

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Некрашевич Олена Василівна

УДК 681.5:621.577.4:536.75

ДИСЕРТАЦІЯ

АВТОМАТИЗОВАНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ КРИТЕРІЇВ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ

151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»

Автоматизація та приладобудування

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ О.В. Некрашевич

Науковий керівник Волощук Володимир Анатолійович, д.т.н., професор

Київ – 2023

АНОТАЦІЯ

Некрашевич О.В. Автоматизоване діагностування ефективності роботи теплонасосної установки на основі критеріїв ексергетичного аналізу. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології». – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, 2023.

У дисертаційній роботі запропоновано подальший розвиток підходу з діагностування ефективності роботи компонентів теплоенергетичної системи з використанням критеріїв ексергетичного аналізу та з урахуванням динамічних режимів роботи.

У першому розділі дисертації було проаналізовано особливості методології ексергетичного аналізу, поглибленого ексергетичного аналізу та критерії, які при цьому використовуються, й розглянуто можливість застосування цієї методології у задачах діагностування поточного стану компонентів теплонасосних установок з урахуванням змінних режимів роботи. На основі наведених прикладів з'ясовано, що: діагностична інформація у будь-якій системі, що експлуатується, є різної природи і, як наслідок, її доволі важко систематизувати через різні за своєю природою фізичні процеси, які відбуваються у системі; зміни в одному компоненті системи можуть впливати на характеристики іншого компоненту, через що діагностична інформація не дає однозначної відповіді на питання, який з компонентів мав більший вплив на погіршення характеристик системи в цілому; згідно з існуючим підходом (Перший закон термодинаміки) різні види та форми передачі енергії оцінюються без урахування якості енергії та не враховуються термодинамічні недосконалості, які обумовлені необоротностями; саме ексергетичний підхід дає можливість визначити місце, значення та джерела термодинамічних втрат при

передачі та перетворенні енергії. Виходячи з поставленої мети дослідження, а саме підвищення енергетичної ефективності теплонасосної установки під час її експлуатації шляхом розроблення автоматизованої системи діагностування стану роботи компонентів об'єкта на основі критеріїв ексергетичного аналізу, необхідно вирішити наступні завдання: на основі квазістаціонарного підходу розробити та реалізувати математичну та комп'ютерну модель діагностування зміни ефективності роботи компонентів теплонасосної установки у складі системи теплозабезпечення; визначити доцільність застосування критеріїв ексергетичного аналізу (зміна ендогенної частини деструкції ексергії) у задачах діагностування та необхідність подальшого розроблення відповідного математичного та програмного забезпечення з урахуванням динамічних режимів роботи теплонасосної установки; розробити та реалізувати динамічну модель об'єкта дослідження, визначити його динамічні характеристики з можливістю синтезу системи керування; розробити та реалізувати алгоритм та моделі діагностування стану компонентів теплонасосної установки з урахуванням динамічних режимів роботи; на основі сформованого підходу та алгоритмів із його реалізації розробити інформаційно-дорадчу систему автоматизованого діагностування теплонасосної установки та практичні поради з впровадження даної системи.

Другий розділ дисертації було присвячено розробці комп'ютерної моделі діагностування теплонасосної установки типу «вода-вода» на основі квазістаціонарного підходу. Діагностування ефективності роботи компонентів теплонасосної установки з урахуванням змінних режимів роботи реалізовано на основі ексергетичного аналізу шляхом визначення зміни ендогенної частини деструкції ексергії компонентів теплонасосної установки, яка використовувалася у якості ключового показника діагностування. Це дало змогу ідентифікувати, кількісно оцінити погіршення експлуатаційних характеристик компонентів та їх вплив, як на ефективність інших компонентів так і на ефективність установки в цілому. На базі цього діагностування запропоновано алгоритм предиктивного обслуговування теплонасосної установки, яке призвело до економії

електроенергії від 4 до 9% за один опалювальний сезон.

У третьому розділі дисертації було розроблено та реалізовано динамічні моделі для дослідження перехідних процесів у теплонасосних установках «повітря-вода» та «вода-вода» у комп'ютерному пакеті Matlab. Внаслідок чого виявлено, що досліджувані перехідні процеси можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку та те, що об'єкти керування – нелінійні. Проаналізувавши перехідні процеси теплонасосної установки при різних збуреннях та початкових умов, було визначено, що саме зміна температури та витрати води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр, ніж збурення зі сторони випарника. Також було здійснено перевірку моделі на адекватність для двох варіантів, яка показала, що у порівнянні з експериментальними даними похибка з визначення параметрів об'єктів у динамічних процесах за розробленими моделями не перевищує 10,5%.

Четвертий розділ дисертації було присвячено розробленню динамічної моделі діагностування теплонасосної установки типу «вода-вода» на базі запропонованого алгоритму ідентифікації неполадок в установці з урахуванням її динамічних режимів роботи. Модель, яка реалізована в середовищах Matlab та Simulink, складається з моделі динамічних процесів окремих компонентів у взаємозв'язку між собою та моделі визначення потоків деструкції ексергії у досліджуваних динамічних процесах. Розроблено алгоритм, який базується на використанні ексергетичного балансу компонентів теплонасосної установки та визначення ендегенних частин деструкції ексергії при нормальному режимі роботи та в умовах несправностей (накип на поверхнях нагріву, збільшення гідродинамічних втрат у компресорі, тощо). Виявлення компоненту, який найбільше впливає на зниження ефективності теплонасосної установки в цілому, відбувається за ознакою найбільшого зростання ендегенної частини деструкції ексергії цього компонента через погіршення його умов роботи. В даному випадку таким компонентом виявився конденсатор, несправність якого призвела до найбільшого зростання споживання електроенергії у теплонасосній установці.

У п'ятому розділі дисертації було розглянуто методологію практичної реалізації та переваги використання цифрового двійника у галузі теплоенергетики з розширенням традиційних підходів до промислової автоматизації. Сучасні теплонасосні установки є доволі складними системами, і тому важливо мати засоби для їх ефективного моніторингу, що сприяє підвищенню їх продуктивності та надійності. Саме тому було створено віртуальну модель теплонасосної установки, яка відображає її роботу в реальному часі та здійснює виявлення несправності в компонентах; та запропоновано архітектуру цифрового двійника, яка дає можливість оптимізувати роботу теплонасосної установки. Використовуючи міжнародний стандарт AutomationML було запропоновано структуру цифрового двійника теплонасосної установки з переліком основних компонентів, всіх важливих атрибутів та параметрів установки. Цифровий двійник теплонасосної установки об'єднує історичні дані та дані в реальному часі для покращення процесу прийняття рішень у межах інформаційно-дорадчої системи автоматизованого діагностування.

Наукова новизна отриманих результатів дисертаційної роботи заключається в: доведеній можливості та доцільності використання методології ексергетичного аналізу у задачах діагностування змін експлуатаційних характеристик компонентів системи та оцінювання впливу цієї зміни на ефективність роботи системи в цілому; подальшому розвитку математичного моделювання динамічних процесів теплонасосної установки, що полягає у врахуванні втрат енергії під час стиснення робочого тіла у компресорі та застосуванню критерію ексергетичного аналізу (зміни ендогенної частини деструкції ексергії) у задачах ідентифікації зміни експлуатаційних характеристик компонентів системи в умовах динамічних режимів роботи; розробленні інформаційно-дорадчої системи з використанням технологій цифрового двійника.

Отримані результати дисертаційної роботи мають і практичне значення,

яке полягає у підвищенні ефективності роботи теплонасосної установки, зменшенню витрат на її обслуговування та часу позапланових та планових ремонтних робіт, що досягається шляхом реалізації розробленої інформаційно-дорадчої системи автоматизованого діагностування теплонасосної установки з використанням моделі діагностування стану компонентів.

Поряд з цим результати роботи використовуються в навчальному процесі кафедри автоматизації енергетичних процесів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». Це підтверджується відповідним чином оформленим актом.

У подальшому запропонований критерій ексергетичного аналізу (зміна ендогенної частини деструкції ексергії) використовуватиметься, як ключовий показник ефективності для вирішення задач енергоменеджменту, у разі схвалення міжнародними експертами та членами технічного комітету 185 «Промислова автоматизація».

Ключові слова: теплонасосна установка, ендогенна частина деструкції ексергії, математичне та комп'ютерне моделювання, ідентифікація, динамічні характеристики, нестационарність, автоматизоване діагностування, інформаційно-дорадча система, цифровий двійник, предиктивне обслуговування

**Список публікацій здобувача, в яких опубліковані основні наукові
результати дисертації:**

- 1) Волощук В.А., Некрашевич О.В., Богза М.С., Гікало П.В. Дослідження динамічних характеристик теплонасосної установки типу «повітря-вода». Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки. – 2023. – Т.34(73). – №3. – Ч.1, 27-38. URL: <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.3.2/07>;
- 2) Volodymyr Voloshchuk, Paride Gullo, Olena Nekrashevych Simultaneous thermodynamic and economic enhancement of heat pumps based on a new method for avoidable irreversibility assessment Int. J. Exergy, Vol. 38, No. 2, pp.158–175, 2022. URL: <https://doi.org/10.1504/IJEX.2022.123598> (Стаття у Scopus Q3);
- 3) Некрашевич, О., & Волощук, В. (2022). Ексергетичне діагностування неполадок у компонентах теплового насоса у змінних режимах роботи. Automation of Technological and Business Processes, 14(4), 27-34, 2022. URL: <https://doi.org/10.15673/atbp.v14i4.2433>;
- 4) Волощук В.А. Ексергетичне оцінювання когенераційної установки з урахуванням змінних режимів роботи / В.А. Волощук, О.В. Некрашевич, П.В. Гікало // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки. – Том 32 (71), № 5. – 2021, 177-183. URL: <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2021.5/27>;
- 5) Волощук, В., Некрашевич, О., & Ханко, А. (2020). Методи високоефективного людино-машинного інтерфейсу. Automation of Technological and Business Processes, 12(4), 12-21. URL: <https://doi.org/10.15673/atbp.v12i4.1930>;
- 6) Волощук В.А. Ексергетичний аналіз перехідних процесів баків-акумуляторів [Текст] / В.А. Волощук, О.В. Некрашевич, С.В. Любицький. // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й

устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – № 1(3). – С. 42–48. URL: <https://doi.org/10.20998/2078-774X.2020.01.07;>

- 7) Некрашевич, О. В., Волощук, В., & Ковриго, Ю. М. (2020). Застосування критеріїв поглибленого ексергетичного аналізу для обґрунтування рішень з підвищення енергетичної ефективності теплонасосної установки на стічних водах. Automation of Technological and Business Processes, 12(2), 21-28. URL: <https://doi.org/10.15673/atbp.v12i2.1805>.

Список публікацій здобувача, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

- 1) Волощук В.А., Некрашевич О.В. Діагностування умов роботи компонентів теплонасосної установки в непроектних режимах. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ. (присвячена 125-річчю КПІ ім. Ігоря Сікорського та 90-річчю НН ІАТЕ (ТЕФ)), м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2023. – Т. 2. – С. 46—47;
- 2) Волощук В.А., Некрашевич О.В. Застосування ексергетичного аналізу для предиктивного обслуговування обладнання. Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології – 2023 : матеріали IX Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених, аспірантів і студентів (АКІТ – 2023) ; Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського, 19 квітня 2023 р. – С. 109—110;
- 3) Волощук В.А., Некрашевич О.В. Предиктивне обслуговування обладнання. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ. (присвячена 125-річчю КПІ ім. Ігоря Сікорського та 90-річчю НН ІАТЕ

- (ТЕФ)), м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2023. – Т. 2. – С. 98—99;
- 4) V. Voloshchuk. Exergy-based performance degradaton diagnosis for use in digital twins of thermal systems / V. Voloshchuk, O. Stepanets, A. Zakharchenko, O. Nekrashevych, O. Pypena // 7th Internatonal Conference on Smart Energy Systems, 21-22 September 2021 : Book of Abstracts — Copenhagen, Denmark — С. 67;
 - 5) В.А. Волощук, О.В. Некрашевич, С.В. Любицький Застосування і порівняльний аналіз нового підходу для оцінювання частки деструкції ексергії, що можна уникнути в холодильній машині [Text] / В. Волощук, О. Некрашевич, С. Любицький // Тези доповідей XVII Міжнародної науково-технічної конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (27-28 квітня 2021, Харків): НТУ «ХПІ»; Видавництво «Лідер». – 82-83 с.;
 - 6) Nekrashevych O.V. Exergy analysis of a reversible chiller / Voloshchuk V., Gikalo P., Nekrashevych O.V.// Modeling, control and information technologies: Proceedings of V International scientific and practical conference, 2021 November 4-6; Rivne, Ukraine: 105-106;
 - 7) Некрашевич О.В., Волощук В.А. Обґрунтування та доцільність застосування критеріїв ексергетичного аналізу в якості ключових показників ефективності об'єктів теплоенергетики [Text] / В. Волощук, О. Некрашевич // Тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» 4 квітня 2021 р.: Київ, 2021, 12 - 13 с.;
 - 8) Некрашевич О.В. Доцільність застосування критеріїв ексергетичного аналізу для оцінювання ефективності об'єктів теплоенергетики/ Волощук В.А., Гікало П.В., Некрашевич О.В.// Міжнародна науково-практична конференція: Моделювання, керування та інформаційні технології, 2021 4-6 листопада, Рівне, Україна: 117-119;

- 9) Nekrashevych O.V. Evaluation of component interactions in heat pumps on the base of advanced exergetic analysis / V. Voloshchuk, P. Gullo, O. Nekrashevych // 6th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering, CPOTE 2020, 21-24 September 2020, Poland. – 703-715;
- 10) Волощук В. А., Некрашевич О. В., Любицький С. В. Особливості ексергетичного аналізу динамічних процесів в об'єктах теплоенергетики // Тези доповідей XVI Міжнародної науково-технічної конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 25–26 листопада 2020 р. – Харків: НТУ «ХПІ», 2020. – С. 46–47;
- 11) Некрашевич О.В. Ключові показники ефективності енергоменджменту / Некрашевич О.В., Ковриго Ю.М. // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : XVIII міжнар. наук.-прак. конф. аспірантів, магістрантів і студентів, 21-24 кв. 2020р. : мат.конф. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – С. 8;
- 12) Nekrashevych O.V. Advanced exergy analysis of heat pumps with different eco-friendly working fluids / V. Voloshchuk, P. Gullo, O. Nekrashevych // 6th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering, CPOTE 2020, 21-24 September 2020, Poland. – 727-736;
- 13) Nekrashevych O.V. Overview of Key Performance Indicators (KPIs) / Nekrashevych O.V., Kovrygo Y.M. // Modeling, control and information technologies: Proceedings of III International scientific and practical conference, 2019 November 14-16; Rivne, Ukraine: 108-109. URL: <https://doi.org/10.31713/MCIT.2019.65>;
- 14) Некрашевич О.В. Classification of Key Performance Indicators (KPIs) / Некрашевич О.В., Ковриго Ю.М. // Новітні технології: покращення сьогодення та вплив на майбутнє : III міжнар. наук. мультидисциплінарна конф. студентів та молодих вчених, 27 лист. 2019р. : мат.конф. – Дніпро.: Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2019. – 109-110.

Список праць здобувача, які додатково відображають наукові результати дисертації:

- 1) Комп'ютерна програма «Exergy analysis of heat pump system» Авторське свідоцтво №99816 від 21.09.2020 р. (див. Додаток А);
- 2) Комп'ютерна програма «Advanced exergy analysis of heat pump system» Авторське свідоцтво №106950 від 03.08.2021 р. (див. Додаток Б).

ABSTRACT

Nekrashevych O.V. Automated diagnostics of the efficiency of the heat pump unit based on the criteria of exergy analysis.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 151 "Automation and computer-integrated technologies". - National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, 2023.

The thesis proposes further development of the approach to diagnosing the efficiency of the components of a heat and power system using the criteria of exergy analysis and taking into account dynamic operating modes.

The first chapter of the thesis analyzes the features of the methodology of exergy analysis, in-depth exergy analysis and the criteria used in this process, and considers the possibility of applying this methodology to the tasks of diagnosing the current state of components of heat pump units, taking into account variable operating modes. Based on the given examples, it is found that: diagnostic information in any operating system is of a different nature and, as a result, it is quite difficult to systematize it due to the different physical processes occurring in the system; changes in one component of the system may affect the characteristics of another component, which is why diagnostic information does not give an unambiguous answer to the question of which component had a greater impact on the deterioration of the characteristics of the system as a whole; according to the existing approach (First Law of Thermodynamics), different Based on the research objective, namely, to increase the energy efficiency of a heat pump unit during its operation by developing an automated system for diagnosing the state of operation of the object's components based on the criteria of exergy analysis, it is necessary to solve the following tasks (по суті, є одне завдання): on the basis of a quasi-stationary approach, to develop and implement a mathematical and computer model for diagnosing changes in the efficiency of the components of a heat pump unit as part of a heat supply system; to determine the feasibility of using a

The second chapter of the dissertation is devoted to the development of a computer model for diagnosing a water-to-water heat pump unit based on a quasi-stationary approach. Diagnostics of the efficiency of the heat pump unit components, taking into account variable operating modes, is implemented on the basis of exergy analysis by determining the change in the endogenous part of the exergy destruction of the heat pump unit components, which is used as a key diagnostic indicator. This made it possible to identify and quantify the deterioration in the performance of components and their impact on the efficiency of other components and the efficiency of the installation as a whole. Based on this diagnosis, an algorithm for predictive maintenance of the heat pump unit is proposed, which lead to energy savings of 4 to 9% per heating season.

In the third chapter of the dissertation, dynamic models are developed and implemented to study transients in air-to-water and water-to-water heat pump systems in the MATLAB computer package. As a result, it was found that the studied transients can be approximated by first-order aperiodic links and that the control objects are nonlinear. Having analyzed the transient processes of the heat pump unit under various disturbances and initial conditions, it was determined that it is the change in temperature and water flow rate at the condenser inlet that has a greater impact on the output parameter than the evaporator disturbance. The model was also tested for adequacy for two variants, which showed that, compared to experimental data, the error in determining the parameters of objects in dynamic processes using the developed models does not exceed 10.5%.

The fourth chapter of the thesis is devoted to the development of a dynamic model for diagnosing a water-to-water heat pump unit based on the proposed algorithm for identifying faults in the unit, taking into account its dynamic operating modes. The model, which is implemented in MATLAB and Simulink, consists of a model of the dynamic processes of individual components in interconnection with each other and a model for determining the flows of exergy destruction in the studied dynamic processes. An algorithm has been developed based on the use of the exergy balance of the heat pump unit components and the determination of the endogenous parts of

exergy destruction under normal operation and under malfunction conditions (scale on the heating surfaces, increased hydrodynamic losses in the compressor, etc.) The identification of the component that has the greatest impact on the decrease in the efficiency of the heat pump unit as a whole is based on the greatest increase in the endogenous part of the exergy destruction of this component due to the deterioration of its operating conditions. In this case, such a component was the condenser, whose malfunction led to the greatest increase in electricity consumption in the heat pump unit.

The fifth chapter of the thesis discusses the methodology of practical implementation and the advantages of using a digital twin in the field of heat power engineering with the expansion of traditional approaches to industrial automation. Modern heat pump units are rather complex systems, and therefore it is important to have means for their effective monitoring, which contributes to increasing their productivity and reliability. That is why a virtual model of a heat pump unit is created that displays its operation in real time and detects malfunctions in components; and a digital twin architecture is proposed that makes it possible to optimize the operation of the heat pump unit. Using the international standard Automation ML, the structure of the digital twin of the heat pump unit is proposed with a list of the main components, all important attributes and parameters of the unit. The digital twin of the heat pump unit combines historical and real-time data to improve the decision-making process within the information and advisory system of automated diagnostics.

The scientific novelty of the obtained results of the dissertation work is: the proven possibility and expediency of using the methodology of exergy analysis in the tasks of diagnosing changes in the operational characteristics of system components and assessing the impact of this change on the efficiency of the system as a whole; further development of mathematical modeling of dynamic processes of a heat pump unit, which consists in taking into account energy losses during compression of the working fluid in the compressor and applying the criterion of exergy analysis (change in the endogenous part of exergy destruction).

The obtained results of the dissertation work have also practical significance, which consists in increasing the efficiency of the heat pump unit, reducing the cost of its maintenance and the time of unscheduled and scheduled repairs, which is achieved by implementing the developed information and advisory system for automated diagnosis of the heat pump unit using the model for diagnosing the condition of components.

Along with this, the results of the work are used in the educational process of the Department of Energy Process Automation of the National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute". This is confirmed by a duly executed act.

In the future, the proposed criterion of exergy analysis (change in the endogenous part of exergy destruction) will be used as a key performance indicator for solving energy management problems, if it is approved by international experts and members of Technical Committee 185 "Industrial Automation".

Keywords: heat pump unit, endogenous part of exergy destruction, mathematical and computer modeling, identification, dynamic characteristics, non-stationarity, automated diagnostics, information and advisory system, digital twin, predictive maintenance

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	18
ВСТУП.....	19
РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД	25
1.1 Задачі технічного діагностування	25
1.2 Ексергетичний аналіз, як методологічна основа діагностування ефективності роботи компонентів системи	28
1.3 Обґрунтування доцільності застосування ексергетичного аналізу та його критеріїв в задачах діагностування ефективності термодинамічних процесів та їх впливу на систему в цілому	36
Висновки до розділу	48
РОЗДІЛ 2 ЗАСТОСУВАННЯ КВАЗІСТАЦІОНАРНОГО ПІДХОДУ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗМІНИ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМПОНЕНТІВ ТНУ У ЗМІННИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ	50
РОЗДІЛ 3 ПОБУДОВА ТА РЕАЛІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ЇХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	62
3.1 ТНУ типу «повітря-вода»	62
3.2 ТНУ типу «вода -вода»	75
Висновки до розділу	88
РОЗДІЛ 4 РЕАЛІЗАЦІЯ ЗАДАЧІ ДІАГНОСТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМПОНЕНТІВ ТНУ З УРАХУВАННЯМ ЇЇ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ.....	90

4.1 Розроблення алгоритму для діагностування компонентів ТНУ із урахуванням її динамічних режимів роботи на основі ексергетичного аналізу	90
4.2 Розроблення динамічної моделі ексергетичного аналізу ТНУ	95
4.3 Реалізація розробленої динамічної моделі ексергетичного аналізу для діагностування ТНУ	115
Висновки до розділу	116
РОЗДІЛ 5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ЗАПРОПОНОВАНОГО ПІДХОДУ З ЗАСТОСУВАННЯМ ЦИФРОВОГО ДВІЙНИКА	118
5.1 ЦД ТНУ, як концепція удосконаленого керування об'єктом	118
5.2 Порядок створення ЦД ТНУ	123
5.3 Рекомендована методика опису структури ЦД	127
5.4 Програмна архітектура ЦД для ТНУ	133
Висновки до розділу	135
ВИСНОВКИ.....	137
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	139
ДОДАТКИ.....	150
ДОДАТОК А.....	150
ДОДАТОК Б	151
ДОДАТОК В	152
ДОДАТОК Г	153

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ПТУ – паротурбінна установка

ТНУ – теплонасосна установка

ЦД – цифровий двійник

AutomationML – Automation Markup Language

IoT – Інтернету речей

SCADA – Supervisory Control And Data Acquisition (диспетчерське управління і збір даних)

XML – EXtensible Markup Language

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження

У теперішній час в Україні та світі актуальною проблемою зниження споживання викопних видів палив теплоенергетичними системами. Ці системи складаються з великою кількістю компонентів (обладнання), кожен з яких необхідно підтримувати у належних умовах експлуатації. Для цього на підприємствах існує система планово-запобіжного ремонту та система ремонту на основі результатів технічного діагностування. Більш ефективним варіантом з наведених є система технічного діагностування компонентів теплоенергетичних систем. З огляду на це, розроблення рішень, які б дали можливість в автоматизованому режимі ідентифікувати найбільш неефективні компоненти системи, є актуальною проблемою.

Займалися задачами діагностування велика кількість вітчизняних та зарубіжних дослідників (В. Бабак, Б. Пальчевський, О. Черноусенко, С. Леощенко, Р. Варбанець, О. Карпаш, Г. Тимчик, І. Грицук, А. Zaleta, A. Lazzaretto, A. Toffolo, A. Valero, T. Morosuk, P. Fu, L. Wang та інші).

З іншого боку, у теплоенергетичних системах з великою кількістю різнопланового обладнання майже неможливо визначити, який з компонентів дає найбільш суттєвий вплив на погіршення характеристик системи. Тому актуальним завданням є розробка критерію, який вказував на найбільш неефективний компонент у системі під час її експлуатації.

Мета дослідження

Мета дисертаційного дослідження – це підвищення енергетичної ефективності теплонасосної установки (ТНУ) під час її експлуатації шляхом розроблення автоматизованої системи діагностування стану роботи компонентів об'єкта на основі критеріїв ексергетичного аналізу.

Завдання дослідження

Для досягнення вищезазначеної мети необхідно вирішити наступні завдання дослідження:

- 1) проаналізувати особливості методології ексергетичного аналізу, критерії, які при цьому використовуються, та розглянути можливість застосування цієї методології у задачах діагностування поточного стану компонентів ТНУ з урахуванням змінних режимів роботи;
- 2) на основі квазістаціонарного підходу розробити та реалізувати математичну та комп'ютерну модель діагностування зміни ефективності роботи компонентів ТНУ у складі системи теплозабезпечення;
- 3) на основі отриманих результатів визначити доцільність застосування критерії ексергетичного аналізу (зміна ендогенної частини деструкції ексергії) у задачах діагностування та необхідність подальшого розроблення відповідного математичного та програмного забезпечення з урахуванням динамічних режимів роботи ТНУ;
- 4) розробити та реалізувати динамічну модель об'єкта дослідження, визначити його динамічні характеристики з можливістю синтезу системи керування;
- 5) розробити та реалізувати алгоритм та моделі діагностування стану компонентів ТНУ з урахуванням динамічних режимів роботи;
- 6) на основі сформованого підходу, запропонованого алгоритму та критерію розробити інформаційно-дорадчу систему автоматизованого діагностування ТНУ та практичні поради з впровадження даної системи.

Об'єкт дослідження

Об'єкт дослідження – процеси погіршення експлуатаційних характеристик ТНУ впродовж її експлуатації.

Предмет дослідження

Предмет дослідження – методи, моделі та критерії автоматизованої системи діагностування компонентів ТНУ в умовах погіршення їх експлуатаційних характеристик.

Методи дослідження

У дисертаційній роботі використовувалися методи моделювання динамічних режимів роботи теплоенергетичних об'єктів, ідентифікації, поглибленого ексергетичного аналізу та імітаційного комп'ютерного моделювання.

Наукова новизна отриманих результатів:

- 1) доведена можливість і доцільність використання методології ексергетичного аналізу у задачах діагностування змін експлуатаційних характеристик компонентів системи та оцінювання впливу цієї зміни на ефективність роботи системи в цілому;
- 2) набуло подальшого розвитку математичне моделювання динамічних процесів ТНУ, що полягає у врахуванні втрат енергії під час стиснення робочого тіла у компресорі; врахуванні залежності теплофізичних властивостей робочих тіл від умов роботи та нелінійності процесів в об'єкті;
- 3) вперше запропоновано застосування критерію ексергетичного аналізу, а саме зміни ендогенної частини деструкції ексергії у задачах ідентифікації зміни експлуатаційних характеристик компонентів системи в умовах динамічних режимів роботи;
- 4) отримало подальшого розвитку розроблення інформаційно-дорадчої системи з використанням технологій цифрового двійника (ЦД).

Особистий внесок здобувача

Здобувачка самостійно проаналізувала особливості методології ексергетичного аналізу та розглянула можливість її застосування у задачах діагностування поточного стану компонентів об'єкта теплоенергетики з урахуванням змінних режимів роботи для ідентифікації найбільш неефективного компонента системи [1]–[3].

Здобувачка сформулювала мету та завдання дослідження.

В опублікованих наукових працях зі співавторами особисто здобувачці належать такі внески: розроблення та реалізація математичної і комп'ютерної

моделі для ідентифікації зміни ефективності роботи компонентів ТНУ у складі системи теплозабезпечення впродовж опалювальних сезонів [4]; обґрунтування застосування критерію ексергетичного аналізу (зміна ендогенної частини деструкції ексергії в компоненті системи) [4]; розроблення та реалізація динамічної моделі об'єкта дослідження [5] з визначенням його динамічних характеристик; розроблення підходів та структури з реалізації автоматизованої системи діагностування на основі цифрового двійника.

Апробація матеріалів дисертації

Результати досліджень дисертації висвітлювалися на наступних конференціях, конгресах, симпозіумах, семінарах і школах:

- 1) Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і студентів (м. Київ: 2019, 2020, 2021, 2023);
- 2) Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології: Міжнародна науково-практична конференція молодих учених, аспірантів і студентів (м. Київ: 2023);
- 3) International Conference on Smart Energy Systems (Данія: 2021);
- 4) Міжнародна науково-технічна конференція «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування» (м. Харків: 2020, 2021);
- 5) Міжнародна науково-практична конференція: Моделювання, керування та інформаційні технології (м. Рівне: 2019, 2021);
- 6) International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering (Республіка Польща: 2020);
- 7) Новітні технології: покращення сьогодення та вплив на майбутнє: Міжнародна наукова мультидисциплінарна конференція студентів та молодих вчених (м. Дніпро: 2019).

Структура дисертації

Дисертація складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел та 4 додатків.

Обсяг дисертації

Загальний обсяг дисертації складає 153 сторінку, з них основний текст роботи викладено на 124 сторінках друкованого тексту, у тому числі 60 рисунків, 7 таблиць та 42 формул. У списку використаних джерел представлено 87 джерел.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, грантами

Дисертаційна робота виконувалася в межах прикладних держбюджетних науково-дослідних робіт «Розроблення техніко-технологічних схем та систем керування теплозабезпечення населених пунктів на основі термодинамічних підходів» (номер державної реєстрації 0120U102168), «Ексергетичне обґрунтування нестационарних режимів та характеристик комбінованого тепло- та холодозабезпечення енергоефективних будівель на основі теплонасосних систем» (номер державної реєстрації 0122U001750), та держзамовлення «Розроблення інтелектуальної низькотемпературної системи теплозабезпечення будівель на базі конденсаційної модульної котельні» (наказ Міністерство освіти і науки України №715 від 09.06.2023). Також було отримано грант на участь у міжнародному проєкті Jean Monnet Module SLEMBG 2021-2024 (див. Додаток В).

Практичне значення отриманих результатів

Розроблена комп'ютерна програма моделі теплонасосної установки для дослідження її динамічних характеристик та синтезу системи керування.

Запропоновано алгоритм для розрахунку критерію з ідентифікації найбільш неефективного компонента у складі системи впродовж її експлуатації.

Розроблена інформаційно-дорадча система автоматизованого діагностування теплонасосної установки з використанням моделі діагностування стану компонентів забезпечить підвищення ефективності роботи установки, слугуватиме зменшенню витрат на обслуговування установки, часу позапланових та планових ремонтних робіт.

Запропоновано критерій ексергетичного аналізу (зміна ендогенної частини деструкції ексергії), який можна у подальшому використати, як ключовий показник ефективності [6], [7] у разі схвалення міжнародними експертами та

членами технічного комітету ТК185 стандарту ДСТУ ISO 22400-2:2019/Поправка No 1:2019 (ISO 22400-2:2014/Amd 1:2017, IDT) «Автоматизовані системи керування виробництвом. Ключові показники ефективності (КПЕ) для управління виробничими процесами. Частина 2. Означення та описи. Поправка 1: КПЕ для енергоменеджменту» [8].

Результати роботи використовуються в навчальному процесі кафедри автоматизації енергетичних процесів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» (див. Додаток Г).

РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1 Задачі технічного діагностування

Технічна діагностика — наука про розпізнавання стану технічної системи, що включає широке коло проблем, пов'язаних з отриманням і оцінкою діагностичної інформації [9]. Технічна діагностика вивчає:

- методи отримання та оцінки діагностичної інформації;
- діагностичні моделі;
- алгоритми прийняття рішень [9].

Мета технічного діагностування - підвищення надійності та ресурсу технічних систем. Найбільш важливим показником надійності є відсутність відмов під час функціонування технічної системи. Завдяки ранньому виявленню дефектів і несправностей технічне діагностування дозволяє усунути відмови в процесі технічного обслуговування, що підвищує надійність і ефективність експлуатації [9].

Основна задача технічного діагностування — це розпізнавання стану технічної системи в умовах обмеженої інформації при її експлуатації.

Структура технічного діагностування представлена на рис. 1.1 з такими взаємозв'язаними напрямками:

- теорією розпізнавання, яка містить розділи, пов'язані з побудовою алгоритмів розпізнавання, вирішальних правил і діагностичних моделей;
- теорією контролездатності, яка включає розробку засобів і методів отримання діагностичної інформації, автоматизований контроль та пошук несправностей [9].

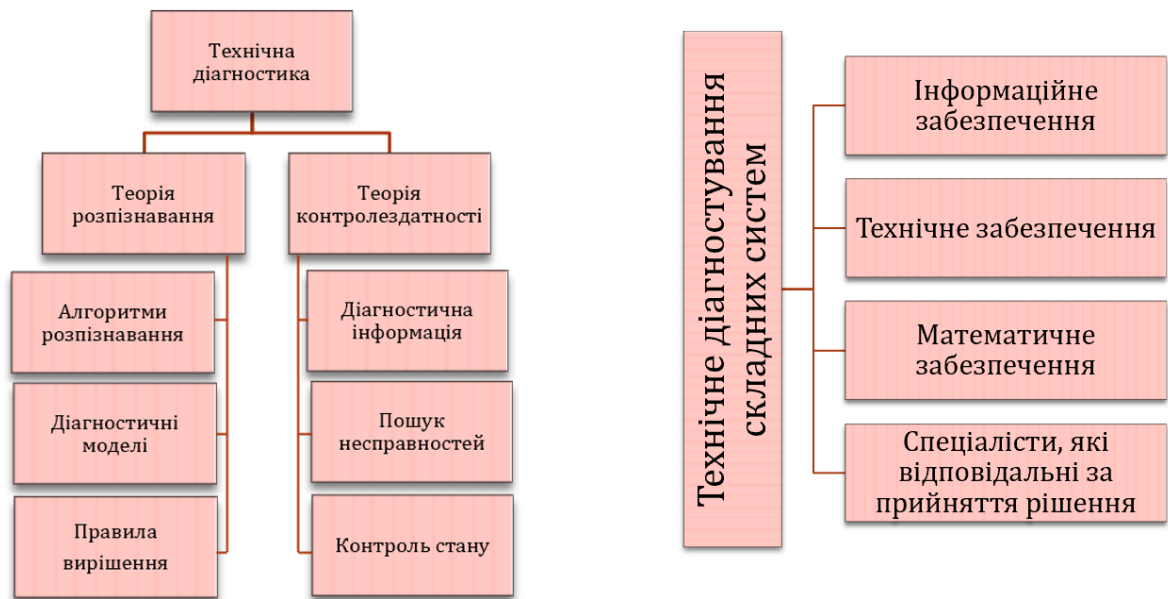


Рисунок 1.1 - Структура технічного діагностування [9]

Технічне діагностування складних систем повинно містити:

1. інформаційне забезпечення (способи отримання діагностичної інформації, її зберігання та систематизація);
2. технічне забезпечення (сукупність пристроїв отримання та обробки інформації таких, як діагностичні прилади, давачі та сигналізатори);
3. математичне забезпечення (алгоритми та програми розпізнавання);
4. спеціалісти, які відповідальні за прийняття рішення.

Більша частина інформації про поведінку системи має діагностичну цінність, оскільки відображає стан системи. Джерелами діагностичної інформації у будь-якій системі є:

- склад і стан середовищ, які взаємодіють з складовою частиною системи (вода, повітря, паливо, продукти згорання);
- робочі параметри процесу (температура, тиск, частота обертання);
- вібрація;
- теплове випромінювання;
- акустичні коливання;
- інформація з візуального нагляду за станом складових частин системи (наявність тріщини або перегріву).

Варто особливо зауважити, що діагностичне значення мають не тільки величини параметрів у даний момент часу, але і їх зміна в часі.

Одночасно з тим, діагностична інформація у будь-якій системі сама по собі є різної природи (тиск, витрата, температура і т.д.). Якщо розглядати технологічний об'єкт під час його експлуатації, то спеціалісти постійно збирають інформацію різної природи, яку гіпотетично сумнівно можна систематизувати та, як висновок, отримати коректну картину про стан об'єкту. Наприклад, відбувається забруднення теплообмінника, що призводить до зміни його температурних характеристик та тиску. Ці зміни можуть впливати на характеристики іншого компоненту в цій же системі у вигляді зміни його характеристик, тому складно зрозуміти, який з компонентів є причиною вищезазначених змін у вигляді відхилення від нормального режиму роботи обладнання [10]. Виходячи з цього, ця інформація може бути помилковою та не дає однозначної відповіді на питання, який з компонентів мав більший вплив на погіршення характеристик системи в цілому.

Різні за своєю природою фізичні процеси характеризується різними показниками, які порівняти між собою неможливо. В той самий час ефективність різних компонентів також оцінюються різними за фізичним змістом показниками: ефективність котлоагрегату – ККД, ефективність ТНУ – коефіцієнтом трансформації, ефективність холодильної машини – холодильним ККД і т.п. Тому у випадку технологічного об'єкту, який складається з великої кількості різнопланового обладнання, майже неможливо визначити, який з компонентів обладнання дає найбільш суттєвий вплив на погіршення характеристик системи.

1.2 Ексергетичний аналіз, як методологічна основа діагностування ефективності роботи компонентів системи

Найбільш поширене визначення поняття «ексергії» ввів В. Гібс, а саме те, що ексергія термодинамічної системи S у стані S_A – це 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 [11].

У табл. 1.1 представлено означення поняття «ексергії», які запропоновані різними авторами та мають один і той самий зміст та не протирічать один одному.

Таблиця 1.1 – Визначення ексергії

Автор	Визначення
Гібс (Gibbs) [11]	Ексергія термодинамічної системи S у стані S_A – це 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
Бауер (Baehr) [11]	Ексергія – та частка енергії, яка може бути повністю перетворена в інші форми енергії
Рант (Rant) [12]	Ексергія – це є частина енергії, яка може бути повністю перетворена в інші види енергії
Бежан (Bejan) [13]	Ексергія – це мінімальна теоретична корисна робота, яка необхідна для створення певної кількості речовини з 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

Продовження таблиці 1.1

Автор	Визначення
Сенгел (Çengel), Болес (Boles) [14]	Ексергія людини в повсякденному житті – це найкраще зроблена нею робота в найбільш сприятливих умовах. Ексергія людини в даний момент та в даному місці – це максимально можлива робота, яку вона може зробити в даний момент та в даному місці
Морозюк [15]	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 з початкового стану (μ, p, T) в кінцевий, що знаходиться в рівновазі з навколишнім середовищем (μ_0, p_0, T_0)

У табл. 1.2 представлено особливості, які показують різницю між фундаментальними поняттями «енергія» і «ексергія».

Таблиця 1.2 – Порівняння особливостей енергії та ексергії

Енергія W	Ексергія E
Залежить тільки від параметрів речовини або потоку енергії та не залежить від параметрів довкілля	Залежить від параметрів системи, так і довкілля
Завжди має значення, відмінне від нуля	Може мати значення, що дорівнює нулю (у нульовому стані при повній рівновазі з навколишнім середовищем)

Продовження таблиці 1.2

Енергія W	Ексергія E
Підпорядковується закону збереження у будь-яких процесах і не може втрачатися	Підпорядковується закону збереження в оборотних процесах; у реальних, незворотних процесах частково чи повністю втрачати

У цілому характер взаємодії технічної системи з оточенням (навколишнє середовище та об'єкти в ньому, які є джерелами і приймачами енергії і речовини) можна представити у вигляді рис. 1.2. Зліва від системи показані зовнішні об'єкти 1, 2 і 3, що є джерелами енергії, яка надходить з матеріальними потоками всіх видів, а також теплою та роботою; праворуч об'єкти 4, 5, 6, які є приймачами цих видів енергії. Кожен потік несе відповідну ексергію.

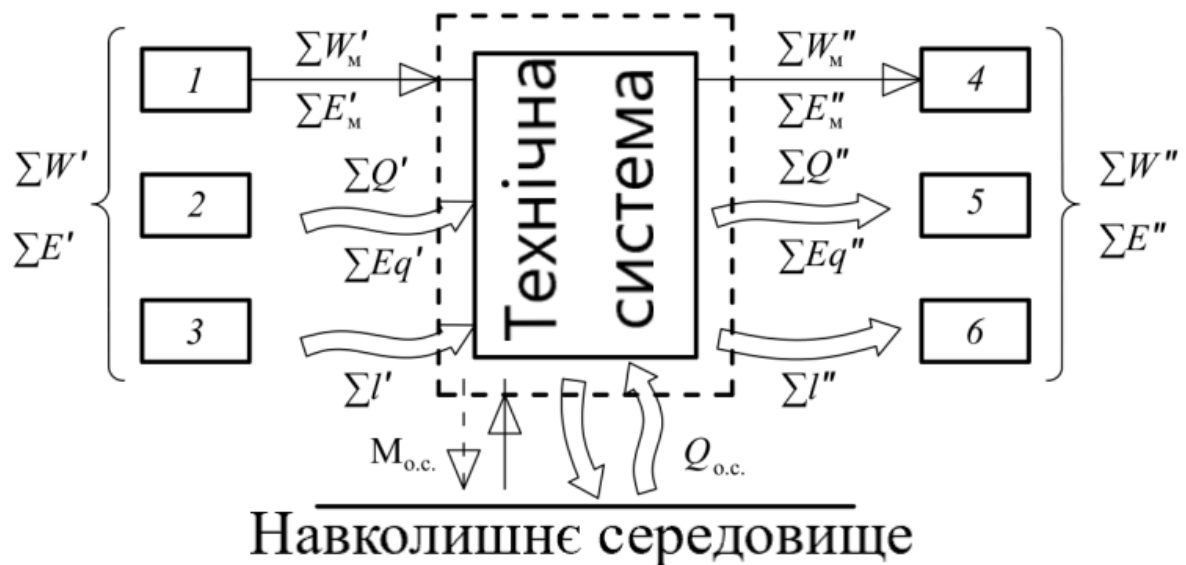


Рисунок 1.2 - Схема взаємодії технічної системи з навколишнім середовищем та об'єктами, що знаходяться в ній: 1, 2, 3 - зовнішні об'єкти - джерела потоків речовини, теплових потоків та роботи; 4, 5, 6 - зовнішні об'єкти - приймачі потоків речовини, теплових потоків та роботи

Слід підкреслити, що значення всіх величин ексергії на вході та виході системи не може бути визначено чисто термодинамічним шляхом, тому

необхідно мати додаткову інформацію – дані про роботу системи, отримані при її проектуванні, випробуванні або розрахунковим шляхом.

З точки зору екології ексергію можна розглядати, як термодинамічний індикатор негативного впливу технологічних процесів на навколишнє середовище [16].

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

Ексергетичний аналіз передбачає визначення наступних показників: ексергія палива, ексергія продукту, деструкція ексергії та ексергетичний ККД [17]. Цей аналіз базується на використанні ексергетичного балансу:

$$E_{in} = E_{out} + \Delta E ; \quad (1.1)$$

та ексергетичного ККД:

$$\varepsilon = \frac{E_{out}}{E_{in}}, \quad (1.2)$$

де E_{in} - ексергія вхідних потоків, Вт;

E_{out} - ексергія вихідних потоків, Вт;

ΔE - втрати ексергії в системі, Вт.

Щодо ексергетичних втрат, то у сучасному ексергетичному аналізі прийнято виділяти поняття «деструкція ексергії» (\dot{E}_D) «втрати ексергії» (\dot{E}_L) [18]:

$$\Delta \dot{E} = \dot{E}_D + \dot{E}_L. \quad (1.3)$$

Деструкція ексергії – необоротності, що мають місце в елементі системи при:

- хімічній реакції;
- передачі теплоти при кінцевій різниці температур;
- змішуванні речовин з різним складом або станом;
- терті;
- самовільному розширенні.

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 [18].

Втрати ексергії 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 $\dot{E}_{L,tot}$ [18].

Ексергетичний баланс для всієї системи передачі та перетворення енергії буде мати вигляд:

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum_k \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,tot}, \quad (1.4)$$

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

$\dot{E}_{P,tot}$ - ексергія «продукту» системи в цілому;

$\dot{E}_{D,k}$ – деструкція ексергії у k -му елементі [19].

До ексергії «палива» входить:

- 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 з відповідних матеріальних потоків);
- усі можливі збільшення ексергії між вхідними і вихідними потоками, які не відповідають призначенню цього елемента [15].

До ексергії «продукту» входить:

- 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) [15].

Існує два напрямки поділу деструкції ексергії:

1) Деструкцію ексергії можна поділити на:

- а) неминуча, або та деструкція, якої уникнути неможливо (англ. – unavoidable – UN), тобто деструкція ексергії, яка незалежно від досконалості компонента буде мати місце;
- б) деструкція, яку можна уникнути (англ. – avoidable – AV) [20]–[22].

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{AV} + \dot{E}_{D,k}^{UN} \quad (1.5)$$

Можна зробити висновок, що при вдосконаленні будь-якого енергетичного об'єкту необхідно мінімізувати значення деструкції, якої можна уникнути.

2) Деструкція ексергії в окремому елементі системи залежить від термодинамічних втрат як безпосередньо у самому елементі так і в інших елементах, що входять у систему [21] та її можна поділити на:

- а) внутрішньо залежну (англ. – endogenous – EN);
- б) зовнішньо залежну (англ. – exogenous – EX) [21], [22]:

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX} \quad (1.6)$$

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

- 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 [23].

Методологія поглибленого ексергетичного аналізу передбачає, зокрема, виділення чотирьох складових деструкції ексергії елемента системи [24]:

- 1) внутрішньо залежну і ту, якої неможна уникнути $E_{D,k}^{UN,EN}$ – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження даного елемента системи;
- 2) зовнішньо залежну і ту, якої неможна уникнути $E_{D,k}^{UN,EX}$ – не може бути усунута через існуючі технологічні обмеження інших елементів системи та даного структурного рішення;
- 3) внутрішньо залежну і ту, якої можна уникнути $E_{D,k}^{AV,EN}$ – може бути усунута за рахунок удосконалення даного елемента системи;
- 4) зовнішньо залежну і ту, якої можна уникнути $E_{D,k}^{AV,EX}$ – може бути усунута за рахунок удосконалення інших елементів системи та/або структурного рішення системи [23].

Для кращого розуміння взаємного впливу компонентів системи, зовнішньо залежну деструкцію ексергії k-го компонента можна розділити за формулою [22]:

$$\dot{E}_{D,k}^{EX} = \sum_{\substack{r=1 \\ r \neq k}}^{n-1} \dot{E}_{D,k}^{EX,r} + \dot{E}_{D,k}^{mexo}, \quad (1.7)$$

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 [25].

Відповідно до зазначеної вище класифікації деструкції ексергії у k-му компоненті системи на рис. 1.3 представлено її структура розділення.

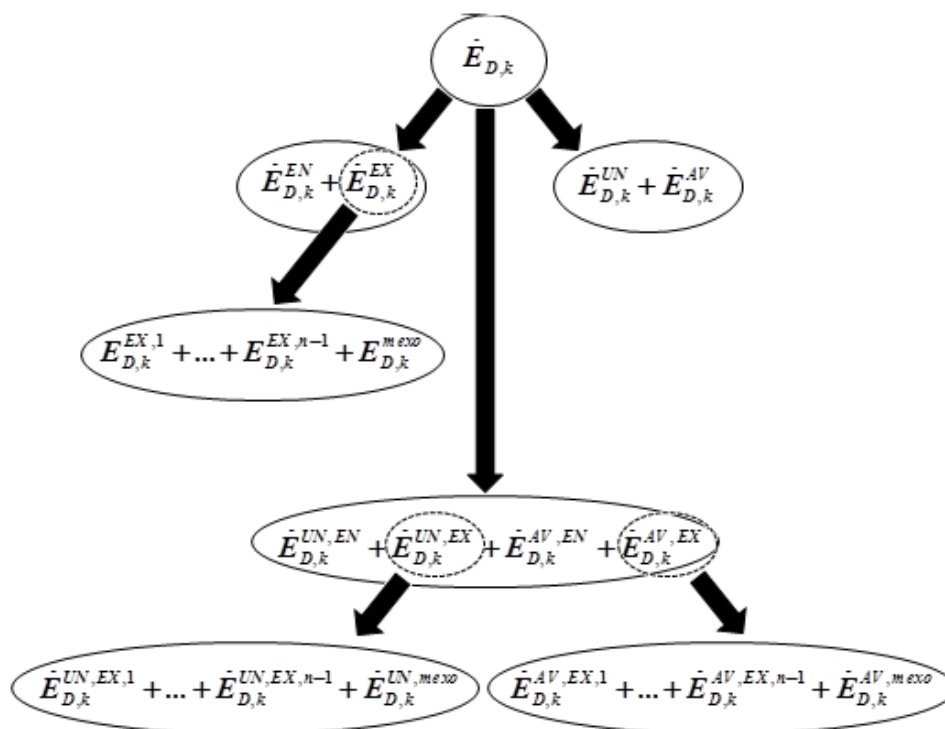


Рисунок 1.3 - Поділ деструкції ексергії у k-му компоненті системи [26]

Поглиблений ексергетичний аналіз розроблено німецькими вченими та здебільшого його методологія реалізована на прикладах використання холодильних машин або ТНУ промислового призначення у одному режимі роботи – номінальному [21], [22], [27]. В той самий час робота ТНУ відбувається зі зміною їх режимів роботи через вплив погодно-кліматичних чинників.

Поглиблений ексергетичний аналіз є ефективним при оцінюванні теплоенергетичної системи на стадії проекту та при аналізі економічної та екологічної ефективності системи [22].

Отже, завдяки сумісному застосуванню як Першого так і Другого законів термодинаміки, є можливість визначення місць, значень, джерел термодинамічних втрат у процесах передачі та перетворення енергії [28]. Саме ці методи з позицій єдиного підходу дають можливість розрахувати не тільки зовнішні втрати енергетичних ресурсів, визначення яких забезпечується існуючим енергетичним або ентальпійним методом, але й внутрішні, обумовлені необоротністю процесів [28].

1.3 Обґрунтування доцільності застосування ексергетичного аналізу та його критеріїв в задачах діагностування ефективності термодинамічних процесів та їх впливу на систему в цілому

Для обґрунтування доцільності застосування ексергетичного аналізу та його критеріїв в задачах діагностування ефективності термодинамічних процесів розглянемо наступні приклади:

1. процес спалювання палива. У енергетиці та металургійному виробництві використовують енергію, яку отримали внаслідок спалювання викопного палива при високих температурах (1500...2000 °C). З іншого боку для забезпечення оптимальних температур перебування людини (18...20 °C) у приміщенні недоцільно використовувати високотемпературну енергію, яку не можна замінити у вищенаведених галузях промисловості. Тому в цьому випадку можна використовувати енергію доквілля або скидну енергію (див. рис. 1.4). Можна зрозуміти, що застосування високотемпературних ресурсів для забезпечення низькотемпературних потреб з термодинамічної точки зору характеризується низькою ефективністю. Саме ексергетичний аналіз дає можливість кількісно оцінити такі процеси (їх ексергетична ефективність не перевищує 7 %). Застосування існуючого (енергетичного) підходу не надає такої інформації;

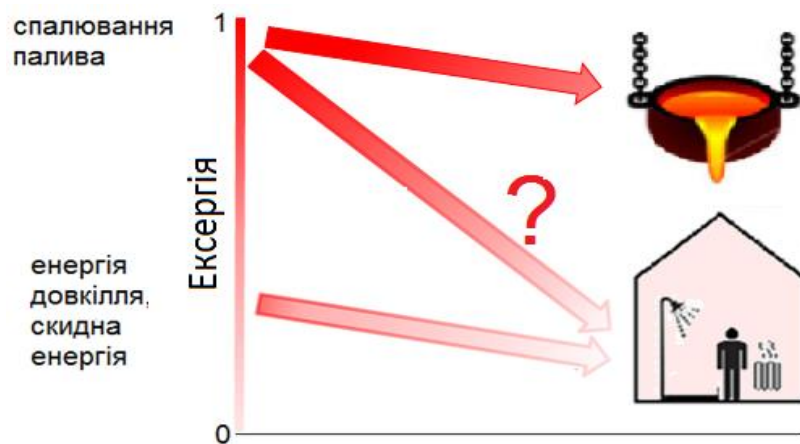


Рисунок 1.4 - Рівень втрат ексергії від різних джерел енергії при теплозабезпечення будівлі та у металургійному процесі [29]

- нагрівання рідини (див. рис. 1.5). Наведено дві ємності з різними об'ємами води (25 л та 50 л відповідно), до яких підводиться однакова кількість енергії, а саме 10500 кДж. Як видно з рис. 1.5, одна з посудин нагрівається більше, тому вона має більший ексергетичний потенціал, тобто кількість підведеної ексергії на порядок більший, ніж до першої ємності (1508 кДж та 830 кДж відповідно);

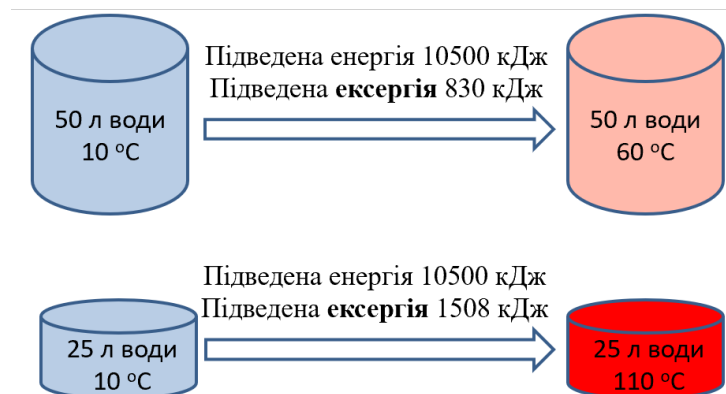


Рисунок 1.5 – Рівні підведеної енергії та ексергії під час процесу нагрівання ємностей

- процес дроселювання пари (див. рис. 1.6). З точки зору енергетичного балансу для дросельного вентиля не існує жодних втрат, тобто:

$$h_1 = h_2, \quad (1.8)$$

де h_1 та h_2 - питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з дросельного вентиля, відповідно, кДж/кг.

Хоча відбулося пониження тиску та температури потоку пари. З погляду ексергетичного балансу ці втрати ідентифікуються та визначаються за формулою:

$$e_d = e_1 - e_2, \quad (1.9)$$

де e_1 та e_2 - ексергії потоків на вході та виході дросельного вентиля, відповідно, кДж



Рисунок 1.6 – Процес дроселювання пари

Розглянемо паротурбінну установку (ПТУ), де для регулювання потужності турбіни використовується дроселювання пари перед турбіною (див. рис. 1.7) [30].

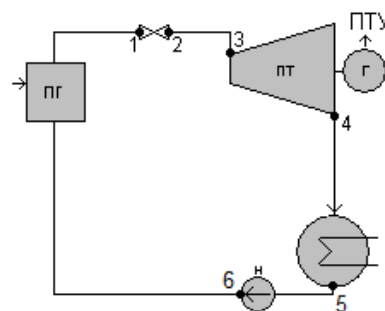


Рисунок 1.7 – Принципова схема ПТУ з технічними параметрами:

$$p_1=20 \text{ МПа}, t_1=500 \text{ °C}, p_4= 0,004 \text{ МПа [30]}$$

Якщо виникає потреба зменшити потужність турбіни, то це може здійснюватися шляхом дроселювання, тобто зниження тиску пари в точці 2. Наприклад, якщо зменшимо тиск в точці 2 до значення 17 та 15 МПа відповідно, отримаємо наступні результати, які наведені у табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Результати розрахунків для ПТУ [30]

Параметр	p ₂ =20 МПа	p ₂ =17 МПа	p ₂ =15 МПа
Підведена енергія до ПТУ, кДж/кг	3097,6	3097,6	3097,6
Відведена від ПТУ енергія у вигляді втрат в довкілля, кДж/кг	2007,0	2022,1	2034,0
Відведена від ПТУ енергія у вигляді корисної електричної енергії, кДж/кг	1090,6	1075,5	1063,6
ККД ПТУ, %	35,2	34,7	34,3
Деструкція ексергії в дросельному вентилі, кДж/кг	0,0	18,4	32,8
Деструкція ексергії в турбіні, кДж/кг	270,0	266,3	263,4
Втрати ексергії в конденсаторі, кДж/кг	59,5	60,0	60,3
Деструкція ексергії в живильному насосі, кДж/кг	2,2	2,2	2,2

Згідно з даними табл. 1.3, маємо при однаковій кількості енергії, що підводиться до установки зниження ККД ПТУ на 0,9 % та зниження потужності турбіни на 27 кДж/кг. Водночас відбулося збільшення втрат в конденсаторі, що підтверджується існуючим енергетичним підходом, та суттєве збільшення деструкції в дросельному вентилі на 32,8 кДж/кг, що є основною причиною зниження ККД ПТУ. Тобто, саме за допомогою ексергетичного аналізу вдалося ідентифікувати компонент системи, який є найбільш неефективним.

4. процеси передачі теплоти у паровому котлі. В загальному вигляді рівняння теплового балансу котла (рис. 1.8) при усталеному режимі роботи записується так [31]:

$$Q_n = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (1.10)$$

де Q_n – наявна теплота на 1 кг (1 м³) палива, кДж/кг або кДж/м³;

Q_1 – корисно використана теплота, кДж/кг або кДж/м³;

Q_2 – втрати теплоти з відхідними газами, кДж/кг або кДж/м³;

Q_3 – втрати теплоти від хімічної неповноти згорання, кДж/кг або кДж/м³;

Q_4 – втрати теплоти від механічної неповноти згорання, кДж/кг або кДж/м³;

Q_5 – втрати теплоти в навколишнє середовище через стіни котла, кДж/кг або кДж/м³;

Q_6 – втрати теплоти з фізичною теплотою шлаку, кДж/кг або кДж/м³.

Згідно енергетичного підходу тільки перша складова правої частини рівняння (1.8) є корисною, а решта складових ($Q_2 \dots Q_6$) є втратами енергії. При цьому ми не можемо якісно та кількісно оцінити максимально цінні втрати теплоти, оскільки вони є між собою нерівноцінними.

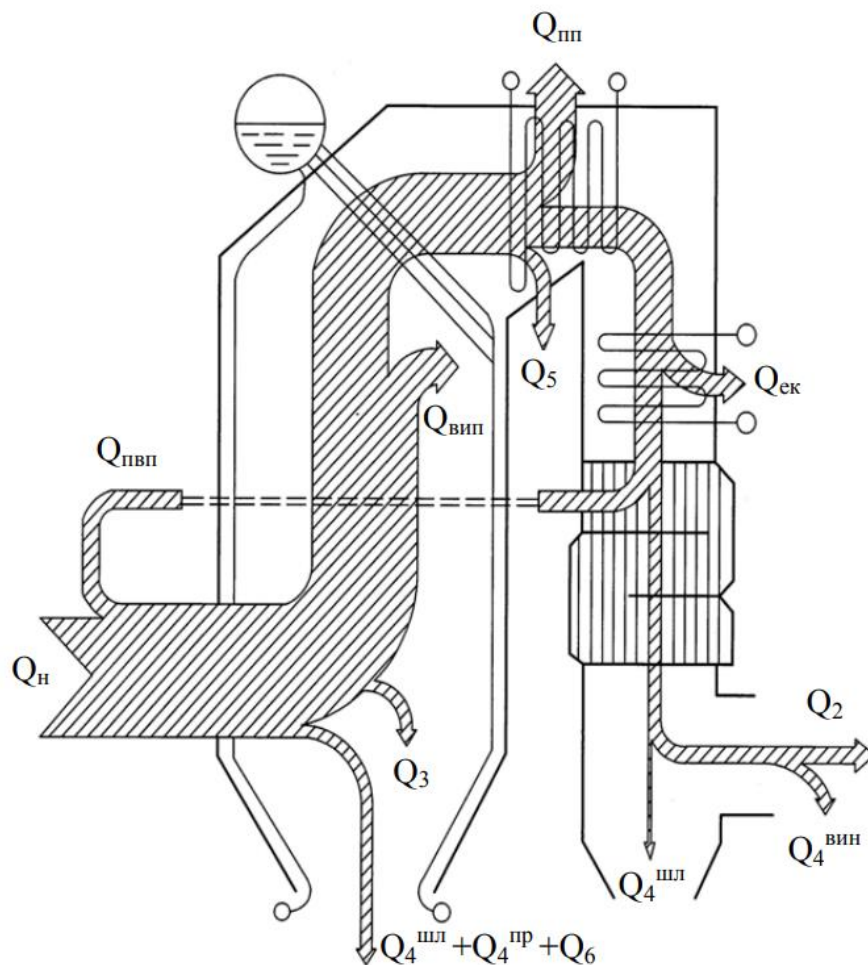


Рисунок 1.8 – Розподіл теплоти в котлоагрегаті [31]

Згідно з даними табл. 1.4 за енергетичним балансом найбільші втрати теплоти у котлоагрегаті фіксуються з вихідними газами котла. В той самий час за ексергетичним балансом найбільші втрати теплоти у котлоагрегаті визначаються необоротностями під час горіння та теплообміні, що не ідентифікується енергетичним балансом;

Таблиця 1.4 – Порівняння енергетичного та ексергетичного підходу до ефективності використання енергії палива для парового котла з технічними параметрами: $D=64$ кг/с, $p_{\text{пп}}=10$ МПа, $t_{\text{пп}}=510$ °С [32]

Показник	Енергія		Ексергія	
	МВт	%	МВт	%
Прихідна частина балансу				
Паливо	174,7	100	174,7	100
Вихідна частина балансу				
Передано парі	158,9	90,9	80,5	46,1
Втрати з вихідними газами	12,5	7,2	2,3	1,3
Втрати від хімічної неповноти згорання	2,5	1,4	2,6	1,5
Втрати від зовнішнього охолодження	0,8	0,5	0,6	0,3
Втрати від необоротності горіння	-	-	42,3	24,2
Втрати при теплообміні	-	-	42,7	24,5
Втрати з присмоктуванням повітря			3,7	2,1

- термодинамічні процеси, що мають місце у ТНУ, яка використовує низькопотенційну енергію стічних вод з температурою (13-17) °С. Для проєктного режиму охолодження теплоносія проміжного контуру у випарнику прийнято рівним 3 К, у теплообміннику проміжного контуру нагрів цього теплоносія становить 3 К. Мінімальний температурний напір, як у випарнику так і у конденсаторі рівний 5 К. Температурний

напір у теплообміннику проміжного контуру у проєктному режимі становить 7 К. Прийнято мінімальний температурний напір у випарнику та конденсаторі рівним 1 К, у проміжному теплообміннику 2 К, а ізоентропійний ККД компресора – 94% [1].

Аналіз отриманих даних показав, що частка деструкції ексергії в кожному елементі ТНУ є різною в різні періоди опалювального сезону. Відповідно, на відміну від апробованих на практиці підходів з ексергетичної оцінки ТНУ, де розглядається тільки один режим роботи системи, для адекватної оцінки ТНУ в складі системи теплозабезпечення будинку з урахуванням мінливих режимів роботи пропонується використовувати динамічний метод аналізу на основі квазістаціонарного підходу з розрахунковим часовим кроком 24 год з подальшим інтегральним оцінюванням ексергетичних критеріїв за допомогою їх сезонних значень [1].

На рис. 1.9 представлено за опалювальний період сезонні $E_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ значення деструкції ексергії, що можна уникнути шляхом удосконалення k-го елемента ТНУ. Виходячи з рисунку, видно, що найбільша частка (близько 40 %) сезонної деструкції ексергії, якої можна позбутися у ТНУ, спричинена необоротностями в теплообміннику проміжного контуру. Необоротності у випарнику та конденсаторі спричиняють відповідно 29 та 24 % деструкції ексергії, що можна уникнути. Удосконалення компресора забезпечує всього 8% зниження сезонної деструкції, що можна позбутися. Тобто, для підвищення енергетичної ефективності ТНУ, в першу чергу потрібно удосконалювати проміжний теплообмінник. Саме удосконалення проміжного теплообмінника призводить до зниження сезонного споживання електроенергії ТНУ до 12 %.

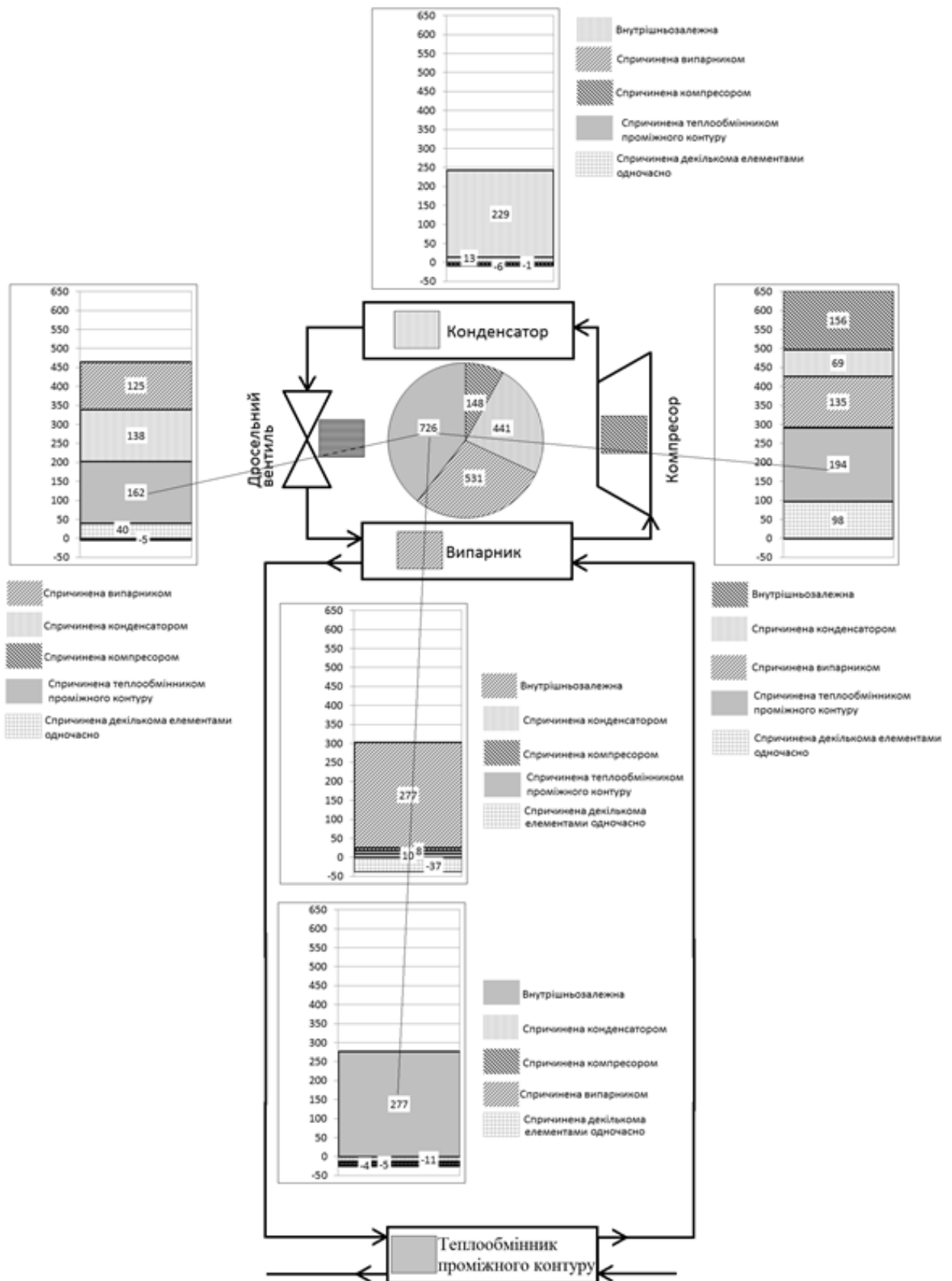


Рисунок 1.9 – Сезонні $E_{D,k}^{AV,\Sigma,year}$ за опалювальний період значення деструкції ексергії, що можна уникнути за рахунок удосконалення k-го елемента ТНУ типу «вода-вода» на стічних водах [1]

6. термодинамічні процеси у когенераційній установці на базі протитискової парової турбіни (див. рис. 1.10). В котлі 1 генерується перегріта пара з тиском 1,5 МПа та температурою 380 °С, яка потім подається на протитискову парову турбіну з тиском на виході 0,2 МПа та температурою 190 °С (турбіна типу Р-2,5-15/3М). Розрахункове теплове навантаження на опалення та гаряче водопостачання від когенераційної установки взимку рівне 49 МВт. Розрахункова температура прямої води системи теплопостачання становить 115 °С, а зворотної – рівна 70 °С. В літній період розрахункове теплове навантаження на гаряче водопостачання рівне 13 МВт, а розрахункова температура прямої та зворотної води системи теплопостачання становить відповідно 70 °С та 50 °С.

З точки зору ексергетичного балансу найбільшого підвищення енергетичної ефективності досліджуваної паротурбінної когенераційної установки можна забезпечити шляхом зниження необоротних процесів у паровому котлі, а саме процес горіння та передачу теплоти від продуктів згорання до води та водяної пари. Якщо процес горіння в даному випадку уникнути неможливо, то знизити необоротності при передачі теплоти можна шляхом підвищення параметрів (тиску та температури) пари, що генерується котлом. Як показує аналіз, деякого підвищення енергетичної ефективності установки можна досягти за допомогою зниження необоротностей у мережевому підігрівнику шляхом зменшення температурного напору в ньому. У випадку незмінних температур мережевої води це можна досягти шляхом зниження тиску пари після парової турбіни [3].

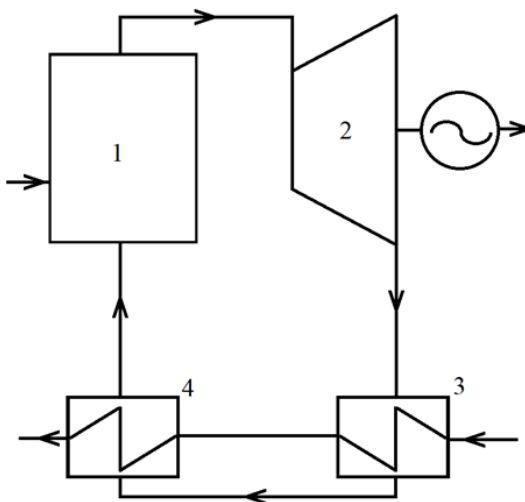


Рисунок 1.10 – Принципова схема досліджуваної паротурбінної когенераційної установки: 1 – котел; 2 – турбіна; 3 – мережевий підігрівник; 4 – охолоджувач конденсату [3]

7. термодинамічні процеси у реверсивному чилері (холодоагент R-134a) з наступними технічними характеристиками:

- холодопродуктивність 10,5 кВт;
- вода охолоджується у випарнику (внутрішньому теплообміннику) від 12 до 7 °С;
- зовнішнє повітря нагрівається в конденсаторі (зовнішньому теплообміннику) від 30 до 35 °С;
- різниця температур пінч-точок у внутрішньому та зовнішньому блоках становила 5 К та 12 К відповідно;
- розрахункове значення реального ізентропійного ККД компресора - 0,86.

З рис. 1.11 можна зробити висновок, що 594 кВт·год деструкції ексергії, яку можна уникнути в компресорі, можна зменшити шляхом його покращення. Інша частина деструкції ексергії в компресорі, якої можна було уникнути, була спричинена необоротністю, що відбувається в інших компонентах:

- зовнішньому блоці (конденсаторі) -146 кВт·год;
- внутрішньому блоці (випарнику) - 152 кВт·год.

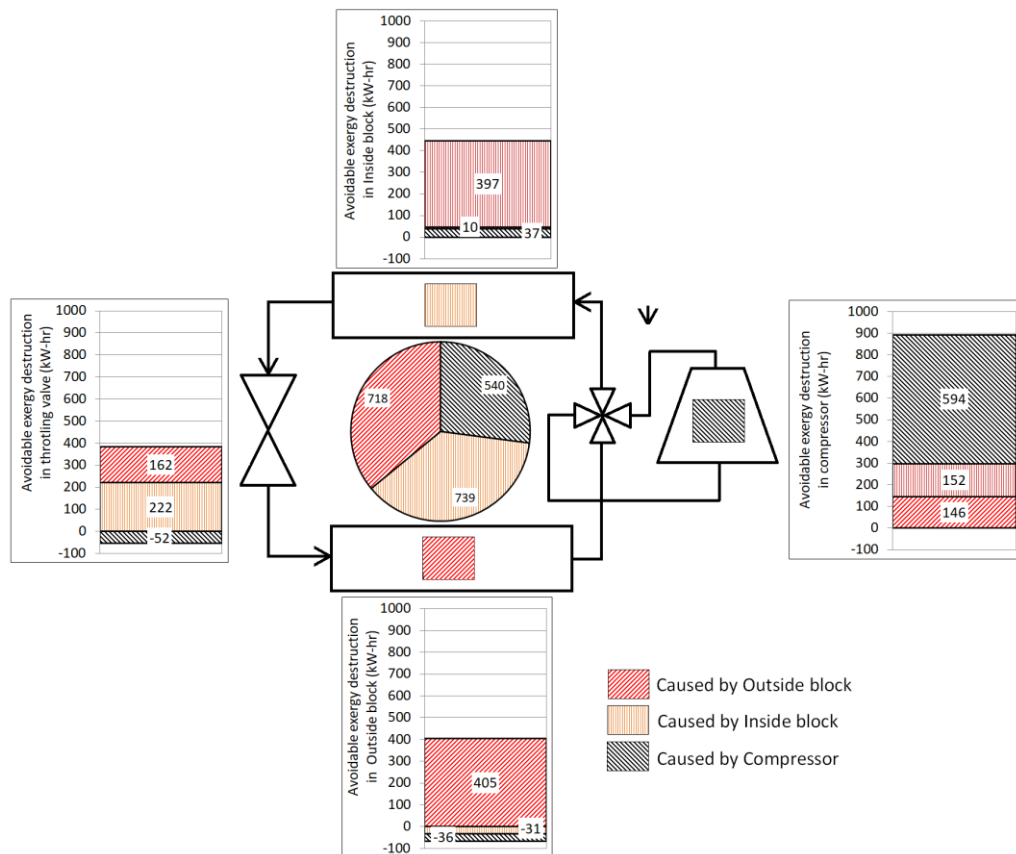


Рисунок 1.11 – Річні значення внутрішньо залежної та зовнішньо залежної деструкції ексергії, що можна уникнути $E_{D,k}^{AV,\Sigma,INT,EXT,year}$ у компонентах реверсивного чилера [33]

Отже, визначити пріоритети для підвищення загальної ефективності системи можна шляхом оцінки деструкції ексергії, якої можна уникнути (див. колову діаграму на рис. 1.11). Отримані результати показали, що внутрішній блок має найвищий пріоритет для вдосконалення, а саме максимальне значення деструкції ексергії в системі, якої можна уникнути.

8. термодинамічні процеси у ТНУ, у якої розрахункова теплова потужність становила 12 кВт та використовується фреон R-134a та R-410a [34]:

8.1. ТНУ «повітря-вода» з наступними параметрами: низькотемпературний теплоносій (тобто повітря) передбачалося охолодити у випарнику від 20°C до 15°C; мінімальний перепад температур у випарнику становив 12 К, а в конденсаторі – 5 К. Розрахункове значення реального ізентропійного ККД компресора в

номінальному режимі дорівнювало 0,83. Температури подавальної та зворотної лінії були прийняті рівними 60°C та 50°C відповідно.

8.2. ТНУ «вода-вода» з наступними параметрами: низькотемпературне джерело тепла (тобто вода) вважалось охолодженим у випарнику від +6°C до +3°C. Температури подавальної та зворотної лінії дорівнювали 60°C та 50°C відповідно. Мінімальні перепади температур у випарнику та конденсаторі дорівнювали 5 К. Розрахункове значення реального ізоентропійного ККД компресора в номінальному режимі становив 0,80.

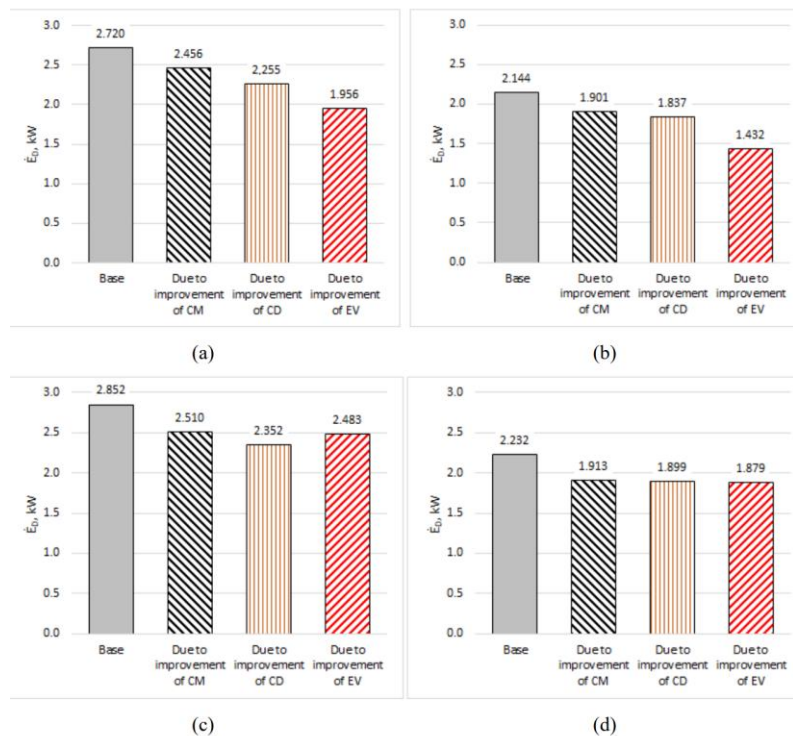


Рисунок 1.12 – Деструкція ексергії для ТНУ у базовому варіанті та після впровадження термодинамічного вдосконалення кожного компонента:

- а) ТНУ «повітря-вода» з R-410a; б) ТНУ «повітря-вода» з R-134a;
 с) ТНУ «вода-вода» з R-410a; д) ТНУ «вода-вода» з R-134a [35]

Виходячи з даних, що наведені на рис. 1.12a, 1.12b, можна зрозуміти, що для підвищення ефективності розглянутої ТНУ «повітря-вода» необхідно удосконалювати, по-перше, випарник (EV), по-друге, конденсатор (CD) і, по-третє, компресор (CM). Зведення до мінімуму необоротності в випарнику призвело до зниження деструкції ексергії в

системі: на 0,764 кВт (з 2,720 кВт до 1,956 кВт) з R-410A та на 0,713 кВт (з 2,144 кВт до 1,432 кВт) з R-134a.

Для ТНУ «вода-вода» з R-410A найвищий пріоритет для термодинамічного вдосконалення саме за конденсатором (див. рис. 1.12с), що призвело до зниження деструкції ексергії в системі на 0,5 кВт (з 2,852 кВт до 2,352 кВт). Згідно з рис. 1.12d для ТНУ «вода-вода» з R-134a пріоритетом для термодинамічного вдосконалення компонентів були, по-перше, випарник, по-друге, конденсатор і, по-третє, компресор.

Висновки до розділу

Аналіз літературних джерел та власних досліджень, які присвячені можливостям застосування ексергетичного аналізу для оцінювання впливу необоротних процесів на ефективність системи в цілому, показав, що:

- 1) діагностична інформація у будь-якій системі, що експлуатується, є різної природи і, як наслідок, її доволі важко систематизувати. Різні за своєю природою фізичні процеси у системі характеризуються різними показниками, які порівняти між собою неможливо та, як наслідок, виявити найбільш недосконалий процес;
- 2) зміни в одному компоненті системи можуть впливати на характеристики іншого компоненту. Тому діагностична інформація не дає однозначної відповіді на питання, який з компонентів мав більший вплив на погіршення характеристик системи в цілому;
- 3) згідно з Першим законом термодинаміки різні види та форми передачі енергії оцінюються без урахування якості енергії та не враховуються термодинамічні недосконалості, які обумовлені необоротностями. На противагу цьому, ексергетичний підхід дає можливість визначити місце, значення та джерела термодинамічних втрат при передачі та перетворенні енергії;
- 4) перевагами ексергетичного підходу є його прив'язка до реальних умов,

тобто до параметрів довкілля, та те, що він вказує на «слабкі місця» в технічних системах з метою їх наступного обслуговування чи удосконалення.

На основі отриманих висновків було сформульовано мету дисертаційного дослідження, а саме: підвищення енергетичної ефективності ТНУ під час її експлуатації шляхом розроблення автоматизованої системи діагностування стану роботи компонентів об'єкта на основі критеріїв ексергетичного аналізу.

Для виконання поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання дослідження:

- 1) проаналізувати особливості методології ексергетичного аналізу, критерії, які при цьому використовуються, та розглянути можливість застосування цієї методології у задачах діагностування поточного стану компонентів ТНУ з урахуванням змінних режимів роботи;
- 2) на основі квазістаціонарного підходу розробити та реалізувати математичну та комп'ютерну модель діагностування зміни ефективності роботи компонентів ТНУ у складі системи теплозабезпечення;
- 3) на основі отриманих результатів визначити доцільність застосування критеріїв ексергетичного аналізу (зміна ендогенної частини деструкції ексергії) у задачах діагностування та необхідність подальшого розроблення відповідного математичного та програмного забезпечення з урахуванням динамічних режимів роботи ТНУ;
- 4) розробити та реалізувати динамічну модель об'єкта дослідження, визначити його динамічні характеристики з можливістю синтезу системи керування;
- 5) розробити та реалізувати алгоритм та моделі діагностування стану компонентів ТНУ з урахуванням динамічних режимів роботи;
- 6) на основі сформованого критерію розробити інформаційно-дорадчу систему автоматизованого діагностування ТНУ та практичні поради з впровадження даної системи.

РОЗДІЛ 2 ЗАСТОСУВАННЯ КВАЗІСТАЦІОНАРНОГО ПІДХОДУ ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ ЗМІНИ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМПОНЕНТІВ ТНУ У ЗМІННИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

Після певного періоду роботи системи можуть виникнути несправності, дефекти або порушення нормального режиму роботи. У порівнянні з вихідним еталонним станом, параметри компонентів можуть змінюватися. Тому виявлення таких відхилень має велике практичне значення. Порівняння роботи між еталонним (в умовах відсутності аномалій) та дійсним станами не враховує той факт, що погіршення ефективності не відбувається раптово в певний момент, а поступово накопичується від еталонного стану аж до відмови [36]. Крім того, через взаємозв'язок між компонентами має місце вплив зміни характеристик одного компонента на характеристики іншого.

Прикладами порушення умов роботи компонентів теплоенергетичної системи можуть бути:

- шлакування та ерозія поверхонь нагріву котлоагрегату [37];
- утворення відкладень та забруднення поверхонь нагріву теплообмінників [38];
- протікання теплообмінників [39];
- втомлюваність, корозія, ерозія та механічні пошкодження турбомашин [40].

Вищезазначені несправності оцінюються різними показниками. Наприклад, зниження ефективності роботи котла через погіршення передачі теплоти від продуктів згорання до теплоносія ідентифікується енергетичним коефіцієнтом корисної дії, забруднення поверхонь нагріву теплообмінників спричиняє зростання температурного напору у ньому, несправності в турбомашинах знижують ізоентропний коефіцієнт корисної дії [36]. Тобто ідентифікація різних за своєю природою несправностей здійснюється різними

критеріями, що унеможлиблює їх порівняння між собою для виявлення найбільш значимих з точки зору зниження енергетичної ефективності системи в цілому.

Серед існуючих підходів діагностування енергетичних систем ексергетичні методи дають можливість визначити компоненти, аномалії яких спричиняють зниження ефективності системи в цілому, та кількісно оцінити їх негативний вплив.

Робота [41] демонструє, що термoeкономiчні методи діагностування, що базуються на використанні ексергетичних критеріїв, виявилися ефективними при оцінюванні впливів несправностей. Але, на думку авторів, існуюча математична формалізація, яку розроблено для відокремлення внутрішніх (тобто несправностей через деградацію компонентів) від індукованих (внаслідок взаємодії з іншими компонентами або втручання системи керування) для виявлення джерела аномалій часто виявлялася неефективною;

Авторами роботи [42] запропоновано метод діагностування, що заснований на поглибленому ексергетичному аналізі, для ідентифікації та кількісного оцінювання компонентів з погіршенням ефективності роботи пилувугільної електростанції. Аномалія в останній ступені турбіни була внесена шляхом зміни її робочого параметра, ізоентропічного ККД, з 0,899 у еталонному стані до 0,8 в умовах несправності. Компонент з несправністю було точно ідентифіковано, а несправність оцінена кількісно запропонованим методом;

У роботі [36] метод діагностування несправностей, запропонований авторами в [42], був узагальнений для виявлення та кількісного оцінювання ефекту, викликаного кількома відхиленнями від еталонного режиму, що виникли одночасно в кількох різних компонентах пилувугільної електростанції потужністю 1000 МВт.

Загалом, в існуючих роботах методи ексергетичного аналізу застосовувалися для діагностування системи у проєктному режимі. Але в багатьох випадках об'єкти теплоенергетики працюють у непроєктних умовах. Це особливо стосується систем тепло- та холодозабезпечення будинків, режими роботи яких весь час змінюються.

Тому враховуючи цей фактор, пропонується подальше розроблення методів діагностування ефективності роботи компонентів теплоенергетичної системи на основі ексергетичного аналізу з урахуванням змінних режимів роботи на прикладі ТНУ, що входить в склад системи теплозабезпечення.

Авторами [36], [42] запропоновано підхід, який базується на поглибленому ексергетичному аналізі, згідно якого деструкція ексергії в межах кожного компонента ділиться на ендогенну та екзогенну частини. Компоненти з більш високим збільшенням ендогенної деструкції ексергії є першочерговими для удосконалення або заміни.

Для реалізації запропонованого вище підходу в пакеті Matlab була створена комп'ютерна модель ТНУ типу «вода-вода» з потужністю 15 кВт та використанням фреону R-134a, як робочого тіла. Ця модель складається з двох частин:

1. Перша частина програми передбачає розрахунок проєктних характеристик системи (площі поверхонь нагріву випарника та конденсатора, встановлена потужність компресора, витрати теплоносіїв, тощо).
2. Друга частина моделі передбачає розрахунок параметрів у непрацюючих режимах (температури та тиски робочих тіл, тощо) [4].

Для розрахунку теплофізичних властивостей робочих тіл використовувався програмний пакет CoolProp [43]. На основі отриманих характеристик розраховувалися ексергетичні показники та здійснювалося діагностування роботи компонентів системи.

На рис. 2.1 показано результати розрахунку зміни параметрів конденсатора та випарника (коефіцієнта теплопередачі, температурного напору у пінч-перерізі, ендогенної частини деструкції ексергії) у непрацюючому режимі роботи ТНУ для умов відсутності накипу або забруднення (ref) та при наявності таких дефектів (mal).

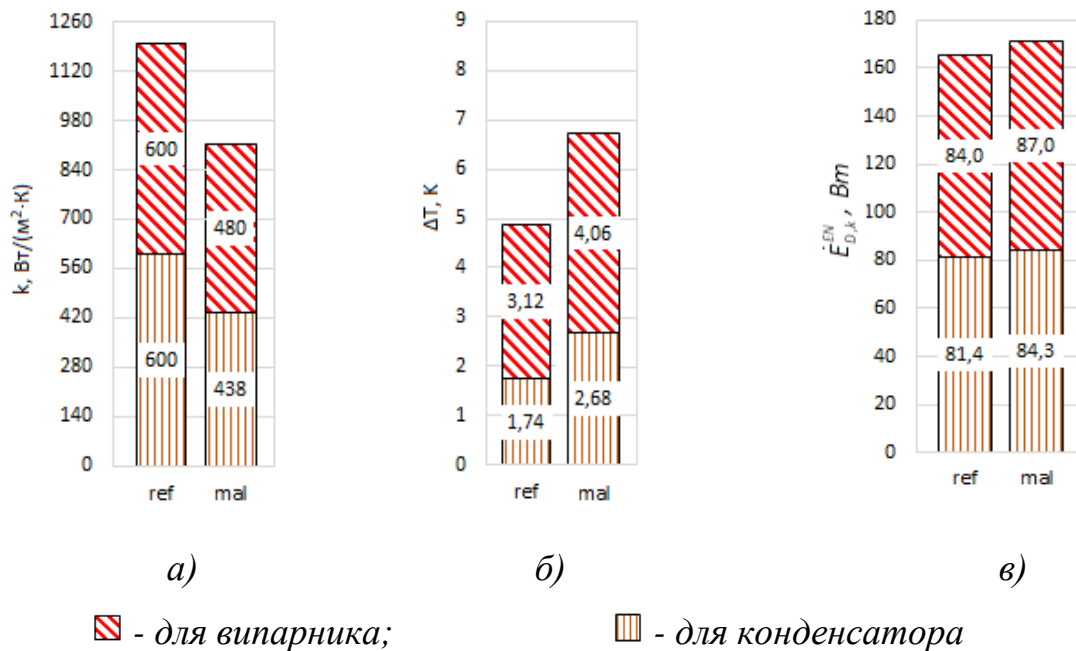


Рисунок 2.1 - Зміна параметрів конденсатора та випарника при утворенні накипу або забруднення на їх поверхнях: а) коефіцієнт теплопередачі; б) температурний напір; в) ендегенна частина деструкції ексергії

Отже, бачимо з рис. 2.1, що внаслідок появи накипу на поверхнях теплообмінників коефіцієнт теплопередачі випарника зменшився від 600 до 480 $W/(m^2 \cdot K)$, тобто на 120 $W/(m^2 \cdot K)$, а конденсатора – на 162 $W/(m^2 \cdot K)$. Якщо використовувати цей параметр для ідентифікації більш значимого дефекту, то можна зробити висновок, що, оскільки коефіцієнт теплопередачі конденсатора зменшився на більше значення, то цей теплообмінник потрібно очищати чи міняти у першу чергу. Температурні напори в пінч-перерізах в обох теплообмінниках змінилися на однакове значення – на 0,939 K . Згідно цього параметра маємо рівноцінну доцільність очищення теплообмінників. З рис. 2в бачимо, що після забруднення теплообмінників, ендегенна частина деструкції ексергії у випарнику зросла на 3,0 W , а у конденсаторі – на 2,9 W . Це означає, забруднення випарника має більший вплив на зниження енергетичної ефективності ТНУ.

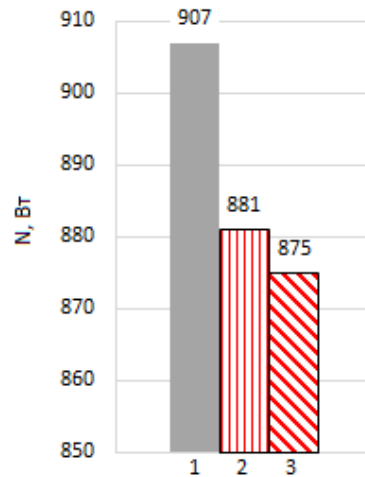


Рисунок 2.2 - Зміна споживання електроенергії ТНУ: 1 – у стані забруднення теплообмінників; 2 – після заміни конденсатора; 3 – після заміни випарника[44]

На рис. 2.2 показано результати розрахунків споживання електроенергії ТНУ за умови наявності накипу у теплообмінниках, та у випадках заміни (очищення) конденсатора та окремо випарника. Отже, бачимо, що очищення випарника забезпечує більше зниження споживання електроенергії, ніж очищення конденсатора.

Розглянемо більш складний випадок, коли у ТНУ впродовж опалювального періоду внаслідок утворення накипу поступово знижується ефективність теплопередачі у випарнику та конденсаторі (зменшуються коефіцієнти теплопередачі цих теплообмінників). У роботі запропоновано прийняти гіпотезу, що забруднення в каналах теплообмінних апаратів мають асимптотичний характер в часі [45]. При цьому, в той же час компресор не зазнає ніяких змін. Динаміка зміни цих параметрів впродовж двох опалювальних періодів представлено на рис. 2.3.

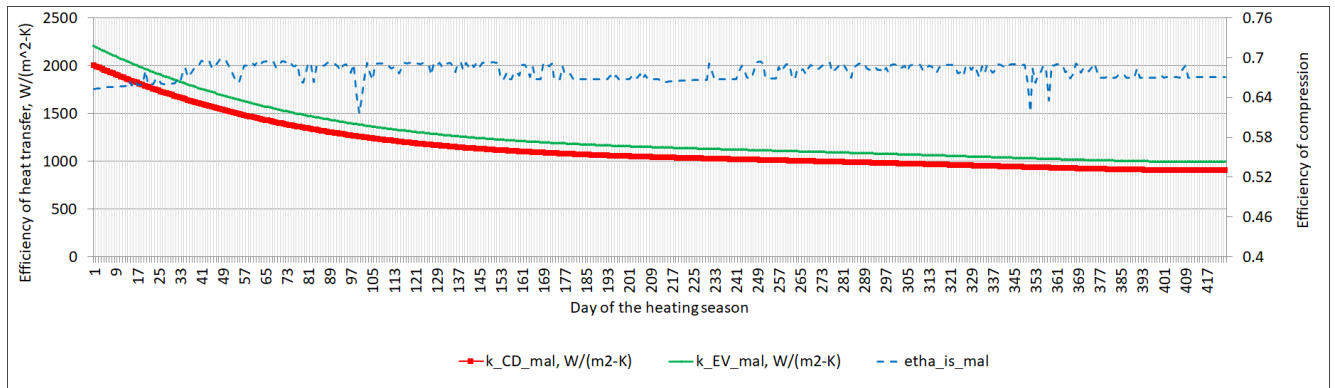


Рисунок 2.3 - Динаміка зміни коефіцієнтів теплопередачі випарника та конденсатора, а також ізоентропійного ККД впродовж двох опалюваних сезонів

Бачимо, що впродовж опалюваного періоду коефіцієнти теплопередачі мають стійку динаміку зниження через ріст забруднення цих теплообмінників. Що ж стосується ККД компресора, то видно, що його значення як збільшується, так і зменшується, що обумовлено зміною ступеня стиснення. Разом з тим, ступінь стиснення змінюється через зміну температури води в системі опалення в різних режимах роботи, а також внаслідок збільшення температурного напору у теплообмінниках через появу накипу. У даному прикладі прийнято, що у компресорі відсутнє погіршення безпосередньо його характеристик. Разом з тим, як видно з рис. 2.4, у випадку появи накипу в теплообмінниках динаміка зміни ККД компресора є іншою у порівнянні із випадком відсутності накипу. Тобто, зміна експлуатаційних характеристик вплинула на зміну характеристик компресора.

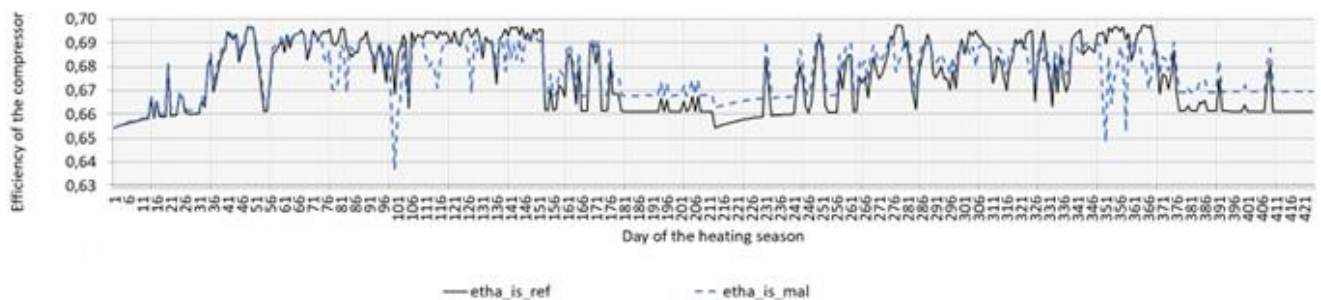


Рисунок 2.4 - Динаміка зміни ізоентропійного ККД впродовж двох опалюваних сезонів у випадку відсутності зниження коефіцієнта теплопередачі випарника та конденсатора (ref), та у випадку зниження коефіцієнта теплопередачі випарника та конденсатора (mal)

Отже, на основі даних, що представлено на рис. 2.3 складно сказати, яке з вказаних порушень нормальної експлуатації є найбільш значимим з точки зору зниження енергетичної ефективності системи в цілому, а також, що є причиною погіршення ефективності того чи іншого компонента (приклад компресора):

1. це обумовлено тим, що ці показники мають різну фізичну природу (коефіцієнт теплопередачі та ККД компресора), що не дає можливості їх порівняти між собою;
2. більше зниження коефіцієнта теплопередачі в теплообміннику не означає пропорційне зниження енергетичної ефективності системи в цілому (див. рис. 2.1 та 2.2);
3. через взаємовплив компонентів, зниження ефективності одного компонента може впливати на зниження ефективності іншого.

За результатами моделювання (див. рис. 2.3) внаслідок погіршення показників компонентів ТНУ впродовж двох опалюваних сезонів у порівнянні з випадком відсутності цих погіршень збільшилося споживання електроенергії системою в цілому на 19,5%, що представлено на рис. 2.5.

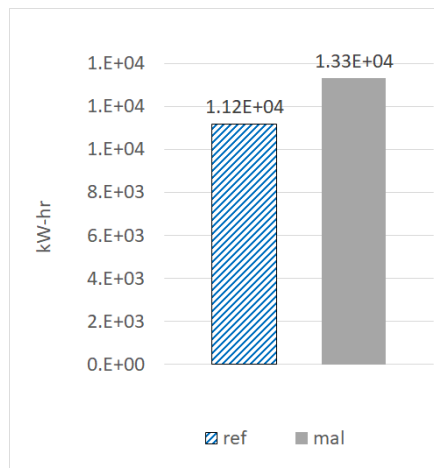


Рисунок 2.5 - Підвищення споживання електроенергії у ТНУ внаслідок погіршення показників компонентів установки (mal) у порівнянні з випадком відсутності такого погіршення (ref) [46]

Як видно з рис. 2.6 ефективність компонентів з різною фізикою процесів (передача теплоти у теплообмінниках та стиснення у компресорі) оцінена одним

і тим же показником – зміною ендогенної деструкції ексергії, що дає можливість порівняти ці компоненти між собою.

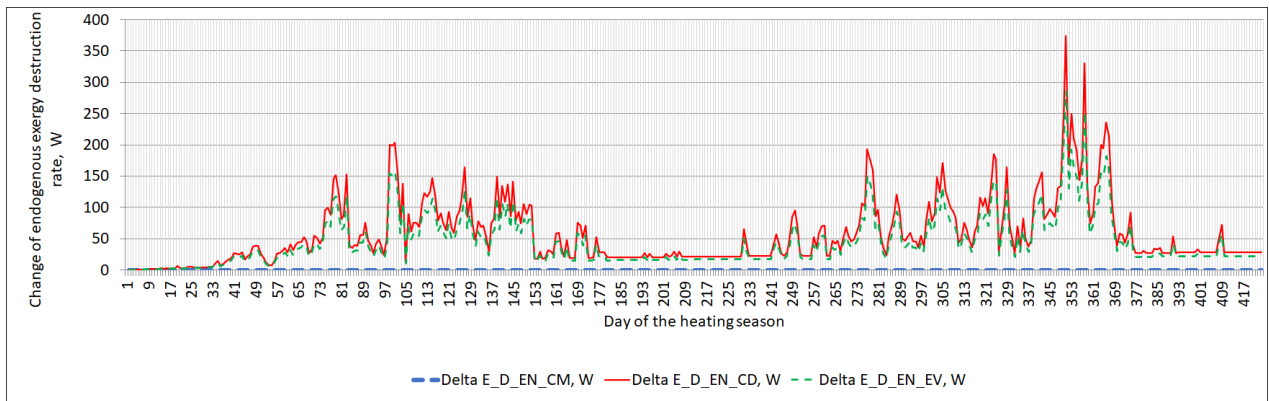


Рисунок 2.6 - Динаміка зміни впродовж двох опалювальних сезонів зміни ендогенної частини деструкції ексергії у компонентах ТНУ

Відповідно до даних рис. 2.6 більша зміна ендогенної частини деструкції ексергії належить конденсатору (суцільна лінія). Одне і те ж, що і у конденсаторі, погіршення коефіцієнта теплопередачі у випарнику має менший вплив на зниження ефективності системи в цілому. Про це свідчить менше у порівнянні з конденсатором зростання ендогенної частини деструкції ексергії у випарнику (штрихова лінія на рис. 2.6). Отже, маючи такий графік динаміки зміни ендогенної частини деструкції ексергії можна ефективно вирішувати задачі діагностування та контролю стану обладнання в часі в рамках реалізації предиктивного обслуговування обладнання [47].

Також в якості аналізу можна використовувати кумулятивні значення зміни ендогенної частини деструкції ексергії у компонентах системи. На рис. 2.7 наведені такі значення на основі даних з рис. 2.6.

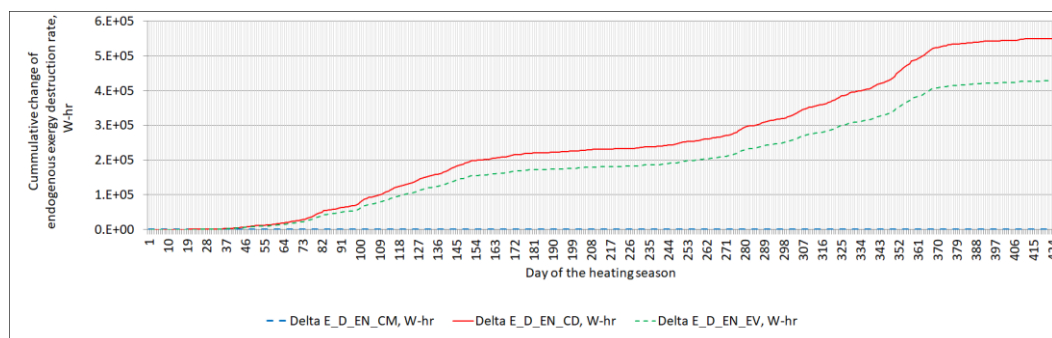


Рисунок 2.7 - Кумулятивні значення зміни ендогенної частини деструкції ексергії у компонентах системи

Бачимо, що в процесі експлуатації ТНУ кумулятивні значення зміни ендогенної частини деструкції ексергії зростають відповідно до даних на рис. 2.6. З рис. 2.7 видно, що найбільша динаміка росту ендогенної частини деструкції ексергії характерна для конденсатора (суцільна лінія). Тобто саме конденсатор є той компонент, утворення накипу у якому в найбільшій мірі впливає на зростання споживання електроенергії ТНУ у порівнянні з еталонними режимами роботи.

Проаналізувавши дані з рис. 2.6 та 2.7 бачимо, що уже після першого опалювального періоду має місце доцільність проведення превентивних робіт саме у конденсаторі – для нього зміна ендогенної частини деструкції ексергії через забруднення поверхні нагріву найбільша. Якщо після першого опалювального періоду передбачити очищення або заміну конденсатора, то будемо мати суттєве зниження додаткової частини ендогенної деструкції ексергії у конденсаторі у порівнянні з випарником (див. рис. 2.8).

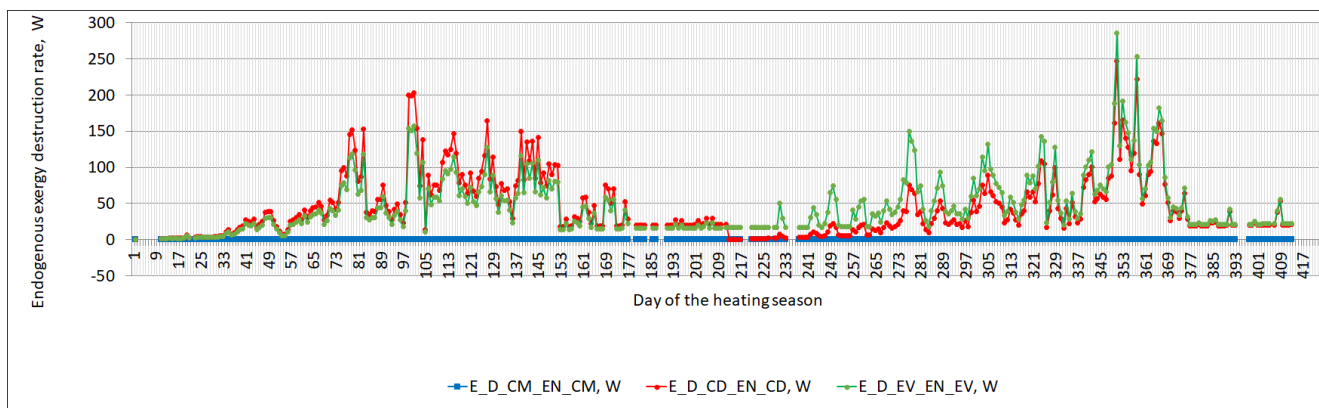


Рисунок 2.8 - Динаміка зміни впродовж опалювального сезону зміни додаткової частини ендогенної частини деструкції ексергії у компонентах ТНУ у випадку очищення/заміну конденсатора

У випадку очищення/заміни випарника після першого опалювального сезону також буде мати місце зниження додаткової частини ендогенної деструкції ексергії. Але це зниження забезпечить меншу економію електроенергії у порівнянні з очищенням/заміною конденсатора.

Для підтвердження отриманих висновків проведено моделювання режимів роботи ТНУ у випадку почергового, а також одночасного усунення

несправностей в конденсаторі та випарнику після першого сезону експлуатації системи. Отримані дані у вигляді зміни споживання електроенергії ТНУ впродовж двох опалювальних сезонів наведено на рис. 2.9.

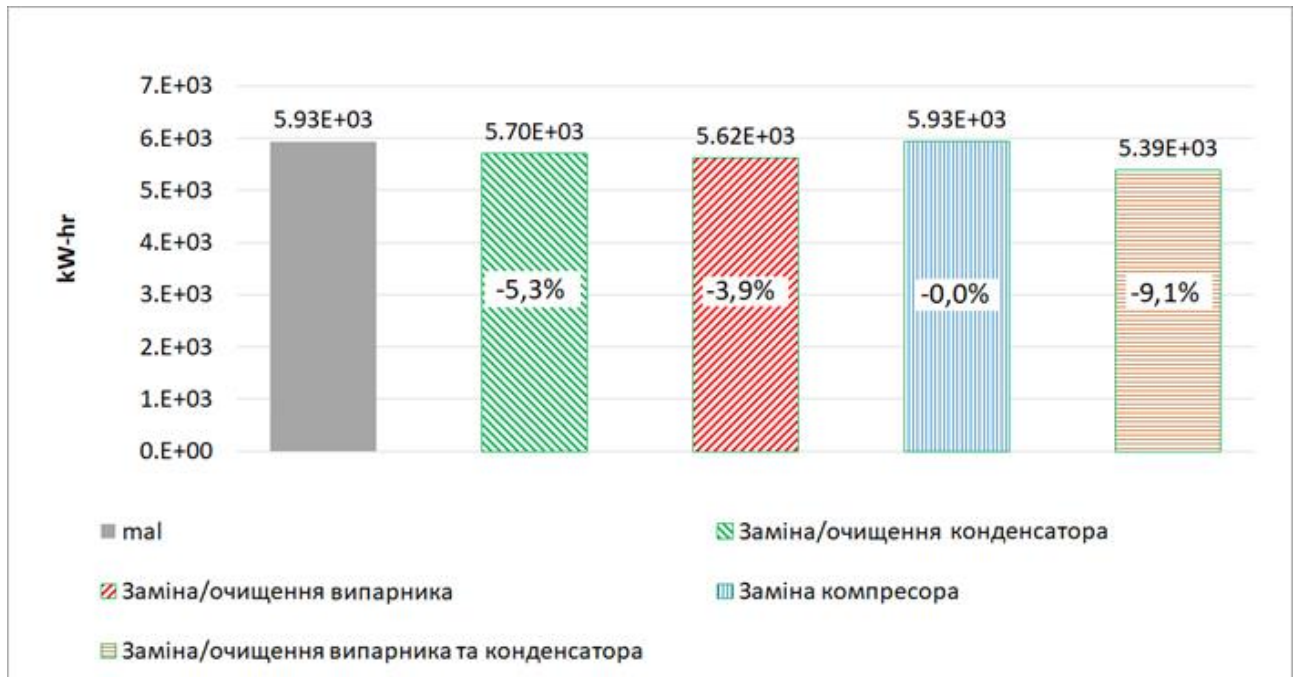


Рисунок 2.9 - Зміна споживання електроенергії ТНУ у другому сезоні після проведення предиктивного обслуговування компонентів

З наведених результатів можна зробити висновок, що у випадку відновлення перед початком другого сезону:

- конденсатора (очищення від накипу або заміни) до його початкового стану можна забезпечити підвищення енергетичної ефективності ТНУ таким чином, що споживання електроенергії системою в опалювальному періоді зменшиться від $5,93 \cdot 10^3$ кВт·год до $5,70 \cdot 10^3$ Вт·год або на 5,3%;
- випарника до його проєктних даних, то в опалювальному періоді можна забезпечити зниження споживання електроенергії від $5,93 \cdot 10^3$ кВт·год до $5,62 \cdot 10^3$ або на 3,9%;
- одночасно і конденсатор, і випарник, то у наступному сезоні можна досягти зниження споживання електроенергії від $5,93 \cdot 10^3$ кВт·год до $5,39 \cdot 10^3$ кВт·год або на 9,1%.

Результати досліджень показують, що у випадку заміни компресора споживання електроенергії у другому опалювальному періоді не змінюється – це обумовлено тим, що з компресором насправді ніяких змін не відбулося і немає потреби здійснювати ремонт/заміну цього компонента.

Отже, запропонований метод на основі оцінювання зміни ендогенної частини деструкції ексергії у непроєктних режимах роботи системи дає можливість кількісно оцінити динаміку впливу дефектів на зниження енергетичної ефективності системи в цілому і забезпечити ефективну реалізацію предиктивного обслуговування (Predictive Maintenance) теплоенергетичного обладнання підприємства [48].

Висновки до розділу

Отже, на основі проведених досліджень отримано такі результати:

- 1) запропоновано реалізацію методу діагностування ефективності роботи компонентів ТНУ у складі системи теплозабезпечення з урахуванням змінних режимів роботи в рамках задач предиктивного обслуговування теплоенергетичного обладнання на основі ексергетичного аналізу шляхом визначення зміни ендогенної частини деструкції ексергії;
- 2) показано, що визначення відхилень найбільш відомих параметрів компонентів ТНУ від їх проєктних значень не дає об'єктивної інформації щодо впливу цих відхилень на систему в цілому. Крім того, така інформація може призвести до помилкових висновків щодо несправностей у компонентах;
- 3) використано в якості ключового показника діагностування умов роботи компонентів ТНУ - ендогенну частину деструкції ексергії та динаміку її зміни. Це дає змогу ідентифікувати, кількісно оцінити несправності в компонентах та їх вплив, як на ефективність інших компонентів так і на ефективність ТНУ в цілому;

- 4) показано для умов одного непроектного режиму роботи системи за значенням зміни ендогенної частини деструкції ексергії, що конденсатор більше впливає на зниження енергетичної ефективності ТНУ, ніж випарник, що підтверджується збільшенням споживання електроенергії системою;
- 5) розглянуто роботу ТНУ впродовж двох опалювальних сезонів та показано, що застосування ендогенної частини деструкції в якості критерія діагностування поступового утворення накипу в конденсаторі та випарнику і його впливу на ефективність системи є доцільним;
- 6) запропоновано критерій, який однозначно вказав на найбільш неефективний компонент ТНУ (конденсатор) та дав можливість ідентифікувати той компонент (компресор), який не має дефектів впродовж роботи хоча і змінює свої характеристики через змінні режими роботи та вплив дефектів в інших компонентах (випарник та конденсатор);
- 7) отримано економію електроенергії від 4 до 9% за один опалювальний сезон для досліджуваного сценарію предиктивного обслуговування ТНУ.

РОЗДІЛ 3 ПОБУДОВА ТА РЕАЛІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ЇХ ХАРАКТЕРИСТИК

3.1 ТНУ типу «повітря-вода»

Для синтезу системи автоматичного керування ТНУ необхідні дані щодо динамічних характеристик цього об'єкту. Ці характеристики можна отримати за допомогою математичних та комп'ютерних моделей, де враховано перехідні процеси. В теперішній час роль подібних моделей зростає у зв'язку з застосуванням нових методів керування (прогнозне керування, ЦД тощо). Для розроблення системи керування модель перехідних процесів повинна визначати ключові динамічні характеристики об'єкта і мати відносно малий час реалізації. Складністю моделювання перехідних процесів ТНУ є, зокрема, необхідність формалізації процесів тепло та масообміну в компонентах різного типу. Теплообмінники, які використовуються в цих системах працюють в умовах фазових переходів робочих тіл [5].

Моделі можуть створюватися:

- на основі розгляду фізичних процесів, що відбуваються в об'єктах (physics-based models);
- шляхом обробки експериментальних даних (data-based models) [49], [50].

У випадку моделювання об'єкта шляхом формалізації фізичних процесів використовується декілька підходів. У найпростішому підході об'єкт розглядається як такий, де його характеристики не змінюються по координатах (об'єкт з зосередженими параметрами). Складніші та точніші підходи передбачають дискретизацію компонентів об'єкта і дають можливість врахувати зміну параметрів у просторі. Для врахування динаміки зміни зон фазових переходів використовується так званий метод рухомих границь (moving-boundary formulation) [51].

Було здійснено аналіз останніх робіт, а саме в роботі [52] розроблено модель динамічних процесів чилера, як об'єкта з зосередженими параметрами. На основі фізичного підходу спочатку було розроблено систему нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку, потім ці рівняння було лінеаризовано, і, в результаті, модель представлено у просторі станів. Адекватність модель підтверджено серією експериментів з чилером, що використовує фреон R-134a. У порівнянні з експериментальними даними похибка результатів моделювання не перевищує 10%.

Пізніше в дослідженнях [53] автори запропонували модель динаміки чилера на основі методу рухомих границь для врахування перехідних процесів під час фазових перетворень. У моделях компресора та розширювального вентиля інерційність не враховувалася через незначний вплив. Точність моделі було оцінено шляхом проведення експериментів. Похибка в більшості випадків не перевищувала 10%.

Автори [54] навели порівняння часу реалізації моделі, що побудована на основі методу рухомих границь, з моделлю, яка створена шляхом дискретизації (метод контрольних об'ємів) і показали, що суттєвої різниці в отриманих результатах немає. Разом з тим, в тій самій роботі [54] вказано, що під час створення моделі динаміки парокомпресійної установки, необхідно враховувати можливості, точність та час реалізації того чи іншого методу.

В роботі [55] запропоновано модель парокомпресійної ТНУ типу «повітря-повітря» з фреоном R-407c, яку розроблено в MATLAB з використанням бібліотеки Simscape. Реалізація моделі дала можливість дослідити динаміку установки в складі системи обігріву будинку залежно від зміни температури навколишнього середовища.

Автори [56] для моделювання динамічних процесів у теплообмінниках парокомпресійної установки під час зупинки та включення в роботу використали метод рухомих границь. При цьому було запропоновано п'ять режимів роботи для конденсатора та два режими для випарника. Порівняння результатів моделювання з експериментальними даними показало задовільні результати.

В роботі [57] розроблено динамічну модель ТНУ з урахуванням зміни частоти обертання вентилятора зовнішнього повітря й компресора для підвищення її енергоефективності та забезпечення теплового комфорту. Порівняння результатів моделювання з даними експерименту показало, що похибка не перевищує 5%. Для умов дослідження показано, що шляхом зміни частоти обертання вентилятора зовнішнього повітря та компресора можна знизити на 57 % час виходу на заданий режим теплового комфорту та на 75 % енергоспоживання.

Автори [58] запропонували методологію моделювання перехідних процесів парокомпресійних установок на основі методу скінченних об'ємів. Показано підвищення точності розрахунку за умови збільшення кроку дискретизації. Розраховані значення тисків у випарнику та конденсаторі добре узгоджуються з експериментальними значеннями. Вказано, що точність моделювання можуть бути підвищено шляхом врахування зміни масової витрати в розширювальному клапані та компресорі під час пуску установки, оцінювання залежності коефіцієнтів теплопередачі в теплообмінниках від фазового стану, а також за рахунок врахування втрат тиску в конденсаторі та випарнику.

В дослідженнях [59] з використанням методу скінченних об'ємів розроблено та реалізовано моделі перехідних процесів пластинчастих теплообмінників за умови їх використання як випарника та конденсатора у складі ТНУ. Порівняння отриманих змодельованих даних з результатами експерименту показало високу точність – похибка знаходилася в межах $0,11 \dots 1,1 \cdot 10^{-3}$, що є значно меншим за допустиме значення - 0,05. Збільшення кількості комірок до двадцяти забезпечує одночасно і високу точність і швидкість обчислень.

В роботі [60] на основі методу скінченних об'ємів, для оцінювання перехідних процесів у парокомпресійних холодильних установках запропоновано три типи моделей. У першій, базовій, моделі передбачено найбільш загальні умови рівняння масового та енергетичного балансів випарника та конденсатора. У другій моделі не враховано втрати тиску у

теплообмінниках. Третя модель додатково спрощує розрахунок масової витрати робочого тіла в комірках шляхом лінійної інтерполяції. Показано, що друга модель дає практично ті ж результати, що і базова, але зменшує час розрахунку. Третя модель суттєво погіршує точність отриманих даних у порівнянні з даними базової моделі.

Отже, моделювання динаміки ТНУ можна здійснювати для достатньої точності без врахування перехідних процесів у компресорі та розширювальному вентилі. Разом з тим, динамічні режими роботи таких систем суттєво визначаються перехідними процесами у випарнику та конденсаторі [5].

На основі математичного опису фізичних явищ розроблено та реалізовано в комп'ютерному пакеті Matlab модель динамічних процесів у ТНУ типу «повітря-вода» з установленою потужністю 10 кВт та використанням фреону R-134a як робочого тіла (див. рис. 3.1). Вхідними змінними моделі є:

- температура і витрата повітря на вході у випарник;
- температура і витрата води на вході в конденсатор;
- частота обертання на валу компресора.

Вихідним параметром реакції об'єкта є температура води на виході з конденсатора.

У проєктному режимі повітря з температурою $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ надходить у випарник (EV) і охолоджується до температури $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Відібрана від повітря теплота (\dot{Q}_{in}) передається на випаровування робочого тіла (фреон R-134a), яке потім подається у компресор (CM), де стискається за рахунок роботи (\dot{N}). Після цього робоче тіло надходить у конденсатор (CD) і віддає енергію у формі теплоти воді системи опалення, забезпечуючи її нагрівання від $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Проєктна теплова потужність (\dot{Q}_{out}) ТНУ становить 10 кВт. Після конденсатора робоче тіло рухається у розширювальний вентиль (EXV) для зниження тиску та температури з подальшим надходженням у випарник.

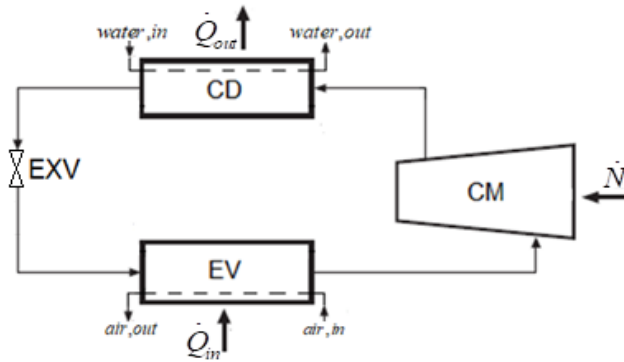


Рисунок 3.1 - Розрахункова схема ТНУ

Рівняння енергетичного балансу робочого тіла в конденсаторі має вигляд:

$$c_{wf,CD} M_{wf,CD} \frac{dT_{wf,CD}}{d\tau} = G_{wf} (h_{CD,in} - h_{CD,out}) - k_{CD} A_{CD} \left(T_{wf,CD} - \frac{T_{water,in} + T_{water,out}}{2} \right), \quad (3.1)$$

де $c_{wf,CD}$ - теплоємність робочого тіла в області конденсатора, Дж/(кг·К);

$M_{wf,CD}$ - маса робочого тіла в області конденсатора, кг;

$T_{wf,CD}$ - температура робочого тіла в області конденсатора, К;

G_{wf} - витрата робочого тіла через конденсатор, кг/с;

$h_{CD,in}$, $h_{CD,out}$ - питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з конденсатора, відповідно, Дж/кг;

k_{CD} - коефіцієнт теплопередачі в області конденсатора, Вт/(м²·К);

A_{CD} - площа теплопередачі, м²;

$T_{water,in}$, $T_{water,out}$ - температури води на вході та виході з конденсатора, відповідно, К.

Рівняння енергетичного балансу води, що нагрівається в конденсаторі, має вигляд

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} c_{water,CD} M_{water,CD} \frac{d(T_{water,in} + T_{water,out})}{d\tau} = G_{water} (h_{water,in} - h_{water,out}) + \\ + k_{CD} A_{CD} \left(T_{wf,CD} - \frac{T_{water,in} + T_{water,out}}{2} \right), \end{aligned} \quad (3.2)$$

де $c_{water,CD}$ - теплоємність води в області конденсатора, Дж/(кг·К);

$M_{water,CD}$ - маса води в області конденсатора, кг;

$T_{water,in}$, $T_{water,out}$ - температура води на вході та виході з конденсатора, К;
 G_{water} - витрата води через конденсатор, кг/с;
 $h_{water,in}$, $h_{water,out}$ - питома ентальпія води на вході та виході з конденсатора, відповідно, Дж/кг.

Рівняння енергетичного балансу робочого тіла у випарнику має вигляд:

$$c_{wf,EV} M_{wf,EV} \frac{dT_{wf,EV}}{d\tau} = G_{wf} (h_{EV,in} - h_{EV,out}) + k_{EV} A_{EV} \left(\frac{T_{air,in} + T_{air,out}}{2} - T_{wf,EV} \right). \quad (3.3)$$

де $c_{wf,EV}$ - теплоємність робочого тіла в області випарника, Дж/(кг·К);
 $M_{wf,EV}$ - маса робочого тіла в області випарника, кг;
 $T_{wf,EV}$ - температура робочого тіла в області випарника, К;
 G_{wf} - витрата робочого тіла через випарник, кг/с;
 $h_{EV,in}$, $h_{EV,out}$ - питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з випарника, відповідно, Дж/кг;
 k_{EV} - коефіцієнт теплопередачі в області випарника, Вт/(м²·К);
 A_{EV} - площа теплопередачі, м²;
 $T_{air,in}$, $T_{air,out}$ - температури повітря на вході та виході з випарника, відповідно, К.

Рівняння енергетичного балансу повітря, що охолоджується у випарнику має вигляд:

$$\frac{1}{2} c_{air,EV} M_{air,EV} \frac{d(T_{air,in} + T_{air,out})}{d\tau} = G_{air} (h_{air,in} - h_{air,out}) - k_{EV} A_{EV} \left(\frac{T_{air,in} + T_{air,out}}{2} - T_{wf,EV} \right), \quad (3.4)$$

де $c_{air,EV}$ - теплоємність повітря в області випарника, Дж/(кг·К);
 $M_{air,EV}$ - маса повітря в області випарника, кг;
 $T_{air,in}$, $T_{air,out}$ - температура повітря на вході та виході з випарника, К;
 G_{air} - витрата повітря через випарник, кг/с;

$h_{air,in}$, $h_{air,out}$ - питома ентальпія повітря на вході та виході з випарника, відповідно, Дж/кг.

Коефіцієнт теплопередачі повітряного випарника (оребреного теплообмінника) визначався по відношенню до його зовнішньої поверхні:

$$k_{EV} = \left(\frac{1}{\alpha_{air}} + \frac{1}{\alpha_{wf}} \cdot \frac{A_{air}}{A_{wf}} \right)^{-1}, \quad (3.5)$$

де A_{air} та A_{wf} - площі поверхонь нагріву випарника зі сторони повітря та зі сторони робочого тіла, відповідно, м²;

α_{air} та α_{wf} - відповідні коефіцієнти тепловіддачі зі сторони повітря та зі сторони робочого тіла, відповідно, Вт/(м²·К).

Для конденсатора передбачено пластинчастий теплообмінник, у якому коефіцієнт теплопередачі визначався за формулою (3.6):

$$k_{CD} = \left(\frac{1}{\alpha_{water}} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{wf}} \right)^{-1}, \quad (3.6)$$

де α_{water} - коефіцієнт тепловіддачі зі сторони води, Вт/(м²·К);

δ_w - товщина пластини, м;

λ_w - коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини, Вт/(м·К);

Значення коефіцієнтів тепловіддачі робочого тіла у випарнику та конденсаторі приймалися відповідно до рекомендацій, які наведено в [61]–[65].

Витрата робочого тіла у ТНУ визначалась з формули (3.7):

$$G_{wf} = V_s \rho_{CM,in} N \eta_{vol}, \quad (3.7)$$

де V_s - робочий об'єм компресора, м³;

N - частота обертання компресора;

η_{vol} - об'ємний ККД компресора;

$\rho_{CM,in}$ - густина робочого тіла на вході у компресор, кг/м³.

Приймається, що у компресорі відсутній перехідний процес. Тоді енергетичний баланс цього компонента буде мати вигляд [66], [67]:

$$W_{CM} = G_{wf} (h_{CM,out} - h_{CM,in}), \quad (3.8)$$

де G_{wf} - витрата робочого тіла через компресор, кг/с;

$h_{CM,in}$ - питома ентальпія робочого тіла на вході у компресор, Дж/кг;

$h_{CM,out}$ - питома ентальпія робочого тіла на виході з компресора і визначалася за формулою (3.9):

$$h_{CM,out} = h_{CM,in} + \frac{h_{CM,out,is} - h_{CM,in}}{\eta_{is}}, \quad (3.9)$$

де $h_{CM,out,is}$ - питома ентальпія робочого тіла на виході з компресора після ізоентропійного стиснення, Дж/кг;

η_{is} - ізоентропійний ККД компресора.

Об'ємний (η_{vol}) та ізоентропійний (η_{is}) ККД компресора розраховувалися на основі використання кореляційних залежностей та з застосуванням методики, що наведена в [68], [69]:

$$\eta_{vol} = k_1 \cdot \left(1 + k_s \cdot \frac{t_{CM,in} - 18}{100} \right) \cdot \exp \left(k_2 \cdot \frac{p_{CM,in}}{p_{CM,out}} \right); \quad (3.10)$$

$$\frac{\eta_{vol}}{\eta_{is}} = \left(1 + k_e \cdot \frac{t_{CM,in} - 18}{100} \right) \cdot \exp \left(a \cdot \frac{T_1}{T_2} + b \right), \quad (3.11)$$

де $t_{CM,in}$ - температура робочого тіла на вході у компресор, °С;

$p_{CM,in} / p_{CM,out}$ - степінь стиснення робочого тіла в компресорі;

T_1 / T_2 - відношення абсолютних температур конденсації та випаровування;

k_1 , k_s , k_2 , k_e , a та b - коефіцієнти, які прийняті рівними 1.04, 0.15, -0.07, -0.1, -2.40, та 2.88, відповідно.

Розширювальний вентиль розраховано за умови незмінної ентальпії:

$$h_{EXV,in} = h_{EXV,out} \quad (3.12)$$

де $h_{EXV,in}$ та $h_{EXV,out}$ - питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з розширювального вентиля, відповідно, кДж/кг.

Теплофізичні властивості робочих тіл, що використовуються у досліджуваному ТНУ визначалися за допомогою програми Coolprop [43].

У випадку експлуатації ТНУ найбільш значущим регульованим параметром є температура теплоносія на виході з конденсатора.

Динаміка зміни температури води на виході з конденсатора ($T_{water,out}$) ТНУ за умови ступеневих збурень наведена на рис. 3.2. Як видно з рис. 3.2, збурення зі сторони конденсатора, а саме зміна температури ($T_{water,in}$) та витрати (G_{water}) води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр, ніж збурення зі сторони випарника - зміна температури ($T_{air,in}$) та витрати (G_{air}) повітря на вході у випарник. Можна зробити висновок, що досліджувані перехідні процеси в об'єкті можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку з або без запізнення (див. табл. 3.1).

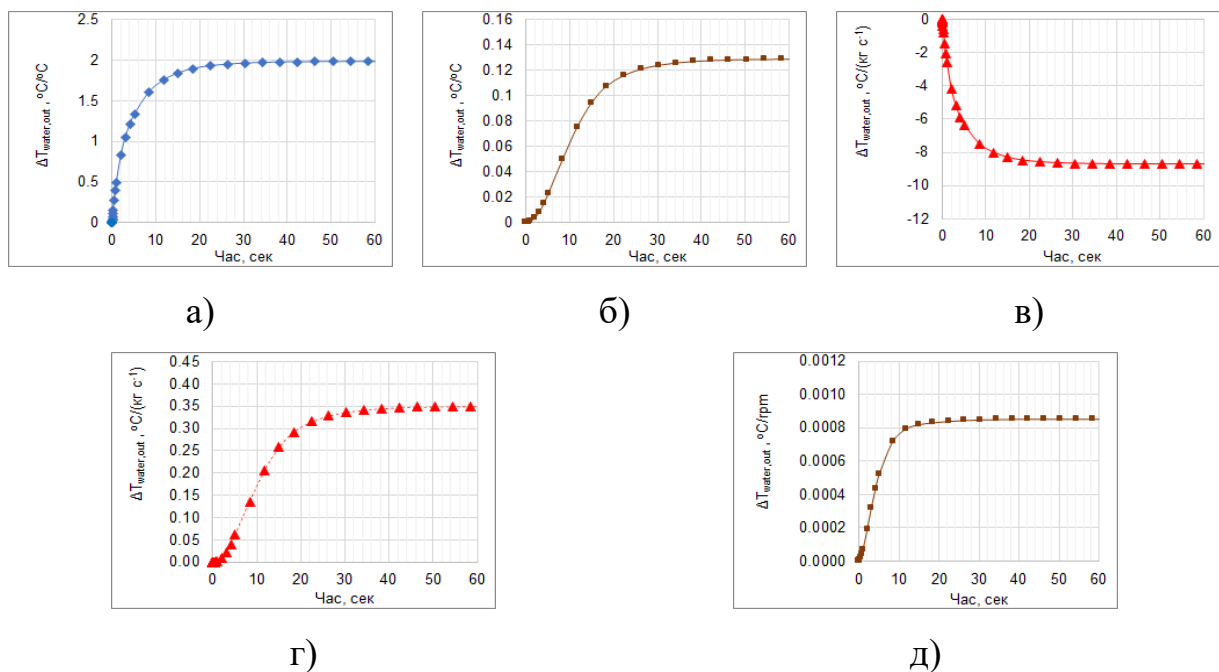


Рисунок 3.2 - Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора після нанесення ступеневого збурення:

а) температурою води на вході в конденсатор на 1 °С, б) температурою повітря на вході у випарник на 1 °С, в) витратою води у системі опалення на 1 кг/с, г) витратою повітря через випарник на 1 кг/с, д) частотою обертання валу компресора на 1 об/хв

Таблиця 3.1 – Параметри об'єкта за наведеними каналами

Канал	Коефіцієнт передачі	Стала часу перехідного процесу, с	Час запізнення, с
$T_{water,in} - T_{water,out}$	1,99 °C/°C	5	0
$T_{air,in} - T_{water,out}$	0,13 °C/°C	3	3,2
$G_{water} - T_{water,out}$	-8,72 °C/(кг·с ⁻¹)	4	0
$G_{air} - T_{water,out}$	0,35 °C/(кг·с ⁻¹)	3	3
$N - T_{water,out}$	0,00085 °C/(об/хв)	4,5	0,5

На основі розробленої моделі було досліджено вплив початкових умов на перехідні процеси у досліджуваній установці при трьох варіантах початкових умов:

- 1) значення температури повітря на вході у випарник приймалися рівними -10 °С, 0 °С та +5 °С;

На рис. 3.3 наведено вплив початкової температури повітря на вході у випарник на перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора під впливом різних ступеневих збурень. Як видно з рис. 3.3,а) коефіцієнт передачі по каналу температура води на вході в конденсатор ($T_{water,in}$) - температура води на виході з конденсатора ($T_{water,out}$) не залежить від початкової температури повітря на вході у випарник. Разом з тим коефіцієнт передачі між температурою води на виході з конденсатора та температурою води на вході у випарник, витратою води системи опалення, витратою повітря через випарник, а

також частотою обертання валу компресора у перехідному процесі зростає зі збільшенням початкової температури повітря на вході у випарник. Наприклад, для початкових значень температури повітря на вході у випарник $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ коефіцієнт передачі між температурою води на виході з конденсатора та температурою води на вході у випарник рівний, відповідно, $0,125$, $0,135$ та $0,140\text{ }^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$ (рис. 3.3, б).

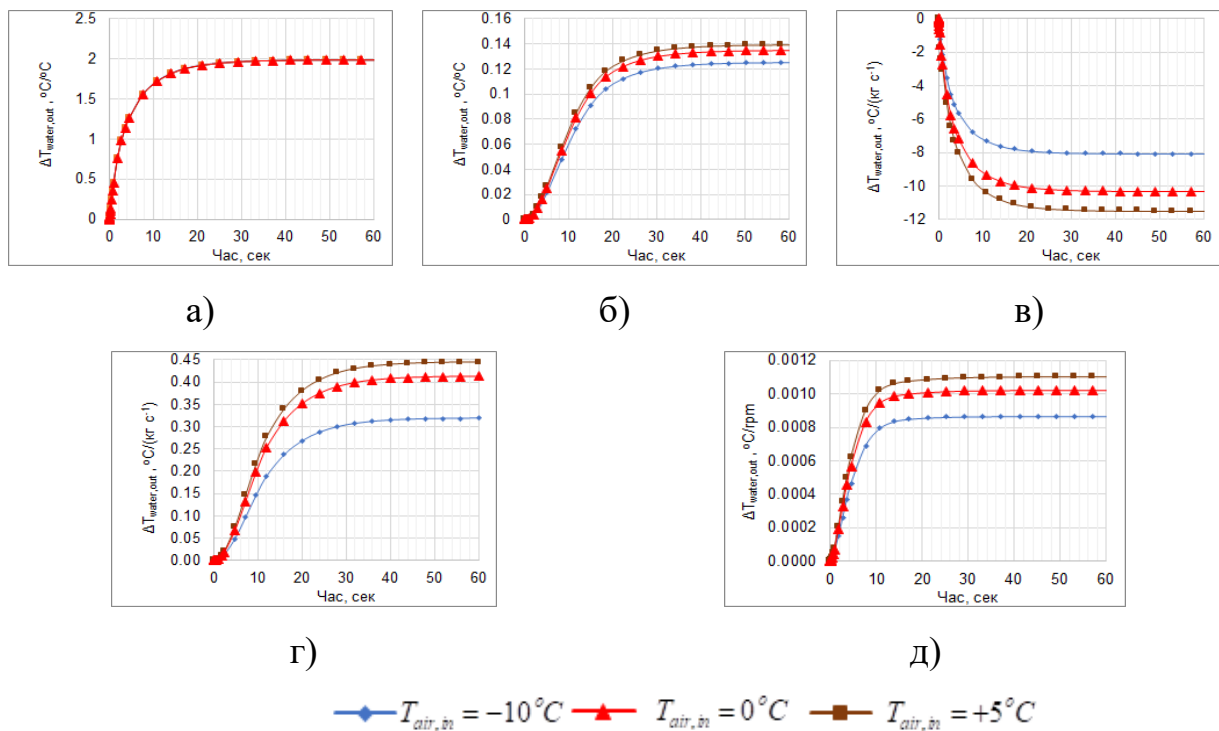


Рисунок 3.3 - Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора ТНУ з різними значеннями початкової температури повітря на вході у випарник після нанесення ступеневого збурення (варіант №1):

а) температурою води на вході в конденсатор на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, б) температурою повітря на вході у випарник на $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, в) витратою води у системі опалення на 1 кг/с , г) витратою повітря через випарник на 1 кг/с , д) частотою обертання валу компресора на 1 об/хв

2) значення частоти обертання валу компресора були рівними 3000, 3500, 4000 об/хв;

З рис. 3.4 видно, що початкова частота обертання валу компресора не має впливу на перехідний процес зміни температури $T_{water,out}$ у випадку ступеневого зростання температури води на вході в конденсатор (рис. 3.4, а).

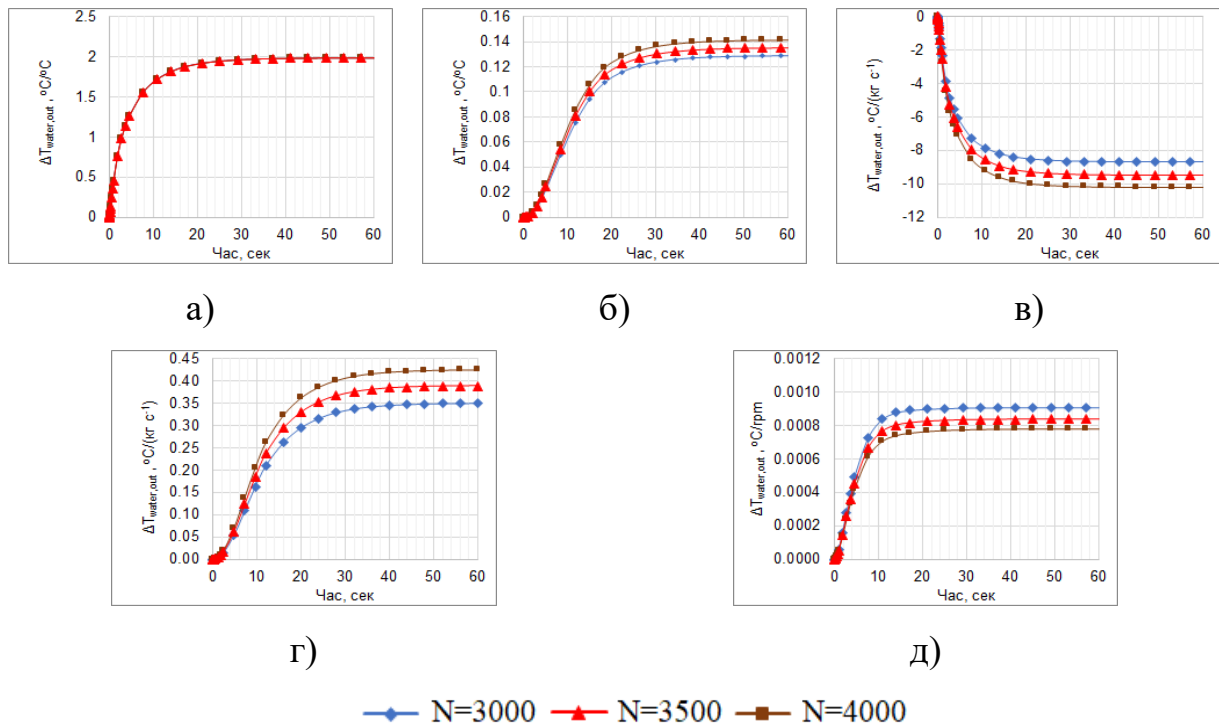


Рисунок 3.4 - Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора ТНУ з різними значеннями кутової швидкості компресора після нанесення ступеневого збурення (варіант №2):

- а) температурою води на вході в конденсатор на 1 °С, б) температурою повітря на вході у випарник на 1 °С, в) витратою води у системі опалення на 1 кг/с, г) витратою повітря через випарник на 1 кг/с, д) частотою обертання валу компресора на 1 об/хв

Для всіх інших видів збурень частота обертання валу компресора впливає на коефіцієнт передачі каналів збурень та можна побачити, що коефіцієнт передачі по каналу збурення $N - T_{water,out}$ зменшується і рівний, відповідно, 0,00091, 0,00084, 0,00078 °С/(об/хв) у випадку

(рис. 3.5, в, г, д) коефіцієнт передачі у перехідних процесах між вхідним збуренням та вихідним параметром.

Враховуючи вищезазначене зі зміною коефіцієнту передачі більшості перехідних процесів, можна зробити висновок про нелінійність об'єкта керування.

3.2 ТНУ типу «вода -вода»

В цьому підрозділі розроблено та реалізовано в комп'ютерному пакеті Matlab модель динамічних процесів у ТНУ типу «вода-вода» з установленою потужністю 25 кВт та використанням фреону R-134a як робочого тіла (див. рис. 3.6). Вхідними змінними моделі є:

- температура і витрата води на вході у випарник;
- температура і витрата води на вході в конденсатор;
- частота обертання на валу компресора.

Вихідним параметром реакції об'єкта є температура води на виході з конденсатора.

У проєктному режимі вода з температурою $+6\text{ }^{\circ}\text{C}$ надходить у випарник (EV) і охолоджується до температури $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Відібрана від вода теплота (\dot{Q}_{in}) передається на випаровування робочого тіла (фреон R134a), яке потім подається у компресор (CM), де стискається за рахунок роботи (\dot{N}). Після цього робоче тіло надходить у конденсатор (CD) і віддає енергію у формі теплоти воді системи опалення, забезпечуючи її нагрівання від $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+69\text{ }^{\circ}\text{C}$. Проєктна теплова потужність (\dot{Q}_{out}) ТНУ становить 25 кВт. Після конденсатора робоче тіло рухається у розширювальний вентиль (EXV) для зниження тиску та температури з подальшим надходженням у випарник.

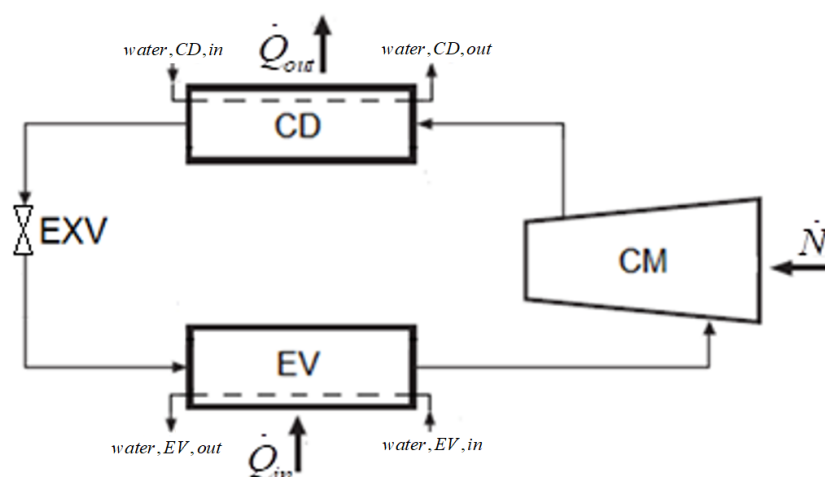


Рисунок 3.6 - Розрахункова схема ТНУ

Конструктивні характеристики досліджуваної ТНУ наведено у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Конструктивні характеристики ТНУ «вода-вода»

Конденсатора	
Еквівалентний діаметр для руху води, м	0,0008
Об'єм води, що міститься у конденсаторі, м ³	0,0050
Площа поперечного перерізу для проходження води, м ²	0,004
Площа теплообмінної поверхні зі сторони води, м ²	2,67
Об'єм робочого тіла у рідкому стані, що міститься у конденсаторі, м ³	0,0042
Площа теплообмінної поверхні зі робочого тіла, м ²	1,7807
Маса теплообмінної поверхні конденсатора, кг	6,37
Питома теплоємність матеріалу конденсатора, Дж/(кг·К)	880
Випарник	
Еквівалентний діаметр для руху води, м	0,0008
Об'єм води, що міститься у випарнику, м ³	0,0031
Площа поперечного перерізу для проходження води, м ²	0,004
Площа теплообмінної поверхні зі сторони води, м ²	1,83
Об'єм робочого тіла у рідкому стані, що міститься у випарнику, м ³	0,0021
Площа теплообмінної поверхні зі робочого тіла, м ²	1,29
Маса теплообмінної поверхні випарника, кг	4,47
Питома теплоємність матеріалу випарника, Дж/(кг·К)	880

Розроблення моделі здійснювалося за умови наступних спрощень:

- припускається, що розширення робочого тіла у дросельному вентилі є ізоентальпійним;
- масова витрата робочого тіла є незмінною у всіх компонентах ТНУ;
- маса робочого тіла в конденсаторі та випарнику є незмінною під час перехідного процесу;
- температури теплоносіїв низькопотенційного джерела та споживача теплоти змінюються лінійно;
- оболонки теплообмінників (конденсатора і випарника) є об'єктами з зосередженою температурою;
- температура перегріву газоподібного робочого тіла після випарника та переохолодження після конденсатора приймається незмінними в перехідному процесі.

Рівняння енергетичного балансу робочого тіла в конденсаторі має вигляд:

$$c_{wf,CD} M_{wf,CD} \frac{dT_{wf,CD}}{d\tau} = G_{wf} (h_{CD,in} - h_{CD,out}) - \alpha_{wf,CD} A_{wf,CD} (T_{wf,CD} - T_{wall,CD}), \quad (3.13)$$

де $c_{wf,CD}$ - теплоємність робочого тіла в області конденсатора, Дж/(кг·К);

$M_{wf,CD}$ - маса робочого тіла в області конденсатора, кг;

$T_{wf,CD}$ - температура робочого тіла в області конденсатора, К;

G_{wf} - витрата робочого тіла через конденсатор, кг/с;

$h_{CD,in}$, $h_{CD,out}$ - питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з конденсатора, відповідно, Дж/кг;

$\alpha_{wf,CD}$ - коефіцієнт тепловіддачі в конденсаторі зі сторони робочого тіла, Вт/(м²·К);

$A_{wf,CD}$ - площа тепловіддачі в конденсаторі зі сторони робочого тіла, м²;

$T_{wf,CD}$ - температури робочого тіла в конденсаторі, К;

$T_{wall,CD}$ - температури стінки конденсатора, К;

Рівняння енергетичного балансу води, що нагрівається в конденсаторі, має вигляд:

$$\frac{1}{2}c_{water,CD}M_{water,CD}\frac{d(T_{water,CD,in}+T_{water,CD,out})}{d\tau}=G_{water,CD}(h_{water,CD,in}-h_{water,CD,out})+ \\ +\alpha_{water,CD}A_{water,CD}\left(T_{wall,CD}-\frac{T_{water,CD,in}+T_{water,CD,out}}{2}\right), \quad (3.14)$$

де $c_{water,CD}$ - теплоємність води в області конденсатора, Дж/(кг·К);

$M_{water,CD}$ - маса води в області конденсатора, кг;

$T_{water,CD,in}$, $T_{water,CD,out}$ - температура води на вході та виході з конденсатора, К;

$G_{water,CD}$ - витрата води через конденсатор, кг/с;

$h_{water,CD,in}$, $h_{water,CD,out}$ - питома ентальпія води на вході та виході з конденсатора, відповідно, Дж/кг;

$\alpha_{water,CD}$ - коефіцієнт тепловіддачі в конденсаторі зі сторони води системи опалення, Вт/(м²·К);

$A_{water,CD}$ - площа тепловіддачі в конденсаторі зі сторони води системи опалення, м²;

$T_{wall,CD}$ - температури стінки конденсатора, К;

Рівняння енергетичного балансу теплообмінної поверхні конденсатора, має вигляд:

$$c_{wall,CD}M_{wall,CD}\frac{dT_{wall,CD}}{d\tau}=\alpha_{wf,CD}A_{wf,CD}(T_{wf,CD}-T_{wall,CD})- \\ -\alpha_{water,CD}A_{water,CD}\left(T_{wall,CD}-\frac{T_{water,CD,in}+T_{water,CD,out}}{2}\right), \quad (3.15)$$

де $c_{wall,CD}$ - теплоємність теплообмінної поверхні конденсатора, Дж/(кг·К);

$M_{wall,CD}$ - маса теплообмінної поверхні конденсатора, кг.

Рівняння енергетичного балансу робочого тіла у випарнику має вигляд:

$$c_{wf,EV} M_{wf,EV} \frac{dT_{wf,EV}}{d\tau} = G_{wf} (h_{EV,in} - h_{EV,out}) + \alpha_{wf,EV} A_{wf,EV} (T_{wall,EV} - T_{wf,EV}), \quad (3.16)$$

де $c_{wf,EV}$ - теплоємність робочого тіла в області випарника, Дж/(кг·К);

$M_{wf,EV}$ - маса робочого тіла в області випарника, кг;

$T_{wf,EV}$ - температура робочого тіла в області випарника, К;

G_{wf} - витрата робочого тіла через випарник, кг/с;

$h_{EV,in}$, $h_{EV,out}$ - питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з випарника, відповідно, Дж/кг;

$\alpha_{wf,EV}$ - коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони робочого тіла, Вт/(м²·К);

$A_{wf,EV}$ - площа тепловіддачі випарника зі сторони робочого тіла, м²;

$T_{wall,EV}$ - температури стінки випарника, К;

$T_{wf,EV}$ - температури робочого тіла в у випарнику, К.

Рівняння енергетичного балансу теплоносія низькотемпературного джерела, що охолоджується у випарнику має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} c_{water,EV} M_{water,EV} \frac{d(T_{water,EV,in} + T_{water,EV,out})}{d\tau} = G_{water,EV} (h_{water,EV,in} - h_{water,EV,out}) - \\ - \alpha_{water,EV} A_{water,EV} \left(\frac{T_{water,EV,in} + T_{water,EV,out}}{2} - T_{wall,EV} \right), \end{aligned} \quad (3.17)$$

де $c_{water,EV}$ - теплоємність води в області випарника, Дж/(кг·К);

$M_{water,EV}$ - маса води в області випарника, кг;

$T_{water,EV,in}$, $T_{water,EV,out}$ - температура води на вході та виході з випарника, К;

$G_{water,EV}$ - витрата води через випарник, кг/с;

$h_{water,EV,in}$, $h_{water,EV,out}$ - питома ентальпія води на вході та виході з випарника, відповідно, Дж/кг;

$\alpha_{water,EV}$ - коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони води низькотемпературного джерела, Вт/(м²·К);

$A_{water, EV}$ - площа тепловіддачі випарника зі сторони води низькотемпературного джерела, м²;

$T_{wall, EV}$ - температури стінки випарника, К;

Рівняння енергетичного балансу теплообмінної поверхні випарника, має вигляд:

$$c_{wall, EV} M_{wall, EV} \frac{dT_{wall, EV}}{d\tau} = \alpha_{water, EV} A_{water, EV} \left(\frac{T_{water, EV, in} + T_{water, EV, out}}{2} - T_{wall, EV} \right) - \alpha_{wf, EV} A_{wf, EV} (T_{wall, EV} - T_{wf, EV}), \quad (3.18)$$

де $c_{wall, EV}$ - теплоємність теплообмінної поверхні випарника, Дж/(кг·К);

$M_{wall, EV}$ - маса теплообмінної поверхні випарника, кг.

Для конденсатора та випарника передбачено пластинчасті теплообмінники.

Коефіцієнти тепловіддачі зі сторони робочого тіла в області випарника та конденсатора визначалися за формулами:

$$\alpha_{wf, CD} = C_{CD} (T_{wf, CD} - T_{wall, CD})^{n_{CD}}; \quad (3.19)$$

$$\alpha_{wf, EV} = C_{EV} (T_{wall, EV} - T_{wf, EV})^{n_{EV}}, \quad (3.20)$$

де C_{CD} , C_{EV} , n_{CD} , n_{EV} - емпіричні коефіцієнти [53].

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі зі сторони теплоносіїв області випарника та конденсатора використовувалося критеріальне рівняння [70]:

$$\alpha_w = 0,2536 \frac{\lambda_w}{d_e} Re_w^{0,65} Pr_w^{0,4}; \quad (3.21)$$

$$Re_w = \frac{G_w D_h}{\mu_w}; \quad (3.22)$$

$$D_h = 2b, \quad (3.23)$$

де λ_w - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

d_e - еквівалентний діаметр каналу, м;

Re_w , Pr_w - число Рейнольдса та Прандтля.

G_w - витрата теплоносія , кг/с;

D_h - гідравлічний діаметр, м

μ_w - динамічна в'язкість теплоносія,

b - відстань між пластинами, м.

Витрата робочого тіла у ТНУ визначалася за формулою (3.7). Приймається, що у компресорі відсутній перехідний процес. Тоді енергетичний баланс цього компонента представимо у вигляді формули (3.8). Питома ентальпія робочого тіла на виході з компресора визначалася за формулою (3.9). Об'ємний (η_{vol}) та ізоентропійний (η_{is}) ККД компресора розраховувалися на базі формули (3.10, 3.11).

Розширювальний вентиль розраховано за умови незмінної ентальпії (див. формулу (3.12).

Теплофізичні властивості робочих тіл, що використовуються у досліджуваному ТНУ визначалися за допомогою програми Coolprop [43].

Адекватність запропонованої моделі оцінювалася на основі експериментальних даних, що наведено в [52], де також вказані конструктивні та експлуатаційні характеристики установки.

В якості показника адекватності моделі з оцінювання динамічних процесів використовувався показник, який визначався за формулою [50]:

$$MAPE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{\Delta Y_{m,i} - \Delta Y_{exp,i}}{\Delta Y_{exp,i}} \right| \times 100\% , \quad (3.24)$$

де ΔY - зміна досліджуваного параметра порівняно з його початковим значенням (індекси «m» та «exp» позначають результат моделі та експерименту, відповідно);

i - i -й розрахунковий або експериментальний результат у заданий момент часу;

N - загальна кількість розрахункових та експериментальних результатів під час динамічного процесу.

Збурення під час моделювання в точності відповідають експериментальним даним взятих з [52] (див. рис. 3.7).

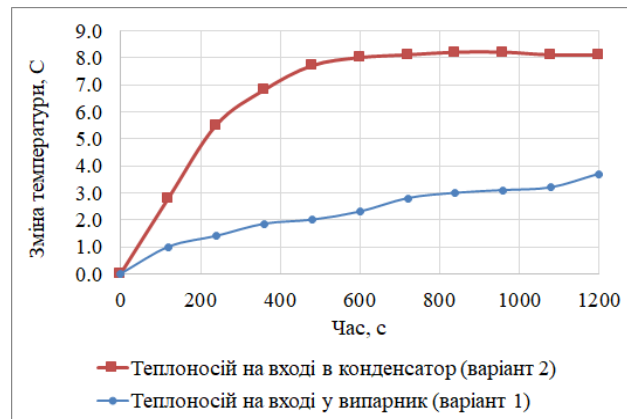


Рисунок 3.7 - Динаміка нанесення збурень під час експериментів для оцінки адекватності розробленої моделі [52]

На рис. 3.8 наведено порівняння результатів моделювання з експериментальними даними динаміки зміни температури теплоносія на виході з випарника у випадку нанесення збурення відповідно до варіанту №1 з рис. 3.7. Експериментальні дані показують, що точність розробленої моделі задовільна (похибка ($MAPE$) рівна 10,5 %).

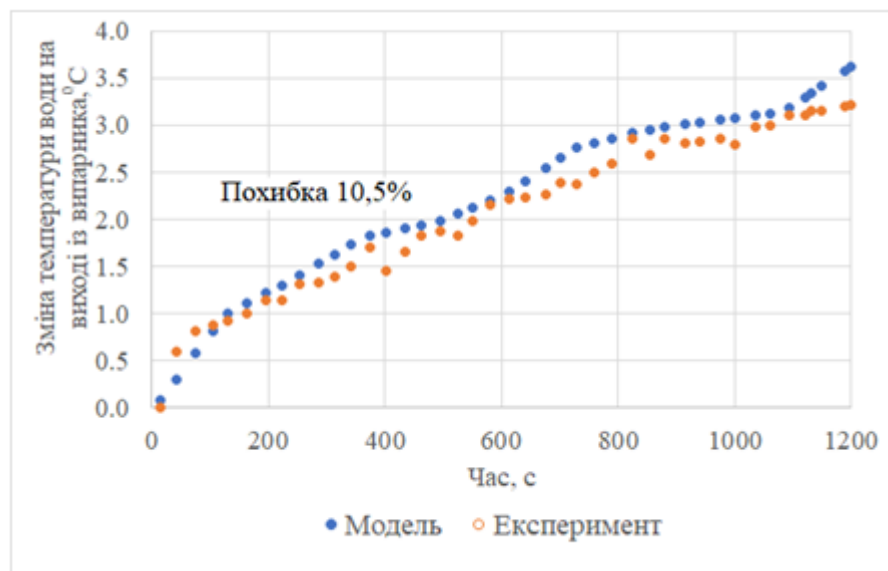


Рисунок 3.8 - Порівняння результатів розрахунків з визначення динаміки зміни температури теплоносія низькопотенційного джерела на виході з випарника за розробленою моделлю з експериментальними даними, що наведено в [52] збурення відповідають варіанту №1 з рис. 3.7

На рис. 3.9 наведено розрахункові та експериментальні дані динаміки зміни температури теплоносія на виході з випарника при збуренні варіанту №2 (див. рис. 3.7). Очевидно, що збільшення температури теплоносія на вході в конденсатор призведе до зростання температури конденсації та зменшення холодопродуктивності випарника. Як наслідок, температура теплоносія на виході з випарника зростає. Середня похибка (*MAPE*) результатів моделювання порівняно з експериментальними даними для варіанту №2 становить 8,3 %, що також на достатньому рівні підтверджує адекватність розробленої динамічної моделі ТНУ.

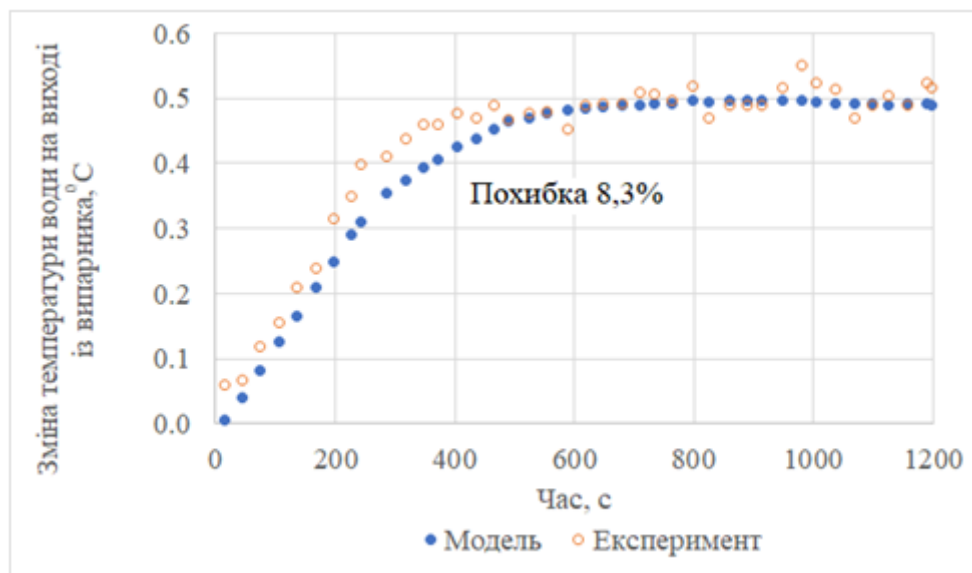


Рисунок 3.9 - Порівняння результатів розрахунків з визначення динаміки зміни температури теплоносія низькопотенційного джерела на виході з випарника за розробленою моделлю з експериментальними даними, що наведено в [52] збурення відповідають варіанту №2 з рис. 3.7

У випадку експлуатації ТНУ найбільш значущим регульованим параметром є температура теплоносія на виході з конденсатора.

Динаміка зміни температури води на виході з конденсатора ($T_{water,CD,out}$) ТНУ за умови ступеневих збурень наведена на рис. 3.10. Як видно з рис. 3.10, збурення зі сторони конденсатора, а саме зміна температури ($T_{water,CD,in}$) і витрати ($G_{water,CD}$) води на вході у конденсатор мають більший вплив на

вихідний параметр, ніж збурення зі сторони випарника - зміна температури ($T_{water,EV,in}$) і витрати ($G_{water,EV}$) води на вході у випарник.

З рис. 3.10 можна зробити висновок, що досліджувані перехідні процеси в об'єкті можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку з або без запізненням (див. табл. 3.3).

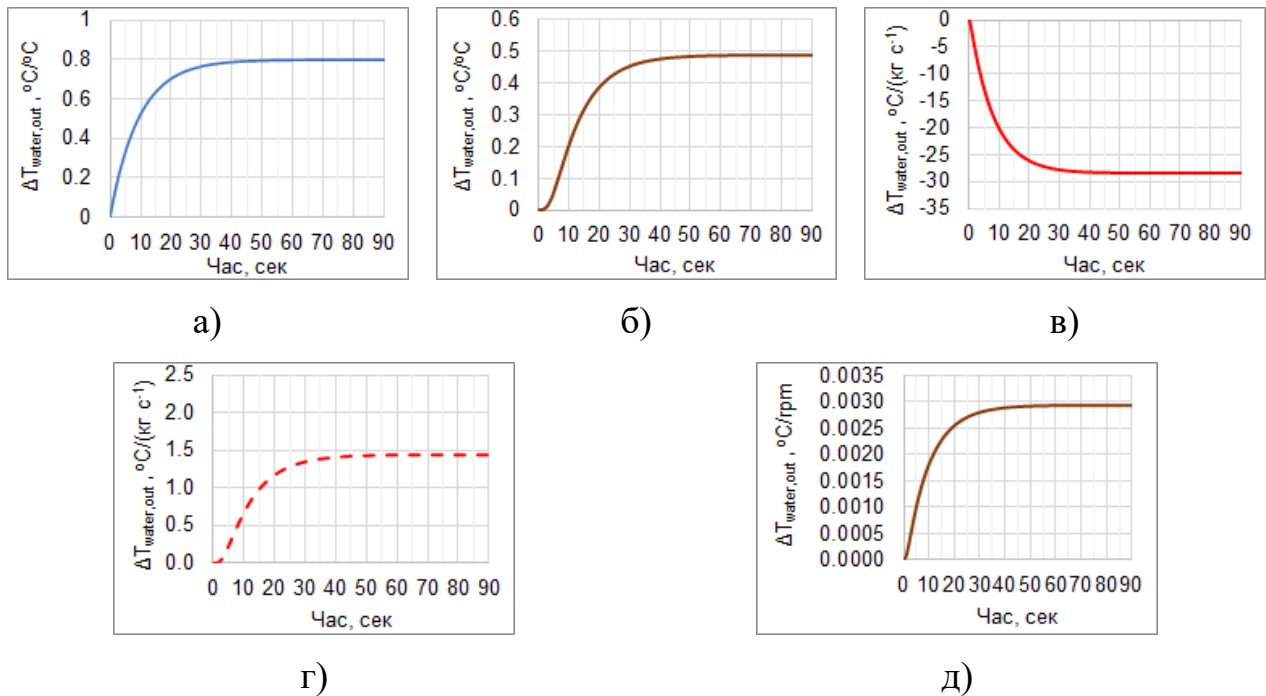


Рисунок 3.10 - Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора після нанесення ступеневого збурення: а) температури води на вході в конденсатор, б) температури води на вході у випарник, в) витрати води системи опалення, г) витрати води через випарник, д) частоти обертання валу компресора

Таблиця 3.3 – Параметри об'єкта за наведеними каналами

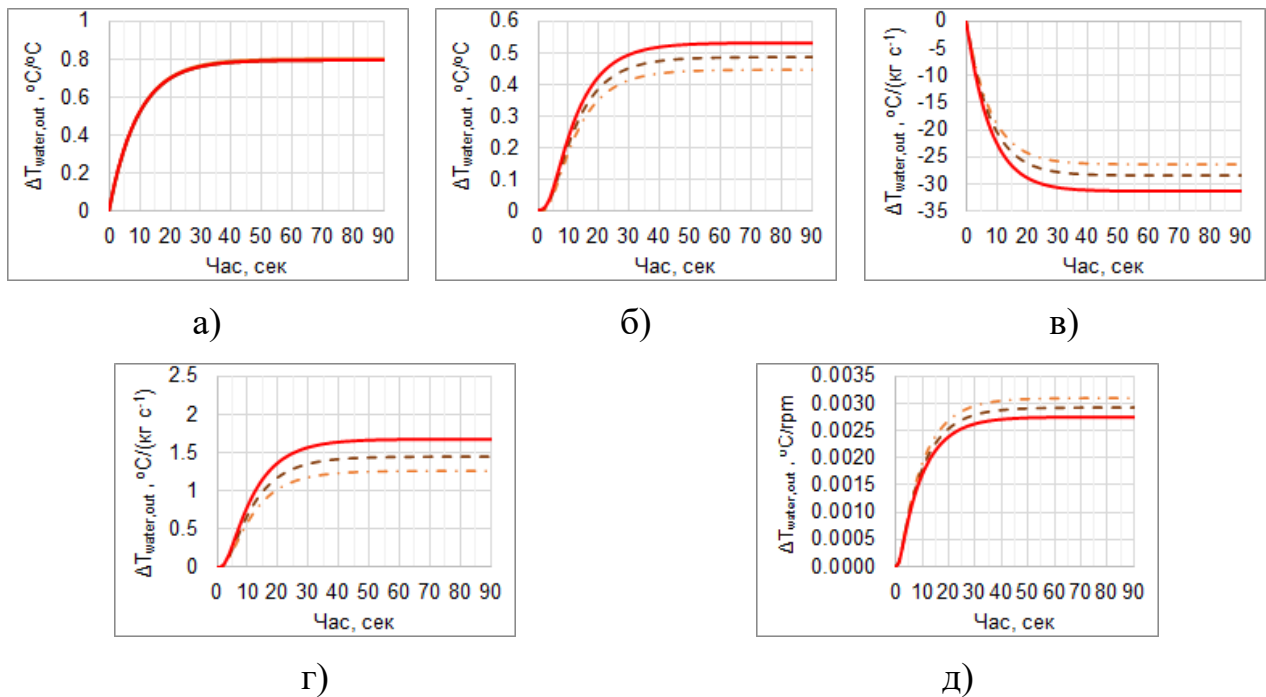
Канал	Коефіцієнт передачі	Постійна часу, с	Час запізнення, с
$T_{water,CD,in} - T_{water,CD,out}$	0,8 $^{\circ}C/^{\circ}C$	9	0
$T_{water,EV,in} - T_{water,CD,out}$	0,48 $^{\circ}C/^{\circ}C$	10	4,1

вході у випарник (варіант №1): а) температури води на вході в конденсатор на 1 °С, б) температури води на вході у випарник на 1 °С, в) витрати води системи опалення на 1 кг/с, г) витрати води через випарник на 1 кг/с, д) частоти обертання валу компресора на 1 об/хв

Разом з тим коефіцієнт передачі між температурою води на виході з конденсатора та температурою води на вході у випарник, витратою води системи опалення, витратою води через випарник, а також частотою обертання валу компресора у перехідному процесі зростає зі збільшенням початкової температури води на вході у випарник. Для початкових значень температури води на вході у випарник +6, +8 та +10 °С коефіцієнт передачі між температурою води на виході з конденсатора та витратою води через випарник рівний, відповідно, 1,44, 1,75 та 1,98 °С/°С (рис. 3.11, г).

- 2) початкові значення частоти обертання валу компресора були рівними 3000, 3500, 4000 об/хв;

З рис. 3.12 видно, що початкова частота обертання валу компресора не має впливу на перехідний процес зміни температури $T_{water,CD,out}$ у випадку ступеневого зростання температури води на вході в конденсатор (рис. 3.12, а). Для всіх інших видів збурень частота обертання валу компресора впливає на коефіцієнт передачі каналів збурень. Зокрема, можна зауважити, що коефіцієнти передачі по каналам збурення $T_{water,EV,in} - T_{water,CD,out}$, $G_{water,CD} - T_{water,CD,out}$ та $G_{water,EV} - T_{water,CD,out}$ збільшуються у випадку зростання частоти обертання компресора (рис. 3.12, б, в, г). Разом з тим, коефіцієнт передачі по каналу збурення $N - T_{water,CD,out}$ зменшується і рівний, відповідно, 0,0031, 0,0029, 0,0027 °С/(об/хв) у випадку зростання частоти обертання N , рівній, відповідно 3000, 3500 та 4000 об/хв (рис. 3.12, д).



I

--- $N=3000$ --- $N=3500$ — $N=4000$

Рисунок 3.12 - Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора ТНУ з різними значеннями кутової швидкості компресора (варіант №2): а) зміна температури води на вході в конденсатор на 1°C , б) зміна температури води на вході у випарник на 1°C , г) зміна витрати води системи опалення на 1 kg/s , г) зміна витрати води через випарник на 1 kg/s , д) зміна частоти обертання валу компресора на 1 об/хв

3) початкові значення температур води на вході в конденсатор становили $+45$, $+50$ та $+55^{\circ}\text{C}$.

З рис. 3.13 бачимо, що на відміну від попередніх варіантів, у цьому випадку початкова температура води на вході в конденсатор або взагалі не впливає (рис. 3.13, а, б), або несуттєво змінює (рис. 3.13, в, г, д) коефіцієнт передачі у перехідних процесах між вхідним збуренням та вихідним параметром.

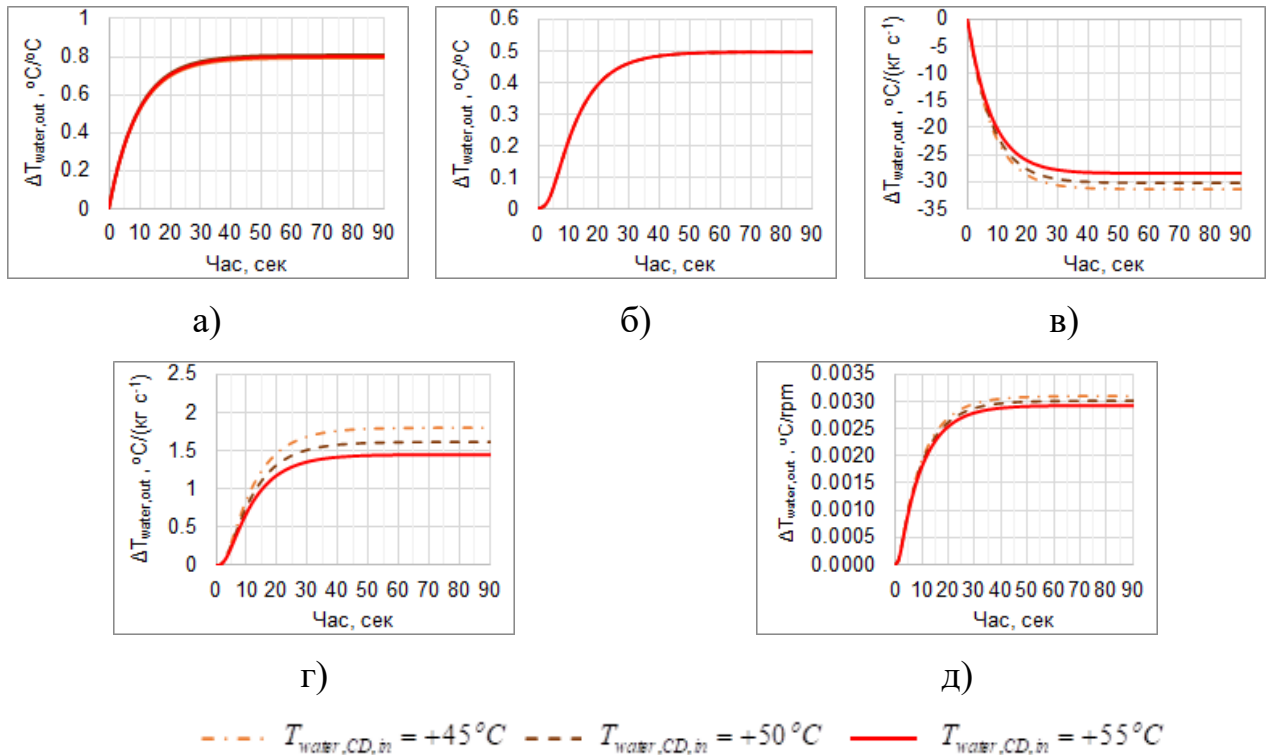


Рисунок 3.13 - Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора ТНУ з різними значеннями температури води на вході в конденсатор (варіант №3): а) зміна температури води на вході в конденсатор на 1°C , б) зміна температури води на вході у випарник на 1°C , в) зміна витрати води системи опалення на 1 kg/s , г) зміна витрати води через випарник на 1 kg/s , д) зміна частоти обертання компресора на 1 об/хв

Висновки до розділу

Було розроблено та реалізовано динамічні моделі для ідентифікації параметрів у ТНУ «повітря-вода» та ТНУ «вода-вода» та виконано їх аналіз:

- 1) використовуючи модель досліджуваних ТНУ у комп'ютерному пакеті Matlab, було виявлено, що досліджувані перехідні процеси можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку;
- 2) визначено, що при різних початкових умовах коефіцієнти передачі більшості перехідних процесів змінюються, що свідчить про нелінійність об'єктів керування;
- 3) проаналізовано змодельовані перехідні процеси ТНУ у випадку різних збурень та початкових умов. В результаті аналізу визначено, що саме зміна температури та витрати води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр, ніж збурення зі сторони випарника (зміна температури та витрати повітря на вході у випарник);
- 4) здійснено перевірку на адекватність для двох варіантів, яка показала, що у порівнянні з експериментальними даними похибка з визначення параметрів об'єкту у динамічних процесах за розробленими моделями не перевищує 10,5% (варіант №1 – 10,5 %, варіант №2 - 8,3%).

РОЗДІЛ 4 РЕАЛІЗАЦІЯ ЗАДАЧІ ДІАГНОСТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ КОМПОНЕНТІВ ТНУ З УРАХУВАННЯМ ЇЇ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ

4.1 Розроблення алгоритму для діагностування компонентів ТНУ із урахуванням її динамічних режимів роботи на основі ексергетичного аналізу

Застосування методів ексергетичного аналізу для удосконалення керуванням об'єктів теплоенергетики загалом та систем опалення, вентиляції й кондиціонування зокрема є актуальною науково-практичною задачею. Основою створення таких автоматизованих систем керування є розроблення та реалізації математичних та комп'ютерних моделей ексергетичного аналізу з урахуванням динаміки роботи об'єкта.

В роботі [71] ексергетичне оцінювання так званих «низькоексергетичних» систем теплозабезпечення та охолодження будівель з урахуванням зміни режимів роботи реалізовано на основі квазістаціонарного підходу. Перехідні процеси, які супроводжуються акумуляцією ексергії в більшості компонентах системи, за виключенням акумуляторів теплоти, не враховано.

Автори [72] пропонують реалізацію ексергетичного аналізу систем охолодження та обігріву багатофункціональної будівлі з урахуванням динаміки режимів роботи та можливістю удосконалення керування даного об'єкту на основі ексергетичної концепції, яка передбачає забезпечення низькотемпературних потреб енергоносіями з низькою ексергією.

У роботі [71] реалізовано поглиблений динамічний ексергетичний аналіз системи опалення та гарячого водопостачання будинку від двигуна Стірлінга та конденсаційного котла. При цьому деструкцію ексергії в кожному компоненті системи було розділено на декілька частин: ту, яку можна уникнути; якої позбутися неможливо; ту, яка залежить від ефективності даного компонента та

яка залежить від взаємозв'язків між компонентами. На основі поєднання двох підходів (експериментального та аналітичного) було враховано перехідні процеси, що мають місце в компонентах системи. Отримана інформація може бути використана для діагностування та оптимізації керування системи.

Робота [73] пропонує новий підхід для розрахунку ендогенної (внутрішньо залежної) та екзогенної (зовнішньо залежної) частин деструкції ексергії в компонентах системи з урахуванням динамічних режимів роботи. Для системи тепло- та холодопостачання багатофункціональної будівлі показано, що неефективна експлуатація нижчих по ходу теплоносія компонентів спричиняє зростання деструкції ексергії у попередніх елементах (котли, ТНУ). В дослідженнях використовувалося рівняння ексергетичного балансу з урахуванням акумуляції ексергії.

Автори [74] пропонують стратегію керування системи опалення, вентиляції та кондиціонування на основі ексергетичного підходу. Показано, що критерії ексергетичного аналізу є ефективними для створення алгоритмів та систем керування. Запропонована на основі ексергетичного підходу система керування тільки для кінцевого споживача (приміщення) без врахування всієї системи дає можливість скоротити у порівнянні із стратегією керування на основі енергетичного (ентальпійного) підходу до 13 % експлуатаційних витрат. Застосування на основі ексергетичного підходу контролера з прогнозним керуванням для об'єкту в цілому (з урахуванням джерел та систем передачі енергоносіїв) дало можливість зменшити потреби в енергоносіях на 23 % у порівнянні із прогнозним керуванням, де використовується тільки енергетичний баланс об'єкту. В роботі було використано динамічну модель ексергетичного аналізу об'єкту.

Автори [75] відзначають, що стратегія керування об'єктами теплоенергетики на основі ексергетичного підходу є одним із нових напрямків. Показано, що саме реалізація ексергетичного аналізу з урахуванням динаміки режимів роботи дає можливість ефективніше вирішувати практичні задачі створення та керування такими об'єктами. На основі проведеного літературного

огляду робиться висновок, що поки що мало наукових робіт присвячено динамічному ексергетичному оцінюванню теплоенергетичних об'єктів.

В роботі [76] в якості критерію з оцінювання ефективності системи опалення, вентиляції та кондиціонування запропоновано використати деструкцію ексергії. Показано, що використання прогнозного керування та динамічної ексергетичної моделі об'єкта у порівнянні із прогнозним керуванням на основі енергетичного підходу дає можливість зменшити деструкцію ексергії на 4 % та зекономити більше ніж 12 % енергетичних ресурсів.

В статті [77] запропоновано контролер, що базується на застосуванні ексергетичного підходу, і призначено для керування парокомпресійним тепловим насосом. Для оптимізації роботи установки в динамічних режимах роботи застосовано прогнозне керування із використанням критеріїв ексергетичної ефективності. Результати моделювання в заданих умовах показали, що у порівнянні із застосуванням прогнозного керування на базі суто енергетичного підходу, запропонований підхід дає можливість підвищити в середньому ексергетичний ККД на 40 %. В основі створення прогнозного керування авторами [77] використано рівняння ексергетичного балансу з урахуванням акумуляції ексергії.

Загальний вигляд рівняння ексергетичного балансу контрольного об'єму з урахуванням акумуляції ексергії має вигляд:

$$E_D(t) = \sum_{in, q_{in}} Q_{q_{in}}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{q_{in}}(t)}\right) - \sum_{out, q_{out}} Q_{q_{out}}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{q_{out}}(t)}\right) + \quad (4.1)$$

$$+ \sum_{in, w_{in}} W_{cv, w_{in}}(t) - \sum_{out, w_{out}} W_{cv, w_{out}}(t) + \sum_i E_{in, i}(t) - \sum_j E_{out, j}(t) - \frac{dE_{cv}(t)}{dt},$$

де $Q_{q_{in}}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{q_{in}}(t)}\right)$, $Q_{q_{out}}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{q_{out}}(t)}\right)$ – ексергія вхідного та

вихідного теплового потоку відповідно, Вт;

$W_{cv, w_{in}}(t)$, $W_{cv, w_{out}}(t)$ – ексергія роботи на вході та виході із контрольного об'єму відповідно, Вт;

$E_{in, i}(t)$, $E_{out, j}(t)$ – ексергія потоку речовини на вході та виході із контрольного об'єму відповідно, Вт;

$dE_{cv}(t)/dt$ – швидкість зміни ексергії, що накопичується в контрольному об'ємі, Вт.

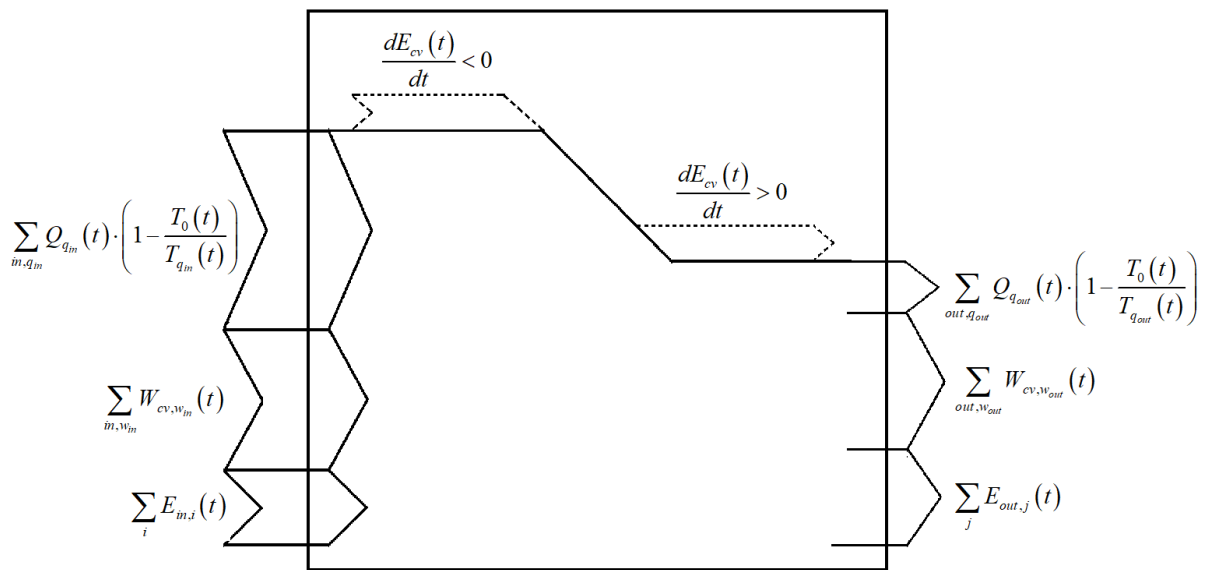


Рисунок 4.1 – Ексергетичний баланс компонента під час динамічних процесів [73]

Графічне представлення ексергетичного балансу контрольного об'єму під час динамічних процесів наведено на рис. 4.1. Спостерігаємо, що у випадку, коли в контрольному об'ємі має місце накопичення певної кількості ексергії, то $dE_{cv}(t)/dt > 0$. В даному випадку ця частина відноситься до ексергії продукту. Якщо $dE_{cv}(t)/dt < 0$, то уже закумульована раніше в контрольному об'ємі ексергія використовується для отримання ефекту та є ексергією палива. Отже, врахування в рівнянні (4.1) доданку $dE_{cv}(t)/dt$ дає можливість коректно розрахувати ексергетичні показники [73].

Ексергетичний аналіз передбачає визначення наступних показників: ексергія палива, ексергія продукту, деструкція ексергії та ексергетичний ККД. Для розрахунку відповідного ексергетичного показника за певний період необхідно проінтегрувати відповідні складові рівняння (4.1). У випадку нехтування акумуляції ексергії в контрольному об'ємі останній доданок правої частини рівняння (4.1) необхідно прирівняти до нуля.

Процедура виявлення та кількісної оцінки несправностей, а також ідентифікації джерел несправностей показана на рис. 4.2. Спочатку, для непроектних режимів роботи системи передбачається розрахунок термодинамічних параметрів компонентів (компресора, конденсатора, розширювального клапана і випарника) для умов без аномалій (еталонних станів) і умов з несправностями (фактичних станів). Потім було проведено поглиблений ексергетичний аналіз для кількісної оцінки повної та ендегенної деструкції ексергії в усіх компонентах як для еталонних, так і для фактичних станів.

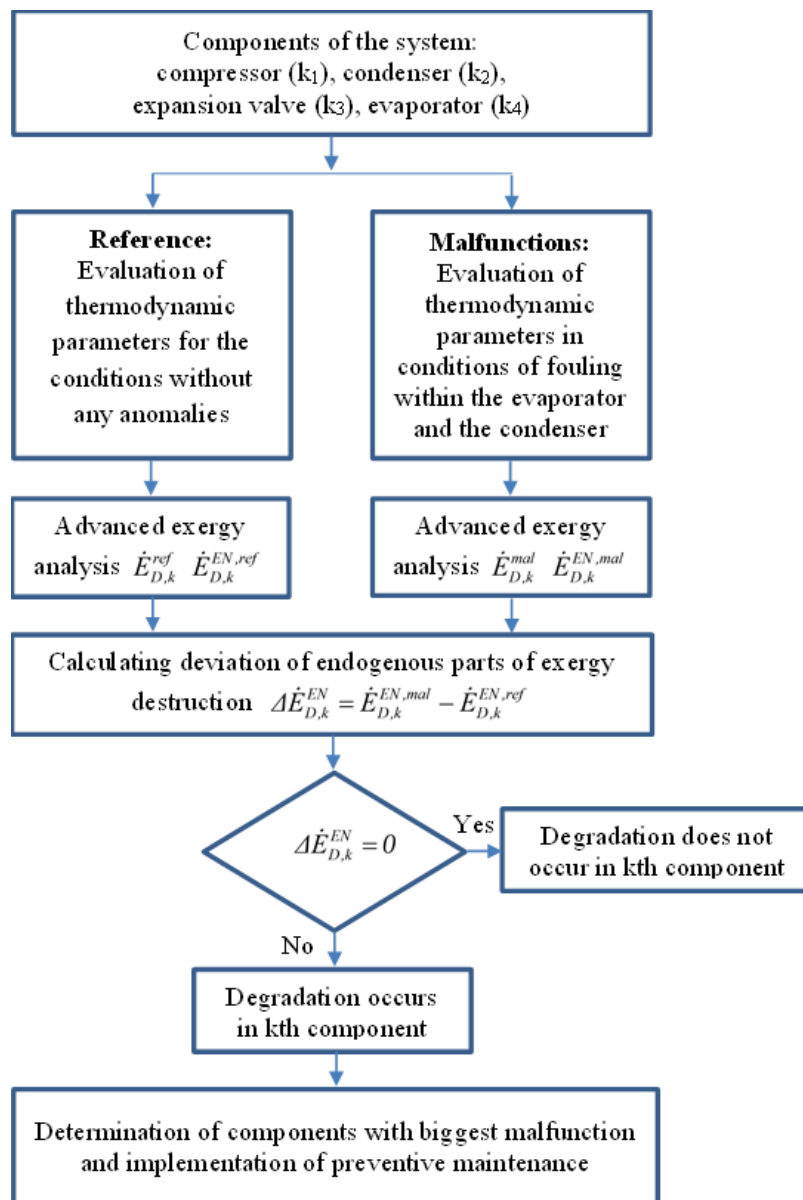


Рисунок 4.2 – Процедура виявлення, ідентифікації та кількісної оцінки несправностей у досліджуваному ТНУ

Ендогенна частина деструкції ексергії k -го компонента пов'язана лише з незворотними процесами, що відбуваються в цьому ж компоненті, коли всі інші компоненти працюють в ідеальному режимі, а компонент, що розглядається, працює з його поточним ККД [21]. Для розрахунку ендогенної частини деструкції ексергії в кожному компоненті теплонасосної системи проаналізовано гібридні цикли лише з одним незворотнім компонентом. Поетапне введення незворотності в кожному компоненті системи дозволяє розрахувати ендогенну деструкцію ексергії в межах кожного компонента. Для побудови теоретичного циклу ТНУ були використані наступні припущення: різниця температур у випарнику та конденсаторі дорівнювала 0 К; коефіцієнт корисної дії стиснення робочого тіла дорівнював 1,00; процес дроселювання був замінений на процес ідеального розширення [21].

Відхилення між еталонним станом і поточним розраховувалося і використовувалося для визначення того, чи відбулося погіршення продуктивності в k -му компоненті. Компоненти, для яких відхилення дорівнювало нулю, не мали несправностей. Ненульова різниця між руйнуванням ендогенної ексергії досліджуваного компонента за фактичних та еталонних (без аномалій) умов вказувала на деградацію компонента і могла бути використана для кількісної оцінки несправності.

4.2 Розроблення динамічної моделі ексергетичного аналізу ТНУ

Структурна схема динамічної моделі досліджуваної ТНУ, розробленої в середовищі Simulink, наведена на рис. 4.3. Дану модель можна представити як таку, що складається із окремих блоків, кожен із яких представляє окремі моделі таких складових: компресора, конденсатора, розширювального вентиля, випарника. У створенні динамічних моделей кожного компоненту досліджуваного ТНУ використано рівняння та математичні залежності, які наведено у розділі 3. Реалізація розробленої моделі в цілому дає можливість отримати динаміку зміни цілого спектру параметрів (тиски, температури, витрати, ентальпії, ентропії) установки у характерних точках. А це, у свою чергу,

використовується для реалізації моделі ексергетичного аналізу ТНУ. Для цього розроблено окремий блок моделей, які включено у загальну модель ексергетичного аналізу досліджуваної установки.

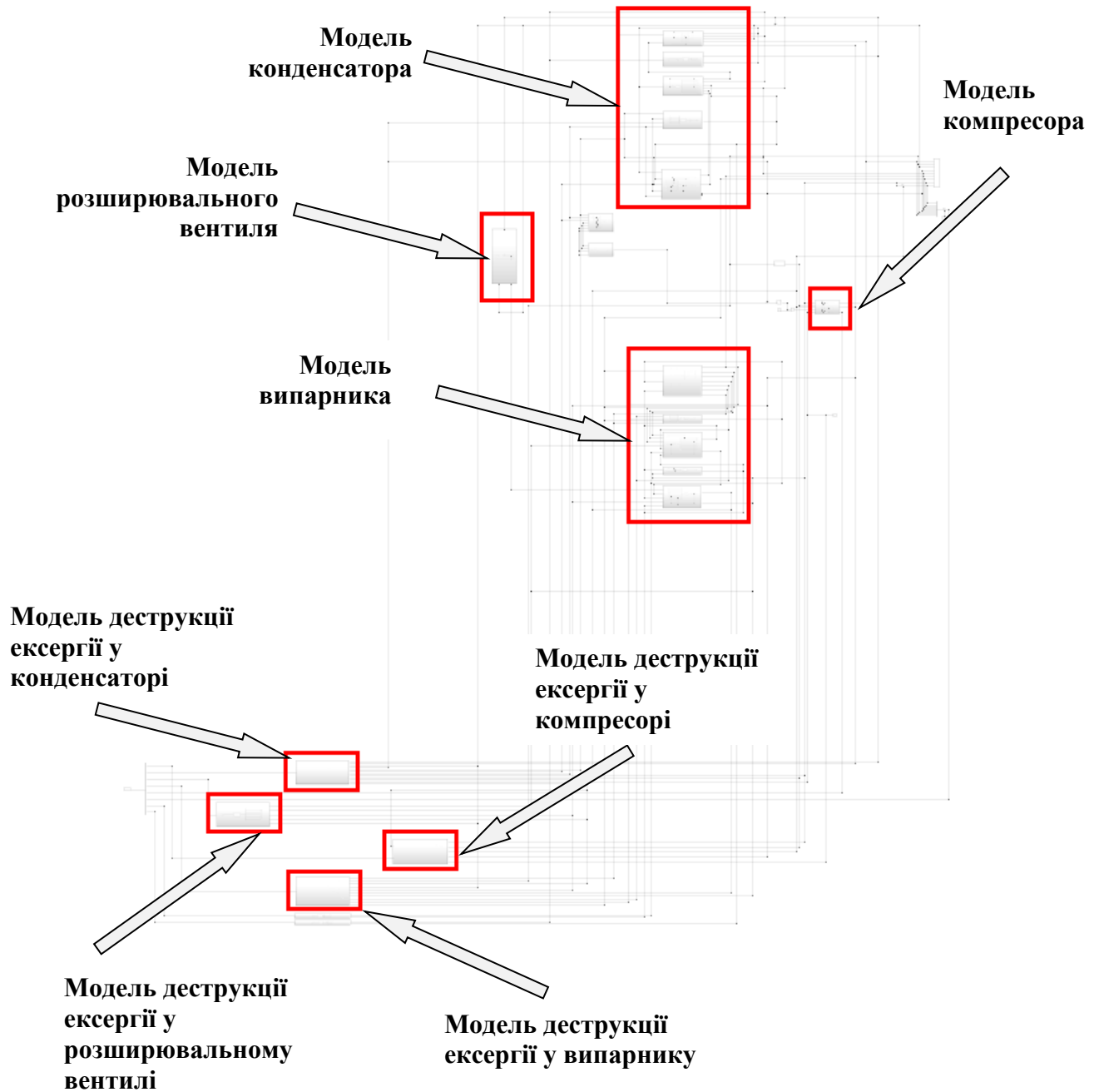


Рисунок 4.3 – Структура динамічної моделі ексергетичного аналізу ТНУ в середовищі Simulink

На рис. 4.4 – 4.20 наведено більш детально окремі блоки розробленої динамічної моделі.

Отже, розроблена в середовищі Simulink динамічна модель дослідження динаміки зміни температури низькотемпературного джерела, що охолоджується у випарнику, має структуру, що наведена на рис. 4.4. Згідно рівняння (3.17) розділу 3, даною моделлю розраховується температура теплоносія низькотемпературного джерела на виході із випарника ($T_{EV_h_out}$) та середньоарифметична температура теплоносія низькотемпературного джерела у випарнику (T_{EV_mean}). Саме рівняння прописано в m.файлі і вбудовано в блок Interpreted MATLAB Function. Вхідними параметрами, що використовуються для розв'язання рівняння є:

- температура теплоносія низькотемпературного джерела на вході у випарник ($T_{EV_h_in}$);
- площа поверхні теплообміну зі сторони низькотемпературного джерела (A_{h_EV});
- витрата низькотемпературного джерела теплоти (m_{EV_h});
- тиск низькотемпературного джерела теплоти на вході у випарник ($p_{EV_h_in}$);
- температура теплообмінної поверхні випарника (T_{wall_EV});
- об'єм низькотемпературного джерела теплоти у випарнику ($V_{EV_h_evap}$);
- коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони низькотемпературного джерела (α_{h_EV}).

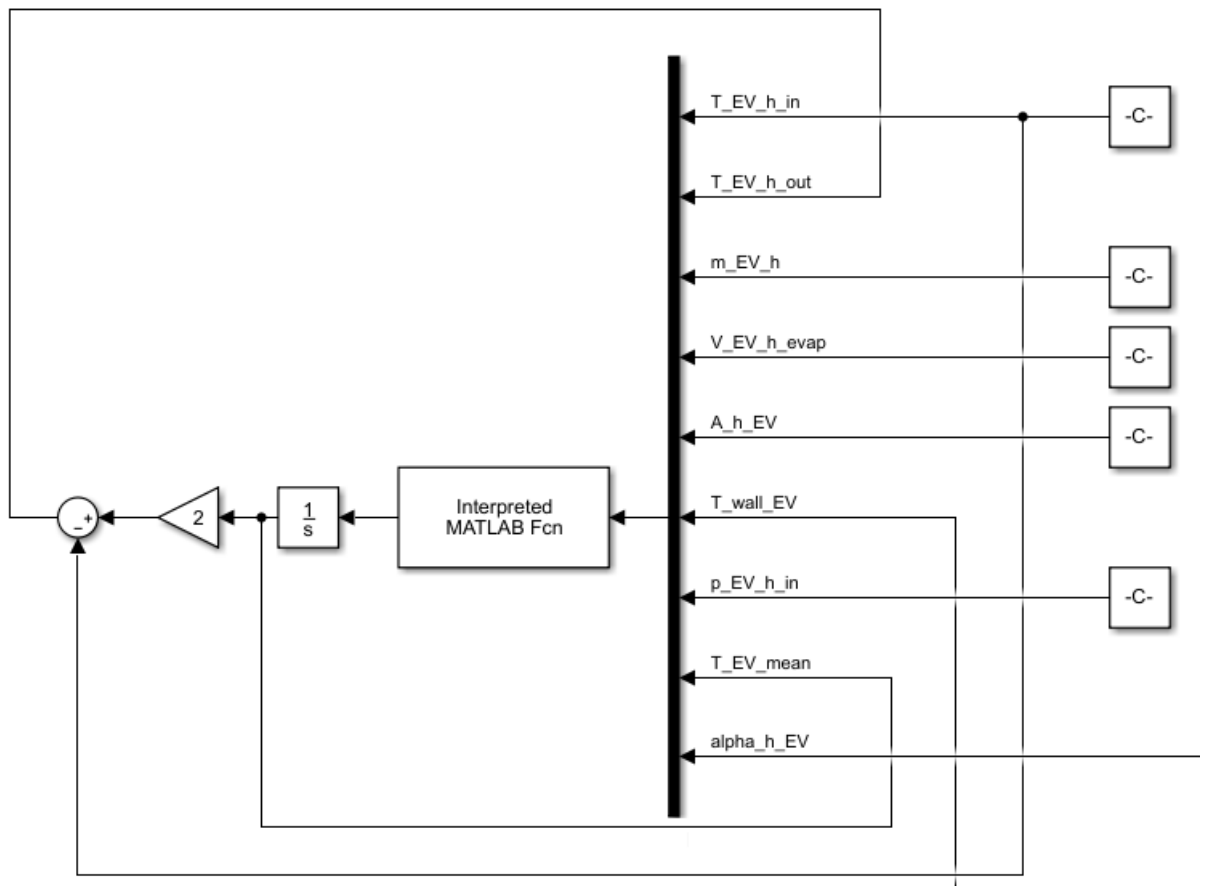


Рисунок 4.4 – Структурна схема розробленої в середовищі Simulink динамічної моделі дослідження динаміки зміни температури низькотемпературного джерела, що охолоджується у випарнику

На рис. 4.5 наведено розроблену в середовищі Simulink динамічну модель розрахунку коефіцієнта тепловіддачі зі сторони теплоносія низькотемпературного джерела, що охолоджується у випарнику. Згідно рівняння (3.21) розділу 3, яке прописано в блоці блок Interpreted MATLAB Function, даною моделлю розраховується коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони низькотемпературного джерела (α_{h_EV}). Вхідними параметрами, що використовуються для розв'язання даного рівняння є:

- температура теплоносія низькотемпературного джерела на вході у випарник ($T_{EV_h_in}$);
- температура теплоносія низькотемпературного джерела на виході із випарника ($T_{EV_h_out}$);

- витрата низькотемпературного джерела теплоти (m_{EV_h});
- тиск низькотемпературного джерела теплоти на вході у випарник ($p_{EV_h_in}$).

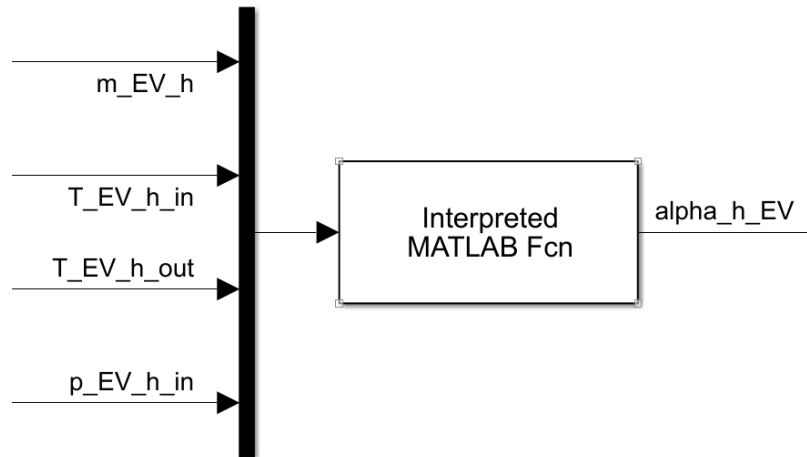


Рисунок 4.5 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі зі сторони теплоносія низькотемпературного джерела, що охолоджується у випарнику

Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни температури теплообмінної поверхні випарника (T_{wall_EV}) наведена на рис. 4.6. В основі створення даного блоку використовується рівняння енергетичного балансу теплообмінної поверхні випарника (3.18) з розділу 3 і прописано m.файлом із викликом через блок Interpreted MATLAB Function. Вхідними параметрами, що використовуються для розв'язання даного рівняння є:

- площа поверхні теплообміну зі сторони низькотемпературного джерела (A_{h_EV});
- площа поверхні теплообміну зі сторони робочого тіла, що випаровується у випарнику (A_{wf_EV});
- теплоємність теплообмінної поверхні випарника ($c_{p_wall_EV}$);
- маса теплообмінної поверхні випарника (M_{wall_EV});
- температура робочого тіла, що випаровується у випарнику (T_{1a});

- середньоарифметична температура теплоносія низькотемпературного джерела у випарнику (T_{EV_mean});
- коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони низькотемпературного джерела та робочого тіла, що кипить (α_{h_EV} та α_{wf_EV} , відповідно).

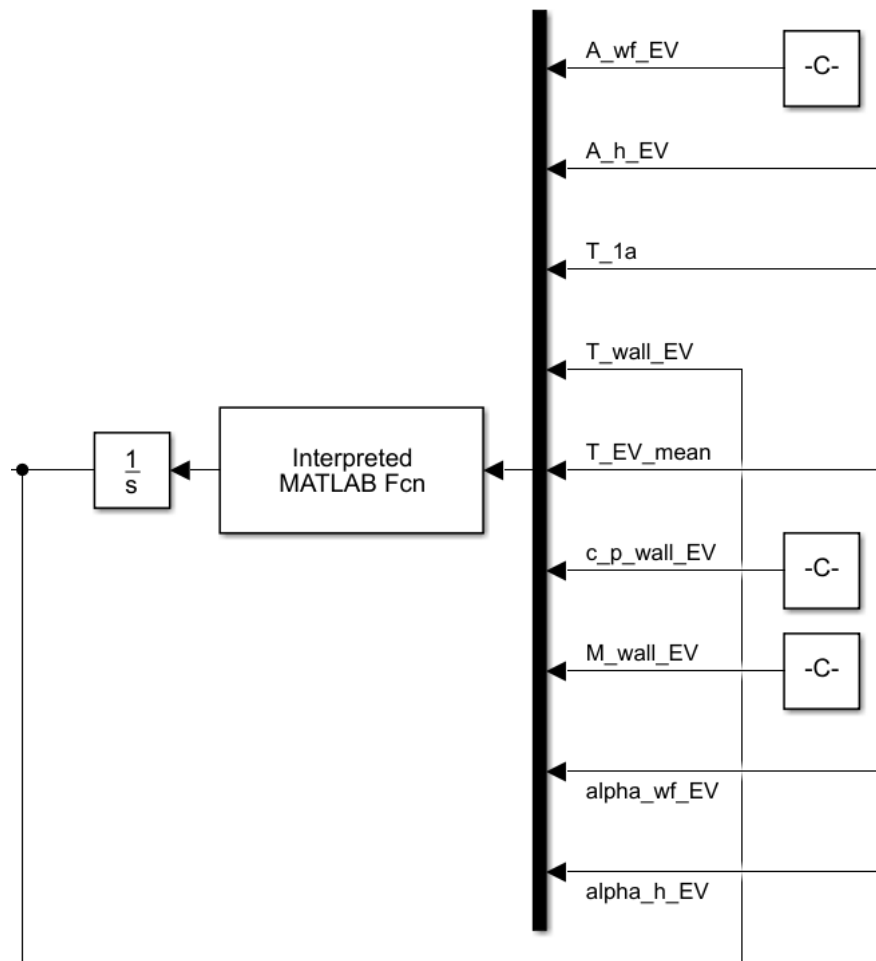


Рисунок 4.6 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни температури теплообмінної поверхні випарника

На рис. 4.7 наведено розроблену в середовищі Simulink динамічну модель розрахунку коефіцієнта тепловіддачі зі сторони робочого тіла, що кипить у випарнику. Даною моделлю розраховується коефіцієнт тепловіддачі (α_{wf_EV}) відповідно рівнянню (3.20), що наведено в розділі 3. Вхідними параметрами, що використовуються для розв'язання даного рівняння є:

- температура робочого тіла, що випаровується у випарнику (T_{1a});

- температура теплообмінної поверхні випарника (T_{wall_EV}).

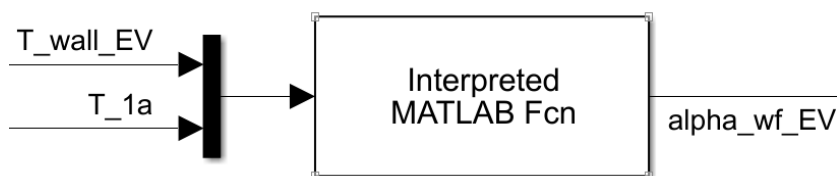


Рисунок 4.7 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі зі робочого тіла, що кипить у випарнику

Розроблена в середовищі Simulink динамічна модель для дослідження динаміки зміни температури робочого тіла, що випаровується у випарнику, наведена на рис. 4.8. Згідно рівняння (3.16) розділу 3, даною моделлю розраховується температура робочого тіла в області випарника (T_{1a}). Вхідними параметрами, що використовуються для розв'язання рівняння є:

- ентальпія робочого тіла на вході у випарник (h_{EV_in});
- площа поверхні теплообміну зі сторони киплячого робочого тіла (A_{wf_EV});
- температура теплообмінної поверхні випарника (T_{wall_EV});
- витрата робочого тіла через випарник (m_{wf});
- коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони робочого тіла, що кипить (α_{wf_EV}).
- об'єм робочого тіла, що кипить у випарнику ($V_{EV_c_evap}$);
- також, згідно допущень (див. розділ 3), задається постійне значення перегріву пари робочого тіла у випарнику (δT_{over}).

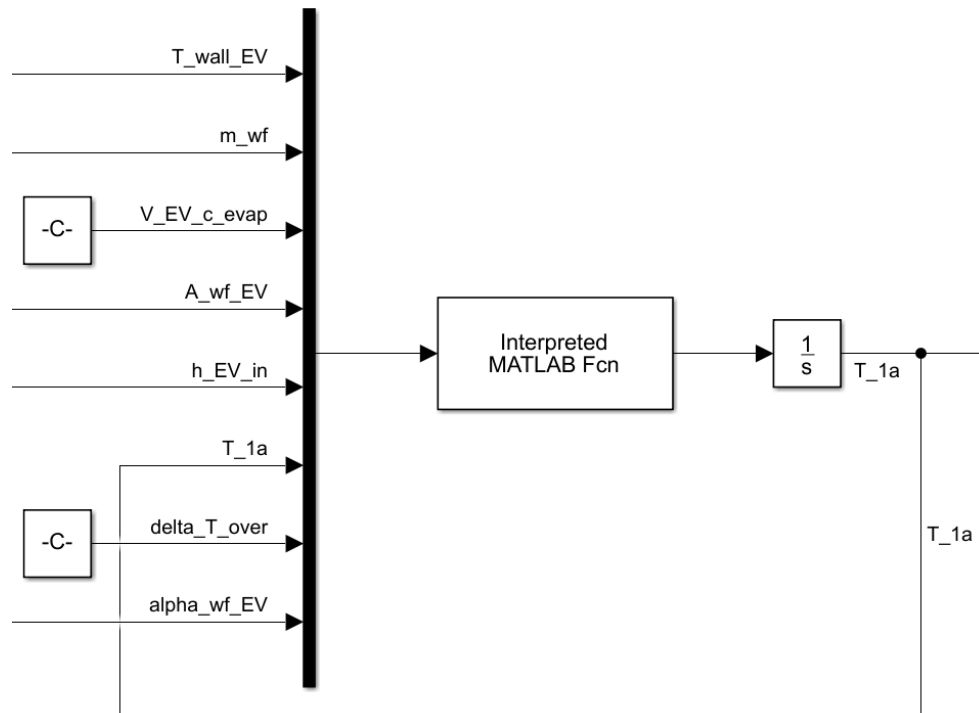


Рисунок 4.8 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни температури робочого тіла, що випаровується у випарнику

Структурна схема динамічної моделі компресора наведена на рис. 4.9. Дана модель дає можливість змодельовати три параметри компресора:

- температуру на виході із компресора (T_2);
- питому роботу стиснення робочого тіла у компресорі (l_{CM});
- витрату робочого тіла через компресор та, відповідно, і через інші компоненти ТНУ (m_{wf}).

Для визначення температури на виході із компресора (T_2) за моделлю, що вписана в блок Interpreted MATLAB Function і рівняння (3.8) розділу 3, необхідні такі параметри:

- температура робочого тіла, що випаровується у випарнику (T_{1a});
- тиск робочого тіла на виході із компресора (p_2);
- постійне значення перегріву пари робочого тіла у випарнику (δT_{over})
- параметр (EN), що визначає термодинамічний процес стиснення (ізоентропійний, де $EN=1$ чи реальний, де $EN=0$) і використовується для

моделювання процесу стиснення у випадку відсутності необоротностей у компресорі.

Ці ж самі параметри використовуються для визначення питомої роботи стиснення (l_{CM}) за моделлю, що вписана в блок Interpreted MATLAB Function і рівняння (3.8) розділу 3.

Рівняння (3.7) розділу 3, які використовуються для визначення витрати робочого тіла (m_{wf}), прописані в блок Interpreted MATLAB Function. Для реалізації цієї моделі також використовуються вказані вище параметри (T_{1a} , p_2 , ΔT_{over} , EN). Крім того у даному випадку необхідно мати значення об'ємної витрати робочого тіла (V_{th}), для визначення якої необхідно задати частоту обертання компресора (rpm). Саме цей параметр є вихідним параметром синтезованої системи керування, для якої використовується ПІД-регулятор, на вхід якого подається значення відхилення дійсного значення температури води на виході із ТНУ ($T_{CD_cond_c_out}$) від заданого ($T_{CD_c_out_setpoint}$).

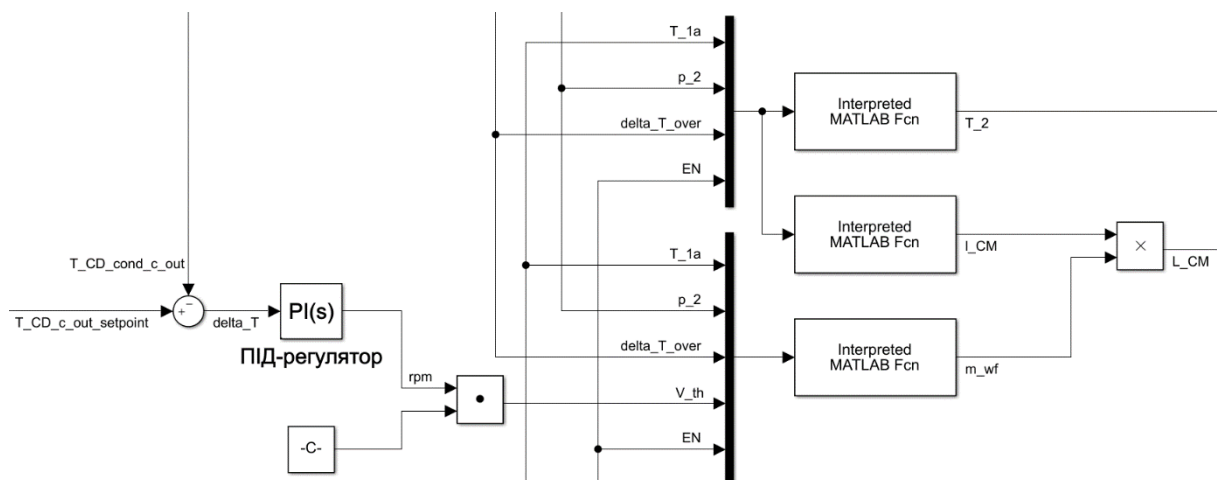


Рисунок 4.9 – Розроблена в середовищі Simulink динамічна модель компресора

Розроблена в середовищі Simulink динамічна модель для розрахунку динаміки температури робочого тіла, що конденсується у конденсаторі, наведена на рис. 4.10. Згідно рівняння (3.13) розділу 3, даною моделлю розраховується температура робочого тіла в області випарника ($T_{ss_p_2}$). Вхідними параметрами, що використовуються для розв'язання рівняння є:

- температура робочого тіла на вході у конденсатор (T_2);

- витрата робочого тіла через випарник (m_{wf});
- об'єм робочого тіла, що конденсується у конденсаторі ($V_{CD_h_cond}$);
- площа поверхні теплообміну зі сторони робочого тіла в області конденсатора (A_{wf_CD});
- температура теплообмінної поверхні конденсатора (T_{wall_CD});
- площа поверхні теплообміну зі сторони киплячого робочого тіла (A_{wf_EV});
- температура теплообмінної поверхні випарника (T_{wall_EV});
- також, згідно допущень (див. розділ 3), задається постійне значення переохолодження робочого тіла у конденсаторі (ΔT_{CD_cool});
- коефіцієнт тепловіддачі у конденсаторі зі сторони робочого тіла (α_{wf_CD}).

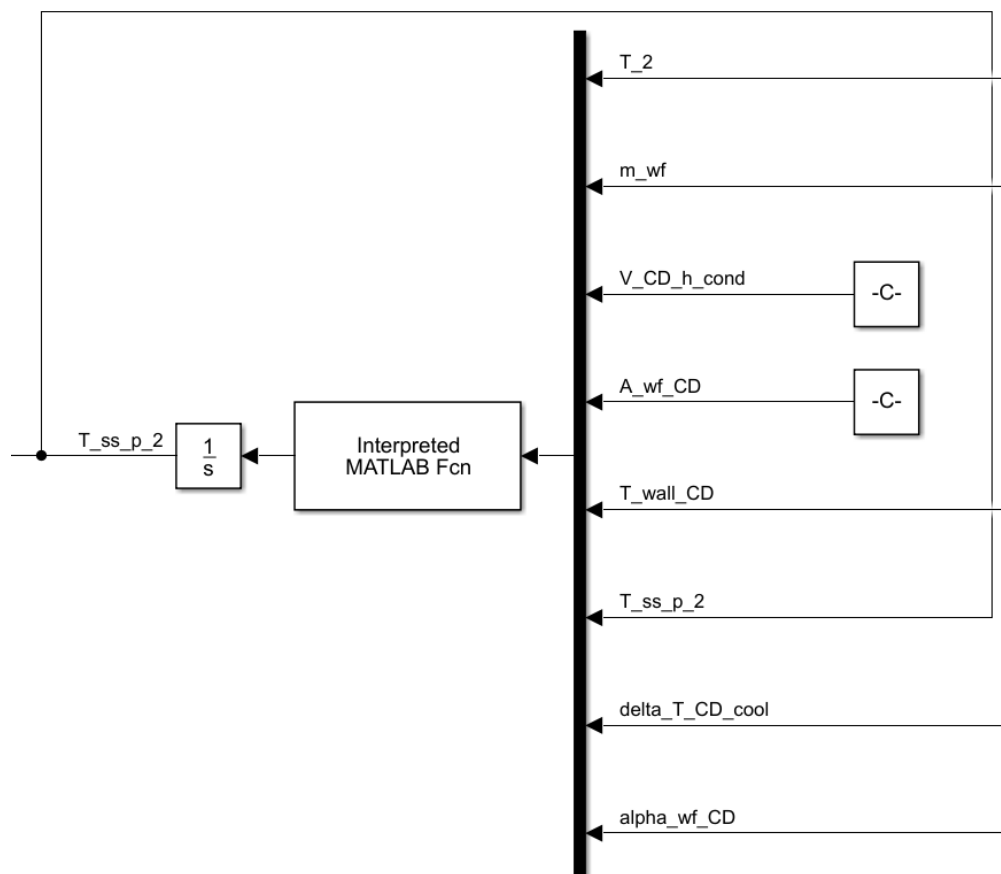


Рисунок 4.10 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для розрахунку динаміки температури робочого тіла, що конденсується у конденсаторі

На рис. 4.11 наведено розроблену в середовищі Simulink динамічну модель розрахунку коефіцієнта тепловіддачі зі сторони робочого тіла в області конденсатора. Даною моделлю розраховується коефіцієнт тепловіддачі (α_{wf_CD}) відповідно рівнянню, що наведено в розділі 3 і прописане в блоці Interpreted MATLAB Function. Вхідними параметрами, що використовуються для розв'язання даного рівняння є:

- температура робочого тіла, що конденсується у конденсаторі ($T_{ss_p_2}$);
- температура теплообмінної поверхні конденсатора (T_{wall_CD}).

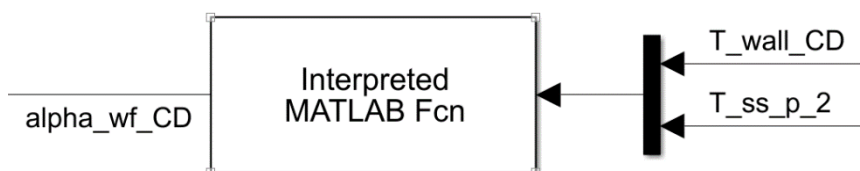


Рисунок 4.11 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі зі сторони робочого тіла в області конденсатора

Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження зміни температури теплообмінної поверхні конденсатора, наведений на рис. 4.12. За допомогою даної моделі розраховується динаміка зміни температури теплообмінної поверхні конденсатора (T_{wall_CD}). В основі створення моделі використовується рівняння енергетичного балансу теплообмінної поверхні конденсатора (3.15) розділу 3 і вписане в блок Interpreted MATLAB Function. Вхідними параметрами, що використовуються для розв'язання даного рівняння є:

- площа поверхні теплообміну зі сторони робочого тіла в області конденсатора (A_{wf_CD});
- площа поверхні теплообміну зі сторони води, що нагрівається в конденсаторі (A_{water_CD});
- температура робочого тіла, що конденсується у конденсаторі ($T_{ss_p_2}$);

- температура теплообмінної поверхні конденсатора (T_{wall_CD});
- середньоарифметична температура води, що нагрівається в конденсаторі (T_{CD_mean});
- теплоємність теплообмінної поверхні конденсатора ($c_{p_wall_CD}$);
- маса теплообмінної поверхні конденсатора (M_{wall_CD});
- коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони води та робочого тіла в області конденсатора (α_{c_CD} та α_{wf_CD} , відповідно).

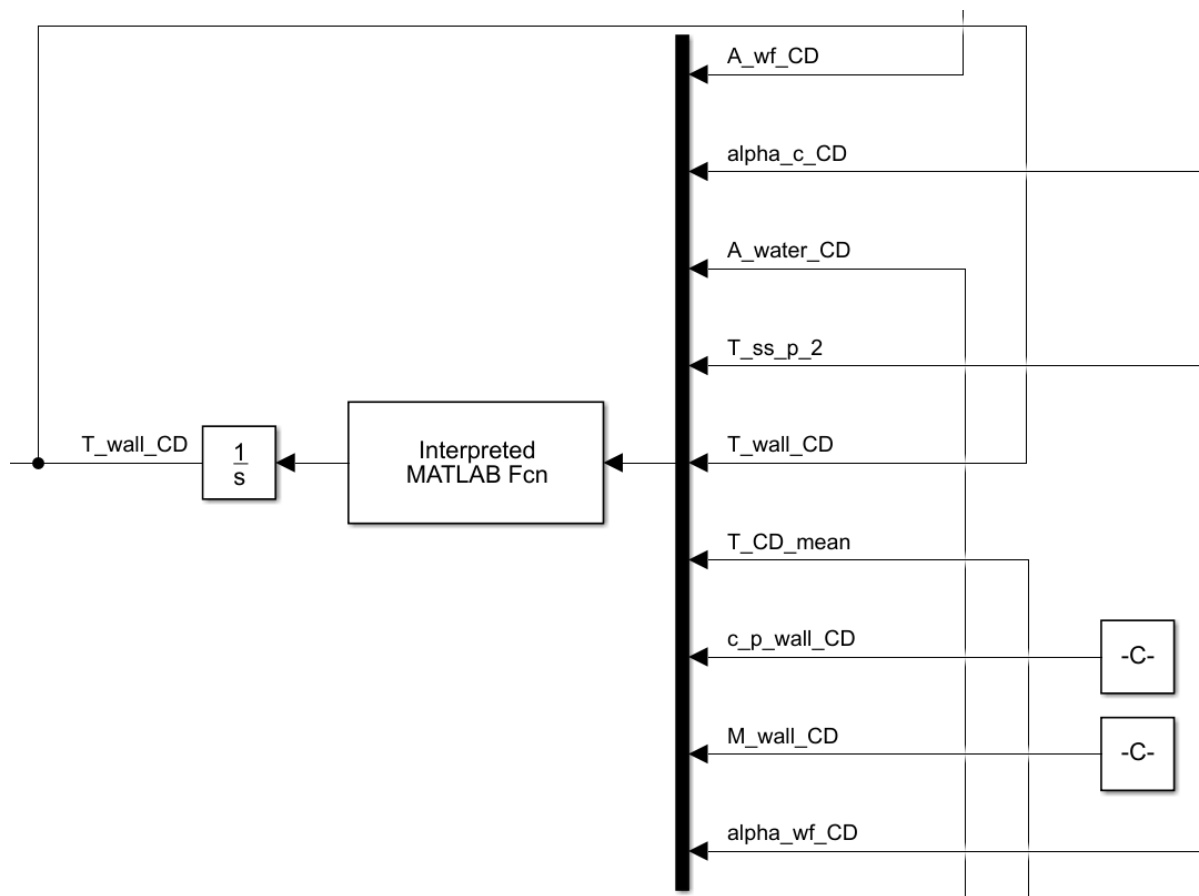


Рисунок 4.12 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни температури теплообмінної поверхні конденсатора

На рис. 4.13 наведено розроблену в середовищі Simulink структурну схему динамічної моделі розрахунку коефіцієнта тепловіддачі зі сторони води, що нагрівається у конденсаторі. Вхідними параметрами, що використовуються для розв’язання моделі, що вбудована в блок Interpreted MATLAB Function, є:

- температура води на вході у конденсатор ($T_{CD_c_in}$);
- температура води на виході із конденсатора ($T_{CD_cond_c_out}$);

- витрата води через конденсатор (m_{CD_c});
- тиск води на вході у конденсатор ($p_{CD_c_in}$).

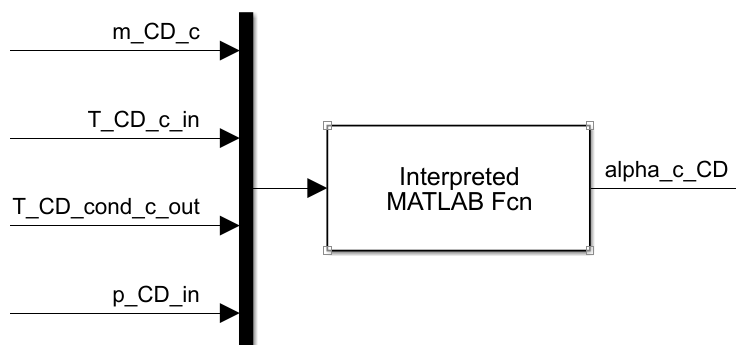


Рисунок 4.13 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі зі сторони води, що нагрівається у конденсаторі

Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни температури води, що нагрівається у конденсаторі, наведена на рис. 4.14. Згідно рівняння (3.14) розділу 3, даною моделлю розраховується температура води на виході із конденсатора ($T_{CD_cond_c_out}$) та середньоарифметична температура цієї води в конденсаторі (T_{CD_mean}). Вхідними параметрами, що використовуються для розв’язання рівняння є:

- температура води на вході у конденсатор ($T_{CD_c_in}$);
- тиск води на вході у конденсатор ($p_{CD_c_in}$).
- витрата води через конденсатор (m_{CD_c});
- коефіцієнта тепловіддачі зі сторони води, що нагрівається у конденсаторі (α_{c_CD});
- площа поверхні теплообміну зі сторони води, що нагрівається в конденсаторі (A_{water_CD});
- об’єм води, що міститься у конденсаторі;
- температура теплообмінної поверхні конденсатора (T_{wall_CD}).

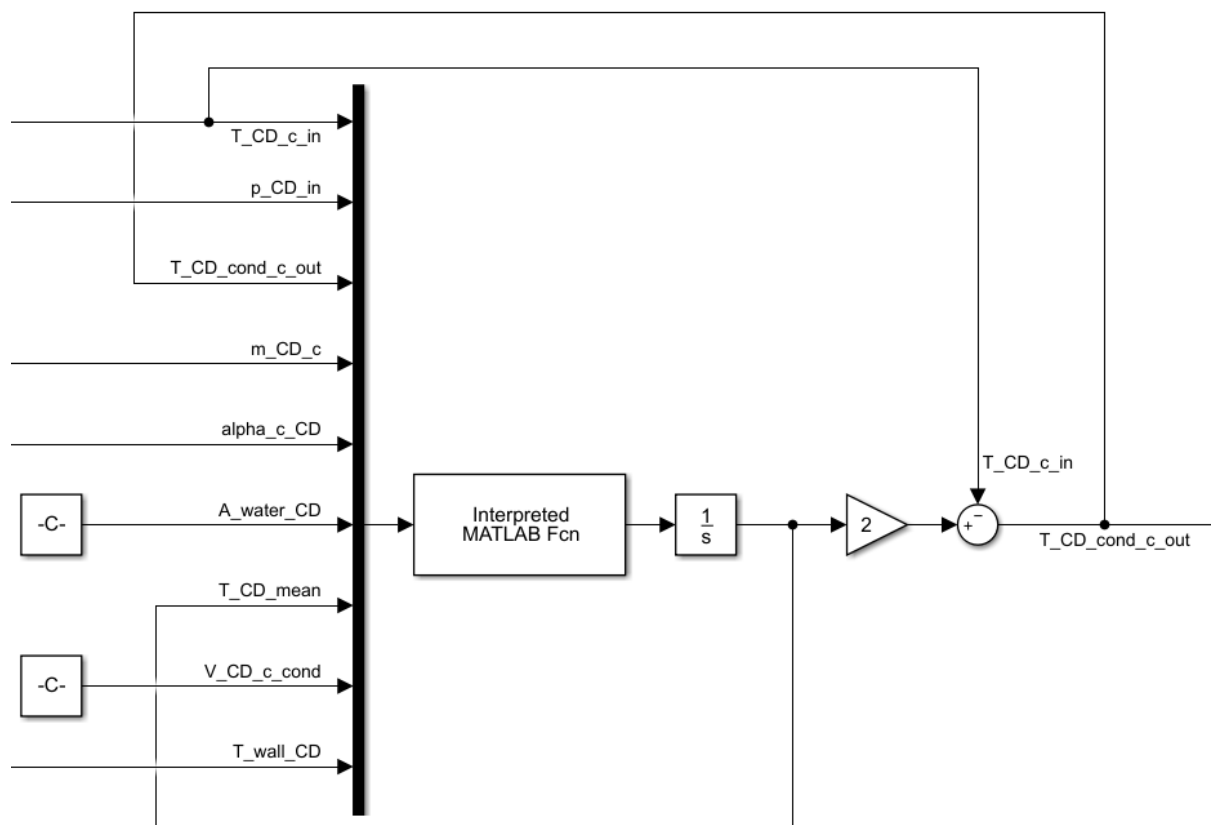


Рисунок 4.14 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни температури води, що нагрівається у конденсаторі

На рис. 4.15 наведена структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни температури прямої та зворотної води ($T_{CD_c_in}$ та $T_{CD_c_out_setpoint}$), що задаються споживачем.

Отже, динаміка зміни температури зворотної води ($T_{CD_c_in}$) задається споживачем і визначається такими параметрами:

- тепловою потужністю, яку повинен забезпечувати конденсатор ТНУ (Q_{CD});
- тиском води на вході та виході із конденсатора, відповідно ($p_{CD_c_in}$, $p_{CD_c_out}$);
- витратою води через конденсатор (m_{CD_c});
- розрахунковою та мінімальною температурою води системи опалення, відповідно (T_{Supl_Heat} , T_{Supl_Min});
- розрахунковим тепловим навантаженням споживача (Q_{HP});

Динаміка зміни температури прямої води ($T_{CD_c_out_setpoint}$) також задається споживачем, є уставкою для ПІД-регулятора і визначається такими параметрами:

- тепловою потужністю, яку повинен забезпечувати конденсатор ТНУ (Q_{CD});
- розрахунковою та мінімальною температурою води системи опалення, відповідно (T_{Supl_Heat} , T_{Supl_Min});
- розрахунковим навантаженням споживача (Q_{HP}).

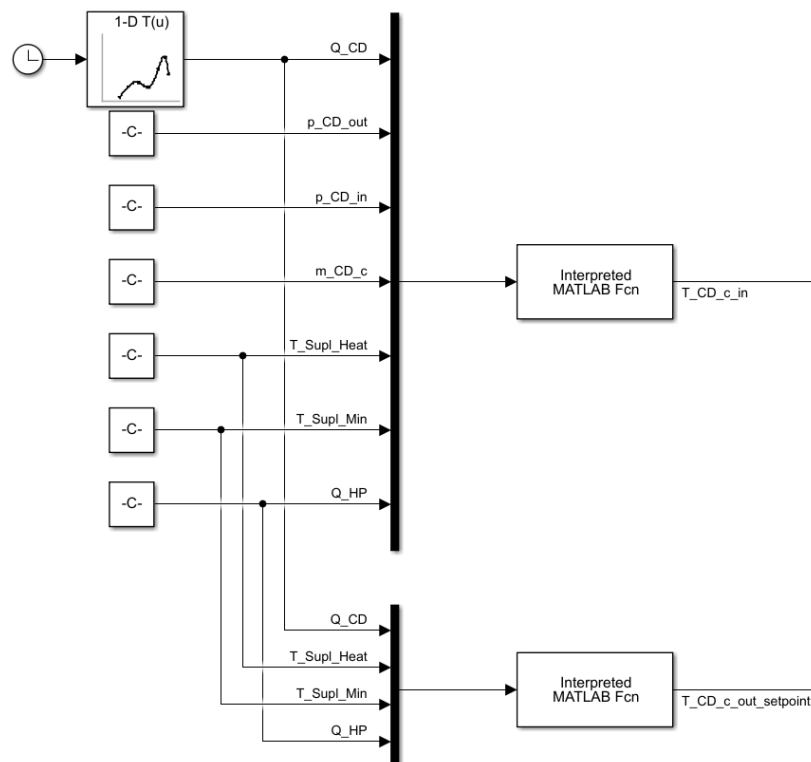


Рисунок 4.15 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни температури прямої та зворотної води ($T_{CD_c_in}$ та $T_{CD_c_out_setpoint}$), що задаються споживачем

Згідно структурної схема моделі, що створена в середовищі Simulink, такі входні параметри як:

- температура робочого тіла, що конденсується у конденсаторі ($T_{ss_p_2}$);
- переохолодження робочого тіла у конденсаторі (ΔT_{CD_cool}),

використовуються у рівнянні, що наведено в розділі 3 для дослідження динаміки зміни ентальпії робочого тіла на виході із розширювального вентиля. Саме рівняння прописано в m.файлі із яким передбачено зв'язок через блок Interpreted MATLAB Function.

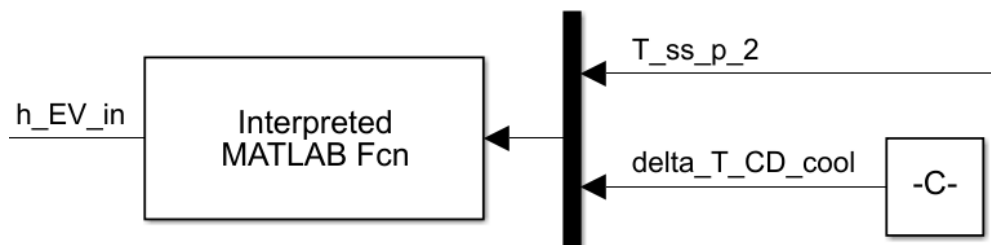


Рисунок 4.16 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни ентальпії робочого тіла на виході із розширювального вентиля

Після розроблення моделі для дослідження динаміки зміни параметрів ТНУ було розроблено моделі ексергетичного аналізу. Параметри ТНУ є вхідними даними для визначення потоків деструкції ексергії у кожному компоненті.

Для визначення потоків деструкції ексергії використовувалося рівняння Гюї-Стодоли.

На рис. 4.17 наведена модель для дослідження динаміки зміни потоку деструкції ексергії у компресорі. Сама модель прописана в m.файлі, звернення до якої реалізовано через блок Interpreted MATLAB Function. Вхідними параметрами у даному випадку є:

- температура робочого тіла, що випаровується у випарнику (T_{1a});
- тиск робочого тіла на виході із компресора (p_2);
- витрата робочого тіла через випарник (m_{wf});
- температура зовнішнього середовища, відносно якої розраховується потік деструкції ексергії (T_0);
- параметр (EN), що визначає термодинамічний процес стиснення (ізоентропійний, де $EN=1$ чи реальний, де $EN=0$) і використовується для

моделювання процесу стиснення у випадку відсутності необоротностей у компресорі;

- значення перегріву пари робочого тіла у випарнику (ΔT_{over}).

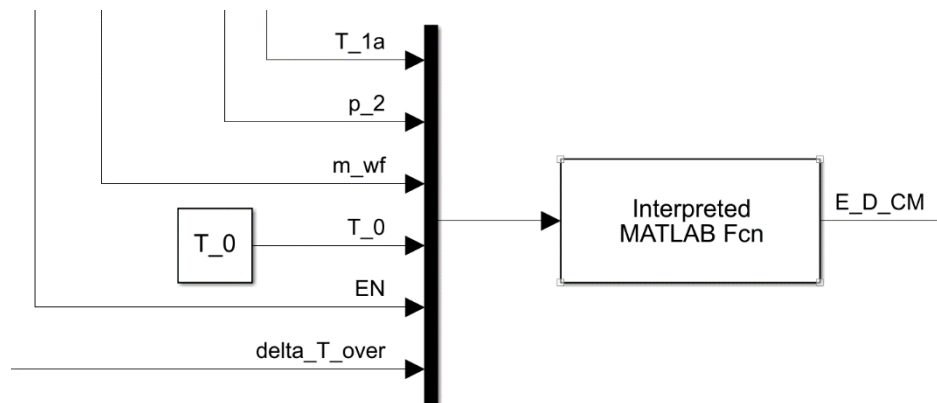


Рисунок 4.17 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни деструкції ексергії у компресорі

На рис. 4.18 наведена модель для дослідження динаміки зміни потоку деструкції ексергії у конденсаторі. Вхідними параметрами у даному випадку є:

- температура води на вході у конденсатор ($T_{\text{CD_c_in}}$);
- температура води на виході із конденсатора ($T_{\text{CD_cond_c_out}}$);
- тиск води на вході у конденсатор ($p_{\text{CD_c_in}}$);
- витрата води через конденсатор ($m_{\text{CD_c}}$);
- витрата робочого тіла через випарник (m_{wf});
- температура робочого тіла, що конденсується у конденсаторі ($T_{\text{ss_p_2}}$);
- температура робочого тіла, що випаровується у випарнику (T_{1a});
- тиск робочого тіла на виході із компресора (p_2);
- температура зовнішнього середовища, відносно якої розраховується потік деструкції ексергії (T_0);
- параметр (EN), що визначає термодинамічний процес стиснення (ізоентропійний, де $\text{EN}=1$ чи реальний, де $\text{EN}=0$);
- перегрів пари робочого тіла у випарнику (ΔT_{over});

- переохолодження робочого тіла у конденсаторі (ΔT_{CD_cool}).

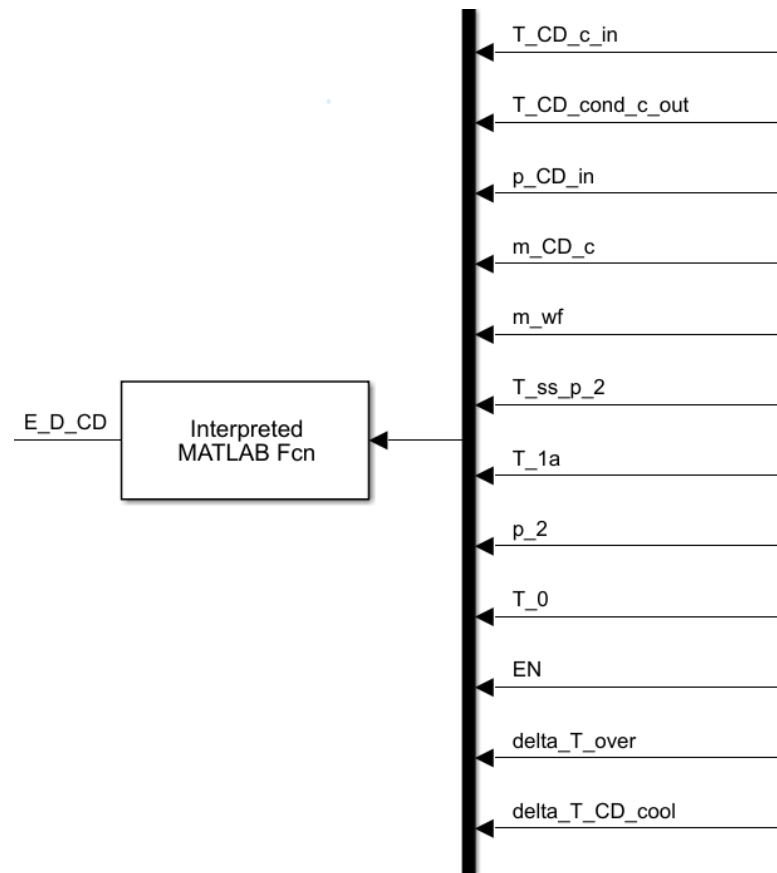


Рисунок 4.18 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни деструкції ексергії у конденсаторі

Модель для дослідження динаміки зміни потоку деструкції ексергії у розширювальному вентилі наведена на рис. 4.19. Вхідними параметрами у даному випадку є:

- температура робочого тіла, що конденсується у конденсаторі ($T_{ss_p_2}$);
- температура робочого тіла, що випаровується у випарнику (T_{1a});
- витрата робочого тіла через випарник (m_{wf});
- температура зовнішнього середовища, відносно якої розраховується потік деструкції ексергії (T_0);
- переохолодження робочого тіла у конденсаторі (ΔT_{CD_cool}).

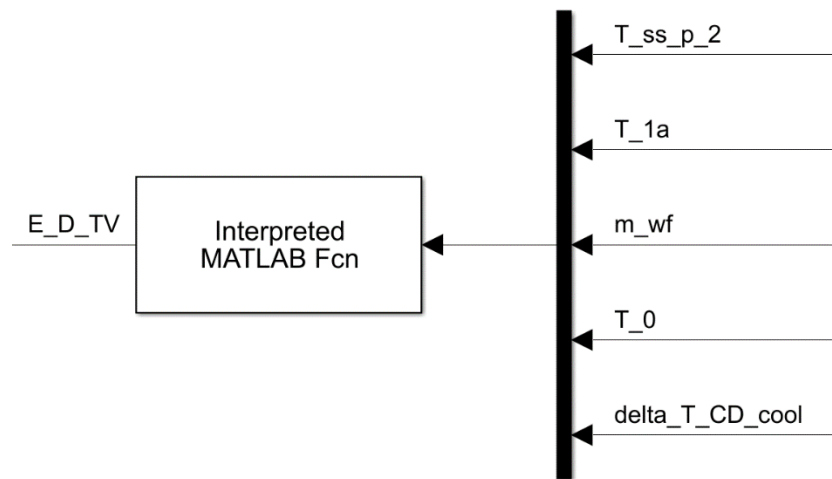


Рисунок 4.19 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни деструкції ексергії у розширювальному вентилі

На рис. 4.20 наведена модель для дослідження динаміки зміни потоку деструкції ексергії у випарнику. Вхідними параметрами у даному випадку є:

- температура теплоносія низькотемпературного джерела на вході та виході із випарника, відповідно ($T_{EV_h_in}$, $T_{EV_h_out}$);
- витрата низькотемпературного джерела теплоти (m_{EV_h});
- тиск низькотемпературного джерела теплоти на вході у випарник ($p_{EV_h_in}$);
- температура робочого тіла, що випаровується у випарнику (T_{1a});
- температура робочого тіла, що конденсується у конденсаторі ($T_{ss_p_2}$);
- витрата робочого тіла через випарник (m_{wf});
- температура зовнішнього середовища, відносно якої розраховується потік деструкції ексергії (T_0);
- перегрів пари робочого тіла у випарнику (ΔT_{over});
- переохолодження робочого тіла у конденсаторі (ΔT_{CD_cool}).

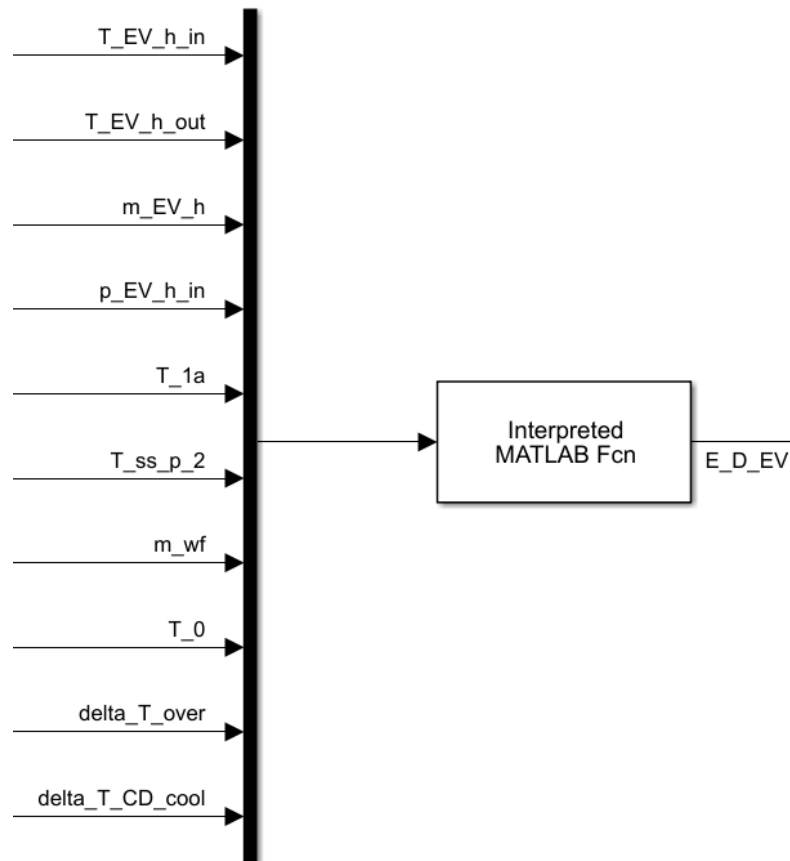


Рисунок 4.20 – Структурна схема моделі, створеної в середовищі Simulink, для дослідження динаміки зміни деструкції ексергії у випарнику

Необхідно відмітити, що у випадку визначення ендегенних частин деструкції ексергії відсутність необоротності в компонентах ТНУ передбачалося шляхом врахування наступних умов:

- відсутність необоротності у компресорі визначалося значенням параметра $EN=1$;
- відсутність необоротності у конденсаторі та випарнику визначалося шляхом задання їх площ поверхонь, визначених для проєктних умов із мінімальними значеннями необоротностей (температурних напорів у пінч-перерізах);
- відсутність необоротності у розширювальному вентилі визначалося шляхом введення ізоентропійного розширення робочого тіла у цьому компоненті.

4.3 Реалізація розробленої динамічної моделі ексергетичного аналізу для діагностування ТНУ

Результати розробленої динамічної моделі ексергетичного аналізу для діагностування досліджуваної ТНУ наведені на рис. 4.21. Результати наведені для періоду 24 год. У досліджуваних умовах було прийнято, що у конденсаторі та випарнику мають місце забруднення поверхонь нагріву, що спричиняє зменшення коефіцієнтів тепловіддачі, та, відповідно, і коефіцієнтів теплопередачі.

На рис. 4.21 фіксуємо, що збільшення ендогенної частини деструкції ексергії характерно саме для конденсатора та випарника. Зміни деструкції ексергії у компресорі та розширювальному вентилі – відсутні. Тобто ці два компоненти не змінили своїх експлуатаційних характеристик і не впливають на зниження ефективності ТНУ.

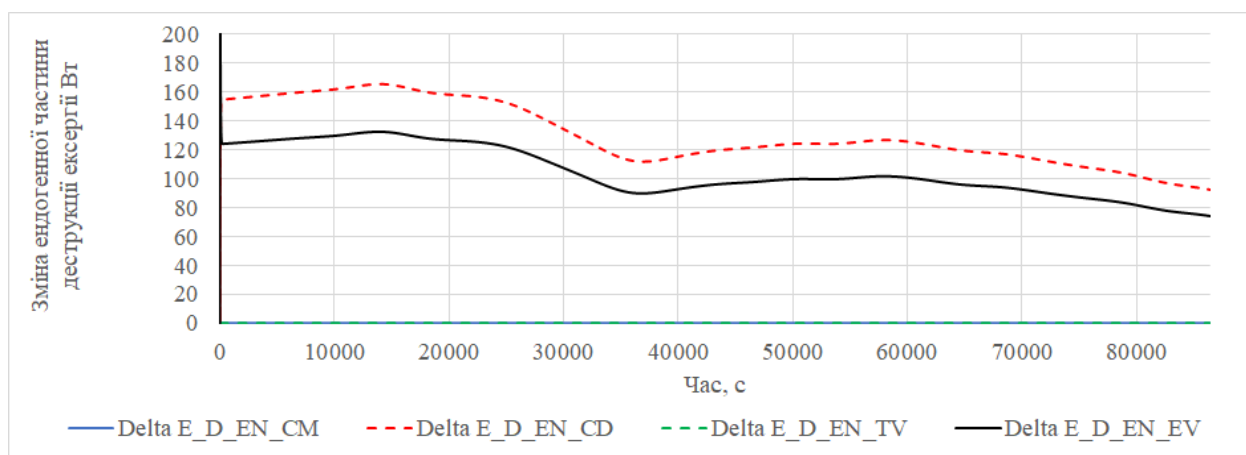


Рисунок 4.21 – Динаміка зміни впродовж доби зростання ендогенної частини деструкції ексергії у компонентах ТНУ

Про те, що ефективність ТНУ знизилася свідчить зростання споживання електроенергії даною установкою (див. рис. 4.22).

Із рис. 4.21 також можна зробити висновок, що у порівнянні із випарником для конденсатора має місце більше зростання ендогенної частини деструкції ексергії внаслідок забруднення поверхні нагріву. Це означає, що погіршення

експлуатаційних характеристик конденсатора більше впливає на зниження ефективності роботи системи в цілому.

Для підтвердження цього висновку на рис. 4.22 наведена динаміка зміни споживання електроенергії ТНУ впродовж доби в умовах очищення конденсатора та випарника, відповідно. Бачимо, що дійсно, якщо передбачити очищення конденсатора від утвореного забруднення, має місце більше зниження споживання електроенергії ТНУ, ніж у випадку очищення випарника.

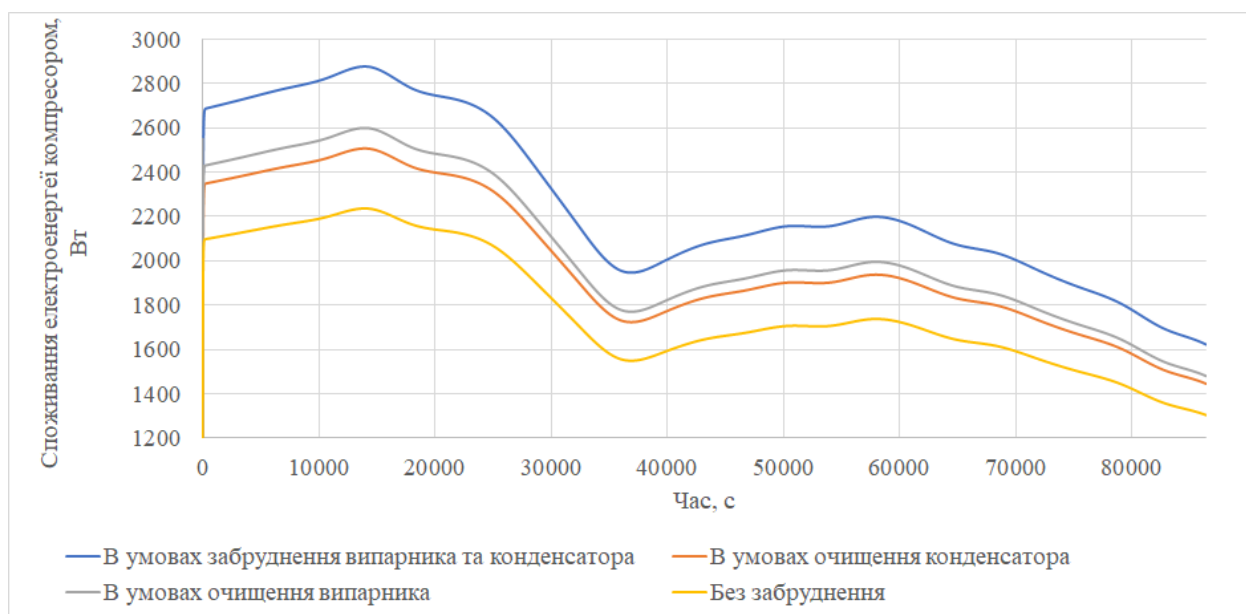


Рисунок 4.22 – Динаміка зміни впродовж доби споживання електроенергії компресором ТНУ залежно від умов експлуатації та реалізації предиктивного обслуговування

Висновки до розділу

Під час реалізації задачі діагностування ефективності роботи компонентів ТНУ з урахуванням її динамічних режимів роботи було:

- розроблено алгоритм для діагностування ТНУ із урахуванням її динамічних режимів роботи, де передбачено використання ексергетичного балансу компонентів установки та визначення ендогенних частин деструкції ексергії без аномалій та в умовах несправностей (накип на поверхнях нагріву, збільшення

гідродинамічних втрат у компресорі, тощо). Той компонент, для якого спостерігається більше зростання ендогенної частини деструкції ексергії через погіршення його умов роботи, є таким, що найбільше впливає на зниження ефективності установки в цілому;

- в середовищах Matlab та Simulink розроблено динамічну модель ексергетичного аналізу досліджуваної ТНУ, яка включає в себе моделі динамічних процесів окремих компонентів у взаємозв'язку між собою та моделі визначення потоків деструкції ексергії у досліджуваних динамічних процесах;
- реалізовано розроблену динамічну модель ексергетичного аналізу для діагностування досліджуваної ТНУ та показано коректність ідентифікації компонента (в даному випадку конденсатора), поява аномалії в якому спричиняє найбільше зростання споживання електроенергії у досліджуваній установці.

РОЗДІЛ 5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ЗАПРОПОНОВАНОГО ПІДХОДУ З ЗАСТОСУВАННЯМ ЦИФРОВОГО ДВІЙНИКА

5.1 ЦД ТНУ, як концепція удосконаленого керування об'єктом

У світі швидкого технологічного розвитку та переходу до Індустрій 4.0/5.0 поняття ЦД стає важливою складовою сучасних систем керування та моніторингу. Ця концепція, спочатку розроблена в контексті індустрії, швидко поширюється і в інші сфери, включаючи енергетичний сектор.

ЦД - це віртуальна модель реального об'єкта, процесу або системи, яка відображає їхні характеристики, стан і поведінку в реальному часі або в режимі реального часу. Ця концепція широко застосовується в контексті Інтернету речей (IoT) та Індустрії 4.0, де вона використовується для оптимізації процесів, управління об'єктами та підвищення продуктивності.

У розділі докладно розглядається методологія практичної реалізації та вигоди від використання ЦД в контексті теплоенергетичної галузі. Інноваційна технологія ЦД позиціонується, як еволюція та розширення традиційних методів та підходів до промислової автоматизації, що спрямована на підвищення продуктивності, надійності та керованості установок та технологічних систем.

ЦД технологічного обладнання та процесів знаходяться у центрі уваги багатьох дослідників [78]–[81].

Показовими характеристиками ЦД технологічних процесів та установок є:

- віртуальна репрезентація, коли ЦД із достатньою точністю відтворює важливу для вирішення завдань поведінку фізичного об'єкта;
- зв'язок з реальним об'єктом через сенсори, комунікаційні пристрої та цифрові мережі для постійного оновлення даних про стан об'єкта;
- функції аналізу та оптимізації, щоб допомогти оптимізувати роботу реального об'єкта, прогнозувати можливі проблеми і вдосконалювати процеси;

- віддалений моніторинг та керування дозволяють операторам і фахівцям вдосконалювати функціонування об'єкта в реальному часі або реагувати на аварійні ситуації.

Сучасні ТНУ стають все більше складними та інтегрованими системами, і важливо мати засоби для їх ефективного моніторингу та оптимізації. ЦД надають можливість створювати віртуальні моделі ТНУ, що відображають їхню роботу в реальному часі та дозволяють здійснювати прогнозування витрат енергії, виявляти несправності та оптимізувати їх функціонування [82]. ЦД ТНУ може збільшити ефективність роботи цього обладнання за допомогою наступних способів:

- 1) Моніторинг та діагностування: ЦД може постійно відстежувати стан всіх компонентів ТНУ, таких як компресор, конденсатор, випарник, розширювальний вентиль та ін., а також параметри роботи, такі як температура, тиск і витрати у ключових точках. Це дозволяє вчасно виявляти можливі аномалії та проблеми в роботі і уникати дорогих ремонтів або витрат на енергію через неефективну роботу;
- 2) Оптимізація параметрів роботи: за допомогою ЦД можна проводити оптимізацію параметрів роботи ТНУ за рахунок налаштувань регуляторів, які враховують особливості саме цієї конкретної інсталяції, а також сприяють виявленню вузьких місць в роботі установки для подальшого нівелювання в наступних ревізіях обладнання;
- 3) Симуляція та тестування: ЦД має закладені віртуальні моделі ТНУ для симуляції різних сценаріїв роботи. Це дозволяє проводити тестування нових алгоритмів керування і варіантів конфігурацій без реального впливу на обладнання.
- 4) Прогнозування обслуговування: ЦД може аналізувати дані стосовно зносу та старіння компонентів ТНУ. На основі цих даних він може генерувати рекомендації щодо необхідних профілактичних робіт і заміни деталей, що дозволяє уникнути несподіваних відмов. Це дозволяє підтримувати високий рівень доступності системи, та

підвищує значення ключового показника ефективності – Загальна Ефективність Обладнання (ЗЕО);

- 5) дистанційне керування: ЦД може інтегруватися в системи автоматизації більш високого рівня для забезпечення дистанційного моніторингу та управління ТНУ. Це дає можливість узгодити роботу теплової системи в цілому, забезпечивши їй більш ефективне функціонування;
- 6) Навчання та адаптація: ЦД може навчатися, у тому числі завдяки елементам штучного інтелекту на основі даних про роботу конкретної ТНУ і адаптуватися до змін умов навколишнього середовища, що дозволяє постійно покращувати його ефективність.

На рис. 5.1 представлена концепція ЦД в контексті оцінки якості функціонування обладнання по ключових показниках ефективності, що застосована для моніторингу та аналізу даних у реальному часі, забезпечуючи прогнозне обслуговування та адаптацію системи керування до умов роботи кожного екземпляра. ЦД ТНУ об'єднує історичні дані та дані в реальному часі, використовуючи моделювання для покращення процесу прийняття рішень. ЦД забезпечує моніторинг, аналіз ефективності, моделювання сценаріїв, виявлення несправностей і діагностування. Доцільно застосовувати алгоритми машинного навчання, які прогнозують поведінку об'єкту на основі ідентифікованих шаблонів даних.

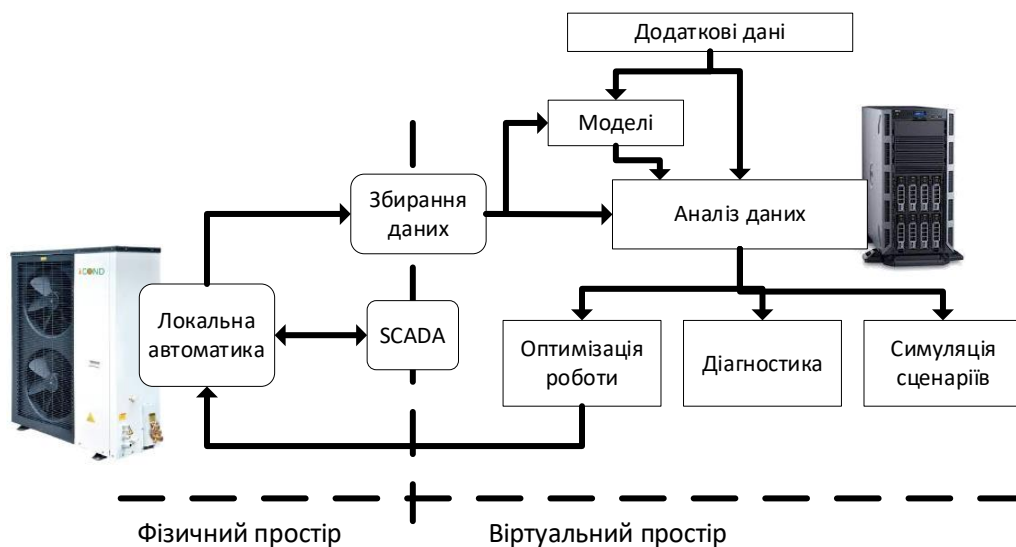


Рисунок 5.1 – Концепція ЦД ТНУ

У результаті, ЦД дозволяє розуміти та прогнозувати роботу ТНУ, а також здійснювати дії для забезпечення його оптимальної ефективності в реальному часі, що призводить до зменшення витрат енергії, підвищення надійності і збільшення тривалості служби обладнання. У контексті ЦД ці переваги повинні мати програмну реалізацію та оформлюються у вигляді сервісів, які зображені на рис. 5.2. Дані, які завантажуються в ЦД під час створення фізичного відповідника (проектні) та його нормальної роботи (технологічні – фізичні та віртуальні сенсори, керуючі команди – та експлуатаційні – режими роботи, міжремонтні періоди), і математичні та програмні моделі, що оперують поточними, архівними та розрахунковими даними, є основою для клієнтоорієнтованого застосування і прийняття рішень.

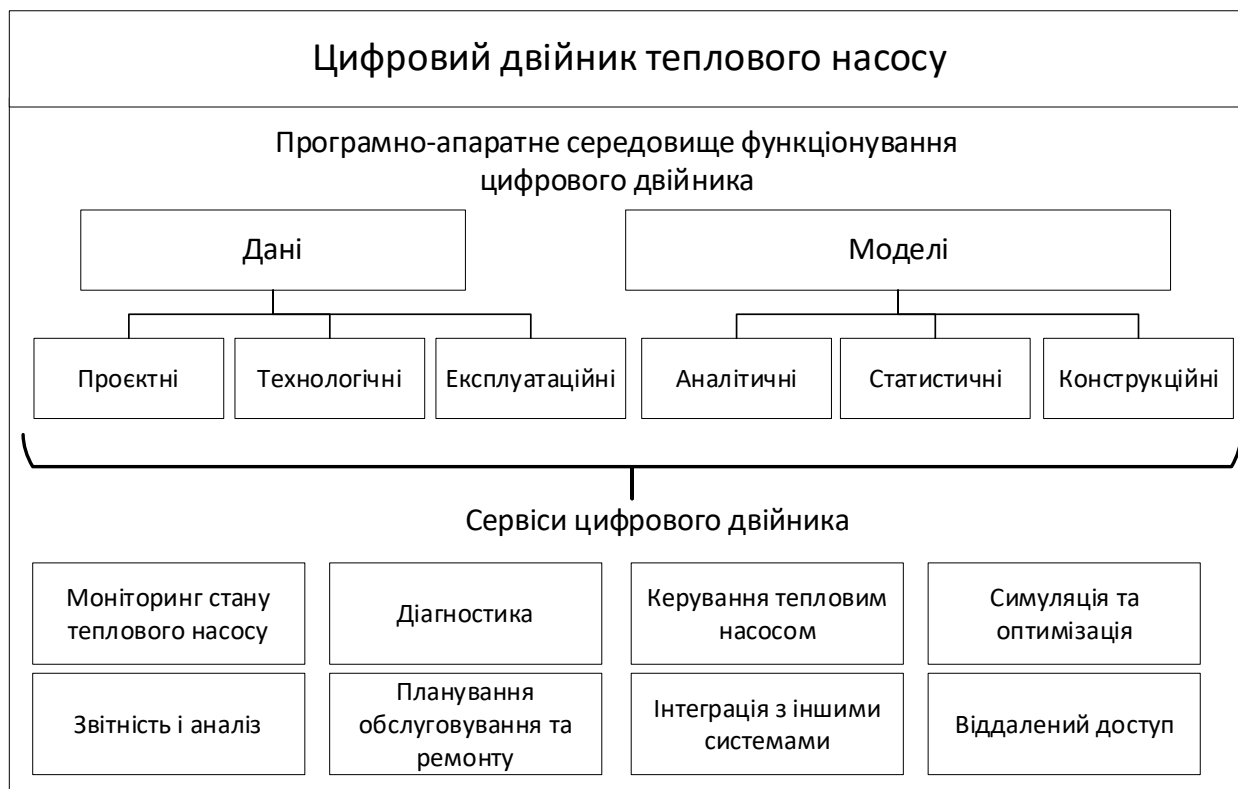


Рисунок 5.2 – Сервіси ЦД

Моніторинг стану ТНУ: надання у реальному часі інформації про параметри роботи ТНУ, такі як температура, тиск, ефективність тощо; у тому числі сповіщення операторів про можливі аномалії або проблеми у роботі ТНУ. Діагностування на основі аналізу даних застосовується для виявлення потенційних проблем та надання рекомендацій з їх вирішення, а також для

виведення інформації про тенденції та прогнози для покращення управління ТНУ.

Керування ТНУ дає можливість дистанційно управляти параметрами роботи ТНУ, включаючи режим роботи, температурні налаштування, розклад роботи та ін. Симуляція та оптимізація призначені для моделювання різних сценаріїв роботи ТНУ для визначення оптимальних параметрів регуляторів та режимів роботи, у тому числі оцінки впливу змін на продуктивність і ефективність ТНУ. Генерація звітів і статистики щодо продуктивності ТНУ, споживаної енергії, витрат пального, викидів тощо, відображення графіків дозволяє ретроспективно оцінити поточний стан установки і прийняти коректні управлінські рішення. Планування обслуговування та ремонту, у тому числі перехід від неоптимального календарного графіку до прогнозного технічного обслуговування на основі даних про стан ТНУ, нагадування та сповіщення про заплановані та очікувані дії сприятимуть зменшенню експлуатаційних затрат. Можливість інтеграції ЦД з іншими системами управління будинком, енергетичними мережами, системами моніторингу тощо відіграє важливу роль у розбудові складних кібер-фізичних систем та водночас дає можливості кращого керування ними. Забезпечення можливості користувачам віддалено взаємодіяти з ЦД через мобільні додатки є світовим трендом та дозволить працювати інженерам та виїзним спеціалістам в єдиному захищеному інформаційному просторі.

Реалізовані сервіси повинні відповідати конкретним потребам користувача і меті проєкту. Зазвичай підвищенню продуктивності, надійності та ефективності ТНУ, а також спрощенню процесів моніторингу та керування сприятиме комбінація різних сервісів.

Сервіси можуть бути складовими частинами програмної реалізації ЦД або зовнішніми програмними компонентами.

5.2 Порядок створення ЦД ТНУ

Розробка ЦД технологічної установки - це складний процес, який вимагає системного та послідовного підходу. Він включає як формулювання стратегічних цілей так й утилітарні операції по реалізації розроблених алгоритмів. Пропонується така послідовність розробки, а також супроводу ЦД:

- 1) Формулювання мети та вимог - визначення конкретної мети створення ЦД, наприклад, покращення моніторингу, оптимізація роботи, діагностування поломок; формулювання вимог до функціональності, продуктивності, масштабованості, інтерфейсів та інших характеристик ЦД;
- 2) Розробка архітектури рішення – підбір апаратних та програмних засобів, які можуть забезпечити виконання поставлених вимог з урахуванням особливостей реальної установки, її інтелектуального обладнання, комунікації тощо;
- 3) Збір та аналіз даних - збір інформації про технологічну установку, включаючи дані з сенсорів, журнали роботи, технічну документацію тощо. На основі цього - аналіз отриманих даних для виявлення основних параметрів, взаємозв'язків та особливостей роботи установки;
- 4) Створення математичної моделі установки - розробка математичних моделей, яка описує поведінку технологічної установки в різних режимах та умовах. При цьому до моделей вводиться якнайбільше поточних та архівних даних з фізичного екземпляра;
- 5) Розробка ЦД на основі моделі - створення цифрового об'єкту, який відображає реальну установку та базується на побудованій математичній моделі, реалізація функціональності ЦД для відтворення реальних операцій та взаємодії з ним;
- 6) Інтеграція - інтеграція ЦД з реальною технологічною установкою та системами керування;

- 7) Розробка сервісів – для забезпечення функціонування ЦД, як засобу корисної взаємодії із об'єктом реального світу потрібна реалізація програмних завдань. Ці завдання передбачають застосування ряду технологій. Для постійного оновлення даних у ЦД використовуються датчики та засоби зв'язку, які пов'язані з реальним ТНУ. Це може бути здійснено через IoT-платформи або інші засоби. Для аналізу та оптимізації роботи ТНУ створюються аналітичні і алгоритмічні інструменти. Вони дозволяють виконувати різні обчислення та передбачати зміни у роботі системи. Щоб оператори та інженери могли взаємодіяти з ЦД, розробляють інтерфейс користувача, який відображає дані, графіки та іншу інформацію про ТНУ;
- 8) Тестування, валідація та оцінка продуктивності - проведення тестів для перевірки працездатності та стабільності ЦД, оцінку продуктивності ЦД та визначення можливих покращень. Валідація ЦД виконується шляхом порівняння його поведінки з реальною установкою та перевірки його відповідності поставленим вимогам;
- 9) Впровадження та моніторинг - впровадження ЦД в реальне виробниче середовище. Моніторинг роботи обладнання в реальному часі та вжиття заходів щодо забезпечення його ефективної роботи. Оцінка продуктивності фізичного екземпляра об'єкта та визначення можливих покращень;
- 10) Підтримка та оновлення - забезпечення підтримки ЦД та виконання регулярних оновлень відповідно до змін установки та потреб користувачів.

Пропонована архітектура ЦД зображена на рис. 5.3. Рівень збору даних збирає дані з датчиків і розумних пристроїв, у тому числі локальної автоматики. Рівень передачі передає ці дані для аналізу. Рівень цифрової моделі включає існуючі моделі, доповнені зовнішніми даними, такими як інформація про погоду. Рівень інтеграції аналізує дані за допомогою відповідних моделей. Сервісний

рівень описує потенційні результати аналізу, включаючи оптимізацію роботи, економічні показники і прогнозне обслуговування.

Загальний підхід полягає в тому, щоб створити інтелектуальну систему, яка може вчитися, адаптуватися та оптимізувати роботу ТНУ для досягнення максимальної ефективності в різних умовах.



Рисунок 5.3 – Архітектура ЦД ТНУ

Оптимізація роботи ТНУ може бути важливою для підвищення ефективності, зменшення витрат та підвищення надійності системи опалення чи охолодження. Важливі критерії оптимізації для ТНУ включають наступні:

- 1) Ефективність енергоспоживання: оптимізація споживання електроенергії під час роботи ТНУ для досягнення максимально можливого коефіцієнта продуктивності для забезпечення ефективної роботи системи;
- 2) Стійкість і надійність: забезпечення стійкості і надійності роботи ТНУ для уникнення відмов та аварійних ситуацій, особливо у застосуваннях на об'єктах критичної інфраструктури;

- 3) Зручність керування: забезпечення можливості легкого і ефективного управління параметрами ТНУ, включаючи режими роботи, температурні налаштування та графіки роботи;
- 4) Адаптивність до змін умов: здатність ТНУ адаптуватися до змінних умов навколишнього середовища та потреб користувача. Наприклад, зміна режиму роботи в залежності від зовнішньої температури;
- 5) Вартість експлуатації: мінімізація витрат на обслуговування, ремонт та заміну компонентів ТНУ;
- 6) Забезпечення безпеки та відповідність нормативам: дотримання стандартів безпеки та нормативних вимог у сфері опалення та охолодження.

Оптимізація ТНУ повинна бути балансом між цими критеріями для досягнення оптимального результату у конкретних умовах експлуатації.

Оцінити якість роботи самого ЦД можна, висунувши до нього кілька вимог. Критерії ефективності роботи ЦД ТНУ можуть включати такі аспекти:

- 1) Точність моделювання: ЦД повинен надавати точне моделювання роботи реального ТНУ. Він має відтворювати всі важливі аспекти, такі як температури, тиски, витрати тощо, з достатньою для вирішення завдань точністю;
- 2) Прогнозування роботи: ЦД повинен бути здатен прогнозувати роботу ТНУ в майбутньому на основі аналізу поточних параметрів і змін умов, таких як погода або структура приєднаних інженерних систем;
- 3) Оптимізація параметрів: ЦД повинен дозволяти оптимізувати параметри роботи ТНУ для забезпечення максимальної ефективності та мінімізації енергоспоживання;
- 4) Споживання енергії: ЦД повинен враховувати споживання енергії ТНУ і надавати засоби для моніторингу і зменшення цього споживання;
- 5) Діагностування та управління ремонтом: ЦД повинен виявляти аномалії і потенційні проблеми в роботі ТНУ та надавати рекомендації щодо обслуговування та ремонту. ЦД може допомагати зменшити витрати на

обслуговування ТНУ, спрогнозуючи та запобігаючи відмовам та дорогим ремонтам;

- 6) Інтеграція з іншими системами: ЦД повинен бути здатен інтегруватися з іншими системами управління будівлями та автоматизації, щоб забезпечити їх координацію і оптимальну роботу; надавати інформацію інформаційно-дорадчій системи автоматизованого діагностування;
- 7) Зменшення впливу на навколишнє середовище: важливим критерієм може бути зменшення впливу ТНУ на навколишнє середовище, включаючи викиди CO₂ та інші забруднюючі речовини.

Ці критерії можуть поєднуватися та варіюватися в залежності від конкретних цілей застосування конкретного ЦД ТНУ.

5.3 Рекомендована методика опису структури ЦД

Існує багато способів описати об'єктів автоматизації, як структуровану сутність з параметрами та властивостями у вигляді, придатному для подальшого створення ЦД [83]–[85]. Одним з доцільних способів є опис в нотації Automation Markup Language (AutomationML). AutomationML має кілька переваг для опису технологічних об'єктів та створення на їх основі ЦД порівняно з іншими методиками опису структури об'єкта. AutomationML є міжнародним стандартом [86], що розробляється для підтримки промислової автоматизації. Він надає розширені можливості для опису об'єктів та їх структури: дозволяє включати різноманітні дані та властивості, такі як геометрична інформація, функціональні характеристики, параметри, структури і багато іншого. AutomationML спроектований для використання в різних галузях, включаючи виробництво, автомобільну промисловість, енергетику та інші сфери. Це дозволяє створювати ЦД для різних видів об'єктів та поєднувати їх в складні надструктури. Цей стандарт підтримує можливість розширення та адаптації для конкретних потреб - можна визначити власні класи та атрибути для відображення унікальних

властивостей технологічних об'єктів. AutomationML легко інтегрується з іншими стандартами та технологіями, такими як OPC UA, і середовищами для створення ЦД, що спрощує процес розробки та використання цифрових моделей. AutomationML дозволяє описувати об'єкти на всіх етапах їх життєвого циклу, включаючи розробку, виробництво, експлуатацію та обслуговування. Це важливо для підтримки ЦД впродовж циклу існування об'єкта і навіть за цими межами. Загалом, AutomationML є потужним та універсальним інструментом для опису технологічних об'єктів та створення на їх основі ЦД, які відповідають вимогам різних галузей та застосувань.

Для якісного опису об'єкта автоматизації для подальшого створення з цього опису ЦД в AutomationML, важливо розуміти наступні ключові поняття:

- 1) Об'єкти (англ. Objects): представляють фізичні або логічні об'єкти в системі. Кожен об'єкт має ідентифікатор, ім'я та опис;
- 2) Інтерфейси (англ. Interfaces): описують можливості взаємодії між об'єктами;
- 3) Ролі (англ. RoleClass): вказують на роль, яку грає об'єкт або інтерфейс в системі. Вони допомагають ідентифікувати функціональність об'єктів;
- 4) Атрибути (англ. Attributes): Атрибути представляють властивості об'єкта або інтерфейсу. Вони описують параметри, які можуть бути змінюваними або незмінними, і їх значення. У описі ЦД атрибути можуть включати температуру, ефективність, статус і т. д.;
- 5) Компоненти (англ. Components): використовуються для організації об'єктів у складні структури. Вони допомагають розміщати підкомпоненти в межах батьківського об'єкта, що дозволяє створювати ієрархічні моделі;
- 6) Агрегація (англ. Aggregation): описує зв'язки між об'єктами та їхніми підкомпонентами. Вона показує, як об'єкти пов'язані один з одним та як вони вкладені один в одного в ієрархії;

- 7) Типи даних (англ. Data Types): Для опису атрибутів важливо розуміти типи даних, такі як числа, рядки, булеві значення, тощо. Це допомагає визначити, які дані можуть бути збережені та передані між об'єктами.

Ідеологія та ієрархія сутностей AutomationML можуть бути використані для опису ТНУ з точки зору промислової автоматизації та застосування у якості ЦД:

- 1) Project (проєкт): це кореневий елемент, що представляє всю структуру проєкту. У цьому випадку, проєкт буде описувати ТНУ;
- 2) SystemUnitClassLib (бібліотека класів системних одиниць): цей елемент містить опис класів системних одиниць, які використовуються для побудови об'єктів у системі. Можна створити клас для «ТНУ» (HeatPump);
- 3) SystemUnitClass (клас системної одиниці): цей клас описує атрибути та параметри ТНУ. Наприклад, ми можемо мати атрибути для моделі, виробника, серійного номера тощо;
- 4) InternalElement (внутрішній елемент): В цьому внутрішньому елементі ми можемо описати додаткові компоненти ТНУ, такі як компресор, конденсатор, теплообмінник та ін. Кожен з цих компонентів може мати свої атрибути та параметри;
- 5) RoleClass (клас ролей): класи ролей використовуються для опису функціональних ролей, які виконують різні компоненти ТНУ. Наприклад, "Компресор", "Конденсатор", "Теплообмінник" тощо;
- 6) InterfaceClass (клас інтерфейсу): інтерфейсні класи можуть описувати специфікації взаємодії між компонентами ТНУ;
- 7) Port (порт): порти можуть представляти з'єднання між компонентами і вказувати, як дані та сигнали передаються між ними;
- 8) Attribute (атрибут): атрибути описують конкретні властивості ТНУ, такі як температура, стан, потужність тощо;

9) InternalLink (внутрішнє посилання): можуть використовуватися для встановлення зв'язків між компонентами або для передачі даних.

Ця ієрархія дозволяє докладно описати ТНУ, як складну систему з різними компонентами та їх взаємодією з використанням стандарту AutomationML у форматі розширюваної мови розмітки XML (англ. EXtensible Markup Language).

Для опису структури ЦД ТНУ в нотації AutomationML потрібно створити XML-структуру, яка відображатиме всі важливі атрибути та параметри ТНУ.

Нижче наведено приклад структури у форматі XML для цього об'єкта:

```
<AutomationML>
  <HeatPumpDigitalTwin>
    <Identification>
      <Model>Model Name</Model>
      <Manufacturer>Manufacturer Name</Manufacturer>
      <SerialNumber>Serial Number</SerialNumber>
    </Identification>
    <Status>Operational</Status>
    <Temperature>
      <Indoor>20.5</Indoor>
      <Outdoor>10.2</Outdoor>
    </Temperature>
    <OperatingMode>Heating</OperatingMode>
    <PowerConsumption>
      <Current>3.5</Current>
      <Cumulative>1050.2</Cumulative>
    </PowerConsumption>
    <MaintenanceSchedule>
      <NextCheckupDate>2023-12-15</NextCheckupDate>
      <LastCheckupDate>2023-06-10</LastCheckupDate>
    </MaintenanceSchedule>
    <Alarms>
      <Alarm>
        <Code>ALM001</Code>
        <Description>Low refrigerant level</Description>
      </Alarm>
      <Alarm>
        <Code>ALM002</Code>
        <Description>High compressor temperature</Description>
      </Alarm>
    </Alarms>
    <Behavior>
      <TargetTemperature>22.0</TargetTemperature>
      <FanSpeed>Medium</FanSpeed>
      <DefrostCycle>false</DefrostCycle>
      <HeatingCapacity>4500</HeatingCapacity>
      <CoolingCapacity>3200</CoolingCapacity>
    </Behavior>
  </HeatPumpDigitalTwin>
</AutomationML>
```

```

    <CompressorState>On</CompressorState>
    <EmergencyShutdown>false</EmergencyShutdown>
  </Behavior>
</HeatPumpDigitalTwin>
</AutomationML>

```

У цій структурі AutomationML викладаються всі атрибути та параметри ЦД ТНУ, які були розглянуті у розділах 3 і 4, у відповідні теги, що відображають їх структуру та взаємозв'язки.

Основні компоненти ТНУ можна описати в нотації AutomationML за допомогою InternalElement та RoleClass. Перелік основних компонентів ТНУ може мати наступний вигляд:

1. Компресор (Compressor):

- Роль: CompressorRole
- Атрибути: Model, Manufacturer, SerialNumber, Function, PowerSource, CoolingCapacity, HeatingCapacity, CoolingMode, HeatingMode, EmergencyShutdown і інші параметри, що характеризують компресор.

2. Конденсатор (Condenser):

- Роль: CondenserRole
- Атрибути: Model, Manufacturer, SerialNumber, Function, PowerSource, SpeedControl, Productivity і інші параметри, що характеризують конденсатор.

3. Випарник (Evaporator):

- Роль: EvaporatorRole
- Атрибути: Model, Manufacturer, SerialNumber, Function, Type, SurfaceArea, HeatTransferCoefficient і інші параметри, що характеризують випарник.

4. Розширювальний клапан (ExpansionValve):

- Роль: ExpansionValveRole
- Атрибути: Model, Manufacturer, SerialNumber, ControlAlgorithm, OperatingMode і інші параметри, що характеризують цей клапан.

5. Система управління (Control System):

- Роль: ControlSystemRole
- Атрибути: Model, Manufacturer, SerialNumber, ControlStrategy, CommunicationProtocol і інші параметри, що характеризують систему керування ТНУ.

6. Датчики (Sensors):

- Роль: SensorRole
- Атрибути: Type, Manufacturer, SerialNumber, Accuracy, Calibration і інші параметри, що характеризують датчики для вимірювання температури, тиску тощо.

Кожен з цих компонентів може мати свої атрибути, ролі та параметри для більш детального опису та моделювання системи ТНУ. Для компресора в описі InternalElement можна навести різні атрибути, які характеризують цей компонент. Роль (RoleClass) також може бути визначена для вказівки функціональної ролі компресора в системі ТНУ. Отже, в ієрархії AutomationML компресор, як об'єкт може бути описаний таким чином:

```
<InternalElement Name="Compressor">
  <SystemUnitClassRef RoleClass="CompressorRole" />
  <Attribute Name="Model" DataType="String">Model Name</Attribute>
  <Attribute Name="Manufacturer" DataType="String">Manufacturer
Name</Attribute>
  <Attribute Name="SerialNumber" DataType="String">Serial
Number</Attribute>
  <Attribute Name="Status" DataType="String">Operational</Attribute>
  <Attribute Name="OperatingMode" DataType="String">Heating</Attribute>
  <Attribute Name="PowerConsumptionCurrent"
DataType="Float">3.5</Attribute>
  <Attribute Name="PowerConsumptionCumulative"
DataType="Float">1050.2</Attribute>
</InternalElement>
```

Interface Class в нотації AutomationML використовується для опису інтерфейсу (або контракту) компонента, який визначає, як інші компоненти можуть взаємодіяти з цим компонентом. Це важливий аспект для моделювання та опису систем. Для кожного компонента ТНУ, наприклад, компресора, потрібно описати правила доступу до нього: Interface Class Library (ICL). Кожен інтерфейс

містить атрибути, які характеризують стан та функціональність компонента. Кожен інтерфейс також посиляється на RoleClass, який описує роль цього інтерфейсу в системі.

```
<InterfaceClassLibrary Name="HeatPumpComponentICL">
  <InterfaceClass Name="CompressorInterface">
    <Attribute Name="Status" DataType="String" />
    <Attribute Name="OperatingMode" DataType="String" />
    <RoleClassRef RoleClass="CompressorRole" />
  </InterfaceClass>
</InterfaceClassLibrary>
```

5.4 Програмна архітектура ЦД для ТНУ

Програмна архітектура ЦД для ТНУ може варіюватися в залежності від конкретних потреб та умов проєкту, але основні компоненти і принципи можна описати наступним чином:

- 1) Система збору даних: Центральною частиною програмної архітектури є система збору даних, яка отримує інформацію з сенсорів, датчиків та інших джерел, що моніторять стан ТНУ. Ці дані можуть бути вже інтегровані у віртуальну модель або оброблятися перед інтеграцією;
- 2) Віртуальна модель ТНУ: Цей компонент включає математичну модель фізичної системи ТНУ (див. розділ 3), яка описує його компоненти, функції та параметри. Ця модель може бути побудована на основі рівнянь теплового обміну, електричних характеристик і інших фізичних законів;
- 3) Аналітика та алгоритми: Цей компонент відповідає за обробку і аналіз даних зі сенсорів та від віртуальної моделі. Включає алгоритми для оптимізації роботи ТНУ, виявлення аномалій, передбачення можливих проблем і прийняття рішень щодо управління системою;
- 4) Інтерфейс користувача: Для взаємодії з операторами та інженерами створюється інтерфейс користувача. Це може бути веб-інтерфейс,

десктоп-додаток або мобільний додаток, який надає доступ до даних і управління системою [87];

- 5) База даних: Для зберігання історичних даних, параметрів налаштування, журналів подій і іншої інформації використовується база даних. Ця інформація може бути корисною для аналізу, звітності і відстеження стану ТНУ;
- 6) Засоби забезпечення безпеки і захисту даних: Для захисту конфіденційності та цілісності даних, а також для запобігання несанкціонованому доступу, слід використовувати засоби шифрування, аутентифікації та авторизації;
- 7) Модулі інтеграції з реальним обладнанням: Якщо ЦД взаємодіє з реальним ТНУ, можуть бути використані спеціальні модулі зв'язку для передачі команд та отримання даних від обладнання;
- 8) Сервіси моніторингу та управління: Для надання доступу до ЦД з будь-якого місця можна розглянути можливість використання хмарних сервісів або VPN-з'єднання.

Щоб надати існуючій системі керування функцій, які згодом стануть невід'ємною частиною ЦД, до типової системи керування (див. рис. 5.4), що вирішує завдання контролю та регулювання режимів, варто додати периферійні інтелектуальні датчики технологічних значень і вільно програмований граничний пристрій технологічних параметрів. Цей комплекс реалізує функції збору даних, первинної аналітики та зв'язку з хмарною програмною платформою, яка містить інші компоненти ЦД – статичні та динамічні моделі об'єкта керування, архів даних, засоби візуалізації, аналітики. Спільна робота існуючих компонентів і описаного комплексу координується на рівні промислових інтерфейсів і протоколів передачі даних.



Рисунок 5.4 – Програмна архітектура ЦД

На граничному рівні (рівні граничних обчислень) реалізується зв'язок між засобами локальної автоматики та хмарною програмною інфраструктурою ЦД, збагачення та форматування даних. Хмарний рівень з програмним оркестратором подій в ЦД, який керує потоками даних та пов'язує між собою гетерогенні програмні застосунки, забезпечує функціонування кожного екземпляра ЦД та доступ до його ресурсів зі сторони внутрішніх та зовнішніх програмних сервісів.

Висновки до розділу

Запропоновано практичну реалізацію розробленого підходу в рамках технології ЦД для ТНУ типу «вода-вода» та отримано такі результати:

- розглянуто концепцію та сервіси ЦД, що є основою для адекватного застосування та прийняття рішень;
- створено віртуальну модель ТНУ, яка відображає її роботу в реальному часі та здійснює виявлення несправності в компонентах;
- запропоновано архітектуру ЦД, яка дозволяє вчитися, адаптуватися та оптимізувати роботу ТНУ для досягнення максимальної ефективності в різних умовах та непередбачуваних режимах;

- з обґрунтованим використанням стандарту AutomationML у XML-структурі описано структуру ЦД ТНУ, яка включає в себе перелік основних компонентів, всі важливі атрибути та параметри ТНУ;
- описано програмну архітектуру ЦД у вигляді комплексу зі збору даних локальної автоматики, первинної аналітики та зв'язку з хмарною програмною платформою (динамічні моделі об'єкта, архів даних, аналітики і засоби візуалізації). ЦД ТНУ надає можливість покращення процесу прийняття рішень у межах інформаційно-дорадчої системи автоматизованого діагностування.

ВИСНОВКИ

У даній дисертаційній роботі запропоновано розроблення автоматизованої системи з предиктивного обслуговування шляхом подальшого розвитку підходу з діагностування ефективності роботи компонентів теплоенергетичної системи на основі критеріїв ексергетичного аналізу.

Унаслідок проведених досліджень отримано наступні результати:

- 1) аналітичний огляд виявив, що діагностична інформація у будь-якій системі, яка експлуатується, має різну природу, її доволі важко систематизувати чи порівняти між собою та вона не дає однозначної відповіді на питання, який з компонентів мав більший вплив на погіршення характеристик системи в цілому. Використання саме ексергетичного підходу, дає можливість визначити місце, значення та джерела термодинамічних втрат при передачі та перетворенні енергії;
- 2) запропоновано метод діагностування ефективності роботи компонентів ТНУ з урахуванням змінних режимів роботи в рамках задач предиктивного обслуговування теплоенергетичного обладнання на основі ексергетичного аналізу шляхом визначення зміни ендогенної частини деструкції ексергії. Встановлено, що використання ендогенної частини деструкції ексергії в якості ключового показника діагностування умов роботи компонентів ТНУ дає можливість ідентифікувати, кількісно оцінити несправності в компонентах та їх вплив, як на ефективність інших компонентів так і на ефективність ТНУ в цілому. Внаслідок реалізації розробленої схеми предиктивного обслуговування компонентів ТНУ на базі запропонованого методу можна отримати економію електроенергії від 4 до 9% за один опалювальний сезон;
- 3) розроблено та реалізовано динамічну модель для дослідження

перехідних процесів у ТНУ «повітря-вода» та ТНУ «вода-вода». Виявлено, що досліджувані перехідні процеси можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку та те, що об'єкти керування є нелінійними. Результати моделювання перехідних процесів ТНУ у випадку різних збурень та початкових умов показали, що саме зміна температури та витрати води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр, ніж збурення зі сторони випарника (зміна температури та витрати повітря на вході у випарник). Підтверджено адекватність розроблених моделей (похибка MAPE не перевищує 10,5 %);

- 4) розроблено та реалізовано комп'ютерну модель діагностування ТНУ типу «вода-вода» та динамічну модель ексергетичного аналізу досліджуваної ТНУ в середовищах Matlab та Simulink. Показано, що запропонований підхід дає можливість коректно ідентифікувати той компонент, через появу аномалії у якому має місце найбільше зростання споживання електроенергії у ТНУ;
- 5) розроблено інформаційно-дорадчу систему автоматизованого діагностування теплонасосної установки з використанням розробленої моделі та алгоритму діагностування стану компонентів. Показано, що запропонований метод можна реалізувати через віртуальну модель ЦД ТНУ на прикладі XML-структури міжнародного стандарту AutomationML. Це слугуватиме зменшенню витрат на обслуговування установки, часу позапланових та планових ремонтних робіт;
- 6) використано результати роботи в навчальному процесі кафедри автоматизації енергетичних процесів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», що підтверджується відповідним документом;
- 7) запропоновано критерій ексергетичного аналізу (зміна ендогенної частини деструкції ексергії) у подальшому можна використати, як ключовий показник ефективності для енергоменеджменту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] О. В. Некрашевич, В. А. Волощук, і Ю. М. Ковриго, «Застосування критеріїв поглибленого ексергетичного аналізу для обґрунтування рішень з підвищення енергетичної ефективності теплонасосної установки на стічних водах», *Autom. Technol. Bus. Process.*, вип. 12, вип. 2, с. 21–28, Чер 2020, doi: 10.15673/atbp.v12i2.1805.
- [2] V. Voloshchuk, O. Nekrashevych, і S. Liubyskyi, «Exergy Analysis of Transient Modes in Hot Water Storage Tanks», *NTU KhPI Bull. Power Heat Eng. Process. Equip.*, вип. 0, вип. 1, с. 42–48, Груд 2020, doi: 10.20998/2078-774X.2020.01.07.
- [3] V. A. Voloshchuk, O. V. Nekrashevych, і P. V. Hikalo, «EXERGETIC PERFORMANCE ESTIMATION OF COGENERATION SYSTEM TAKING INTO ACCOUNT VARIABILITY OF OPERATION MODES», *Sci. Notes Taurida Natl. VI Vernadsky Univ. Ser. Tech. Sci.*, вип. 5, с. 177–183, 2021, doi: 10.32838/2663-5941/2021.5/27.
- [4] О. В. Некрашевич і В. А. Волощук, «ЕКСЕРГЕТИЧНЕ ДІАГНОСТУВАННЯ НЕПОЛАДОК У КОМПОНЕНТАХ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ У ЗМІННИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ», *Autom. Technol. Bus. Process.*, вип. 14, вип. 4, с. 27–34, Груд 2022, doi: 10.15673/atbp.v14i4.2433.
- [5] V. A. Voloshchuk, O. V. Nekrashevych, M. S. Bohza, і P. V. Hikalo, «DYNAMIC CHARACTERISTICS OF AN AIR-SOURCE HEAT-PUMP SYSTEM», *Sci. Notes Taurida Natl. VI Vernadsky Univ. Ser. Tech. Sci.*, вип. 2, вип. 3, с. 36–44, 2023, doi: 10.32782/2663-5941/2023.3.2/07.
- [6] О. В. Некрашевич і Ю. М. Ковриго, «Overview of key performance indicators», *Model. Control Inf. Technol.*, вип. 3, с. 108–109, Лис 2019, doi: 10.31713/MCIT.2019.65.
- [7] Некрашевич О.В. Classification of Key Performance Indicators (KPIs) / Некрашевич О.В., Ковриго Ю.М. // Новітні технології: покращення сьогодення

та вплив на майбутнє : III міжнар. наук. мультидисциплінарна конф. студентів та молодих вчених, 27 лист. 2019р.: мат.конф. – Дніпро.: Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2019. – 109-110.

[8] Некрашевич О.В. Ключові показники ефективності енергоменджменту / Некрашевич О.В., Ковриго Ю.М. // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики : XVIII міжнар. наук.-прак. конф. аспірантів, магістрантів і студентів, 21-24 кв. 2020р. : мат.конф. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – С. 8.

[9] Биргер И.А., Техническая диагностика, URSS. Класика інженерної думки, 2021. – 240 с.

[10] Nekrashevych O.V. Evaluation of component interactions in heat pumps on the base of advanced exergetic analysis / V. Voloshchuk, P. Gullo, O. Nekrashevych // 6th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering, CPOTE 2020, 21-24 September 2020, Poland. – 703-715.

[11] S. Enrico i G. Wall, «A brief Commented History of Exergy From the Beginnings to 2004», Int. J. Thermodyn., вип. 10, Бер 2007, doi: 10.5541/ijot.184.

[12] A. Hepbasli, «Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies», Renew. Sustain. Energy Rev. - RENEW SUSTAIN ENERGY REV, вип. 16, Січ 2012, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.138.

[13] A. Bejan, Advanced engineering thermodynamics, 3rd ed. Hoboken, N.J: John Wiley & Sons, 2006.

[14] M. A. Boles i Y. A. Çengel, «Thermodynamics : An Engineering Approach, 7th Edition», 2009. [Online]. Доступний у: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:57036601>

[15] Морозюк Т.В., Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса: Негоциант, 2006. – 712с.

[16] L. Meyer, B. Jens, i L. Schebek, «Exergo environmental analysis for evaluation of the environmental impact of energy conversion system», Energy, вип. 34, с. 75–89, Січ 2009, doi: 10.1016/j.energy.2008.07.018.

- [17] Волощук В. А., Некрашевич О. В., Любицький С. В. Особливості ексергетичного аналізу динамічних процесів в об'єктах теплоенергетики. Тези доповідей XVI Міжнародної науково-технічної конференції 'Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування', 25–26 листопада 2020 р. Харків: НТУ 'ХПІ', 2020. С. 46–47. ISBN 978-617-7476-49-7.
- [18] Bejan A. Thermal Design and Optimization / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. – New York: Wiley, 1996. – 542 p.
- [19] T. Morosuk, «Understanding and improving energy conversion systems with the aid of exergy-based methods», Int J Exergy, вип. 11, с. 518–542, Січ 2012, doi: 10.1504/IJEX.2012.050261.
- [20] М.-Н. Park, «On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems», Energy Convers. Manag., вип. 43, с. 1259–1270, Чер 2002, doi: 10.1016/S0196-8904(02)00012-2.
- [21] T. Morosuk i G. Tsatsaronis, «Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids», ECOS 2007, вип. 34, вип. 12, с. 2248–2258, Груд 2009, doi: 10.1016/j.energy.2009.01.006.
- [22] T. Morosuk, «Advanced exergy-based methods used to understand and improve energy-conversion systems», Energy, вип. 169, Лис 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.11.123.
- [23] Т. Морозюк, «НОВИЙ ЕТАП У РОЗВИТКУ ЕКСЕРГЕТИЧНОГО АНАЛІЗУ», Refrig. Eng. Technol., вип. 50, вип. 4, Жов 2014, doi: 10.15673/0453-8307.4/2014.28045.
- [24] В.А. Волощук, О.В. Некрашевич, С.В. Любицький Застосування і порівняльний аналіз нового підходу для оцінювання частки деструкції ексергії, що можна уникнути в холодильній машині [Text] / В. Волощук, О. Некрашевич, С. Любицький // Тези доповідей XVII Міжнародної науково-технічної конференції 'Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування' (27-28 квітня 2021, Харків): НТУ 'ХПІ'; Видавництво 'Лідер'. – 82-83 с.
- [25] T. Morosuk, Advanced Exergoeconomic Evaluation and Its Application to Compression Refrigeration Machines, вип. 6. 2007. doi: 10.1115/IMECE2007-41202.

- [26] T. Morosuk, «Advanced Exergy Analysis for Chemically Reacting Systems – Application to a Simple Open Gas-Turbine System», *Int. J. Thermodyn.*, вип. 12, Вер 2009, doi: 10.5541/ijot.245.
- [27] Z. Erbay i A. Hepbasli, «Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying», *Energy Convers. Manag.*, вип. 78, с. 499–507, Лют 2014.
- [28] Некрашевич О.В., Волощук В.А. Обґрунтування та доцільність застосування критеріїв ексергетичного аналізу в якості ключових показників ефективності об'єктів теплоенергетики [Text] / В. Волощук, О. Некрашевич // Тези доповідей XIX міжнародної науково-практичної конференції 'Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики' 4 квітня 2021 р.: Київ, 2021, 12 - 13 с.
- [29] 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. Коцько, 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.
- [30] Некрашевич О.В. Доцільність застосування критеріїв ексергетичного аналізу для оцінювання ефективності об'єктів теплоенергетики/ Волощук В.А., Гікало П.В., Некрашевич О.В.// Міжнародна науково-практична конференція: Моделювання, керування та інформаційні технології, 2021 4-6 листопада, Рівне, Україна: 117-119.
- [31] Д. В. Степанов, Є. С. Корженко, Л. А. Боднар, Котельні установки промислових підприємств : навчальний посібник, ВНТУ. Вінниця, 2011.
- [32] Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н., Котельные установки промышленных предприятий. Учебник для вузов. – 3-е изд., Энергоатомиздат. М., 1988.
- [33] Nekrashevych O.V. Exergy analysis of a reversible chiller / Voloshchuk V., Gikalo P., Nekrashevych O.V.// Modeling, control and information technologies:

Proceedings of V International scientific and practical conference, 2021 November 4-6; Rivne, Ukraine: 105-106.

[34] Nekrashevych O.V. Advanced exergy analysis of heat pumps with different eco-friendly working fluids / V. Voloshchuk, P. Gullo, O. Nekrashevych // 6th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering, CPOTE 2020, 21-24 September 2020, Poland. – 727-736.

[35] V. Voloshchuk, P. Gullo, i O. Nekrashevych, «Simultaneous thermodynamic and economic enhancement of heat pumps based on a new method for avoidable irreversibility assessment», *Int. J. Exergy*, вип. 38, вип. 2, с. 158, 2022, doi: 10.1504/IJEX.2022.123598.

[36] L. Wang, P. Fu, N. Wang, T. Morosuk, i Y. Yang, «Malfunction diagnosis of thermal power plants based on advanced exergy analysis: The case with multiple malfunctions occurring simultaneously», *Energy Convers. Manag.*, вип. 148, с. 1453–1467, Бер 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.06.086.

[37] M.-J. Li, S.-Z. Tang, F.-L. Wang, Q.-X. Zhao, i W.-Q. Tao, «Gas-side fouling, erosion and corrosion of heat exchangers for middle/low temperature waste heat utilization: A review on simulation and experiment», *Appl. Therm. Eng.*, вип. 126, с. 737–761, Лис 2017.

[38] O. Arsenyeva, B. Crittenden, M. Yang, i P. Kapustenko, «Accounting for Thermal Resistance of Cooling Water Fouling in Plate Heat Exchangers», *Appl. Therm. Eng.*, вип. 61, с. 53–59, Жов 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.02.045.

[39] S. Zhou, Z. O'Neill, i C. O'Neill, «A review of leakage detection methods for district heating networks», *Appl. Therm. Eng.*, вип. 137, с. 567–574, Чер 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.04.010.

[40] D. Dowson, «Dowson, David (2018). Metallurgical Failure Analysis of Steam Turbine, Compressor, and Hot Gas Expander Components. Turbomachinery Laboratory, Texas A&M Engineering Experiment Station. Available electronically from <https://hdl.handle.net/1969.1/172544>.», 2018.

- [41] A. Lazzaretto i A. Toffolo, «A Critical Review of the Thermoeconomic Diagnosis Methodologies for the Location of Causes of Malfunctions in Energy Systems», J. Energy Resour. Technol.-Trans. Asme - J ENERG RESOUR TECHNOL, вип. 128, Груд 2006, doi: 10.1115/1.2358148.
- [42] P. Fu, N. Wang, L. Wang, T. Morosuk, i Y. Yang, «Performance degradation diagnosis of thermal power plants: A method based on advanced exergy analysis», Energy Convers. Manag., вип. 130, Груд 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.054.
- [43] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, i V. Lemort, «Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp», Ind. Eng. Chem. Res., вип. 53, вип. 6, с. 2498–2508, Лют 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
- [44] Волощук В.А., Некрашевич О.В. Діагностування умов роботи компонентів теплонасосної установки в непроектних режимах. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х т.: Матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ. (присвячена 125-річчю КПІ ім. Ігоря Сікорського та 90-річчю НН ІАТЕ (ТЕФ)), м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во 'Політехніка', 2023. – Т. 2. – С. 46—47.
- [45] Демірський О. В. Процеси теплопередачі при формуванні відкладень на робочих поверхнях розбірних пластинчастих теплообмінних апаратів [Електронний ресурс]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.17.08 / Олексій Вячеславович Демірський; [наук. керівник ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л. Л.]; Нац. техн. ун-т 'Харків. політехн. ін-т'. – Харків, 2017. – 24 с. – Бібліогр.: с. 18-20. – укр.
- [46] Волощук В.А., Некрашевич О.В. Застосування ексергетичного аналізу для предиктивного обслуговування обладнання. Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології – 2023: матеріали IX Міжнародної науково-практичної конференції молодих учених, аспірантів і студентів (АКІТ – 2023); Київ, КПІ ім. Ігоря Сікорського, 19 квітня 2023 р. / уклад. М. В. Лукінюк. ‒ 126 с.: іл., с. 109-110.
- [47] Волощук В.А., Некрашевич О.В. Предиктивне обслуговування обладнання. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. У 2-х

т.: Матеріали XX Міжнар. наук.-практ. конф. молод. вчених і студ. (присвячена 125-річчю КПІ ім. Ігоря Сікорського та 90-річчю НН ІАТЕ (ТЕФ)), м. Київ, 25–28 квіт. 2023 р. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во ‘Політехніка’, 2023. – Т. 2. – С. 98—99.

[48] Z. Tiago, C. André da Costa, R. Righi, M. Lima, i G. Li, «Predictive maintenance in the Industry 4.0: A systematic literature review», *Comput. Ind. Eng.*, вип. 150, с. 17, Жов 2020, doi: 10.1016/j.cie.2020.106889.

[49] A. Goyal, M. A. Staedter, i S. Garimella, «A review of control methodologies for vapor compression and absorption heat pumps», *Int. J. Refrig.*, вип. 97, с. 1–20, Січ 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.08.026.

[50] A. Afram i F. Janabi-Sharifi, «Review of modeling methods for HVAC systems», *Appl. Therm. Eng.*, вип. 67, вип. 1–2, с. 507–519, Чер 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.055.

[51] E. W. Grald i J. W. MacArthur, «A moving-boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows», *Int. J. Heat Fluid Flow*, вип. 13, вип. 3, с. 266–272, Вер 1992, doi: 10.1016/0142-727X(92)90040-G.

[52] Y. Yao, M. Huang, i J. Chen, «State-space model for dynamic behavior of vapor compression liquid chiller», *Int. J. Refrig.*, вип. 36, вип. 8, с. 2128–2147, Груд 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.05.006.

[53] Y. Yao, W. Wang, i M. Huang, «A state-space dynamic model for vapor compression refrigeration system based on moving-boundary formulation», *Int. J. Refrig.*, вип. 60, с. 174–189, Груд 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.07.027.

[54] B. Rasmussen i B. Shenoy, «Dynamic Modeling for Vapor Compression Systems—Part II: Simulation Tutorial», *Hvacr Res.*, вип. 18, Січ 2011, doi: 10.1080/10789669.2011.582917.

[55] S. Singh i K. Sørensen, «Dynamic model of a heat pump based house heating system», представлена на The 59th Conference on imulation and Modelling (SIMS 59), 26-28 September 2018, Oslo Metropolitan University, Norway, Лис 2018, с. 87–94. doi: 10.3384/ecp1815387.

- [56] B. Li i A. G. Alleyne, «A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations», *Int. J. Refrig.*, вип. 33, вип. 3, с. 538–552, Трав 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011.
- [57] K. Song, Y. Jeon, K. Park, i Y. Kim, «Dynamic performance characteristics of R410A heat pump with consideration of energy efficiency and thermal comfort at various compressor frequencies and outdoor fan speeds», *Appl. Therm. Eng.*, вип. 165, с. 114499, Січ 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114499.
- [58] C. Sanama i X. Xia, «Transient State Modelling and Experimental Investigation of the Thermal Behavior of a Vapor Compression System», *Math. Probl. Eng.*, вип. 2021, с. 1–14, Лип 2021, doi: 10.1155/2021/9941451.
- [59] E. Salazar-Herran, K. Martin-Escudero, L. A. Del Portillo-Valdes, I. Flores-Abascal, i N. Romero-Anton, «Flexible dynamic model of PHEX for transient simulations in Matlab/Simulink using finite control volume method», *Int. J. Refrig.*, вип. 110, с. 83–94, Лют 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.003.
- [60] R. Husmann i H. Aschemann, «Dynamic Modeling of a Vapor Compression Cycle», *IFAC-Pap.*, вип. 55, вип. 20, с. 523–528, 2022, doi: 10.1016/j.ifacol.2022.09.148.
- [61] J. Zhang, M. R. Kærn, T. Ommen, B. Elmegaard, i F. Haglind, «Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a plate heat exchanger», *Int. J. Heat Mass Transf.*, вип. 128, с. 136–149, Січ 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.124.
- [62] G. A. Longo, «Refrigerant R134a condensation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger», *Int. J. Refrig.*, вип. 31, вип. 5, с. 780–789, Сер 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.11.017.
- [63] M. A. Kedzierski, J. S. Brown, i J. Koo, «Performance ranking of refrigerants with low global warming potential», *Sci. Technol. Built Environ.*, вип. 21, вип. 2, с. 207–219, Лют 2015, doi: 10.1080/10789669.2014.974479.
- [64] Q. N. Shafiq, J.-S. Liaw, i C.-C. Wang, «A Comprehensive Review on the Nucleate/Convective Boiling of Low-GWP Refrigerants: Alternatives to HFC Refrigerants», *Processes*, вип. 11, вип. 2, с. 468, Лют 2023, doi: 10.3390/pr11020468.

- [65] K. Posew, S. Laohalertdecha, i S. Wongwises, «Evaporation heat transfer enhancement of R-134a flowing inside smooth and micro-fin tubes using the electrohydrodynamic technique», *Energy Convers. Manag.*, вип. 50, вип. 7, с. 1851–1861, Лип 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2009.02.003.
- [66] E. Kinab, D. Marchio, P. Rivière, i A. Zoughaib, «Reversible heat pump model for seasonal performance optimization», *Energy Build.*, вип. 42, вип. 12, с. 2269–2280, Груд 2010, doi: 10.1016/j.enbuild.2010.07.007.
- [67] S. Sanaye, M. Chahartaghi, i H. Asgari, «Dynamic modeling of Gas Engine driven Heat Pump system in cooling mode», *Energy*, вип. 55, с. 195–208, Чер 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.03.074.
- [68] C. Mateu-Royo, S. Sawalha, A. Mota-Babiloni, i J. Navarro-Esbrí, «High temperature heat pump integration into district heating network», *Energy Convers. Manag.*, вип. 210, с. 112719, Квіт 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112719.
- [69] C. Mateu-Royo, J. Navarro-Esbrí, A. Mota-Babiloni, M. Amat-Albuixech, i F. Molés, «Thermodynamic analysis of low GWP alternatives to HFC-245fa in high-temperature heat pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz(Z)», *Appl. Therm. Eng.*, вип. 152, с. 762–777, Квіт 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.02.047.
- [70] A. Muley i R. M. Manglik, «Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates», *J. Heat Transf.*, вип. 121, вип. 1, с. 110–117, Лют 1999, doi: 10.1115/1.2825923.
- [71] A. Picallo-Perez, J. M. Sala, G. Tsatsaronis, i S. Sayadi, «Advanced Exergy Analysis in the Dynamic Framework for Assessing Building Thermal Systems», *Entropy*, вип. 22, вип. 1, с. 32, Груд 2019, doi: 10.3390/e22010032.
- [72] S. Sayadi, G. Tsatsaronis, i T. Morosuk, «Dynamic exergetic assessment of heating and cooling systems in a complex building», *Energy Convers. Manag.*, вип. 183, с. 561–576, Бер 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.090.
- [73] S. Sayadi, G. Tsatsaronis, i T. Morosuk, «Splitting the dynamic exergy destruction within a building energy system into endogenous and exogenous parts

using measured data from the building automation system», *Int. J. Energy Res.*, вип. 44, вип. 6, с. 4395–4410, Трав 2020, doi: 10.1002/er.5213.

[74] S. Sayadi, G. Tsatsaronis, T. Morosuk, M. Baranski, R. Sangi, i D. Müller, «Exergy-based control strategies for the efficient operation of building energy systems», *J. Clean. Prod.*, вип. 241, с. 118277, Груд 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.118277.

[75] R. Sangi i D. Müller, «Application of the second law of thermodynamics to control: A review», *Energy*, вип. 174, с. 938–953, Трав 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.03.024.

[76] M. Razmara, M. Maasoumy, M. Shahbakhti, i R. D. Robinett, «Optimal exergy control of building HVAC system», *Appl. Energy*, вип. 156, с. 555–565, Жов 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.07.051.

[77] N. Jain i A. Alleyne, «Exergy-based optimal control of a vapor compression system», *Energy Convers. Manag.*, вип. 92, с. 353–365, Бер 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2014.12.014.

[78] W. Yu, P. Patros, B. Young, E. Klinac, i T. G. Walmsley, «Energy digital twin technology for industrial energy management: Classification, challenges and future», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, вип. 161, с. 112407, Чер 2022, doi: 10.1016/j.rser.2022.112407.

[79] H. Boyes i T. Watson, «Digital twins: An analysis framework and open issues», *Comput. Ind.*, вип. 143, с. 103763, Груд 2022, doi: 10.1016/j.compind.2022.103763.

[80] C. Steinmetz et al., «Digital Twins modeling and simulation with Node-RED and Carla», *IFAC-Pap.*, вип. 55, вип. 19, с. 97–102, 2022, doi: 10.1016/j.ifacol.2022.09.190.

[81] B. Xu et al., «A case study of digital-twin-modelling analysis on power-plant-performance optimizations», *Clean Energy*, вип. 3, вип. 3, с. 227–234, Лис 2019, doi: 10.1093/ce/zkz025.

[82] V. Voloshchuk. Exergy-based performance degradaton diagnosis for use in digital twins of thermal systems / V. Voloshchuk, O. Stepanets, A. Zakharchenko, O.

Nekrashevych, O. Pypena // 7th International Conference on Smart Energy Systems, 21-22 September 2021 : Book of Abstracts — Copenhagen, Denmark — С. 67.

[83] J. Robles, C. Martín, i M. Díaz, «OpenTwins: An open-source framework for the development of next-gen compositional digital twins», *Comput. Ind.*, вип. 152, с. 104007, Лис 2023, doi: 10.1016/j.compind.2023.104007.

[84] S. Singh et al., «Data management for developing digital twin ontology model», *Proc. Inst. Mech. Eng. Part B J. Eng. Manuf.*, вип. 235, вип. 14, с. 2323–2337, Груд 2021, doi: 10.1177/0954405420978117.

[85] W. M. Mohammed, R. E. Haber, i J. L. Martinez Lastra, «Ontology-Driven Guidelines for Architecting Digital Twins in Factory Automation Applications», *Machines*, вип. 10, вип. 10, с. 861, Вер 2022, doi: 10.3390/machines10100861.

[86] T. Holm, L. Christiansen, M. Goring, T. Jager, i A. Fay, «ISO 15926 vs. IEC 62424 — Comparison of plant structure modeling concepts», в *Proceedings of 2012 IEEE 17th International Conference on Emerging Technologies & Factory Automation (ETFA 2012)*, Krakow, Poland: IEEE, Вер 2012, с. 1–8. doi: 10.1109/ETFA.2012.6489662.

[87] В. А. Волощук, О. В. Некрашевич, і А. О. Ханко, «Методи високоефективного людино-машинного інтерфейсу», *Autom. Technol. Bus. Process.*, вип. 12, вип. 4, с. 12–21, Груд 2020, doi: 10.15673/atbp.v12i4.1930.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Авторське свідоцтво на комп'ютерну програму «Exergy analysis of heat pump system» №99816 від 21.09.2020 р.



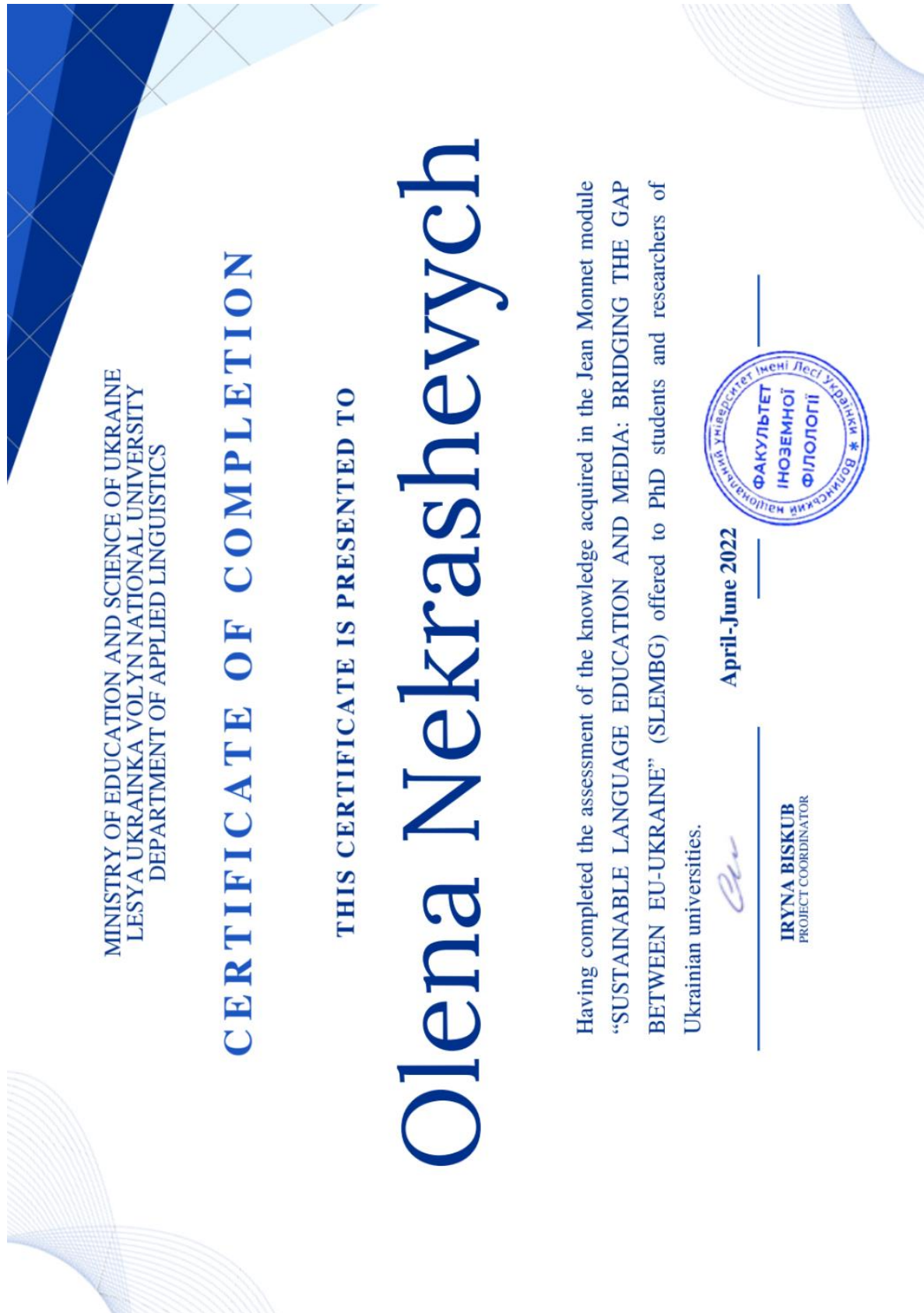
ДОДАТОК Б

Авторське свідоцтво на комп'ютерну програму «Advanced exergy analysis of heat pump system» №106950 від 03.08.2021 р.



ДОДАТОК В


Сертифікат про закінчення модулю у міжнародному проєкті Jean Monnet
Module SLEMBG 2021-2024



ДОДАТОК Г

Акт про використання в навчальному процесі кафедри Автоматизації енергетичних процесів НН ІАТЕ КПІ ім. Ігоря Сікорського результатів дисертаційної роботи

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор Навчально-наукового
Інститут атомної та
теплової енергетики
Національного технічного
університету України
«Київський політехнічний інститут
ім. Ігоря Сікорського»
Євген ПИСЬМЕННИЙ


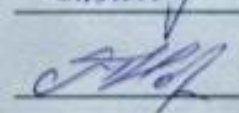


АКТ

Про використання в навчальному процесі кафедри
Автоматизації енергетичних процесів НН ІАТЕ КПІ ім. Ігоря Сікорського
результатів дисертаційної роботи Некрашевич Олени Василівни на тему
«Автоматизоване діагностування ефективності роботи теплонасосної установки
на основі критеріїв ексергетичного аналізу»

Комісія у складі завідувача кафедри АЕП НН ІАТЕ Волощука В.А. та викладачів кафедри к.т.н., доц. Багана Т.Г., к.т.н., доц. Новікова П.В. розглянула можливість використання матеріалів результатів дисертаційної роботи Некрашевич О.В. під час підготовки спеціалістів за спеціальностями 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології» та 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка».

На основі результатів перевірки ухвалили використати результати дисертаційної роботи Некрашевич О.В. в навчально-методичних матеріалах кафедри, а саме навчальному посібнику «Керування енергоємними технологічними процесами».

Голова комісії		Володимир ВОЛОЩУК
Члени комісії		Тарас БАГАН
		Павло НОВІКОВ