури подавальної та зворотної води в опалювальних приладах;
- витрати на власні потреби;
- максимально можлива енергетична потужність опалювальних приладів;
- енергетичний ККД опалювальних приладів.

Система гарячого водопостачання характеризується наступними параметрами:

- питомі потреби гарячого водопостачання;
- температура води системи гарячого водопостачання;
- енергетичний ККД;

- фактор перетворення первинної енергії викопного палива;
- фактор перетворення первинного відновлювального джерела енергії;
- фактор якості первинної енергії викопного палива;
- фактор якості первинного відновлювального джерела енергії.

← → <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-eng.xmcd>

5. ПАРАМЕТРИ ГЕНЕРАТОРА ТЕПЛОТИ

5.1. Джерело 1 для опалення (SH1)

$SH_{1,1} = \begin{cases} SH_1 & \text{if } 0 < 1 - F_{SH,2} \leq 100\% \wedge SH_1 = \text{"No Source"} \\ SH_1 & \text{if } 1 - F_{SH,2} = 0 \wedge SH_1 = \text{"No Source"} \end{cases} = \text{"Standart boiler"}$

error ("Check if the type of the Source 1 for space heating match the fraction of the Source 1") otherwise

Енергетична ефективність $\eta_{Th, Gen, SH, 1} = \eta_{Th, Gen, SH}(SH_1) = 80\%$

Фактор використання енергії довілля при використанні теплонасосної установки $F_{Env, HP, SH, 1} = F_{env, hp, SH}(SH_1) = 0$

Фактор використання первинного викопного палива $F_{Prim, Fos, SH, 1} = F_{Prim, Fos, SH}(SH_1) = 1.2$

Фактор використання первинного палива відновлювальних джерел $F_{Prim, Ren, SH, 1} = F_{Prim, Ren, SH}(SH_1) = 0$

Фактор якості енергії викопного палива $F_{Q, Fos, SH, 1} = F_{Q, Fos, SH}(SH_1) = 1.04$

Фактор якості енергії відновлювального джерела $F_{Q, Ren, SH, 1} = F_{Q, Ren, SH}(SH_1) = 0$

Температура теплоносія (води) подавальної мережі $T_{Sup, SH, 1} = 343.15\text{K}$

Температура теплоносія (води) зворотної мережі $T_{Ret, SH, 1} = 323.15\text{K}$

Зміна частки споживання енергії на власні потреби $P_{Aug, Gen, SH, 1} = P_{Aug, Gen, SH}(SH_1) = 1.6 \frac{\text{W}}{\text{KW}}$

Постійна частка споживання енергії на власні потреби $P_{Aug, Gen, Const, SH, 1} = P_{Aug, Gen, Const, SH}(SH_1) = 20\text{W}$

Питома викиди CO_2 $\text{CO}_2 \text{ gen, SH}(SH_1) = 452 \frac{\text{gm}}{\text{KW hr}}$

Частка джерела 1 $F_{SH, 1} = \text{if}(0\% \leq F_{SH,2} \leq 100\%, 1 - F_{SH,2}, \text{error}(\text{"F.SH2 must be within range } 0\% \dots 100\%")) - 100\%$

5.2. Джерело 2 для опалення (SH2)

$SH_{2,1} = \begin{cases} SH_2 & \text{if } 0 < F_{SH,2} \leq 100\% \wedge SH_2 = \text{"No Source"} \\ SH_2 & \text{if } F_{SH,2} = 0 \wedge SH_2 = \text{"No Source"} \end{cases} = \text{"No Source"}$

error ("Check if the type of the Source 2 for space heating match the fraction of the Source 2") otherwise

Енергетична ефективність $\eta_{Th, Gen, SH, 2} = \eta_{Th, Gen, SH}(SH_2) = \text{"-"}\%$

Фактор використання енергії довілля при використанні теплонасосної установки $F_{Env, HP, SH, 2} = F_{env, hp, SH}(SH_2) = \text{"-"}\%$

Фактор використання первинного викопного палива $F_{Prim, Fos, SH, 2} = F_{Prim, Fos, SH}(SH_2) = 0$

Фактор використання первинного палива відновлювальних джерел $F_{Prim, Ren, SH, 2} = F_{Prim, Ren, SH}(SH_2) = 0$

Фактор якості енергії викопного палива $F_{Q, Fos, SH, 2} = F_{Q, Fos, SH}(SH_2) = 0$

Фактор якості енергії відновлювального джерела $F_{Q, Ren, SH, 2} = F_{Q, Ren, SH}(SH_2) = 0$

Температура теплоносія (води) подавальної мережі $T_{Sup, SH, 2} = 343.15\text{K}$

Температура теплоносія (води) зворотної мережі $T_{Ret, SH, 2} = 313.15\text{K}$

Зміна частки споживання енергії на власні потреби $P_{Aug, Gen, SH, 2} = P_{Aug, Gen, SH}(SH_2) = 0 \frac{\text{W}}{\text{KW}}$

Постійна частка споживання енергії на власні потреби $P_{Aug, Gen, Const, SH, 2} = P_{Aug, Gen, Const, SH}(SH_2) = 0\text{W}$

Питома викиди CO_2 $\text{CO}_2 \text{ gen, SH}(SH_2) = 0 \frac{\text{gm}}{\text{KW hr}}$

Частка джерела 2 $F_{SH, 2} = \text{if}(0\% \leq F_{SH,2} \leq 100\%, F_{SH,2}, \text{error}(\text{"F.SH2 must be within range } 0\% \dots 100\%")) - 0\%$

5.3. Акумулятор

Storage = "No storage"

Енергетична ефективність $\eta_{Th, St} = \eta_{Th, St}(\text{Storage}) = 100\%$

Споживання енергії на власні потреби $P_{Aug, St} = P_{Aug, St}(\text{Storage}) = 0 \frac{\text{W}}{\text{KW}}$

5.4. Система теплопроводів:

Boiler position = "inside envelope"

Споживання енергії на власні потреби $P_{Aug, Dis} = P_{Aug, Dis}(\text{Boiler position, Temperature drop}) = 8.2 \frac{\text{W}}{\text{KW}}$

Проективне зниження температури $\Delta T_{design, dis} = \Delta T_{design, dis}(\text{Temperature drop, Boiler position}) = 5\text{K}$

5.5. Система опалення:

Emission = "Direct electric heating"

$E_{inlet, Emiss} = \begin{cases} \text{"Direct electric heating"} & \text{if Emission = "Direct electric heating"} \wedge SH_1 = \text{"Electric boiler"} \wedge \text{Storage} = \text{"No storage"} \wedge \text{Boiler position} = \text{"No distribution"} \\ \text{error}(\text{"To analyse a system with electric heating, choose 'Electric boiler' in the generat. menu, 'no storage' in the storage menu, 'no distribution' in the distrib. menu, and 'direct electric heating' in the emiss. menu"}) & \text{otherwise} \\ \text{Emission} & \text{otherwise} \end{cases}$

Emission = "HT radiators (DN255; 55/45)"

Температура теплоносія на вході у систему опалення

$T_{inlet, Emiss} = \begin{cases} T_{inlet, Emiss}(\text{Emission}) & \text{if Emission = "Free cooling-ventilation"} \vee \text{Emission = "Direct electric heating"} \\ T_{inlet, Emiss}(\text{Emission}) & \text{otherwise} \end{cases} = 328.15\text{K}$

Температура прямої води на вході у теплопункт

$T_{design, ds} = \begin{cases} \text{error}(\text{"Needed inlet temperature NOT supplied by generation. Change system design"}) \\ T_{inlet, Emiss} + \Delta T_{design, ds} & \text{otherwise} \end{cases} \text{if } \min(T_{Sup, SH, 1}, T_{Sup, SH, 2}) < T_{inlet, Emiss} + \Delta T_{design, ds} = 333.15\text{K}$

Енергетична ефективність теплопроводів системи

$\eta_{Th, Dis} = \eta_{Th, Dis}(\text{Boiler position, Insulation, T}_{design, ds}, \text{Temperature drop}) = 0.882$

Температура теплоносія на виході із системи опалення

$T_{Ret, Emiss} = T_{Ret, Emiss}(\text{Emission}) = 318.15\text{K}$

Споживання енергії на власні потреби $P_{Aug, Emiss} = P_{Aug, Emiss}(\text{Emission, Q}_{Tot, Dem}) = 0 \frac{\text{W}}{\text{KW}}$

$P_{Max, Heat, Emiss} = \begin{cases} \text{error}(\text{"Heating power demand is higher than the installed power! The system solution is NOT sufficient! Improve building envelope or use a more powerful system"}) & \text{if } P_{Max, Heat, Emiss}(\text{Emission}) \wedge \eta_{Th} < Q_{Tot, Dem} \\ P_{Max, Heat, Emiss}(\text{Emission}) & \text{otherwise} \end{cases}$

Максимальна питома потужність опалювальної системи $P_{Max, Heat, Emiss} = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$

Енергетична ефективність системи опалення $\eta_{Th, Emiss} = \eta_{Th, Emiss}(\text{Emission}) = 95\%$

5.6. Система ГВП:

5.6.1. ГВП, Джерело 1

DHW₁ = "Dwelling, same as Source 1 for space heating"

Потреби ГВП $V_{DHW, 1} = V_{DHW}(\text{DHW}_1) = 45 \frac{\text{l}}{\text{person-day}}$

Вихідна температура води $T_{input, DHW, 1} = T_{input, DHW}(\text{DHW}_1) = 279.15\text{K}$

Вихідна температура води $T_{supply, DHW, 1} = T_{supply, DHW}(\text{DHW}_1) = 328.15\text{K}$

Енергетична ефективність $\eta_{DHW, 1} = \eta_{DHW}(\text{DHW}_1, SH_1) = 80\%$

Фактор використання первинного викопного палива $F_{Prim, Fos, DHW, 1} = F_{Prim, Fos, DHW}(\text{DHW}_1, SH_1) = 1.2$

Фактор використання первинного палива відновлювальних джерел $F_{Prim, Ren, DHW, 1} = F_{Prim, Ren, DHW}(\text{DHW}_1, SH_1) = 0$

Фактор якості енергії викопного палива $F_{Q, Fos, DHW, 1} = F_{Q, Fos, DHW}(\text{DHW}_1, SH_1) = 1.04$

Фактор якості енергії відновлювального джерела $F_{Q, Ren, DHW, 1} = F_{Q, Ren, DHW}(\text{DHW}_1, SH_1) = 0$

Частка джерела 1 для ГВП $F_{DHW, 1} = \text{if}(0\% \leq F_{DHW,2} \leq 100\%, 1 - F_{DHW,2}, \text{error}(\text{"F.DHW.2 must be within range } 0\% \dots 100\%")) - 100\%$

5.6.2. ГВП, Джерело 2

$DHW_{2,1} = \begin{cases} DHW_2 & \text{if } DHW_1 = \text{"No DHW production"} \\ \text{error}(\text{"In case of 'No DHW production' in the Source 1 DHW production in the Source 2 should also be chosen as 'No DHW Production'"}) & \text{if } DHW_1 = \text{"No DHW production"} \wedge DHW_2 = \text{"No DHW production"} \\ DHW_2 & \text{if } DHW_1 = \text{"No DHW production"} \wedge DHW_2 = \text{"No DHW production"} \\ DHW_2 = \text{"No DHW production"} & \text{otherwise} \end{cases}$

Вихідна температура води $T_{input, DHW, 2} = T_{input, DHW, 1} = 279.15\text{K}$

Вихідна температура води $T_{supply, DHW, 2} = T_{supply, DHW, 1} = 328.15\text{K}$

Енергетична ефективність $\eta_{DHW, 2} = \eta_{DHW}(\text{DHW}_2, SH_2) = \text{"-"}\%$

Фактор використання первинного викопного палива $F_{Prim, Fos, DHW, 2} = F_{Prim, Fos, DHW}(\text{DHW}_2, SH_2) = 0$

Фактор використання первинного палива відновлювальних джерел $F_{Prim, Ren, DHW, 2} = F_{Prim, Ren, DHW}(\text{DHW}_2, SH_2) = 0$

Фактор якості енергії викопного палива $F_{Q, Fos, DHW, 2} = F_{Q, Fos, DHW}(\text{DHW}_2, SH_2) = 0$

Фактор використання первинного викопного палива $F_{Q, Ren, DHW, 2} = F_{Q, Ren, DHW}(\text{DHW}_2, SH_2) = 0$

$F_{DHW, 2} = \begin{cases} DHW_2 = \text{"No DHW production"} & - 0 \\ F_{DHW, 2} & \text{if } F_{DHW, 2} = 0 \\ \text{error}(\text{"In case of 'No DHW production' in the Source 2 F.DHW.2 must be equal zero"}) & \text{otherwise} \\ F_{DHW, 2} & \text{if } \% \leq F_{DHW, 2} \leq 100\% \\ \text{error}(\text{"F.DHW.2 must be within range } 0\% \dots 100\%")) & \text{otherwise} \end{cases}$

5.6.3. Виробництво електричної енергії

Фактор використання первинного викопного палива $F_{p, electr, fos} = 2.7$

Фактор використання первинного викопного палива $F_{p, electr, ren} = 0.3$

Фактор якості енергії викопного палива $F_{q, electr, fos} = 1.0$

Фактор використання первинного викопного палива $F_{q, electr, ren} = 1.0$

Рис. 5.38. Фрагмент веб-сторінки <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> результатів інтерактивного визначення характеристик для теплозабезпечення будинку у відповідності до вихідних даних, наведених на рис. 5.35

Наступним етапом даного інтерактивного розрахунку є ексергетичний аналіз першого елементу СТ – огорожувальної конструкції будинку (ділянка 6-7 на рис. 5.34). Для визначення потреб ексергії запропоновано використати так званий «детальний» метод [12]. Кожен елемент системи характеризується ексергетичним ККД, визначеного на основі поняття «паливо» та «продукт» [11]. Деструкція ексергії в елементі визначається як різниця ексергії палива та ексергії продукту (рис. 5.39).

← → ↻ twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-eng.xmcd

6. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСЕРГЕТИЧНИХ РОЗРАХУНКІВ

6.1. Огороджувальна оболонка

Потреби ексергії

$$Ex_{Dem} := \begin{cases} 0 & \text{if } Q_{Tot, Dem} = 0 \\ \text{otherwise} & Q_{Vent, Ls} \left[1 - \frac{T_{Air, Out}}{(T_{Air, In} - T_{Air, Out})} \cdot \ln \left(\frac{T_{Air, In}}{T_{Air, Out}} \right) \right] + (Q_{Tot, Dem} - Q_{Vent, Ls}) \cdot \left(1 - \frac{T_{Air, Out}}{T_{Air, In}} \right) \text{ if } Q_{Vent, Ls} < Q_{Tot, Dem} \\ \text{otherwise} & \begin{cases} t_{vent/inf, limit} \leftarrow T_{Air, Out} + (T_{Air, In} - T_{Air, Out}) \cdot \frac{Q_{Tot, Dem}}{Q_{Vent, Ls}} \\ Q_{Tot, Dem} \left[1 - \frac{T_{Air, Out}}{(t_{vent/inf, limit} - T_{Air, Out})} \cdot \ln \left(\frac{t_{vent/inf, limit}}{T_{Air, Out}} \right) \right] \end{cases} \end{cases} = 145.512 W$$

Фактор якості повітря внутрішнього приміщення $F_{q, room} := \frac{Ex_{Dem}}{Q_{Tot, Dem}} = 0.05$

Ексергія палива

$$Ex_{F, Room} := (Q_{tr, ls} + Q_{Vent, Ls}) \cdot F_{q, room} = 235.726 W$$

Ексергія продукту

$$Ex_{P, Room} := 0$$

Споживання ексергії

$$Ex_{Con, Room} := Ex_{F, Room} - Ex_{P, Room} = 235.726 W$$

Рис. 5.39. Фрагмент веб-сторінки <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> результатів інтерактивного ексергетичного аналізу першого елементу СТ – огорожувальної конструкції будинку у відповідності до вихідних даних, наведених на рис. 5.35

Наступним елементом системи є опалювальний прилад (ділянка 5-6 на рис. 5.40).

В даному випадку ексергія продукту приймається рівною потребі ексергії на створення теплового комфорту у приміщенні, значення якої визначено на попередньому етапі.

Для всіх видів системи опалення (крім нагріву електричними приладами) ексергія палива визначалася за формулою

$$E_{F,HS} = \frac{Q_{tot,dem} + Q_{los,HS}}{T_{HS,in} - T_{HS,out}} \left[T_{HS,in} - T_{HS,out} - T_0 \ln \frac{T_{HS,in}}{T_{HS,out}} \right] + E_{aux,HS}, \quad (5.1)$$

де $Q_{tot,dem}$, $Q_{los,HS}$ – відповідно потреби енергії для створення теплового комфорту у приміщенні та вихід частини енергії, що подається, за межі системи, кВт;

$T_{HS,in}$, $T_{HS,out}$ – відповідно температура теплоносія системи опалення на вході та виході, К;

T_0 – температура зовнішнього середовища, К

$E_{aux,HS}$ – ексергія, що споживається даним елементом на власні потреби і рівна споживанню електричної енергії на привід циркуляційних насосів, кВт.

Фрагмент веб-сторінки з інтерактивного ексергетичного та енергетичного аналізу системи опалення наведений на рис. 5.40.

6.2. Опалювальний прилад

Втрати енергії в опалювальному приладі $Q_{Loss,Emis} := Q_{Tot,Dem} \begin{cases} 0 & \text{if } \eta_{Th,Emis} = 0 \\ \frac{1}{\eta_{Th,Emis}} - 1 & \text{otherwise} \end{cases} = 0.153 \cdot kW$ Витрати енергії на власні потреби системи опалення $P_{Aug,Emis} := P_{Aug,Emis} \quad Q_{Tot,Dem} = 0 \cdot W$

Втрати ексергії системи опалення $\Delta Ex_{Emis} = 328.5 \cdot W$

Надходження ексергії у систему опалення $Ex_{Emis} := Ex_{Dem} + \Delta Ex_{Emis} = 473.97 \cdot W$

Надходження енергії у систему опалення $Q_{Emis,In} := Q_{Tot,Dem} + Q_{Loss,Emis} = 3.065 \times 10^3 \cdot W$

Ексергія палива системи опалення $Ex_{F,Emis} := Ex_{Emis} + P_{Aug,Emis} = 473.97 \cdot W$

Ексергія продукту системи опалення $Ex_{P,Emis} := Ex_{Dem} = 145.512 \cdot W$

Споживання ексергії системою опалення $Ex_{Con,Emis} := Ex_{F,Emis} - Ex_{P,Emis} = 328.459 \cdot W$

Ексергетичний ККД системи опалення $\epsilon_{Emis,Single} := \frac{Ex_{P,Emis}}{Ex_{F,Emis}} = 30.701\%$

Ексергетичний ККД ділянки система опалення - огорожувальна оболонка $\epsilon_{Emis,Over} := \frac{Ex_{Dem}}{Ex_{F,Emis}} = 30.7\%$

Енергетичний ККД системи опалення $\eta_{Emis,Single} := \frac{Q_{Tot,Dem}}{Q_{Emis,In} + P_{Aug,Emis}} = 95\%$

Енергетичний ККД ділянки система опалення - огорожувальна оболонка $\eta_{Emis,Over} := \frac{Q_{Tot,Dem}}{Q_{Emis,In} + P_{Aug,Emis}} = 95\%$

Рис. 5.40. Фрагмент веб-сторінки

<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> з інтерактивного ексергетичного та енергетичного аналізу системи опалення

Система теплопроводів є наступним елементом (ділянка 4-5 на рис. 5.34). Для цього компоненту ексергія продукту рівна ексергії палива системи опалення (див. рис. 5.41).

У випадку транспортування теплоносія у теплопроводі, внаслідок температурного напору між зовнішньою поверхнею теплопроводу та оточуючого її навколишнього середовища, мають місце втрати ексергії (рис. 5.41). В результаті температура теплоносія знижується. Аналогічно, як і в роботі [12], в запропонованому інтерактивному розрахунку визначається деструкція ексергії тільки у подавальному трубопроводі. В зворотньому трубопроводі, через нижчу температуру теплоносія, деструкцією ексергії нехтуємо.

6.3. Система розподілу енергонсія

Втрати енергії системи розподілу енергонсія $Q_{Loss,Dis} := Q_{Emis,In} \left(\frac{1}{\eta_{Th,Dis}} - 1 \right) = 0.41 \text{ kW}$

Втрати енергії на власні потреби системи розподілу енергонсія $P_{Aug,Dis} := P_{Aug,Dis} \cdot Q_{Emis,In} = 0.025 \text{ kW}$

Втрати ексергії системи розподілу енергонсія

$$\Delta Ex_{dis} := \begin{cases} 0 & \text{if } \Delta T_{design,dis} = "-" \wedge T_{design,dis} = "-" \\ \frac{Q_{Loss,Dis}}{\Delta T_{design,dis}} \left[\Delta T_{design,dis} - T_{Air,Out} \cdot \ln \left(\frac{T_{design,dis}}{T_{design,dis} - \Delta T_{design,dis}} \right) \right] & \text{otherwise} \end{cases} = 0.071 \text{ kW}$$

Надходження ексергії у систему розподілу енергонсія $Ex_{Dis} := Ex_{Emis} + \Delta Ex_{dis} = 0.545 \text{ kW}$

Надходження енергії у систему розподілу енергонсія $Q_{Dis,In} := Q_{Emis,In} + Q_{Loss,Dis} = 3.475 \text{ kW}$

Ексергія палива системи розподілу енергонсія $Ex_{F,Dis} := Ex_{Dis} + P_{Aug,Dis} = 570.384 \text{ W}$

Ексергія продукту системи розподілу енергонсія $Ex_{P,Dis} := Ex_{Emis} = 473.97 \text{ W}$

Споживання ексергії системою розподілу енергонсія $Ex_{Con,Dis} := Ex_{F,Dis} - Ex_{P,Dis} = 96.414 \text{ W}$

Ексергетичний ККД системи розподілу енергонсія $\epsilon_{Dis,Single} := \frac{Ex_{P,Dis}}{Ex_{F,Dis}} = 83.097 \%$

Ексергетичний ККД ділянки система розподілу енергонсія - огорожувальна оболонка $\epsilon_{Dis,Over} := \frac{Ex_{Dem}}{Ex_{F,Dis}} = 25.5 \%$

Енергетичний ККД системи розподілу енергонсія $\eta_{Dis,Single} := \frac{Q_{Emis,In}}{Q_{Dis,In} + P_{Aug,Dis}} = 87.6 \%$

Енергетичний ККД ділянки система розподілу енергонсія - огорожувальна оболонка $\eta_{Dis,Over} := \frac{Q_{Tot,Dem}}{Q_{Dis,In} + P_{Aug,Dis}} = 83.2 \%$

Рис. 5.41. Фрагмент веб-сторінки

<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> з інтерактивного ексергетичного та енергетичного аналізу системи теплопроводів

Отже, у урахуванням зниження температури на $\Delta T_{Distr,Supl}$ та виходу частини енергії $Q_{Distr,Los}$ теплоносія за межі системи, втрати ексергії у подавальному трубопроводі можна визначити за формулою

$$E_{D,distr} = \frac{Q_{distr,los}}{\Delta T_{distr,supl}} \cdot \left[\Delta T_{distr,supl} - T_0 \ln \frac{T_{distr,supl}}{T_{distr,supl} - \Delta T_{distr,supl}} \right] + E_{aux,distr}, \quad (5.2)$$

де $T_{distr,supl}$ - температура теплоносія у подавальному трубопроводі, К;

$E_{aux,distr}$ - ексергія, що споживається теплопроводом на власні потреби і рівна споживанню електричної енергії на привід мережевих насосів, кВт.

Фрагмент веб-сторінки з інтерактивного ексергетичного та енергетичного аналізу системи подачі енергоносія від джерела енергії до системи опалення наведений на рис. 5.41.

Для ексергетичного розрахунку акумулятора енергії (ділянка 3-4 на рис. 5.42) пропонується наступний алгоритм. Ексергія палива визначається як сума ексергії палива теплоносія джерела енергії та ексергії, що споживається акумулятором на власні потреби (електричної енергії). Ексергія продукту рівна ексергії палива теплоносія системи теплопроводів. На рис. 5.42 наведений фрагмент веб-сторінки з інтерактивного ексергетичного та енергетичного аналізу акумулятора енергії.

← → ↻ twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-eng.xmcd

6.4. Акумулятор

Ексергія продукту акумулятора
 $Ex_{P,St} = Ex_{Dis} = 545.263 \text{ -W}$

Втрати енергії акумулятора $Q_{Loss,St} := Q_{Dis,In} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{Th,St}} - 1 \right) = 0 \text{ -kW}$

Надходження енергії в акумулятор $Q_{St,In} := Q_{Dis,In} + Q_{Loss,St} = 3.475 \text{ -kW}$

Витрати енергії на власні потреби акумулятора $P_{Aug,St} := P_{Aug,St} \cdot Q_{Dis,In} = 0 \text{ -W}$

Енергетична потужність джерела 1 $Q_{gen,SH,1} := Q_{St,In} \cdot F_{SH,1} = 3.475 \text{ -kW}$

Енергетична потужність джерела 2 $Q_{gen,SH,2} := Q_{St,In} \cdot F_{SH,2} = 0 \text{ -kW}$

Ексергетична потужність джерела 1
 $Ex_{P,Gen,SH,1} := \frac{Q_{gen,SH,1}}{(T_{Sup,SH,1} - T_{Ret,SH,1})} \cdot \left(T_{Sup,SH,1} - T_{Ret,SH,1} - T_{Air,Out} \cdot \ln \left(\frac{T_{Sup,SH,1}}{T_{Ret,SH,1}} \right) \right) = 624.918 \text{ W}$

Ексергетична потужність джерела 2
 $Ex_{P,Gen,SH,2} := \frac{Q_{gen,SH,2}}{(T_{Sup,SH,2} - T_{Ret,SH,2})} \cdot \left(T_{Sup,SH,2} - T_{Ret,SH,2} - T_{Air,Out} \cdot \ln \left(\frac{T_{Sup,SH,2}}{T_{Ret,SH,2}} \right) \right) = 0$

Ексергетична потужність акумулятора $Ex_{St} := Ex_{P,Gen,SH,1} + Ex_{P,Gen,SH,2} = 0.625 \text{ -kW}$

Ексергія палива акумулятора
 $Ex_{F,St} := Ex_{St} + P_{Aug,St} = 624.918 \text{ W}$

Споживання ексергії в акумуляторі
 $Ex_{Con,St} := Ex_{F,St} - Ex_{P,St} = 79.654 \text{ W}$

Ексергетичний ККД акумулятора
 $\epsilon_{St,Single} := \frac{Ex_{P,St}}{Ex_{F,St}} = 87.254 \%$

Ексергетичний ККД ділянки акумулятор - огорожувальна оболонка
 $\epsilon_{St,Over} := \frac{Ex_{Dem}}{Ex_{F,St}} = 23.3 \%$

Енергетичний ККД акумулятора
 $\eta_{St,Single} := \frac{Q_{Dis,In}}{Q_{St,In} + P_{Aug,St}} = 100 \%$

Енергетичний ККД ділянки акумулятор - огорожувальна оболонка
 $\eta_{St,Over} := \frac{Q_{Tot,Dem}}{Q_{St,In} + P_{Aug,St}} = 83.8 \%$

Рис. 5.42. Фрагмент веб-сторінки

<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> з інтерактивного ексергетичного та енергетичного аналізу акумулятора енергії

При виконанні ексергетичного аналізу джерела енергії СТ (ділянка 2-3 на рис. 5.43) ексергія палива визначається як сума ексергії енергії, що подається у джерело, та ексергії, що споживається джерелом на власні потреби (електричної енергії). Ексергія продукту рівна ексергії палива акумулятора. При цьому, ексергія енергії, що подається у джерело розраховується із використанням фактору якості, який залежить від типу енергії. Крім того, на даному етапі здійснений поділ енергетичного потоку та його ексергії на дві частини: на основі викопного палива та окремо відновлювальних джерел енергії. Для цього використані значення факторів первинного перетворення енергії відповідних технологій [251]. Фрагмент веб-сторінки з інтерактивного ексергетичного та енергетичного аналізу джерела енергії у формі теплоти наведено на рис. 5.43.

The screenshot displays a complex spreadsheet interface for exergy analysis. It is divided into two main columns of calculations.

Left Column (Energy and Exergy Flows):

- 7.1. Енергетична потужність джерел:** Shows energy generation $Q_{gen,SH,1} = 3475 \text{ kW}$ and $Q_{gen,SH,2} = 0$.
- 7.2. Втрати енергії в генераторі:** Calculates losses $Q_{loss,Gen,1} = 868.652 \text{ W}$ and $Q_{loss,Gen,2} = 0 \text{ kW}$ based on efficiency and input power.
- 7.3. Втрати на власні потреби в джерелі:** Calculates self-consumption $P_{aug,gen,SH,1} = 32.509 \text{ W}$ and $P_{aug,gen,SH,2} = 0 \text{ kW}$.
- 7.4. Енергетична потужність джерела теплоти:** Calculates primary energy $E_{Prim,Fos,SH,1} = 4.343 \text{ kW}$ and $E_{Prim,Fos,SH,2} = 0 \text{ kW}$.
- 7.5. Ексергетична потужність джерела теплоти:** Calculates exergy $E_{Ex,Gen,SH,1} = 624.918 \text{ W}$ and $E_{Ex,Gen,SH,2} = 0$.
- 7.6. Ексергетична потужність ГВП:** Shows $E_{Gen,fos,DHW,1} = 335 \text{ W}$.

Right Column (Exergy and Efficiency Calculations):

- 7.5. Ексергетична потужність джерела теплоти:** Shows exergy flows $E_{Gen,Fos,SH,1} = 4.517 \text{ kW}$ and $E_{Gen,SH,2} = 0 \text{ kW}$.
- Складання ексергії:** Shows $E_{Con,Gen,SH,1} = 3.925 \text{ kW}$ and $E_{Con,Gen,SH,2} = 0 \text{ kW}$.
- Ексергетичний ККД джерела теплоти:** Shows $\eta_{Gen,SH,1,Single} = 13.736\%$ and $\eta_{Gen,SH,2,Single} = 0\%$.
- Ексергетичний ККД джерела теплоти - огороджувальна:** Shows $\eta_{Gen,SH,1,Over} = 3.198\%$ and $\eta_{Gen,SH,2,Over} = 0\%$.
- Ексергетичний ККД джерела теплоти:** Shows $\eta_{Gen,SH,1,Single} = 79.4\%$ and $\eta_{Gen,SH,2,Single} = 0\%$.
- Ексергетичний ККД джерела теплоти - огороджувальна:** Shows $\eta_{Gen,SH,Over} = 66.534\%$.

Рис. 5.43. Фрагмент веб-сторінки

<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> з інтерактивного ексергетичного та енергетичного аналізу джерела енергії

Окремим пунктом передбачений розрахунок ексергетичних потреб електричної енергії. При цьому, як і у попередньому випадку, виконаний поділ походження електроенергії на дві частини: на основі викопного палива та відновлювальних джерел енергії (див. рис. 5.44). Фактор якості електричної енергії рівний одиниці.

← → ↻ ① twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-eng.xmcd

8. ГЕНЕРАЦІЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ

8.1. Потреби електричної енергії на освітлення

$$P_{l, fos} := P_l \frac{F_{p, electr, fos}}{F_{p, electr, fos} + F_{p, electr, ren}} = 198 \text{ W}$$

$$P_{l, ren} := P_l \frac{F_{p, electr, ren}}{F_{p, electr, fos} + F_{p, electr, ren}} = 22 \text{ W}$$

8.2. Потреби електричної ексергії на освітлення

$$Ex_{l, fos} := P_{l, fos} \cdot F_{q, electr, fos} = 198 \text{ W}$$

$$Ex_{l, ren} := P_{l, ren} \cdot F_{q, electr, ren} = 22 \text{ W}$$

8.3. Потреби електричної енергії на опалення

$$P_{v, fos} := P_v \frac{F_{p, electr, fos}}{F_{p, electr, fos} + F_{p, electr, ren}} = 108 \text{ W}$$

$$P_{v, ren} := P_v \frac{F_{p, electr, ren}}{F_{p, electr, fos} + F_{p, electr, ren}} = 12 \text{ W}$$

8.4. Потреби електричної ексергії на опалення

$$Ex_{v, fos} := P_{v, fos} \cdot F_{q, electr, fos} = 108 \text{ W}$$

$$Ex_{v, ren} := P_{v, ren} \cdot F_{q, electr, ren} = 12 \text{ W}$$

8.5. Потреби електричної енергії на обладнання

$$P_{Eq, fos} := Q_{eq} \frac{F_{p, electr, fos}}{F_{p, electr, fos} + F_{p, electr, ren}} = 202.95 \text{ W}$$

$$P_{Eq, ren} := Q_{eq} \frac{F_{p, electr, ren}}{F_{p, electr, fos} + F_{p, electr, ren}} = 22.55 \text{ W}$$

8.6. Потреби електричної ексергії на обладнання

$$Ex_{Eq, fos} := P_{Eq, fos} \cdot F_{q, electr, fos} = 202.95 \text{ W}$$

$$Ex_{Eq, ren} := P_{Eq, ren} \cdot F_{q, electr, ren} = 22.55 \text{ W}$$

8.7. Власні потреби електричної енергії та ексергії

$$P_{aug, fos, tot} := (P_{Aug, Emis} + P_{Aug, Dis} + P_{Aug, St} + P_{aug, gen, SH, 1} + P_{aug, gen, SH, 2}) \frac{F_{p, electr, fos}}{F_{p, electr, fos} + F_{p, electr, ren}} = 51.867 \text{ W}$$

$$P_{aug, ren, tot} := (P_{Aug, Emis} + P_{Aug, Dis} + P_{Aug, St} + P_{aug, gen, SH, 1} + P_{aug, gen, SH, 2}) \frac{F_{p, electr, ren}}{F_{p, electr, fos} + F_{p, electr, ren}} = 5.763 \text{ W}$$

$$Ex_{aug, fos, tot} := P_{aug, fos, tot} \cdot F_{q, electr, fos} = 51.867 \text{ W}$$

$$Ex_{aug, ren, tot} := P_{aug, ren, tot} \cdot F_{q, electr, ren} = 5.763 \text{ W}$$

8.8. Електрогенеруюча станція

Енергетична потужність

$$P_{plant} := (P_{l, fos} + P_{l, ren}) + (P_{v, fos} + P_{v, ren}) + (P_{Eq, fos} + P_{Eq, ren}) + (P_{aug, fos, tot} + P_{aug, ren, tot}) = 0.623 \text{ kW}$$

Ексергетична потужність

$$Ex_{plant} := (Ex_{l, fos} + Ex_{l, ren}) + (Ex_{v, fos} + Ex_{v, ren}) + (Ex_{Eq, fos} + Ex_{Eq, ren}) + (Ex_{aug, fos, tot} + Ex_{aug, ren, tot}) = 0.623 \text{ kW}$$

Рис. 5.44. Фрагмент веб-сторінки

<http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> з інтерактивного ексергетичного аналізу джерела енергії

Останньою ланкою даної енергетичної системи є перетворення первинної енергії (ділянка 1-2 на рис. 5.35). При визначенні ексергії палива даного процесу враховано надходження ексергії всіх видів первинної енергії (для опалення, гаряче водопостачання, електропостачання та прихід сонячної радіації у приміщення будинку). Ексергія продукту процесу перетворення первинної енергії визначається з урахуванням коефіцієнту перетворення первинної енергії (рис. 5.45).

Даний відкритий інтерактивний веб-ресурс також пропонує ряд характеристик, які введені в роботі [251]. Наприклад, критерій відповідності визначає якість енергії, що використовується в елементі системи для забезпечення заданої потреби, по відношенню до енергії, що виробляється в

даному елементі. Порівнюючи даний критерій кожного елемента із критерієм відповідності потреби ($\varphi_{dem} = 0,049$ на рис. 5.46) можна робити висновок про відповідність даного елемента системи до заданих потреб. Чим ближчі за значеннями ці критерії, тим більш відповідною є система для забезпечення заданих потреб.

9.11. Споживання ексергії первинного палива сумарне

Ексергія продукту

$$Ex_{P,Trans} := (Ex_{Gen,Fos,SH,1} + Ex_{Gen,Ren,SH,1} + Ex_{Gen,Fos,SH,2} + Ex_{Gen,Ren,SH,2}) + (Ex_{gen.fos.DHW,1} + Ex_{gen.fos.DHW,2} + Ex_{gen.ren.DHW,1} + Ex_{gen.ren.DHW,2}) + Ex_{plant} + I_{sol,h} \cdot F_{q,room} = 5.546 \text{ kW}$$

Ексергія палива

$$Ex_{F,Trans} := (Ex_{prim.fos.SH,1} + Ex_{prim.ren.SH,1} + Ex_{prim.fos.SH,2} + Ex_{prim.ren.SH,2}) + Ex_{prim.plant} + Ex_{prim.DHW} + I_{sol,h} \cdot F_{q,room} = 7.766 \text{ kW}$$

Споживання ексергії

$$Ex_{Conc,Trans} := Ex_{F,Trans} - Ex_{P,Trans} = 2.219 \text{ kW}$$

Ексергетичний ККД первинного перетворення енергії

$$\epsilon_{Tran,Single} := \frac{Ex_{P,Trans}}{Ex_{F,Trans}} = 71.422 \%$$

Ексергетичний ККД ділянки первинне джерело енергії - огорожувальна оболонка

$$\epsilon_{Tran,Over} := \frac{Ex_{Dem}}{Ex_{F,Trans}} = 1.9 \%$$

Енергетичний ККД первинного перетворення енергії

$$\eta_{Tran,Single} := \frac{(En_{Gen,Fos,SH,1} + En_{Gen,Ren,SH,1} + En_{Gen,Fos,SH,2} + En_{Gen,Ren,SH,2}) + (En_{gen.fos.DHW,1} + En_{gen.fos.DHW,2} + En_{gen.ren.DHW,1} + En_{gen.ren.DHW,2}) + P_{plant}}{En_{in,tot}} = 70.8 \%$$

Енергетичний ККД ділянки первинне джерело енергії - огорожувальна оболонка

$$\eta_{Tran,Over} := \frac{Q_{Tot,DEM}}{En_{in,tot}} = 38.905 \%$$

Рис. 5.45. Фрагмент веб-сторінки

<http://twl.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> з інтерактивного ексергетичного аналізу джерела енергії процесу перетворення первинної енергії

10.2. Ексергетичні критерії відповідності

$$\varphi_{Tran,Over} := \frac{Ex_{prim.fos.SH,1} + Ex_{prim.ren.SH,1} + Ex_{prim.fos.SH,2} + Ex_{prim.ren.SH,2} + P_{aug.gen.SH,1}}{En_{Gen,Fos,SH,1} + En_{Gen,Ren,SH,1} + En_{Gen,Fos,SH,2} + En_{Gen,Ren,SH,2}} + \frac{Ex_{prim.fos.SH,1} + Ex_{prim.ren.SH,1} + Ex_{prim.fos.SH,2} + Ex_{prim.ren.SH,2}}{En_{Gen,Fos,SH,1} + En_{Gen,Ren,SH,1} + En_{Gen,Fos,SH,2} + En_{Gen,Ren,SH,2}} = 2.503$$

$$\varphi_{Gen} := \frac{Ex_{F,Gen,SH,1} + Ex_{F,Gen,SH,2}}{Q_{St,In}} = 1.309$$

$$\varphi_{Dis} := \frac{Ex_{F,Dis}}{Q_{Emis,In}} = 0.186$$

$$\varphi_{St} := \frac{Ex_{F,St}}{Q_{Dis,In}} = 0.18$$

$$\varphi_{Emis} := \frac{Ex_{F,Emis}}{Q_{Tot,DEM}} = 0.163$$

$$\varphi_{Dem} := F_{q,room} = 0.05$$

Рис. 5.46. Фрагмент веб-сторінки

<http://twl.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-39-ua-Exergy-analysis-of-building-systems.xmcd> з результатами інтерактивного розрахунку критеріїв відповідності окремих елементів СТ

Розраховані ексергетичні та енергетичні характеристики СТ також додатково демонструються графічною інформацією.

На рис. 5.47 наведені графічно показаний потоки енергії та ексергії через елементи системи для забезпечення потреб в опаленні будинку. Цей графік чітко показує місця найбільших втрат ексергії. Наприклад, енергетичний аналіз показує, що витік енергії за межі системи є найбільшим на етапі перетворення первинного енергоносія та в огорожувальній конструкції будинку (див. також рис. 5.48). Ексергетичний аналіз показує, що найбільші втрати ексергії мають місце на етапі перетворення первинного енергоносія та у генераторі теплоти (див. також рис. 5.48). Саме ексергетичний аналіз дозволяє перейти до принципово нових рішень у СТ населених пунктів – відмовитися від спалювання палива та використовувати низькопотенційні джерела енергії, когенераційні установки та ТНУ.

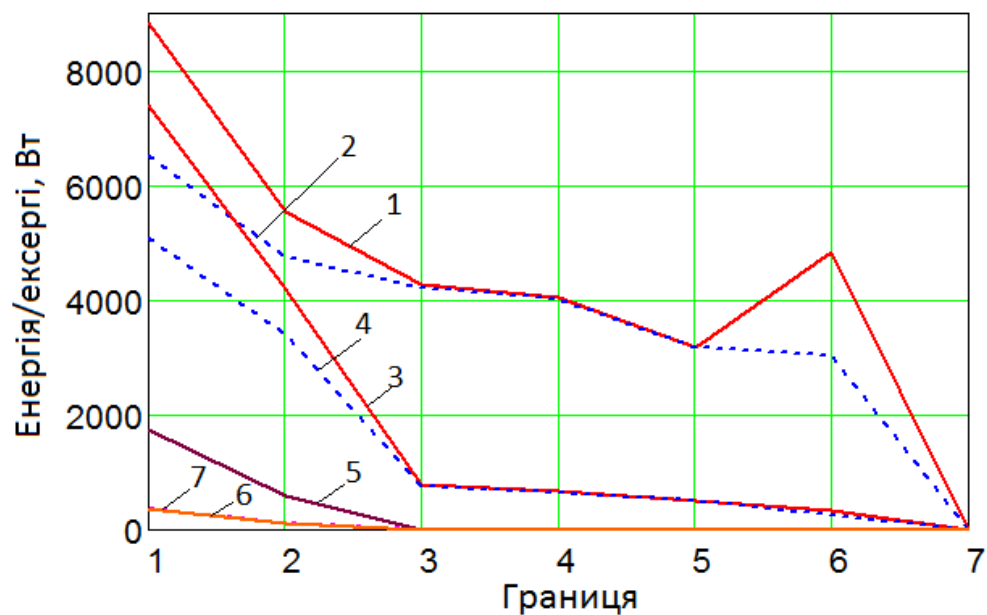


Рис. 5.47. Потоки енергії та ексергії через елементи системи теплозабезпечення будинку:

- 1 – загальний потік енергії; 2 – потік енергії для теплозабезпечення (викопне паливо і відновлювальне); 3 – загальний потік ексергії; 4 – потік ексергії для теплозабезпечення (викопне паливо і відновлювальне); 5 – електрична енергія для освітлення та електрообладнання; 6 – енергія для гарячого водопостачання; 7 – ексергія для гарячого водопостачання

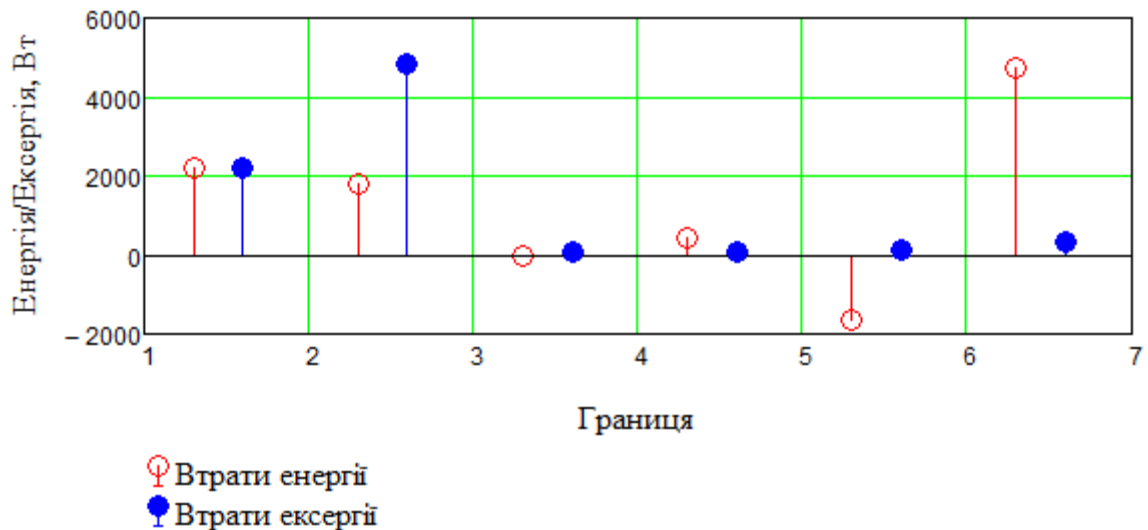


Рис. 5.48. Втрати енергії та ексергії в елементах СТ

Приклади створення та реалізації відкритих інтерактивних алгоритмів для дослідження інших типів теплоенергетичних систем та установок наведено також у [252, 253, 254, 255, 256, 257, 258, 259, 260].

5.4. Розміщення засобів розрахунку та моделювання об'єктів теплоенергетики на сайтах Інтернет-спільнот та форумах

Результатом створення інтерактивних інструментів та алгоритмів для числового моделювання теплоенергетичних процесів є публікація книги «Теплотехнічні етюди в Excel, Mathcad and Internet» (<http://www.springer.com/gp/book/9783319266732>) [244]. Дана робота пропонує основи застосування математичних методів, сучасних засобів розрахунку (Excel, Mathcad, SMath тощо) та Інтернету для розв'язання різноманітних задач термодинаміки, тепломасообміну, гідрогазодинаміки та енергоефективності. Розв'язання задач доповнюється веб-адресами на сторінки, де можна виконати інтерактивний незалежний розрахунок, зробити посилання на «хмарну» функцію або завантажити відповідні файли.

Окремо був створений форум даної книги на сайті спільноти користувачів ресурсів корпорації PTC <https://community.ptc.com/t5/Thermal-Engineering-studies-with/gp-p/2035>. Копії інтернет-сторінок з цього форуму представлено на рис. 5.49 і 5.50, де у першому випадку запропонований Mathcad-документ для

реалізації поглибленого ексергетичного аналізу парокомпресійного холодильного циклу (як в режимі охолодження так і в режимі нагріву), а у другому випадку – декілька Mathcad-документів для розрахунку термодинамічних циклів як теплових насосів, так і холодильних машин. Дані документи можна завантажити на персональний комп'ютер для подальшої обробки. Також можна обговорити запропонований алгоритм та особливості його роботи на цьому ж форумі.

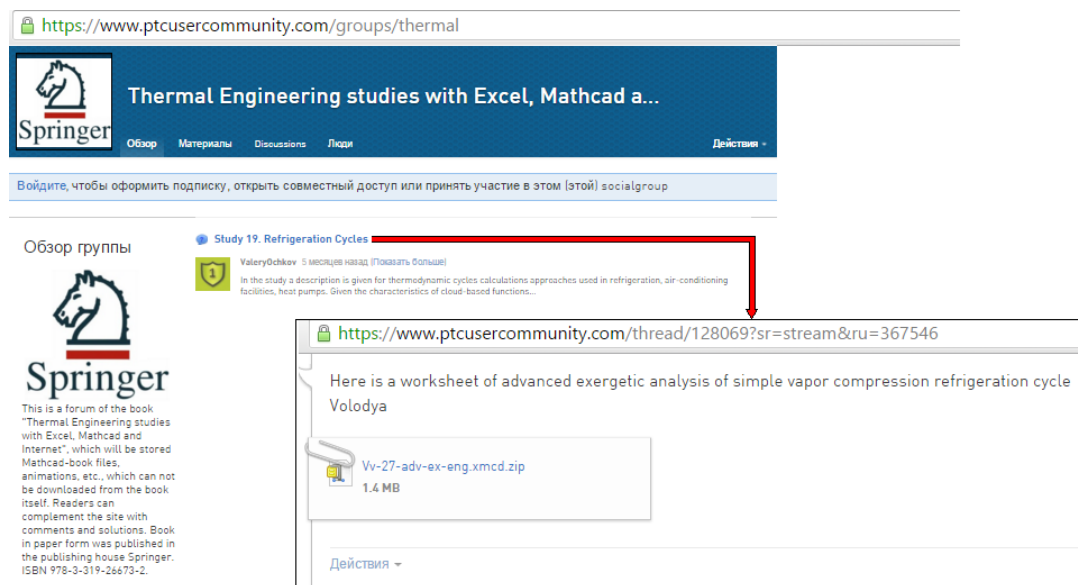


Рис. 5.49. Копія інтернет-сторінки <https://community.ptc.com/t5/Thermal-Engineering-studies-with/gp-p/2035> РТС спільноти, де запропонований Mathcad-документ для реалізації поглибленого ексергетичного аналізу парокомпресійного холодильного циклу

Maple інше одне програмне забезпечення, яке також надає послуги «хмарних» обчислень. Включення в останній версії Maple 2016 даних з теплофізичних властивостей робочих тіл значно полегшує реалізацію теплотехнічного моделювання без залучення додаткових пакетів. Набір Maple документів для теплотехнічних розрахунків підготовлений автором і завантажений на сайт користувачів Maplesoft <https://fr.maplesoft.com/applications/Category.aspx?cid=2886> для апробації, обговорення та обміну. На рис. 5.51 представлений один з таких документів для поглибленого ексергетичного аналізу парокомпресійного холодильного циклу.

https://www.ptcusercommunity.com/groups/thermal

Springer Thermal Engineering studies with Excel, Mathcad a...

Обзор Материалы Discussions Люди Действия

Войдите, чтобы оформить подписку, открыть совместный доступ или принять участие в этом (стой) socialgroup

Обзор группы

Study 19. Refrigeration Cycles

ValeryOchkov 5 месяцев назад (Показать детали)

In the study a description is given for thermodynamic cycles calculations approaches used in refrigeration, air-conditioning facilities, heat pumps. Given the characteristics of closed based functions...

https://www.ptcusercommunity.com/thread/128069?sr=stream&xru=367546

Here is a worksheet of advanced exergetic analysis of simple vapor compression refrigeration cycle Volodya

Vv-27-adv-ex-eng.xmcd.zip
1.4 MB

Действия

vvoloshchuk 31.01.2016 3:58 (в ответ на ValeryOchkov)

Re: Study 19. Refrigeration Cycles

Here is a worksheet of Thermodynamic Calculations of Simple Vapor Compression Refrigeration Cycle

Vv-27-eng.xmcd.zip
1.3 MB

Рис. 5.50. Копія інтернет-сторінки РТС спільноти, де запропоновано декілька Mathcad-документів для розрахунку термодинамічних циклів як теплових насосів так у холодильних машин

MapleSoft PRODUCTS SOLUTIONS PURCHASE SUPPORT RESOURCES COMPANY Search...

Application Center Home : User Community : Application Center : Engineering : Thermodynamics : Advanced Exergetic Analysis of Simple Vapor Compression Refrigeration Cycle

Home
Editor's Choice Applications
MapleSim Model Gallery
New Applications
Tips & Techniques
Contribute your Work

Application Search
Any Application Type Search
Advanced Search

Browse Categories
Mathematics
Communications
Computer Science
Education
Engineering
Automotive
Chemical
Civil & Structural
Control
Dimensional Analysis
Electrical
Engineering Mathematics
Finite Element Modeling
Fluid Dynamics
Geophysical
Heat Transfer
Manufacturing
Mechanical

Advanced Exergetic Analysis of Simple Vapor Compression Refrigeration Cycle

An advanced exergetic analysis converts the most important limitations of the conventional analysis into strengths. An advanced analysis provides options to estimate (a) the real potential for improving the components (splitting the exergy destruction into unavoidable and avoidable parts); and (b) the mutual interdependencies among the exergy destructions within the components of a system (splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts). Distinctions between avoidable and unavoidable exergy destruction on one side and endogenous and exogenous exergy destruction on the other side (with a further splitting of the exogenous exergy destruction) allow engineers to focus on the thermodynamic inefficiencies that can be avoided by simultaneously considering the interactions among system components. The avoidable endogenous and the avoidable exogenous exergy destructions provide the best guidance for improving the thermodynamic performance of energy conversion systems. The drawbacks associated with the advanced exergetic analysis are the need for simulating some non-standard cycles (e.g., so-called hybrid cycles), the large number of required simulations and the associated engineering time. Within this Maple-aided analysis, the potential for improving the thermodynamic efficiency of components and the overall vapor-compression refrigeration system as well as the interactions among components and their effect on the exergy destruction within each component can be estimated.

Maple Player Don't have Maple? Download the free Maple Player to view and interact with Maple documents!

Application Details
Author: Volodymyr Voloshchuk
Application: Maple Document
Type:

Toolkit
Download attached file
Download PDF Preview

Community Rating: [5 stars]
Your Rating: [5 stars]

Рис. 5.51. Копія веб-сторінки

<http://www.maplesoft.com/applications/view.aspx?SID=154068> серверу Maple application center, де розміщений Maple-документ з поглибленого ексергетичного аналізу простого термодинамічного циклу парокompресійного теплового насоса

5.5. Висновки до розділу 5

1. Розвиток інформаційних технологій та засобів обчислювальної техніки відкрило нові можливості для вирішення проблем удосконалення процесів, створення найбільш ефективних конструкцій, виявлення найкращих режимів експлуатації енергосистем.

2. Розроблено та реалізовано відкриті інтерактивні алгоритми з моделювання об'єктів теплоенергетики через створення в мережі Інтернет за допомогою комп'ютерних програм відповідної бази даних, що у свою чергу, дало можливість збирання, зберігання, оброблення даних із використанням сучасних математичних методів розрахунків і оптимізації. Розроблені алгоритми передбачають не тільки їх завантаження в персональний комп'ютер, але і реалізацію інтерактивних розрахунків з використанням «хмарних» Інтернет-ресурсів.

3. Запропоновано та реалізовано удосконалений метод із визначення теплофізичних властивостей робочих тіл на основі табличних за допомогою подвійної сплайнової інтерполяції з урахуванням ліній розривів та зламів функціональних залежностей, що дозволило створити як прямі так і обернені функції для моделювання теплофізичних властивостей робочих тіл (фреонів R22, R134a, R407c, R410a, аміаку та вуглекислоти).

4. Показано приклад використання розробленого бази Mathcad Application/Calculation Server веб-ресурсу для реалізації інтерактивної ексергоекономічної оптимізації когенераційної установки на базі ГТУ (CGAM-задача) методом наближень.

5. Вибірково наведені приклади реалізації відкритих інтерактивних алгоритмів для чисельного дослідження інших техніко-технологічних задач у сфері теплозабезпечення: дослідження термодинамічного циклу двохкаскадного теплового насоса, ексергетичний аналіз системи теплозабезпечення будинку та інші.

6. Розроблені програмні ресурси розміщені на форумах користувачів комп'ютерних програм і пропонуються для вільного завантаження, обговорення та удосконалення.

7. Приклади створення, реалізації та апробації запропонованих автором одноосібно або у співавторстві відкритих інтерактивних алгоритмів для чисельного дослідження теплоенергетичних систем наведено в роботах [244, 248, 249, 250, 252, 253, 254, 255, 256, 257, 258, 259, 260].

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі запропоновано теоретичне узагальнення і нове розв'язання науково-прикладної проблеми удосконалення методів і засобів моделювання теплоенергетичних систем, включаючи мінливість їх режимів у результаті впливу випадкового характеру погодно-кліматичного чинника.

У результаті виконаних досліджень отримано такі основні наукові й практичні результати:

1. На основі аналізу наявної методології створення й реалізації математичних моделей з дослідження об'єктів і систем теплоенергетики показано, що сумісний розгляд Першого та Другого законів термодинаміки та їх безпосереднє поєднання з економічним та екологічним оцінюванням є науково обґрунтованою теорією моделювання таких систем, зокрема з урахуванням мінливого характеру їх режимів роботи, зумовленого впливом погодно-кліматичних факторів, оскільки це дає можливість кількісно оцінити необоротності різної природи в елементах системи на основі єдиного підходу та забезпечує зв'язати не тільки зовнішні, але і внутрішні, зумовлені термодинамічною недосконалістю елементів таких систем, фактори впливу на їх економічні та екологічні характеристики.

2. Розроблено метод розрахунку потреб ексергії для створення теплового комфорту всередині будинку шляхом врахування за допомогою теорії ймовірностей впливу випадкового характеру метеорологічних факторів в межах опалювального періоду, на основі якого в умовах Рівненського регіону показано та розрахунковим шляхом підтверджено, що при визначенні сезонних потреб ексергії на теплозабезпечення будинку використання стаціонарного підходу призводить до зниження результатів на 12...28 % у порівнянні із динамічним підходом.

3. Розроблений та реалізований на прикладі умов Рівненського регіону метод із розрахунку параметрів природної вентиляції будинку на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічних факторів в межах опалювального періоду показав, що

використання середньостатистичних значень метеорологічних параметрів (стаціонарний підхід) у випадку визначення сумарних за опалювальний сезон витрат енергії на нагрівання інфільтраційного повітря природної вентиляції є недостатньо обґрунтованим і призводить до заниження даної частини енергоспоживання будинку від 6 до 12 % у порівнянні із динамічним методом, який враховує зміни режимів природної вентиляції.

4. Врахування впливу випадкового характеру змін температури та швидкості зовнішнього повітря показало, що для умов Рівненського регіону, у випадку заміни природної вентиляції механічною, дисконтований термін окупності даного енергоефективного заходу має певну невизначеність і коливається в межах 4...7 років і більше. Крім того, грошовий потік, визначений на основі середніх за опалювальний період значень температури та швидкості зовнішнього повітря (стаціонарний підхід) є заниженим. Це призводить до завищення можливого терміну окупності та неточності з визначення інших показників економічної доцільності (чистий дисконтований дохід, індекс дохідності тощо).

5. Запропоновано метод із визначення критеріїв обґрунтування параметрів приведенного опору теплопередачі огорожувальної конструкції будівлі та розрахунку невизначеності цього рішення у разі диференціації цін на енергоносії залежно від кількості спожитої енергії на основі врахування за допомогою теорії ймовірностей випадкового характеру впливу метеорологічного фактора (кількості градусо-днів) у багаторічному перерізі. Реалізація цього методу показала, що критерії економічної доцільності досить суттєво відхиляються (до 30 %) від показників, розрахованих за існуючим стаціонарним підходом, де параметри метеофакторів приймаються постійними. Крім того, в даному випадку показано, що зміна кількості градусо-днів у багаторічному перерізі суттєво впливає на коливання дисконтованого терміну окупності в межах 4,5...8 років.

6. Показано та обґрунтовано факт зростання показника мінливості через вплив погодно-кліматичного чинника режимів роботи системи

теплозабезпечення у разі впровадження в будівлях заходів із енергоефективності. Для запропонованих у дослідженнях заходів із підвищення енергоефективності будинку, коефіцієнт мінливості потреб енергії всередині сезону зростає від 0,44...0,65 до 0,62...0,90, а потреб ексергії – від 0,60...1,00 до 0,79...1,22. Коефіцієнт мінливості сезонних потреб енергії збільшується від 0,115 до 0,190, а сезонних потреб ексергії – від 0,224 до 0,304. Зростання мінливості режимів роботи системи теплозабезпечення будинку з підвищенням його теплотехнічних характеристик обумовлює зростання невизначеності критеріїв ухвалення техніко-технологічних рішень у цих системах.

7. На відміну від апробованих на практиці підходів з реалізації методів прикладної термодинаміки в системах теплозабезпечення будівель та їх елементах, де враховується лише один режим роботи або стаціонарний підхід, у роботі, вперше, для врахування мінливого та випадкового характеру впливу погодно-кліматичних факторів на технологічний процес, на основі моделювання, обґрунтовано доцільність реалізації методів прикладної термодинаміки із застосуванням динамічних підходів з подальшим розрахунком річних або сезонних значень відповідних критеріїв ухвалення рішень.

8. Удосконалено метод комплексного ексергетичного, ексергоекономічного та ексергоприродничого аналізу систем теплозабезпечення будівель на базі ТНУ із застосування динамічного підходу з подальшим визначенням річних показників. Реалізація даного методу дала змогу уже при першій ітерації виявити місцезнаходження, причини, а також розрахувати значення, вартість і негативний вплив на довкілля термодинамічної неефективності елементів системи. Із запропонованих до базового варіантів (змінювання конструктивних характеристик ТНУ; перехід на низькотемпературну систему опалення; підвищення теплотехнічних характеристик будинків) найкращими енергетичними, економічними та екологічними критеріями характеризується перший варіант, де передбачено зниження температурного напору у випарнику та конденсаторі ТНУ, і третій

варіант, у якому передбачено підвищення приведенного опору теплопередачі огорожувальної оболонки будинку та збільшення частки надходження сонячної радіації через прозорі огороження.

9. Показано, що, порівняно з наявними, найбільш розповсюдженими технологіями, можливостей підвищення ефективності використання ексергії первинного енергоносія в ТНУ ще на вичерпано. Виявлено, що через взаємозв'язок між елементами технологічної схеми «ТНУ-пікове джерело-опалювальний прилад-будинок» саме використання ТНУ забезпечує: зниження до 2,3 рази річної деструкції ексергії системи; підвищення на 2...7 % в абсолютних одиницях річного ексергетичного ККД; зростання річного коефіцієнта трансформації ТНУ до 4...5 і вище; зниження річної ексергетичної вартості кінцевого «продукту» системи до 3,5 %; зменшення річного негативного впливу на довкілля «продукту» системи до 40 %.

10. Розвинено метод термодинамічної оптимізації газотурбінних і парогазових теплоенергетичних установок завдяки використанню поняття «зразковий термодинамічний цикл», що забезпечило створення й реалізацію математичних моделей та алгоритмів термодинамічної оптимізації газотурбінних і парогазових теплоенергетичних установок з обґрунтування структури та параметрів таких установок при підвищенні їх енергетичного ККД. Показано, що за рахунок ускладнення циклу (застосування в газотурбінній установці багатоступеневого стиснення повітря з проміжним його охолодженням та багатоступеневого розширення газу з проміжним підведенням теплоти), підвищення температури робочого тіла на вході у газову турбіну та оптимізації параметрів термодинамічного циклу можна забезпечити підвищення внутрішнього ККД автономної безрегенеративної газотурбінної установки до 42...44 %, а парогазової установки з колом-утилізатором – до 50...60 %. Отримані результати добре узгоджуються з даними діючих установок.

11. Розроблено та реалізовано відкриті інтерактивні алгоритми з моделювання об'єктів теплоенергетики через створення в мережі Інтернет за

допомогою комп'ютерних програм відповідної бази даних, що у свою чергу, дало можливість збирання, зберігання, оброблення даних із використанням сучасних математичних методів розрахунків і оптимізації. Розроблені алгоритми передбачають не тільки їх завантаження в персональний комп'ютер, але і реалізацію інтерактивних розрахунків з використанням «хмарних» Інтернет-ресурсів.

12. Запропоновано та реалізовано удосконалений метод із визначення теплофізичних властивостей робочих тіл на основі табличних даних за допомогою подвійної сплайнової інтерполяції з урахуванням ліній розривів та зламів функціональних залежностей, що дозволило створити як прямі, так і обернені функції для моделювання теплофізичних властивостей робочих тіл (фреонів R22, R134a, R407c, R410a, аміаку та вуглекислоти).

13. Розроблені нові та вдосконалені наявні методи й засоби математичного моделювання систем і об'єктів теплоенергетики на основі термодинамічних підходів забезпечили створення методик, алгоритмів, комп'ютерних програм та Інтернет-ресурсів, які використовують на виробництві під час обґрунтування рішень на стадії проектування та модернізації систем, а також упроваджують у навчальний процес для викладання низки дисциплін та виконання магістерських робіт студентами енергетичних спеціальностей Національного університету водного господарства та природокористування та КПІ ім. Ігоря Сікорського. Результати впровадження підтверджено відповідними документами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мировые тенденции в области ОВК: мнения экспертов // АВОК. – 2014. – №8. – с.4–13.
2. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Д.П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
3. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / под ред. В.М. Бродянского, М.: Энергия, 1979. – 285 с.
4. Мартыновский В. С. Анализ действительных термодинамических циклов / В. С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 120 с.
5. Андриященко А. И. Образцовые циклы теплоэнергетических установок и их оптимизация. Учеб пособие / А. И. Андриященко, А. Б. Дубинин. – Саратов. политехн. ин-т. Саратов, 1988. – 68 с.
6. Андриященко А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок [Текст] / А. И. Андриященко. – М. : Высш. школа, 1985. – 319 с.
7. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т.В. Морозюк. – Одесса: Негоциант, 2006. – 721 с.
8. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Дж. Тсатсаронис. – Одесса: Негоциант, 2002. – 152 с.
9. Thermoeconomic Design Optimization. Final Report. G. Tsatsaronis, L. Lin, J. Pisa, T. Tawfik, – 1991.
10. Sciubba E. A brief Commented History of Exergy From the Beginnings to 2004 [Text] / E. Sciubba, G. Wall // International Journal of Thermodynamics. – 2007. – Vol. 10, No. 1. – P. 1–26.
11. Tsatsaronis G. Comments on the Paper “A Brief Commented History of Exergy from the Beginnings to 2004” E. Sciubba and G. Wall Int. J. of Thermodynamics, 10 (2007), pp 1-26 and Authors’ Response / G. Tsatsaronis // International Journal of Thermodynamics. – 2007. – Vol. 10, No. 4. – P. 187–192.

12. Torío H., D. Schmidt, S. C. Jansen, M. Shukuya, A. Angelotti, P. Benz-Carlstrom, T. Iwamatsu, G. Johannesón, M. Molinari, F. Meggers, M. d. Carli, P. G. Cesaratto, L. Kranzl, P. Caputo, P. Op't Veld, M. Ala-Juusela and D. Solberg (2011). IEA ECBCS Annex 49 Final Report – Low Exergy Systems for High-Performance Buildings and Communities – Detailed Exergy Assessment Guidebook for the Built Environment. Stuttgart, Germany, Fraunhofer Verlag (available online from www.annex49.com).
13. Bejan A. Thermal Design and Optimization / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. – New York: Wiley, 1996. – 542 p.
14. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 278 с.
15. Бродянский В.М. Эксергетический метод и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
16. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.; под ред. А.А. Долинского и В.М. Бродянского. – Киев.: Наукова думка, 1991. – 361 с.
17. Szargut J. Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes / J. Szargut, D.R. Morris, F.R. Steward. – New York: Hemisphere, 1988. – 332 p.
18. Edgerton R.H., Available Energy and Environmental Economics / R.H. Edgerton. – Toronto: D.C. Heath, 1982.
19. Янтовский Е.И. Потoki энергии и эксергии / Е.И. Янтовский – М.: Наука, 1988. - 144 с.
20. Wall G. Exergy – a Useful Concept / PhD Thesis. Chalmers University of Technology Gothenburg, Sweden, 1986.
21. Kotas T.J. The exergy method of thermal plant analysis / T.J. Kotas – London: Butterworth-Heinemann Ltd.; 1985.
22. Dincer I. Exergy : energy, environment, and sustainable development [Text] / I. Dincer, M.A. Rosen // Elsevier. – 2007. – 454 p.

23. Bejan A. Entropy Generation through Heat and Fluid Flow / A. Bejan. – New York: Wiley, 1982. – 264 p.
24. Rant Z. Exergie, ein neues Wort für ‘technische Arbeitsfähigkeit’. (Exergy, a New Word for Technical Available Work) / Z. Rant // Forschungen im Ingenieurwesen. – 1956. – Vol. 22. – P. 36 – 37.
25. Tsatsaronis G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems [Text] / G. Tsatsaronis // . Progress in Energy Combustion Science. – 1993. – Vol. 19 – P. 227–257.
26. Meyer L. Exergoenvironmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion systems / L. Meyer, G. Tsatsaronis, J. Buchgeister, L. Schebek // Energy. – 2009. – Vol. 34(1). – P. 75–89.
27. Kumar R. A critical review on energy, exergy, exergoeconomic and economic (4-E) analysis of thermal power plants / R. Kumar // Engineering Science and Technology, an International Journal. – 2017. – Vol. 20, No. 1. – P. 283–292.
28. Волощук В. А. Методологічні підходи до створення низькоексергетичних систем теплозабезпечення об’єктів житлово-комунального сектору [Текст] / В. А. Волощук // Економічна безпека територіально-виробничих комплексів: енергетика, екологія, інформаційні технології: монографія / В. А. Волощук, Т. А. Коцко, М. М. Чеховська, О. Л. Лісовські [та ін.]; за наук. ред. д-ра техн. наук, проф. С. О. Лук’яненка, канд. екон. наук, доц. Н. В. Караєвої. – Київ: МП «Леся», 2015. – 256 с.
29. Волощук В. А. Стічні води як джерело енергії у системах теплозабезпечення нового покоління / В. А. Волощук, О. О. Грицина // Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. – 2016. – № 27. – С. 63–70.
30. Frangopoulos Ch. A. Intertemporal and dynamic optimization of synthesis, design and operation of energy systems / Ch.A. Frangopoulos, G.N. Sakalis, G.J. Tzortzis// The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice –

Katowice, Silesia, Poland, September, 14-16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 3 - 28.

31. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок / В.В. Оносовский. – Л.: Ленинград. технолог. ин-т холодиль. пром-ости, 1990. – 205 с.

32. Ravindran A. Engineering optimization: Methods and applications [Text] / A. Ravindran, K.M. Ragsdell, G.V. Reklaitis. 2nd ed. – New York: J. Wiley and Sons Inc., 2006. – 667 p.

33. Методы оптимизации сложных теплоэнергетических установок / А.М. Клер, Н.П. Деканова, Т.П. Щеголева и др. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1993. – 116 с. ISBN 5-02-03-310-0.

34. Хрилев Л.С., Смирнов И.А. Оптимизация систем теплофикации и централизованного теплоснабжения / Под ред. Е.Я. Соколова. – М.: Энергия, 1978. – 264 с.,ил.

35. Исследование систем теплоснабжения / Л. С. Попырин, К. С. Светлов, Г. М. Беляева и др. М.: Наука, 1989. 215 с.

36. Аршакян Д.Т. Оптимизация теплоснабжающей системы в различных климатических условиях / Под общ. ред. А.А. Чернухина. – Ереван: Айастан, 1980 – 284 с.

37. Левенталь Г.Б. Оптимизация теплоэнергетических установок / Г.Б. Левенталь, Л.С. Попырин. – Энергия, 1970. – 352 с.

38. Мацевитый Ю.М. Термозкономическая диагностика и оптимизация паркомпрессорных термотрансформаторов / Ю.М. Мацевитый, Д.Х. Харлампида, В.А. Тарасова, М.А. Кузнецов. - Харьков: ЧП «Технологический Центр», 2016. – 160 с.

39. Мацевитый Ю.М. Системно-структурный анализ пароконпрессорных термотрансформаторов / Ю.М. Мацевитый, Э.Г. Братута, Д.Х. Харлампида, В.А. Тарасова. - Харьков: НАН Украины, Институт проблем машиностроения, 2014. – 269 с.

40. Табунщиков Ю.А. Умные безуглеродные города и здания с нулевым энергопотреблением [Текст] / Ю.А. Табунщиков // АВОК. – 2016. – №8. – С. 4 – 8.
41. Патон Б.Є. Пріоритети Національної стратегії теплозабезпечення населених пунктів України [Текст] / Б.Є. Патон, А.А. Долінський, В.М. Геєць, В.П. Кухар, Б.І. Басок, Є.Т. Базєєв, Р.З. Подолець // Вісник Національної академії наук України. – 2014. - № 9. – С. 29-47.
42. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6-31:2016. - [Чинний від 2017-05-01]. – К. : Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2017. – 30 с. - (Національні стандарти України).
43. Семенов Борис Александрович. Оптимизация параметров теплоиспользования в системах централизованного теплоснабжения городов: дис. докт. техн. наук : 05.14.01 / Семенов Борис Александрович. – Саратов, 2002. – 527 с. – Библиогр. : с. 428–452.
44. Матросов Ю.А. Энергосбережение в зданиях. Проблема и пути ее решения // Ю. А. Матросов – М.: НИИСФ, 2008. – 496 с.
45. Мировые тенденции повышения энергоэффективности зданий // Энергосбережение. - 2012. – №5. – с.38-42.
46. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов / Е.Я. Соколов. – 7-е изд., стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.
47. Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов [Текст] / Е.П. Шубин. – М: Энергия, 1979. – 359 с.
48. Юфа А.И. Комплексная оптимизация теплоснабжения [Текст] / А.И. Юфа, Д.Р. Носулько. – К: Тэхніка, 1988. – 135 с.
49. Федяев А.В. Комплексные проблемы развития теплоснабжающих систем / А.В. Федяев, О.Н. Федяева. – Новосибирск: Наука, 2000. – 256 с.
50. СНиП 2.01.01-82 . Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1983.

51. Lewis G. New Weather Data For Energy Calculations / Lewis G. Harriman III, Donald G. Colliver, K. Quinn Hart // ASHRAE Journal. 1999. – Vol. 41 (3). – p. 31-37.

52. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий / Под ред. Ю. А. Табунщикова, В. Г. Гагарина. – 5-е изд., пересмотр. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2006. – 256 с.

53. Табунщиков Ю.А. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий / Ю.А. Табунщиков, М.М. Бродач. – М. : АВОК-ПРЕСС, 2002. – 194 с.

54. Богословский В.Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха) : учеб. для вузов / В.Н. Богословский. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Высш. школа, 1982. – 415 с.

55. Табунщиков Ю.А. Тепловая защита ограждающих конструкций зданий и сооружений [Текст] / Ю.А. Табунщиков, Д.Ю. Хромец, Ю.А. Матросов. – М.: Стройиздат, 1986. – 380 с.

56. Беляев В. С. Проектирование энергоэкономичных и энергоактивных гражданских зданий / В. С. Беляев, П. П. Хохлова. – М. : Высш. шк., 1991. – 255 с.

57. Табунщиков Ю.А. В поисках истины [Текст] / Ю.А. Табунщиков // АВОК. – 2014. – №6. – С. 4 – 8.

58. Руководство по оценке эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия [Текст] / А.Н. Дмитриев, И.Н. Ковалев, Ю.А. Табунщиков, Н.В. Шилкин – М.: АВОК-ПРЕСС. – 2005. – 120 с. - ISBN 5-98267-016-2.

59. Николаев Юрий Евгеньевич. Основы повышения эффективности теплоснабжающих комплексов городов: дис. докт. техн. наук : 05.14.01 / Семенов Борис Александрович. – Саратов, 2003. – 363 с. – Библиогр. : с. 351–324.

60. Табунщиков Ю.А. Энергоэффективные здания [Текст] // Ю.А. Табунщиков, М.М. Бродач, Н.В. Шилкин. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2003. – 200 с.
61. Crane P. Comparison of exergy of emissions from two energy conversion technologies, considering the potential for environmental impact / P. Crane , D.S. Scott, M.A. Rosen // International Journal of Hydrogen Energy. – 1992. – Vol.17 (5). – p. 345-350.
62. Табунщиков Ю.А. «Зеленые здания» – нужны ли архитектору и инженеру новые знания [Текст] / Ю.А. Табунщиков // АВОК. – 2009. – №7. – С. 4 – 9.
63. Табунщиков Ю.А. Микроклимат и энергосбережение: пора понять приоритеты [Текст] / Ю.А. Табунщиков // АВОК. – 2008. – № 5. – С. 4 – 10.
64. Цанев С.В. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремезов; под ред. С.В. Цанева. – 2-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2006. – 584 с.: ил.
65. Патон Б. Є. Чи допоможуть газові турбіни подолати проблеми енергосистеми України? / Б. Є. Патон, А. А. Халатов // Дзеркало тижня. – 2008. – 13 — 19 грудня, № 47 (726).
66. Андриющенко А.И. О термодинамической эффективности сложных циклов ГТУ в парогазовых установках // Теплоэнергетика. – 1998. – №3. – С. 68-71.
67. Уваров В. В. Газовые турбины и газотурбинные установки: учебное пособие для машиностроит. вузов и факультетов / В. В. Уваров. - М. «Высшая школа», 1970. - 320 с.
68. Balmer. R.T. Modern Engineering Thermodynamics / R.T. Balmer. – Elsevier, 2011. – 802 p.
69. Hepbasli A. Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies [Text] / A. Hepbasli // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2012. – Vol. 16(1). – P. 73–104.

70. Rant Z. Exergy and anergy / Z.Rant // Wiss Z Tech Univ Dresden. – 1964. – Vol 13(4). – P. 1145–11499.
71. Rickert L. The efficiency of energy utilization in chemical processes / L. Rickert // Chemical Engineering Science. – 1974. – Vol 29(7). – P. 1613 – 1620.
72. Szargut J. International progress in second law analysis / J. Szargut // Energy. – 1980. – Vol. 5(8/9). P. 709–718.
73. Bejan A. Advanced engineering thermodynamics, third ed. Wiley & Sons: Hoboken, 2006. – 880 p.
74. Moran M.J, Shapiro H.N. Fundamentals of engineering thermodynamics. 3 ed. New York: John Wiley & Sons; 1998.
75. Shukuya M. Energy, entropy, exergy and space heating systems [Text] / M. Shukuya // Proceedings of the 3rd International Conference “Healthy Buildings”. Budapest, Hungary. – 1994. –Volume 1. – P. 369 – 374.
76. Cengel Y.A. Thermodynamics: an engineering approach / Y.A. Cengel, M.A. Boles. – 7st ed. McGraw-Hill, 2010 – 963 p.
77. Tori’o H. Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view [Text] / H. Tori’o, A. Angelotti, D. Schmidt // Energy and Buildings. – 2009. - Volume 41, Issue 3. – P. 248 – 271.
78. The EBC Research Programme [Электронный ресурс] // Режим доступа – <http://www.iea-ebc.org/ebc/>
79. Ala-Juusela M. (ed), Technical editing by Rautakivi A. (2003) Heating and Cooling with Focus on Increased Energy Efficiency and Improved Comfort, Guidebook to IEA ECBCS Annex 37 – Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings, VTT.
80. C24 (2011). CosteXergy – Analysis and Design of Innovative Systems for LOW-EXergy in the Built Environment, Cost – European Cooperation in Science and Technology.
81. ASHRAE Standard 55.
82. ASHRAE (2013). ASHRAE Handbook of Fundamentals 2013, Chapter 9 “Thermal Comfort”, pp.9.1-9.32.

83. Shukuya M. Exergy: Theory and Applications in the Built Environment / M. Shukuya. – London: Springer-Verlag, 2013. – 368 p.
84. Isawa, K., Komizo, T. and Shukuya, M. 2002. Low Exergy Systems Will Provide Us With The Lowest Human-Body Exergy Consumption and Thermal Comfort. IEA-ECBCS-Annex 37: Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings, LowEx News, No.5, P.5–6.
85. Sakulpipatsin P. 2008. Exergy efficient building design. PhD Thesis. Delft University of Technology, The Netherlands.
86. Prek M. Thermodynamical analysis of human thermal comfort [Text] / M. Prek // Energy. – 2006. – Vol. 31. – P. 732–743.
87. Gu Z. Approaches to energy efficient building development—studying under Chinese contexts. Licentiate thesis, Industrial Ecology, School of Industrial Engineering and Management, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden; October 2007.
88. Куделя П.П. Низькоексергетичні опалювальні системи / П.П. Куделя, А.С. Соломаха. – К.:НТУУ «КПІ», 2015. – 153 с.: іл. – Бібліогр.: с.149-153.
89. Грассман П. К обобщенному определению понятия коэффициента полезного действия / Вопросы термодинамического анализа (эксергетический метод) под. ред. В.М. Бродянского. – М.: "Мир", 1965. – 251 с.
90. Семенюк Л.Г. Термодинамическая эффективность теплообменников / Л.Г. Семенюк // Инженерно-физический журнал. – 1990. – Т.59, №6. – С. 935-942.
91. Cornelissen R.L. Thermodynamics and Sustainable Development – The Use of Exergy Analysis and the Reduction of Irreversibilities / PhD Thesis. University of Twente, The Netherlands, 1997.
92. Tsatsaronis, G. Understanding and improving energy conversion systems [Text] / G. Tsatsaronis, T. Morosuk // Int. J. Exergy. – 2012. – Vol. 11, No. 4. – P. 518–542.

93. Tsatsaronis G. Strengths and limitations of exergy analysis / G. Tsatsaronis // NATO Advanced Study Institute on Thermodynamics and the Optimization of Complex Energy Systems. Proceedings, Neptun, Romania, July, 13-24, 1998. – Neptun, Romania, 2007. – P. 93 – 100.

94. Tsatsaronis G. On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems [Text] / G. Tsatsaronis, M. Park // Proceedings of Conference ECOS 99, Tokyo (Japan). - 1999, P. 116-121.

95. Morosuk T. Strengths and limitations of advanced exergetic analyses [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, San Diego, California (USA). - 2013.

96. Morosuk T. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Energy. – 2009. – Vol. 34. – P. 2248–2258.

97. Morosuk T. New approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Energy. – 2008. – Vol. 33. – P. 890–907.

98. Tsatsaronis G. Advanced exergy-based methods used to understand and improve energy-conversion systems/ G. Tsatsaronis, T. Morosuk // The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14-16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 75 - 89.

99. Erbay Z. Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying [Text] / Z. Erbay, A. Hepbasli // Energy Conversion and Management. – 2014. – Vol. 78. – P. 499–507.

100. Харлампи́ди Д.Х. Структурный термодинамический анализ парокомпрессорной холодильной машины [Текст] / Д.Х. Харлампи́ди, В.А. Тарасова // Технические газы. – 2012. – № 5. – С. 57–66.

101. Морозюк Т. Новый этап в развитии эксергетического анализа [Текст] / Т. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – №4 (150) – С. 13–17.
102. Tsatsaronis G. Advanced exergoeconomic evaluation and its application to compression refrigeration machines [Text] / G. Tsatsaronis, T. Morosuk // Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Seattle (USA). - 2007.
103. Morosuk T. Advanced exergy analysis for chemically reacting systems-application to a simple open gas-turbine system [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Int J Thermodyn. – 2009. – Vol. 12 – P. 105–111.
104. Сорин М. В. Зависимость КПД систем преобразования энергии и вещества от КПД составляющих ее элементов/ М. В. Сорин, В. М. Бродянский/ Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1990. – №4. – С. 75-83.
105. Torres C. Structural Theory and Thermoeconomic Diagnosis Part 1. On Malfunction and Dysfunction Analysis / C. Torres, A. Valero, L. Serra, J. Royo/ Energy Conversion and Management. – 2002. - Vol. 43, № 9. – P. 1503-1518.
106. On the Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy System Malfunctions. Part 2. Malfunction Definitions and Assessment/A. Valero, L. Correas, A. Zaleta, A. Lazzaretto, V. Verda, M. Reini, V. Rangel / Energy Int. J. – 2004. – № 29. – P. 1889 -1907.
107. Keenan J.H. Steam Chart for Second Law Analysis / J. H. Keenan // Mech. Eng., ASME. – 1932. – Vol.54, №3. – P. 195 – 204.
108. Obert E.F. and Gaggioli R.A. (1963) Thermodynamics, McGraw-Hill, New York. – 593 p.
109. Tsatsaronis G. Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants – II. Analysis of a coal-fired steam power plant // G. Tsatsaronis, M. Winhold // Energy. – 1985. Vol 10(1). – P. 81-94.

110. Tsatsaronis G, Winhold M. Thermoeconomic analysis of power plant, EPRI AP-3651, RP 2029-8, final report. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute: 1984.

111. Tsatsaronis G, Winhold M, Stojanoff CG. Thermoeconomic analysis of a gasification-combined-cycle power plant, EPRI AP-4734, RP 2029-8, final report. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute: 1986.

112. Valero A, Lozano M A, Muñoz M. A general theory of exergy saving. Part I: On the exergetic cost, part II: on the thermoeconomic cost, part III: energy savings and thermoeconomics. In: Gaggioli R, editor. Computer-Aided Engineering of Energy System, vol. 2-3. New York: ASME; 1986. p. 1-21.

113. Valero A. On the Unification of Thermoeconomic Theories / A. Valero, C. Torres, M.A. Lozano // Simulation of Thermal Energy Systems (Boehm, R. F., EI-Sayed, Y. M., Eds.). – ASME, New York, 1989. – P. 63-74.

114. Evans R.B. Thermo-Economics of Saline Water Conversion, Industrial and Engineering Chemistry / R.B. Evans, M. Tribus // Process Design and Development. – 1965. – Vol. 4(2). – c. 195 –206.

115. Tribus, M. and EI-Sayed, Y. M. (1981) A specific strategy for the improvement of process economics through thermoeconomic analysis, Proc. 2nd World Congress of chemical engineering II, Montreal, 278-281.

116. Tribus, M. and EI-Sayed, Y. M. (1980) Thermoeconomic analysis of an industrial Process, Center for advanced Engineering Study, M.I.T., Cambridge, MA.

117. Evans, R. B., Kadaba, P. V. and Hendrix, W. A. (1983) Exergetic functional analysis for process design and synthesis, in: Efficiency and Costing Second Law Analysis of Processes, A. C. S. Symposium Series, 235, 239-261.

118. Frangopoulos CA. Thermoeconomical functional analysis: a method for optimal design or improvement of complex thermal systems. Ph.D. Thesis. Atlanta, USA: Georgia Institute of Technology; 1983.

119. Frangopoulos C.A. Thermo-economic functional analysis and optimization / C.A. Frangopoulos // Energy. – 1987. – Vol.12(7). P. 563 – 571.

120. Братута Э.Г. Современные методы термозкономического анализа и диагностики холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Э.Г. Братута, Д.Х. Харлампида, А.В. Шерстюк, Е.Л. Сниховский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 13. – С. 46 - 54. – Бібліогр. : 36 назв. – ISSN 2078-774X.

121. Abusoglu A. Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review / A. Abusoglu, M. Kanoglu // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2009. – No.13. – P. 2295–2308.

122. Spakovsky V.M.R. The performance optimization of a cogeneration heat pump facility [Text] / V.M.R. Spakovsky, V. Curti // Proceedings of Conference ECOS 92, New York (USA). – 1992.

123. Tsatsaronis G. CGAM Problem: Definition and conventional solution / G. Tsatsaronis, J. Pisa, A. Valero, M.A. Lozano, L. Serra, M.R. von Spakovsky, C. Frangopoulos // Energy. – 1994. – Vol. 19. – P. 279–286.

124. Tsatsaronis G. Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems - application to the CGAM problem / G. Tsatsaronis // Energy. – 1994. – Vol. 19. – P. 287–321.

125. Tsatsaronis G. Design optimization using exergoeconomics/ G. Tsatsaronis // NATO Advanced Study Institute on Thermodynamics and the Optimization of Complex Energy Systems. Proceedings, Neptun, Romania, July, 13-24, 1998. – Neptun, Romania, 2007. – P. 101 - 115.

126. Von Spakovsky M.R. Application of engineering functional analysis to the analysis and optimization of the CGAM problem/ M.R. von Spakovsky // Energy. – 1994. – Vol. 19. – P. 343–364.

127. Frangopoulos C. Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem / C. Frangopoulos // Energy. – 1994. – Vol. 19. – P. 323–342.

128. Valero A. Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem / A. Valero, M.A. Lozano, L. Serra, C. Torres // Energy. – 1994. – Vol. 19. – P. 365–381.

129. Hua B. A new exergoeconomic approach for analysis and optimization of energy systems / B. Hua, Q.L. Chen, P. Wang // *Energy*. – 1997. – Vol. 22. – P. 1071-1078.
130. Kim S.M. Exergoeconomic analysis of thermal systems / S.M. Kim, S.D. Oh, Y.H. Kwon, H.Y. Kwak // *Energy*. – 1998. – Vol.23. – P. 393 – 406.
131. Cerqueira S.A.A.G. Cost attribution methodologies in cogeneration systems / S.A.A.G Cerqueira, S.A. Nebra // *Energy Conversion Management*. – 1999. Vol. 40. – P. 1587 – 1597.
132. Lazzaretto A, Tsatsaronis G. On the calculation of efficiencies and costs in thermal systems. *Proc ASME Adv Energy Syst Div* 1999;39:421–30.
133. Manolas D.A. Operation optimization of an industrial cogeneration system by a genetic algorithm / D.A. Manolas, C.A. Frangopoulos, T.P Gialamas, D.T. Tsahalis // *Energy Conversion Management*. – 1997. – Vol. 38. – P. 1625 – 1636.
134. Valdes M. Thermoeconomic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms / M. Valdes, M.D. Duran, A. Rovira // *Applied Thermal Engineering*. – 2003. – Vol. 23. – P. 2169 – 2182.
135. Mazur V.A. Fuzzy thermoeconomic optimization / V.A. Mazur // *Exergy*. – 2005. – Vol. 2. – P. 1 – 13.
136. Groniewsky A. Exergoeconomic optimization of a thermal power plant using particle swarm optimization / A. Groniewsky // *Thermal Science*. – 2013. – Vol. 17(2). – P. 509 – 524.
137. Tsatsaronis G., Combination of Exergetic and Economic Analysis in Energy-Conversion Processes, in: *Energy Economics and Management in Industry, Proceedings of the European Congress, Algarve, Portugal, April 2-5, 1984*, Pergamon Press, Oxford, England, Vol. 1, P. 151-157.
138. Tsatsaronis, G. and Winhold, M., *Thermoeconomic Analysis of Power Plants*, EPRI AP-3651, RP 2029-8, Final Report, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, USA, August 1984, 212 p.

139. Tsatsaronis G. Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants, Part I - A New General Methodology [Text] / G. Tsatsaronis, M. Winhold // *Energy-The International Journal*. – 1985. – Vol. 10, No. 1. – P. 69–80.
140. Tsatsaronis G. Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants. Part II - Analysis of a Coal-Fired Steam Power Plant [Text] / G. Tsatsaronis, M. Winhold // *Energy-The International Journal*. – 1985. – Vol. 10, No. 1. – P. 81–94.
141. Lozano M.A. Theory of the Exergetic Cost [Text] / M.A. Lozano, A. Valero // *Energy-The International Journal*. – 1993. – Vol. 18, No. 3. – P. 939–960.
142. Lazzaretto A. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems / A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis // *Energy*. – 2006. – Vol. 31. – P. 1257–1289.
143. Tsatsaronis G. Advanced exergoeconomic evaluation and its application to compression refrigeration machines / G. Tsatsaronis, T. Morosuk // *International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE-2007)*. Program and Proceedings, Seattle, Washington, USA, November, 11-15, 2007. – Seattle, Washington, 2007. – P. 859 - 868.
144. Tsatsaronis G. A general exergy-based method for combining a cost analysis with an environmental impact analysis. part I – theoretical development / G. Tsatsaronis, T. Morosuk // *International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE-2008)*. Program and Proceedings, Boston, Massachusetts, USA, October 31-November 6, 2008. – Boston, Massachusetts, 2008. – P. 453 - 462.
145. Lundin M. Life cycle assessment of wastewater systems: influence of system boundaries and scale on calculated environmental loads [Text] / M. Lundin, A.M. Bengtsson, S. Molander // *Environmental Science Technology*. – 2000. - №34. – P. 180 – 186.
146. Tangsubkul N., Waite T.D., Schäfer A.I., Lundie S. 2002. Applications of Life Cycle Assessment in Evaluating the Sustainability of Wastewater Recycling Systems, Research Report. The University of New South Wales, Sydney, Australia.

147. Склад і зміст матеріалів оцінки впливів на навколишнє середовище (ОВНС) при проектуванні і будівництві підприємств, будинків і споруд: ДБН А.2.2-1-2003: 2004. – [Чинний від 01.04.2004]. - К.: Держбуд України, 2004. - 26 с. – (Державні будівельні норми України).
148. Szargut J. Minimization of the consumption of natural resources [Text] / J. Szargut // Bull. Polish Acad. Sci. Technical Sci. – 1978. – No.26. – P. 41–46.
149. Szargut J. Depletion of the non-renewable natural exergy resources as a measure of the ecological cost [Text] / J. Szargut, A. Ziebig, W. Stanek // Energy. – 2002. – No.43. – P. 1149–1163.
150. Szargut J. Optimization of the design parameters aiming at the minimization of the depletion of non-renewable resources [Text] / J. Szargut // Energy. – 2004. – No.29. – P. 2161–2169.
151. Szargut J. Thermo-ecological optimization of a solar collector [Text] / J. Szargut, W. Stanek // Proceedings of Conference ECOS 2005, Trondheim (Norway). - 2005, P. 409-417.
152. Valero A. Thermoeconomics as a conceptual basis for energy-ecological analysis [Text] / A. Valero // Proceedings of the international workshop on advances in energy studies, Siena (Italy). - 1998, P. 415-444.
153. Sciubba E. Beyond thermoeconomics? The concept of extended exergy accounting and its application to the analysis and design of thermal systems [Text] / E. Sciubba // Int J. Exergy. – 2001. Vol. 2. – P. 68–84.
154. Frangopoulos C. An introduction to environomic analysis and optimization of energy-intensive systems [Text] / C. Frangopoulos // Proceedings of Conference ECOS 92, Zaragoza (Spain). - 1992, P. 116-121.
155. Frangopoulos C. A method for taking into account environmental impacts in the economic evaluation of energy systems [Text] / C. Frangopoulos, Y. Caralis // Energy Conversion Management. – 1997. Vol. 38(15–17). – P. 1751–1763.

156. Tsatsaronis G. Recent developments in exergy analysis and exergoeconomics [Text] / G. Tsatsaronis // *Int. J. Exergy*. – 2008. – No.5/6. – P. 489–499.
157. Gong M, Wall G. On exergetics, economics and optimization of technical processes to meet environmental conditions. In: Cai Ruixian et al., editors. *Thermodynamic analysis and improvement of energy systems (TAIES '97)*, Beijing, China, 1997. p. 453–60.
158. Ayres R. Exergy, waste accounting, and life-cycle analysis [Text] / R. Ayres, L. Ayres, K. Martinas // *Energy*. – 1998. – No.23 (5). – P. 355–363.
159. Dewulf J. Illustrations towards quantifying the sustainability of technology [Text] / J. Dewulf, H. Van Langenhove, J. Mulder, et al. // *Green Chem*. – 2000. – No.2 (3). – P. 108–114.
160. Dewulf J. Assessment of the sustainability of technology by means of a thermodynamically based life cycle analysis [Text] / J. Dewulf, H. Van Langenhove // *Environ Sci Pollut Res*. – 2002. – No.9(4). – P. 267–273.
161. Tori'o H. Development of system concepts for improving the performance of a waste heat district heating network with exergy analysis [Text] / H. Tori'o, D. Schmidt // *Energy and Buildings*. – 2010. – Volume 42,. – P. 1601 – 1609.
162. Zhou Y. Exergy analysis of the building heating and cooling system from the power plant to the building envelop with hourly variable reference state [Text] / Y. Zhou, G. Gong // *Energy and Buildings*. – 2013. – Volume 56. – P. 94 – 99.
163. Baldvinsson I. A comparative exergy and exergoeconomic analysis of a residential heat supply system paradigm of Japan and local source based district heating system using SPECO (specific exergy cost) method [Text] / I. Baldvinsson, T. Nakata // *Energy*. – 2014. – Volume 74. – P. 537 – 554.
164. Bagdanavicius I. Assessment of community energy supply systems using energy, exergy and exergoeconomic analysis [Text] / A. Bagdanavicius, N. Jenkins, G. P. Hammond // *Energy*. – 2012. – Volume 45. – P. 247 – 255.

165. Li H. Energy and exergy analysis of low-temperature district heating network / H. Li, S. Svendsen // *Energy*. – 2012;. – Vol 45(1). P. 237-246.
166. Lund H. 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems / H. Lund, S. Werner, R. Wiltshire, S. Svendsen, J.E. Thorsen, F. Hvelplund, B.V. Mathiesen // *Energy*. – 2014. –Vol. 68. – P. 1–11.
167. Paiho S. Towards next generation district heating in Finland / S. Paiho, F. Reda // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2016. –Vol. 65. – P. 915–924.
168. *The CRC Handbook of Thermal Engineering* / Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, 2000 – 1143 p.
169. Jebaraj S. A review of energy models / S. Jebaraj, S. Iniyan // *Renew Sustain Energy Rev*. – 2006. – Vol. 10 (4). – P. 283–311.
170. Zhao, Z. (2015). Computer Program for the Exergoeconomic Analysis of Energy Conversion Plants. Doctoral thesis, Technischen Universität Berlin.
171. *Handbook of Cloud Computing* / Furht B., Escalante A. eds. – New York: Springer, 2010 - 634 p.
172. The NIST definition of cloud computing. <http://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/SP/nistspecialpublication800-145.pdf>. Accessed 25 May 2016.
173. Маркус Т.А. Здания, климат и энергия / Т.А. Маркус, Э.Н Морис. – Л.: Гидрометеиздат, 1985. – 540 с.
174. Feist W. Re-inventing air heating: Convenient and comfortable within the frame of the Passive House concept [Text] / W. Feist, J. Schnieders, V. Dorer, A. Haas // *Energy and Buildings*. – 2005. – Vol. 34. – P. 1186–1203.
175. Sartori I. Net zero energy buildings: A consistent definition framework [Text] / I. Sartori, A. Napolitano, K. Voss // *Energy and Buildings*. – 2012. - Volume 48. – P. 220–232.
176. Batov Eu. The distinctive features of “smart” buildings [Text] / Eu. Batov // *Procedia Engineering*. – 2015. - Volume 111. – P. 103–107.

177. Бродач М.М. Здания с нулевым энергетическим балансом – миф или реальность? / М.М. Бродач // АВОК.– 2010.– № 8. с. 4 – 10.
178. Волощук В. А. Оптимізація теплозахисту огорожувальних конструкцій при поелементному підході / В. А. Волощук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. зб. – 2013. – Вип. 4. – С. 47-51.
179. Волощук В. А. Математична модель оптимізації об'ємно-планувальних рішень для будівель у формі багатогранників з метою зниження затрат енергії на їх опалення / В. А. Волощук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. зб. – 2013. – Вип. 5. – С. 15–18.
180. Настанова з розроблення та складання енергетичного паспорта будинків при новому будівництві та реконструкції: ДСТУ-Н Б А.2.2-5:2007. – [Чинний від 01.07.2008]. - К.: Мінрегіонбуд України, 2008. - 44 с. – (Державний стандарт України).
181. Малявина Е.Г. Теплотери здания: справочное пособие / Е.Г. Малявина. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2007. – 144 с.
182. Горшков А.С. История, эволюция и развитие нормативных требований к ограждающим конструкциям [Текст] / А.С. Горшков, В.И. Ливчак // Строительство уникальных зданий и сооружений. – 2015. – 3(30). – С. 7–37.
183. Кондратьев К.Я. Радиационный расчет наклонных поверхностей / К.Я. Кондратьев, З.И. Пивоварова, М.П. Федорова. – Л.: Гидрометеиздат, 1978. – 364 с.
184. Пекер Я. Д. Повышение эффективности теплоизоляции зданий / Я.Д. Пекер, Е.Я. Мардер // К.: «Будивельник», 1973. – 150 с.
185. Анапольская Л.Е. Метеорологические факторы теплового режима зданий / Л.Е. Анапольская, Л.С. Гандин // Л.: Гидрометеиздат, 1973. - 239 с.
186. Волощук В. А. Використання теплоенергетичного потенціалу зовнішнього клімату для зменшення енергозатрат при опаленні будівель [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – Львів, 2013. – №758. – С. 97–105.

187. Волощук В. А. Визначення тепловтрат будівель з урахуванням впливу швидкості вітру та приходу сонячної радіації / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2006. – вип.2 (34), ч. 2. – С. 182–191.

188. Voloshchuk V. A. Effect of variation of operational regimes in building environment on results of application of exergy-based methods [Text] / V. A. Voloshchuk // The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14–16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 313–322.

189. Волощук В. А. Потреби енергії та ексергії на теплозабезпечення будинків з різними теплотехнічними характеристиками [Текст] / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні: матеріали ІХ Міжнар. наук.-техн. конф. , (6–7 квіт. 2017, Львів) / НУ «Львів. політехніка». – Львів, 2017. – С. 265–269.

190. Angelotti A. The exergy approach for the evaluation of heating and cooling technologies; first results comparing steady state and dynamic simulations [Text] / A. Angelotti, P. Caputo // Proceedings of 2nd PALENC Conference and 28th AIVC Conference on Building Low Energy Cooling and Advanced Ventilation Technologies in the 21st Century, Crete, Greece. - 2007.

191. Angelotti A. Dynamic exergy analysis of an air source heat pump [Text] / A. Angelotti, P. Caputo // Proceedings of International Conference on Exergy and Life Cycle Analysis, Nisyros, Greece. - 2009.

192. Angelotti A. Steady versus dynamic exergy analysis: the case of an air source heat pump / A. Angelotti, C. Caputo, G. Solaini // Int. J. Exergy. – 2012. – Vol. 11(4). P. 460 – 472.

193. Sakulpipatsin P. The Influence of Possible Definitions of a Reference Environment to Determine the Exergy of Air in Buildings / P. Sakulpipatsin,

H.J van der Kooi, L.C.M. Itard, E.C. Boelman // *Int. J. Exergy*. – 2008. – Vol. 5(3). P. 275 – 295.

194. Jansen S.C. Exergy Demand of Heating in Buildings - Steady State Versus Dynamic Approach [Text] / S.C. Jansen, P.G. Luscuere, A.C. Linden // *Proceedings of 2nd International Exergy, Life Cycle Assessment and Sustainability Workshop & Symposium, Nisyros, Greece*. – 2011.

195. Jansen S. Exergy in the built environment. The added value of exergy in the assessment and development of energy systems for the built environment / PhD Thesis. Delft University of Technology, The Netherlands, 2013.

196. Voloshchuk V. A. Effect of variation of operational regimes in building environment on results of its energy and exergy assessments [Text] / V. A. Voloshchuk // *Civil and Environmental Engineering Reports*. – 2017. – 24 (1). – P. 145–158.

197. Волощук В. А. Вплив мінливості погодно-кліматичного чинника на результати ексергетичної оцінки систем теплозабезпечення будівель [Текст] / В. А. Волощук // *Актуальні проблеми енергетики та екології: зб. пр. XVI Всеукр. наук.-техн. конф., Одеса, ОНАХТ, 5–8 жовт. 2016 р.* – С. 179–181.

198. Redlich C.A. Sick-building syndrome [Text] / C.A. Redlich, J. Sparer, M.R. Cullen // *The Lancet*. – 1997. – № 349. – P. 1013–1016.

199. ASHRAE (2013). *ASHRAE Handbook of Fundamentals 2013*, Chapter 16 “Ventilation and Infiltration”, pp.16.23-16.25.

200. Шовкалюк М.М. Вплив температурно-погодних та експлуатаційних факторів на рівень ефективності теплопостачання: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.14.01 «енергетичні системи та комплекси» / Марина Михайлівна Шовкалюк.– Київ, 2011. – 20 с.

201. Walker, I.S. Evaluating models for superposition of wind and stack effects in air infiltration [Text] / I.S. Walker, D.J. Wilson // *Building and Environment*. – 1993. - Vol. 28, No. 2, P. 201 – 210.

202. Sherman, M.H. Superposition in infiltration modeling [Text] / M.H. Sherman // *Indoor Air*. – 1992. – Vol. 2, № 2. – P. 101–114.

203. Волощук В. А. Вплив імовірнісного характеру зміни погоднокліматичних умов на параметри природної вентиляції будинку [Текст] / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: наук.-техн. зб. – 2015. – Т. 19, № 2. – С. 134–142.

204. Жуковский, Е.Е. Метеорологическая информация и экономические решения [Текст] / Е.Е. Жуковский. – Л.: Гидрометеоздат, 1981. – 303 с.

205. Волощук В. А. Підвищення ефективності роботи централізованого теплопостачання за рахунок метеорологічного забезпечення / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Праці інституту електродинаміки Національної академії наук України: зб. наук. пр. – 2004. – Спец. вип. – С. 74–77.

206. Волощук В. А. Прийняття оптимізаційних рішень в системах централізованого теплопостачання / В. А. Волощук // Проблеми економії енергії: збірник матеріалів IV Міжнародної науково-практичної конференції. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», – 2003. – С. 68–72.

207. Волощук В. А. Визначення кліматологічно-оптимального опору теплопередачі огорожувальних конструкцій будинків при улаштуванні теплової ізоляції [Текст] / В. А. Волощук, Н. А. Фроленкова, А. М. Рокочинський // Енергетика та електрифікація. – 2011. – № 5. – С. 57–62.

208. Волощук В. А. Вибір термічного опору огорожувальної конструкції з урахуванням змінності погоднокліматичного фактора [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2012. – № 4. С. 124–130.

209. Волощук В. А. Вплив змінності погоднокліматичного чинника на невизначеність при виборі термічного опору огорожувальної конструкції будинку [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Тем. вип. «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – 2012. – №8. – С. 77–88.

210. Волощук В. А. Обґрунтування влаштування теплозахисту огорожувальної конструкції будівлі з урахуванням змінності погоднокліматичного фактора [Текст] / В. А. Волощук, Н. А. Фроленкова, А. М. Рокочинський // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: наук.-техн. зб. – 2015. – Т. 19, № 2. – С. 143–148.

кліматичного та цінового факторів / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Наука і бізнес – основа розвитку економіки: тези доп. Міжнар. наук.-практ. форуму / ред. кол.: Є. М. Суліма (голова) та ін. – Д.: ДНУ, 2012. – 362 с.

211. Herbas T.B Steady-state simulation of vapor-compression heat pump [Text] / T.B. Herbas, E.C. Berlinck, C.A.T. Uriu, R.P. Marques, J.A.R. Parise // International Journal of Energy Research. – 1993. – Vol. 17. – P. 801–816.

212. Волощук В. А. Впровадження енергоефективних рішень із використанням місцевих та відновлювальних джерел енергії при теплозабезпеченні навчальних закладів в умовах України [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – 2015. – № 15 (1124). – С. 156–165.

213. Кузнецов М.А. Эксерго-экономическое обоснование применения теплонасосных установок в технологических процессах промышленности и коммунальной теплоэнергетики: дис.... канд. техн. наук : 05.14.06 / Кузнецов Михаил Александрович . – Харьков, 2012. – 164 с.

214. Арсеньев В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження [Текст]: навч. посіб. / В.М. Арсеньев. - Суми: СумДУ, 2011. - 283 с.

215. Волощук В. А. Техніко-економічна оптимізація переходу на теплопостачання із використанням теплового насоса / В. А. Волощук, М. А. Мартиняк, Й. С. Мисак // Вісник інженерної академії України. – 2014. – № 2. – С. 259–265.

216. Волощук В. А. Поглиблений ексергетичний аналіз теплового насоса як елемента системи теплозабезпечення будинку з урахуванням сезонних коливань режимів роботи [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 59–65. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.08.

217. Voloshchuk V. A. Advanced exergetic analysis of a heat pump providing space heating in built environment [Text] / V. A. Voloshchuk // The 14th

International Conference of Young Scientists on Energy Issues (CYSENI-2017). Program and Proceedings, Kaunas, Lithuania May, 25–26, 2017. – Kaunas, 2017. – P. II-108.

218. Voloshchuk V. A. Advanced exergetic analysis of a heat pump providing space heating in built environment [Text] / V. A. Voloshchuk // *Energetika*. – 2017. – 63 (3). – P. 83–92.

219. Morosuk T. Conventional thermodynamic and advanced exergetic analysis of a refrigeration machine using a Voorhees' compression process [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis, C. Zhang // *Energy Conversion and Management*. – 2012. – Vol. 60. – P. 143–151.

220. Morosuk T. The “cycle method” used in the exergy analysis of refrigeration machines: From education to research / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // *The 19th International Conference on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS-2006)*. Athens, Greece, July, 12-14, 2006. – Athens, 2006. – P. 157-163.

221. Culha O. Heat exchanger applications in wastewater source heat pumps for buildings: A key review / O. Culha, H. Gunerhan, E. Biyik, O. Ekren, A. Hepbasli // *Energy and Buildings*. – 2015. – Vol. 104. – P. 215–232.

222. Волощук В. А. Оцінка потенціалу стічних вод у теплонасосних установках індивідуального будинку / В. А. Волощук, О. О. Грицина, М. В. Бляшина, В. С. Жукова // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. – 2017. – №15 (1124). – С. 156–165.

223. Wall G. Optimization of refrigeration machinery [Text] / G. Wall // *Int. Journal of Refrigeration*. – 1991. – № 7 – P. 336 – 340.

224. D'Accadia M. D. Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant [Text] / M. D. D'Accadia, F. De Rossi // *Int. Journal of Refrigeration*. – 1998. – № 21 – P. 42–45.

225. Petrakopoulou P. Advanced Exergoeconomic Analysis of a Power Plant with CO₂ Capture / P. Petrakopoulou, G. Tsatsaronis, T. Morosuk // *Energy Procedia*. – 2015. – Vol. 75. – P. 2253–2260.

226. Жовмир Н.М. Низкотемпературные режимы систем отопления как предпосылка эффективного применения конденсационных отопительных котлов и тепловых насосов / Н.М. Жовмир // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т 30. – №5. – с.62-68.

227. Rosen M.A. Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact / M.A. Rosen, I. Dincer, M. Kanoglu // Energy Policy. – 2008. – No.36. – P. 128–137.

228. Волощук В. А. Термoeкономічне обґрунтування теплонасосної системи теплозабезпечення із урахуванням мінливості погодно-кліматичних факторів, цін та характеристик будівлі [Текст] / В. А. Волощук // Енергетика. Екологія. Людина: Матеріали VIII міжнар. наук.-техн. конф. ін-ту енергозбереження та енергоменеджменту Нац. техн. ун-ту України «Київ. політехн. ін-т» . – Київ, 2016. – С. 67–73.

229. Волощук В. А. Дослідження термoeкономічних характеристик комбінованої експериментальної установки на базі теплового насоса та сонячного колектора в умовах м. Київ [Текст] / В. А. Волощук, О. Є. Нікіфорович, С. Юзвак // Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: робоча прогр. та тези доп. XVII Міжнар. наук.-техн. конф., 29–30 верес. 2016 р., Київ, Україна / Нац. акад. наук України . – К.: НАН України, 2016. – С. 239–246.

230. Волощук В. А. Термодинамічна оптимізація зразкового циклу бінарної ПГУ з котлом-утилізатором при допомозі сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. А. Орлов // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический университет». – 2010. – № 2. – С. 102–112.

231. Волощук В. А. Термодинамічна оптимізація зразкових циклів деяких схем ГТУ та ПГУ [Текст] / В. А. Волощук // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический университет». – 2011. – № 6. – С. 77–88.

232. Волощук В. А. Термодинамическая оптимизация циклов некоторых ГТУ и ПГУ при помощи современных информационных технологий. Часть 1 [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Новое в российской электроэнергетике. – 2011. – № 7. – С. 23–42.

233. Волощук В. А. Термодинамическая оптимизация циклов некоторых ГТУ и ПГУ при помощи современных информационных технологий. Часть 2 [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Новое в российской электроэнергетике. – 2011. – № 8. – С. 15–25.

234. Очков В.Ф. Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок / В. Ф. Очков, А. А. Александров, К. А. Орлов, В. А. Волощук, А. В. Очков // Новое в российской электроэнергетике. – 2008. – № 10. – С. 5–27.

235. Лебедев А.С. Тенденции повышения эффективности ГТУ / А.С. Лебедев, С.В. Костенников // Теплоэнергетика. – 2008. – № 6. – С. 11-18.

236. Волощук В. А. Дослідження та аналіз деяких схем ГТУ та ПГУ за допомогою сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2009. – № 2. – С. 139–145.

237. Волощук В. А. Дослідження циклів парогазових енергетичних установок за допомогою сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 5/72. – С. 71–76.

238. Волощук В. А. Сетевой, интерактивный открытый расчет газотурбинной энергетической установки / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. А. Орлов // Автоматизация в энергетике. – 2010. – № 2 (7). – С. 10–19.

239. Voloshchuk V. Thermodynamic optimization of cycles of some schemes of gas and gas-steam turbine power plants with the help of modern IT [Text] / V. Voloshchuk, V. Ochkov, K. Orlov // The 10th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow (ES-2011). Program and Proceedings,

Pilsen, Czech Republic, June, 16–17, 2011. – Pilsen, 2011. Режим доступа - http://tw.t.mpei.ac.ru/ochkov/Voloshchuk_es2011_en.html.

240. Веб-сайт PTC MathCad. Режим доступа - <http://www.ptc.com/news/2016/ptc-announces-mathcad-gateway>.

241. Веб-сайт Maple. Режим доступа - <http://www.maplesoft.com/products/maplenet/>.

242. Ochkov V.F. “Cloud” Service on the Properties of Working Media for Thermal Engineering Calculations / V.F. Ochkov, K.A. Orlov, M.L. Frenkel, A.V. Ochkov, V.E. Znamenskiy // Thermal Engineering. – 2012. – Vol. 59, №7. – p. 566 – 572.

243. Ochkov V. Thermophysical Databases: From Tables to Interactive Internet Resources and Cloud Templates / V. Ochkov, E. Ustyuzhanin, Ch. K. Ko, V. Shishakov // High Temperature. - 2015. - Vol. 53. - №4. - p. 515-520.

244. Ochkov V. Thermal Engineering Studies with Excel, Mathcad and Internet / V. Ochkov, K. Orlov, V. Voloshchuk. – Switzerland: Springer international publishing, 2016. – 307 p.

245. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam (The International Association for the Properties of Water and Steam, Lucerne, Switzerland, August 2007), www.iapws.org.

246. Ochkov V. Properties of Water and Steam: Network, Open, and Interactive IT-Resources / V. Ochkov, K. Orlov, A. Aleksandrov, A. Ochkov // Thermal Engineering. - 2015. - Vol. 62. №5. - p. 378-387.

247. Aleksandrov A. Equations and Computer Program for Calculating the Properties of Gases and Combustion Products / A. Aleksandrov, V. Ochkov, K. Orlov // Thermal Engineering. - 2005. - Vol. 52. №3. - p. 221-229.

248. Ochkov V. “Cloud” service for computer simulation of air-conditioning and refrigerating systems [Text] / V. Ochkov, V. Voloshchuk, K. Orlov, A Ochkov // The 1st International Conference on Energy and Indoor Environment for Hot Climates by ASHRAE. Program and Proceedings, Doha, Qatar, February, 24–26,

2014. – Doha, 2014. (*іноземне видання, SCOPUS Database*). Режим доступу – https://www.techstreet.com/standards/-cloud-service-for-computer-simulation-of-air-conditioning-and-refrigerating-systems?product_id=1876438.

249. Voloshchuk V. A. New generation of computer-aided tools for exergetic analysis of thermal systems [Text] / V. A. Voloshchuk, V. F. Ochkov // The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14–16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 237–246.

250. Voloshchuk V. A. On-line, interactive tools and algorithms for thermal calculations of heat pumps [Text] / V. A. Voloshchuk // The 13th International Conference of Young Scientists on Energy Issues (CYSENI-2016). Program and Proceedings, Kaunas, Lithuania May, 26–27, 2016. – Kaunas, 2016. – P. II-72 - II-81.

251. DIN 18599-1 (2007). Energy efficiency of buildings – Calculation of the net, final and primary energy demand for heating, cooling, ventilation, domestic hot water and lighting. German National Standard. Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, Germany.

252. Волощук В. А. Відкриті інтерактивні алгоритми для теплофізичного моделювання енергоустановок [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – Рівне, 2013. – Вип. 4 (64). – С. 382–391.

253. Очков В. Ф. Интернет-розрахунки термодинамічних циклів [Текст] / В. Ф. Очков, А. А. Александров, В. А. Волощук, Є. В. Дорохов, К. О. Орлов // Вісник інженерної академії України. – 2008. – № 3–4. – С. 31–36.

254. Ochkov V.F. Calculations of thermodynamics cycles via Internet [Text] / Ochkov V. F., Aleksandrov A. A., Voloshchuk V. A, Dorokhov E. V., Orlov K. A. // Thermal Engineering. – 2009. – Vol. 56 – P. 86–89.

255. Очков В.Ф. Современные информационные технологии для теплоэнергетики: облачные функции по свойствам рабочих тел, расчеты циклов паротурбинных, газотурбинных, парогазовых установок и тепловых насосов

[Текст] / В. Ф. Очков, В. А. Волощук // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: тези доп. VII Міжнар. наук.-практ. конф., Одеса, 14–16 верес. 2011 р. – С. 27-29.

256. Voloshchuk V. Investigations of heat engines cycles with the help of modern information technologies [Text] / V. Voloshchuk, V. Ochkov, K. Orlov, V. Znamenskiy // The 11th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow (ES-2012). Program and Proceedings, Srni, Czech Republic, June, 13–15, 2012. – Srni, 2012. Режим доступу - <http://tw.t.mpei.ac.ru/ochkov/WSPHB/Srni-Voloshchuk-Etc.pdf>.

257. Очков В. Ф. «Облачный» сервис по свойствам рабочих веществ холодильных установок [Текст] / В. Ф. Очков, К. А. Орлов, А. В. Очков, В. Е. Знаменский, В. Ю. Чижмакова, В. А. Волощук // Вестник Международной академии холода. – 2013. – № 2. – С. 23–28.

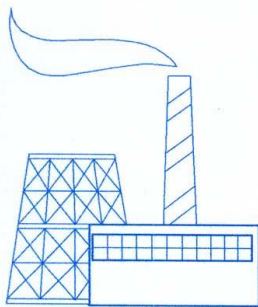
258. Волощук В. А. Использование современных информационных технологий для моделирования перспективных энергоустановок [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков // Открытое образование. – 2013. – № 1 (96). – С. 50–55.

259. Волощук В. А. «Облачный» сервис для теплофизического моделирования холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, А. В. Очков // Устойчивое развитие и искусственный холод: сб. науч. тр. VIII междунар. конф. – Херсон: Д. С. Гринь, 2012. – С. 597–602.

260. Очков В. Ф. «Облачный» сервис для расчетов термодинамических циклов [Текст] / В. Ф. Очков, В. А. Волощук // Моделювання: XXXIII наук.-техн. конф., 15–16 січ., 2014. – Київ. – С. 24.

Додаток А

Акти впровадження



ПРИВАТНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО

"БІЛОЦЕРКІВСЬКА**ТЕПЛОЕЛЕКТРОЦЕНТРАЛЬ"**

Україна
09114, Київська обл.,
м. Біла Церква,
вул. Гвана Кожедуба, 361

Розрахунковий рахунок
26006016046201
м. Київ
ПАТ «АЛЬФА-БАНК»
МФО 300346, Код ЄДРПОУ 30664834

Тел. (04563) 7-91-88

Факс (04563) 7-98-55

АКТ

про впровадження результатів досліджень і розробок, отриманих при
виконанні дисертаційної роботи

Волощука Володимира Анатолійовича

на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Даний акт підтверджує факт використання в діяльності ПРАТ «БІЛОЦЕРКІВСЬКА ТЕЦ» методики та комп'ютерної програми з розрахунку параметрів систем теплозабезпечення на базі теплонасосних установок, що розроблені кандидатом технічних наук, докторантом кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики КПІ ім. Ігоря Сікорського Волощуком В.А.

При допомозі даної методики, що базується на сучасних підходах прикладної термодинаміки, вдалося збільшити сезонний коефіцієнт трансформації теплонасосних установок на 15...30 %, знизити приведені затрати та негативний вплив на довкілля систем теплозабезпечення індивідуальних споживачів відповідно до 10 % та до 45 %.

Даний акт не може бути предметом для пред'явлення фінансових претензій до ПРАТ «БІЛОЦЕРКІВСЬКА ТЕЦ»

Директор



Кривенко В.В.

АКТ

про впровадження результатів досліджень і розробок, отриманих при
виконанні дисертаційної роботи
Волощука Володимира Анатолійовича
на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

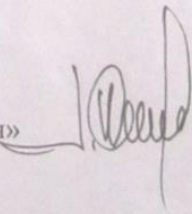
Даний акт підтверджує факт використання в діяльності корпорації «Європейська енергетична компанія» пропозицій, методики та комп'ютерної програми для обґрунтування впровадження енергоефективних рішень при теплопостачання житлового масиву, що розроблені кандидатом технічних наук, докторантом кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики КПІ ім. Ігоря Сікорського Волощуком В.А.

Дані пропозиції забезпечили реалізацію сценарію впровадження комплексних енергоефективних рішень при модернізації системи теплопостачання. При цьому вдалося забезпечити перевід джерела теплової енергії із газової котельні на твердопаливну з терміном окупності до трьох років та подальшим підвищенням до нормативних значень приведених опорів огорожувальних конструкцій будівель.

Даний акт не може бути предметом для пред'явлення фінансових претензій до корпорації «Європейська енергетична компанія».

Президент корпорації
«Європейська енергетична компанія»



 П.М. Мороз



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ГОСПОДАРСТВА
ТА ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ

вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, тел. (0362)63-30-98, факс (0362) 63-32-09, mail@nuwm.edu.ua

Від 12.09.2014 № 001-1259
На № _____ від _____

ДОВІДКА

про використання у навчальному процесі результатів досліджень і розробок, отриманих при виконанні дисертаційної роботи Волощука Володимира Анатолійовича на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Наукові розробки та результати досліджень Волощука В.А., що висвітлені у його дисертаційній роботі, впроваджено в навчальний процес з підготовки магістрів за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» на кафедрі гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин НУВГП:

1. При викладанні навчальної дисципліни «Теплові насоси та їх використання». Тема 4. Поглиблений ексергетичний аналіз теплонасосних установок. Тема 8. Поглиблений ексергоекономічний аналіз теплонасосних установок у складі систем теплозабезпечення будинку

2. При викладанні матеріалів навчальної дисципліни «Низькоексергетичні опалювальні системи». Тема 3. Визначення потреб ексергії для теплозабезпечення будівель. Тема 9. Використання низькоексергетичних опалювальних приладів та підвищення теплової ізоляції огорожувальних конструкцій будівель у системах теплозабезпечення будівель на базі теплонасосних установок

3. При виконанні магістерських робіт у розділах, що присвячені методам ексергетичного аналізу та оптимізації систем теплозабезпечення населених пунктів із використанням «хмарних» інтернет-ресурсів.

Проректор
Національного університету водного
господарства та природокористування
Д.е.н., професор



Савіна Н.Б.

Середа 0673621735



НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
 «КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
 імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

03056, м. Київ, пр-т Перемоги, 37, корпус №5;
 тел. (+38 044) 204-80-98, тел./факс (+38 044) 204-80-83
<http://tef.kpi.ua> e-mail: tef@kpi.ua

08.09.2017 № 1500/179
 на № _____ від _____

ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи
 Волощука Володимира Анатолійовича
 на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Результати досліджень дисертаційної роботи докторанта кафедри АЕС і ІТФ КПІ ім. Ігоря Сікорського Волощука В.А. впроваджено в навчальний процес кафедри при викладанні навчальної дисципліни «Нетрадиційні методи одержання енергії» для магістрів спеціальностей 142 «Енергетичне машинобудування» та 144 «Теплоенергетика».

Методологія поглибленого ексергетичної та ексергоекономічної оцінки теплонасосних установок у складі систем теплозабезпечення будинків, що враховує мінливість режимів роботи системи, використана в розділі «Теплові насоси» при читанні лекцій, проведені практичних занять та виконанні індивідуальної роботи в частині застосування методів прикладної термодинаміки для аналізу й оптимізації термодинамічних циклів теплових насосів та схем теплозабезпечення на базі теплонасосних установок.

Відкриті, інтерактивні алгоритми та комп'ютерні програми застосовуються при виконанні розрахунків техніко-технологічних схем на базі теплонасосних установок.

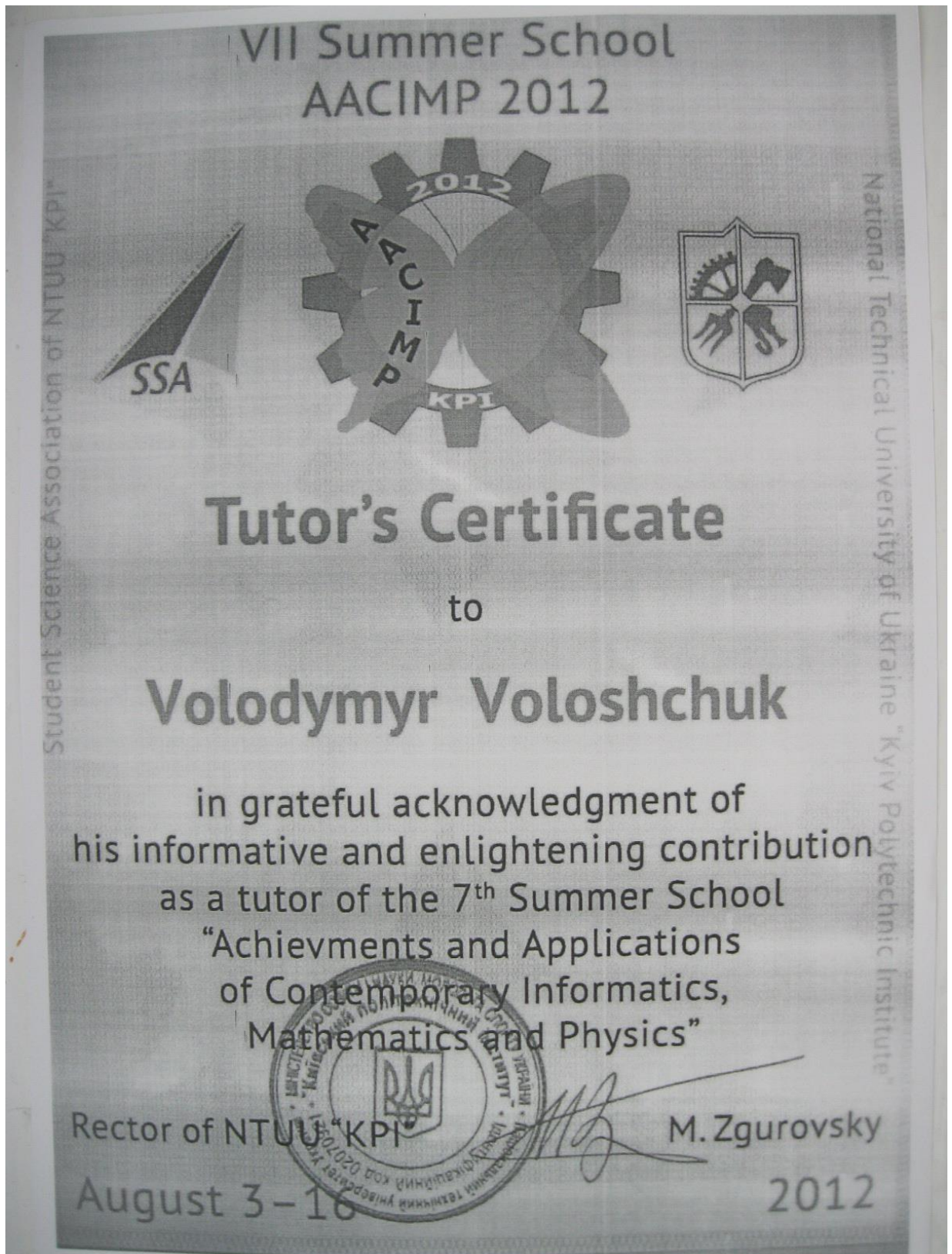
Декан



Є.М. Письменний

Додаток Б

Копії сертифікатів, що засвідчують викладання курсів
на Літніх школах Національного технічного університету України «Київський
політехнічний інститут»



LECTURER'S CERTIFICATE



Summer School
AACIMP 2014

is awarded to

Volodymyr Voloshchuk

for his inspirational and instructive course at the 9th Summer School
"Achievements and Applications of Contemporary Informatics,
Mathematics and Physics"

Rector of NTUU "KPI"



Prof. Michael Zgurovsky

August 1-15, 2014
Kyiv, Ukraine

National Technical University of Ukraine
"Kyiv Polytechnic Institute"



Student Science Association
of NTUU "KPI"

CERTIFICATE OF APPRECIATION



SUMMER SCHOOL
AACIMP 2015

is awarded to a lecturer

Dr. Volodymyr Voloshchuk

for imparting his valuable insights and inspiration to the students, lecturers
and organizing team members during the Anniversary Summer School
"Achievements and Applications of Contemporary Informatics, Mathematics
and Physics"

Rector of NTUU "KPI"



Prof. Michael Zgurovsky

August 4-18, 2015
Kyiv, Ukraine



National Technical University of Ukraine
"Kyiv Polytechnic Institute"



Student Science Association
of NTUU "KPI"

Додаток В

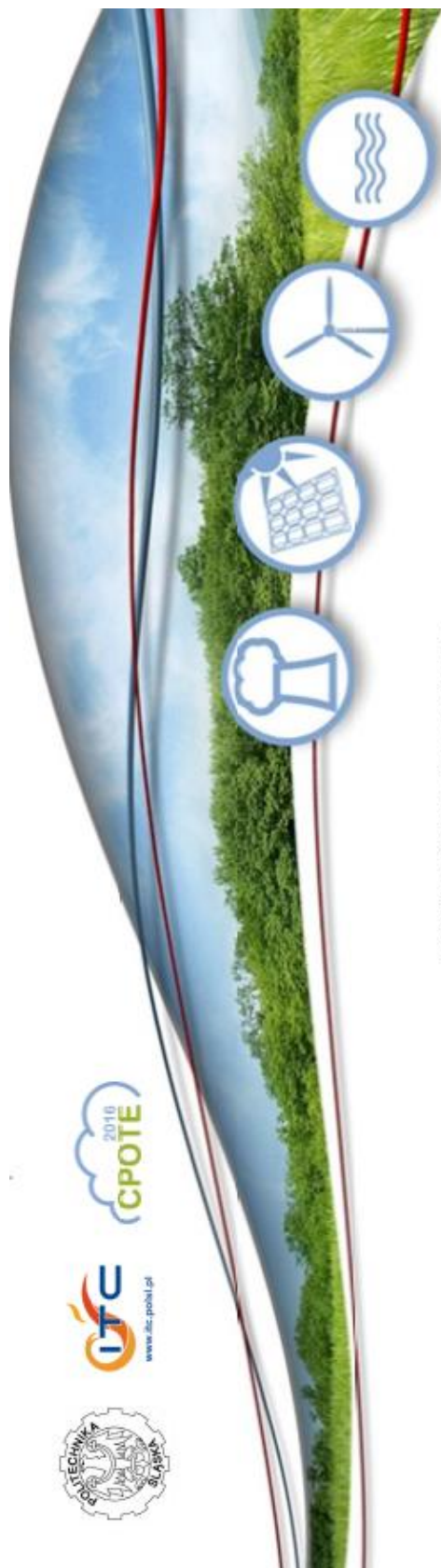
Копії дипломів участі у Всеукраїнському конкурсі «Молодь – енергетиці України»





Додаток Г

Копії дипломів участі у Міжнародних конференціях



This Certificate is awarded to

Volodymyr VOLOSHCHUK

for oral presentation

*"Effect of variation of operational regimes in building environment on results of application of exergy-based methods"*on the 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering
September 13 - 16, 2016, Katowice, PolandThe paper is published in the peer-reviewed Proceedings of the 4th International Conference
on Contemporary Problems of Thermal Engineering ISBN 978-83-61506-36-2
edited by Wojciech Stanek, Paweł Gładysz, Lucyna Czarnowska and Karolina Petela.

On Behalf of the Organizing Committee

*Wojciech Stanek*Wojciech Stanek
Chairman of the ConferenceNo. of the certificate
CPOTE2016-046.1



This Certificate is awarded to

Volodymyr VOLOSHCHUK

for oral presentation

"New generation of computer-aided tools for exergetic analysis of thermal systems"

on the 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering
September 13 - 16, 2016, Katowice, Poland

The paper is published in the peer-reviewed Proceedings of the 4th International Conference
on Contemporary Problems of Thermal Engineering ISBN 978-83-61506-36-2
edited by Wojciech Stanek, Paweł Gładysz, Lucyna Czarnowska and Karolina Petela.

On Behalf of the Organizing Committee

Wojciech Stanek

Wojciech Stanek
Chairman of the Conference

No. of the certificate
CPOTE2016-038.1



CERTIFICATE OF ATTENDANCE

This certifies that Volodymyr Voloshchuk _____ *has attended the:*

**First International Conference on
Energy and Indoor Environment for Hot Climates**

Monday, February 24, 2014
4.5 Professional Development Hours (PDHs) Completed

Millennium Hotel
Doha, Qatar



CERTIFICATE OF ATTENDANCE

This certifies that Volodymyr Voloshchuk *has attended the:*

**First International Conference on
Energy and Indoor Environment for Hot Climates**

Tuesday, February 25, 2014
6.25 Professional Development Hours (PDHs) Completed

Millennium Hotel
Doha, Qatar



CERTIFICATE OF ATTENDANCE

This certifies that Volodymyr Voloshchuk *has attended the:*

**First International Conference on
Energy and Indoor Environment for Hot Climates**

Wednesday, February 26, 2014
3.75 Professional Development Hours (PDHs) Completed

Millennium Hotel
Doha, Qatar

Додаток Д

Список праць за темою дисертації, у яких опубліковані основні наукові результати

1. Ochkov V. Thermal Engineering Studies with Excel, Mathcad and Internet / V. Ochkov, K. Orlov, V. Voloshchuk. – Switzerland: Springer international publishing, 2016. – 307 p. (*монографія, іноземне видання, SCOPUS Database*).
2. Voloshchuk V. A. Advanced exergetic analysis of a heat pump providing space heating in built environment [Text] / V. A. Voloshchuk // Energetika. – 2017. – 63 (3). – P. 83–92. (*іноземне видання, SCOPUS Database*).
3. Voloshchuk V. A. Effect of variation of operational regimes in building environment on results of its energy and exergy assesments [Text] / V. A. Voloshchuk // Civil and Environmental Engineering Reports. – 2017. – 24 (1). – P. 145–158. (*іноземне видання*).
4. Ochkov V. F. Calculations of thermodynamics cycles via Internet [Text] / Ochkov V. F., Aleksandrov A. A., Voloshchuk V. A, Dorokhov E. V., Orlov K. A. // Thermal Engineering. – 2009. – Vol. 56 – P. 86–89. (*іноземне видання, SCOPUS Database*).
5. Волощук В. А. Сетевой, интерактивный открытый расчет газотурбинной энергетической установки / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. А. Орлов // Автоматизация в энергетике. – 2010. – № 2 (7). – С. 10–19. (*іноземне видання*).
6. Очков В. Ф. «Облачный» сервис по свойствам рабочих веществ холодильных установок [Текст] / В. Ф. Очков, К. А. Орлов, А. В. Очков, В. Е. Знаменский, В. Ю. Чижмакова, В. А. Волощук // Вестник Международной академии холода. – 2013. – № 2. – С. 23–28. (*іноземне видання*).
7. Волощук В. А. Термодинамічна оптимізація зразкових циклів деяких схем ГТУ та ПГУ [Текст] / В. А. Волощук // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический университет». – 2011. – № 6. – С. 77–88. (*наукове фахове видання*).

8. Волощук В. А. Підвищення ефективності роботи централізованого теплопостачання за рахунок метеорологічного забезпечення / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Праці інституту електродинаміки Національної академії наук України: зб. наук. пр. – 2004. – Спец. вип. – С. 74–77. *(наукове фахове видання)*.
9. Очков В. Ф. Інтернет-розрахунки термодинамічних циклів [Текст] / В. Ф. Очков, А. А. Александров, В. А. Волощук, Є. В. Дорохов, К. О. Орлов // Вісник інженерної академії України. – 2008. – № 3–4. – С. 31–36. *(наукове фахове видання)*.
10. Волощук В. А. Дослідження та аналіз деяких схем ГТУ та ПГУ за допомогою сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2009. – № 2. – С. 139–145. *(наукове фахове видання)*.
11. Волощук В. А. Термодинамічна оптимізація зразкового циклу бінарної ПГУ з котлом-утилізатором при допомозі сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. А. Орлов // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический университет». – 2010. – № 2. – С. 102–112. *(наукове фахове видання)*.
12. Волощук В. А. Дослідження циклів парогазових енергетичних установок за допомогою сучасних інформаційних технологій [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 5/72. – С. 71–76. *(наукове фахове видання)*.
13. Волощук В. А. Визначення кліматологічно-оптимального опору теплопередачі огорожувальних конструкції будинків при улаштуванні теплової ізоляції [Текст] / В. А. Волощук, Н. А. Фроленкова, А. М. Рокочинський // Енергетика та електрифікація. – 2011. – № 5. – С. 57–62. *(наукове фахове видання)*.
14. Волощук В. А. Вплив змінності погодно-кліматичного чинника на невизначеність при виборі термічного опору огорожувальної конструкції будинку [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного

університет «Харківський політехнічний інститут». Тем. вип. «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – 2012. – №8. – С. 77–88. *(наукове фахове видання)*.

15. Волощук В. А. Вибір термічного опору огорожувальної конструкції з урахуванням змінності погодно-кліматичного фактора [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2012. – № 4. С. 124–130. *(наукове фахове видання, РІНЦ)*.

16. Волощук В. А. Відкриті інтерактивні алгоритми для теплофізичного моделювання енергоустановок [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – Рівне, 2013. – Вип. 4 (64). – С. 382–391. *(наукове фахове видання)*.

17. Волощук В. А. Використання теплоенергетичного потенціалу зовнішнього клімату для зменшення енергозатрат при опаленні будівель [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – Львів, 2013. – №758. – С. 97–105. *(наукове фахове видання)*.

18. Волощук В. А. Техніко-економічна оптимізація переходу на тепlopостачання із використанням теплового насоса / В. А. Волощук, М. А. Мартиняк, Й. С. Мисак // Вісник інженерної академії України. – 2014. – № 2. – С. 259–265. *(наукове фахове видання)*.

19. Волощук В. А. Вплив імовірнісного характеру зміни погодно-кліматичних умов на параметри природної вентиляції будинку [Текст] / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: наук.-техн. зб. – 2015. – Т. 19, № 2. – С. 134–142. *(наукове фахове видання, РІНЦ)*.

20. Волощук В. А. Впровадження енергоефективних рішень із використанням місцевих та відновлювальних джерел енергії при тепlopозабезпеченні навчальних закладів в умовах України [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – 2015. – № 15 (1124). – С. 156–165. *(наукове фахове видання)*.

21. Волощук В. А. Оцінка потенціалу стічних вод у теплонасосних установках індивідуального будинку / В. А. Волощук, О. О. Грицина, М. В. Бляшина, В. С. Жукова // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2017. – №15 (1124). – С. 156–165. *(наукове фахове видання)*.

22. Волощук В. А. Поглиблений ексергетичний аналіз теплового насоса як елемента системи теплозабезпечення будинку з урахуванням сезонних коливань режимів роботи [Текст] / В. А. Волощук // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 10(1232). – С. 59–65. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.08. *(наукове фахове видання, Ulrich's Periodicals Directory, Index Copernicus)*.

23. Очков В. Ф. Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок / В. Ф. Очков, А. А. Александров, К. А. Орлов, В. А. Волощук, А. В. Очков // Новое в российской электроэнергетике. – 2008. – № 10. – С. 5–27. *(іноземне видання)*.

24. Волощук В. А. Термодинамическая оптимизация циклов некоторых ГТУ и ПГУ при помощи современных информационных технологий. Часть 1 [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Новое в российской электроэнергетике. – 2011. – № 7. – С. 23–42. *(іноземне видання)*.

25. Волощук В. А. Термодинамическая оптимизация циклов некоторых ГТУ и ПГУ при помощи современных информационных технологий. Часть 2 [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, К. О. Орлов // Новое в российской электроэнергетике. – 2011. – № 8. – С. 15–25. *(іноземне видання)*.

26. Волощук В. А. Использование современных информационных технологий для моделирования перспективных энергоустановок [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков // Открытое образование. – 2013. – № 1 (96). – С. 50–55. *(іноземне видання)*.

Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

27. Ochkov V. "Cloud" service for computer simulation of air-conditioning and refrigerating systems [Text] / V. Ochkov, V. Voloshchuk, K. Orlov, A Ochkov // The 1st International Conference on Energy and Indoor Environment for Hot Climates by ASHRAE. Program and Proceedings, Doha, Qatar, February, 24–26, 2014. – Doha, 2014. (*іноземне видання, SCOPUS Database*). Режим доступу – https://www.techstreet.com/standards/-cloud-service-for-computer-simulation-of-air-conditioning-and-refrigerating-systems?product_id=1876438.

28. Voloshchuk V. A. Advanced exergetic analysis of a heat pump providing space heating in built environment [Text] / V. A. Voloshchuk // The 14th International Conference of Young Scientists on Energy Issues (CYSENI-2017). Program and Proceedings, Kaunas, Lithuania May, 25–26, 2017. – Kaunas, 2017. – P. II-108.

29. Voloshchuk V. A. On-line, interactive tools and algorithms for thermal calculations of heat pumps [Text] / V. A. Voloshchuk // The 13th International Conference of Young Scientists on Energy Issues (CYSENI-2016). Program and Proceedings, Kaunas, Lithuania May, 26–27, 2016. – Kaunas, 2016. – P. II-72 - II-81.

30. Voloshchuk V. A. New generation of computer-aided tools for exergetic analysis of thermal systems [Text] / V. A. Voloshchuk, V. F. Ochkov // The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14–16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 237–246.

31. Voloshchuk V. A. Effect of variation of operational regimes in building environment on results of application of exergy-based methods [Text] / V. A. Voloshchuk // The 4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (CPOTE-2016). Program and Proceedings, Gliwice – Katowice, Silesia, Poland, September, 14–16, 2016. – Gliwice – Katowice, Silesia, 2016. – P. 313–322.

32. Voloshchuk V. Investigations of heat engines cycles with the help of modern information technologies [Text] / V. Voloshchuk, V. Ochkov, K. Orlov, V. Znamenskiy // The 11th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow (ES-2012). Program and Proceedings, Srni, Czech Republic, June, 13–15, 2012. – Srni, 2012. Режим доступу - <http://tw.t.mpei.ac.ru/ochkov/WSPHB/Srni-Voloshchuk-Etc.pdf>.

33. Voloshchuk V. Thermodynamic optimization of cycles of some schemes of gas and gas-steam turbine power plants with the help of modern IT [Text] / V. Voloshchuk, V. Ochkov, K. Orlov // The 10th conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow (ES-2011). Program and Proceedings, Pilsen, Czech Republic, June, 16–17, 2011. – Pilsen, 2011. Режим доступу - http://tw.t.mpei.ac.ru/ochkov/Voloshchuk_es2011_en.html.

34. Волощук В. А. Прийняття оптимізаційних рішень в системах централізованого теплопостачання / В. А. Волощук // Проблеми економії енергії: збірник матеріалів IV Міжнародної науково-практичної конференції. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», – 2003. – С. 68–72.

35. Очков В. Ф. Современные информационные технологии для теплоэнергетики: облачные функции по свойствам рабочих тел, расчеты циклов паротурбинных, газотурбинных, парогазовых установок и тепловых насосов [Текст] / В. Ф. Очков, В. А. Волощук // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: тези доп. VII Міжнар. наук.-практ. конф., Одеса, 14–16 верес. 2011 р. – С. 27-29.

36. Волощук В. А. «Облачный» сервис для теплофизического моделирования холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / В. А. Волощук, В. Ф. Очков, А. В. Очков // Устойчивое развитие и искусственный холод: сб. науч. тр. VIII междунар. конф. – Херсон: Д. С. Гринь, 2012. – С. 597–602.

37. Волощук В. А. Обґрунтування влаштування теплозахисту огорожувальної конструкції будівлі з урахуванням змінності погодно-

кліматичного та цінового факторів / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Наука і бізнес – основа розвитку економіки: тези доп. Міжнар. наук.-практ. форуму / ред. кол.: Є. М. Суліма (голова) та ін. – Д.: ДНУ, 2012. – 362 с.

38. Очков В. Ф. «Облачный» сервис для расчетов термодинамических циклов [Текст] / В. Ф. Очков, В. А. Волощук // Моделювання: XXXIII наук.-техн. конф., 15–16 січ., 2014. – Київ. – С. 24.

39. Волощук В. А. Методологічні підходи до створення низькоексергетичних систем теплозабезпечення об'єктів житлово-комунального сектору [Текст] / В. А. Волощук // Економічна безпека територіально-виробничих комплексів: енергетика, екологія, інформаційні технології: монографія / В. А. Волощук, Т. А. Коцко, М. М. Чеховська, О. Л. Лісовські [та ін.]; за наук. ред. д-ра техн. наук, проф. С. О. Лук'яненка, канд. екон. наук, доц. Н. В. Караєвої. – Київ: МП «Леся», 2015. – 256 с.

40. Волощук В. А. Термoeкономічне обґрунтування теплонасосної системи теплозабезпечення із урахуванням мінливості погодно-кліматичних факторів, цін та характеристик будівлі [Текст] / В. А. Волощук // Енергетика. Екологія. Людина: Матеріали VIII міжнар. наук.-техн. конф. ін-ту енергозбереження та енергоменеджменту Нац. техн. ун-ту України «Київ. політехн. ін-т». – Київ, 2016. – С. 67–73.

41. Волощук В. А. Дослідження термoeкономічних характеристик комбінованої експериментальної установки на базі теплового насоса та сонячного колектора в умовах м. Київ [Текст] / В. А. Волощук, О. Є. Нікіфорович, С. Юзвак // Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті: робоча прогр. та тези доп. XVII Міжнар. наук.-техн. конф., 29–30 верес. 2016 р., Київ, Україна / Нац. акад. наук України. – К.: НАН України, 2016. – С. 239–246.

42. Волощук В. А. Вплив мінливості погодно-кліматичного чинника на результати ексергетичної оцінки систем теплозабезпечення будівель [Текст] / В. А. Волощук // Актуальні проблеми енергетики та екології: зб. пр. XVI Всеукр. наук.-техн. конф., Одеса, ОНАХТ, 5–8 жовт. 2016 р. – С. 179–181.

43. Волощук В. А. Потреби енергії та ексергії на теплозабезпечення будинків з різними теплотехнічними характеристиками [Текст] / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні: матеріали ІХ Міжнар. наук.-техн. конф. , (6–7 квіт. 2017, Львів) / НУ «Львів. політехніка». – Львів, 2017. – С. 265–269.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації

44. Волощук В. А. Визначення тепловтрат будівель з урахуванням впливу швидкості вітру та приходу сонячної радіації / В. А. Волощук, А. М. Рокочинський // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2006. – вип.2 (34), ч. 2. – С. 182–191.

45. Волощук В. А. Оптимізація теплозахисту огорожувальних конструкцій при поелементному підході / В. А. Волощук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. зб. – 2013. – Вип. 4. – С. 47-51.

46. Волощук В. А. Математична модель оптимізації об'ємно-планувальних рішень для будівель у формі багатогранників з метою зниження затрат енергії на їх опалення / В. А. Волощук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук.-техн. зб. – 2013. – Вип. 5. – С. 15–18.

47. Волощук В. А. Стічні води як джерело енергії у системах теплозабезпечення нового покоління / В. А. Волощук, О. О. Грицина // Проблеми водопостачання, водовідведення та гідравліки. – 2016. – № 27. – С. 63–70.