

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

*Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису*

**ОВЕРЧЕНКО АНДРІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ**

УДК 621.311.25:621.577(043.3/.5)

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ АЕС ЗА РАХУНОК ЇХ**  
**РОЗШИРЕНОГО ВИКОРИСТАННЯ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

Спеціальність: 143 Атомна енергетика

Галузь знань: 14 Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

\_\_\_\_\_ Андрій Оверченко

Науковий керівник Кравченко Володимир Петрович, доктор технічних наук,  
професор, завідувач кафедри атомних електростанцій

ОДЕСА - 2026

## АНОТАЦІЯ

*Оверченко А.О.* Підвищення ефективності роботи АЕС за рахунок їх розширеного використання для теплопостачання. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 143 «Атомна енергетика» (14 - Електрична інженерія). - Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, 2026.

На сьогоднішній день атомні електростанції (АЕС) України поставляють більше 55 % електрики, що виробляється в країні. Поряд з підтримкою високих показників безпеки першочерговою задачею ядерної галузі є підвищення економічності АЕС та вирішення екологічних задач, на що і націлена ця робота.

У вступі обґрунтовано актуальність і важливість роботи, визначено мету, завдання дослідження, наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, відображено її зв'язок з галузевими дослідженнями, а також з науково-дослідними роботами, що виконувались в Національному університеті «Одеська політехніка» за напрямком підвищення ефективності та безпеки, відмічено особистий внесок здобувача.

У *першому розділі* показано необхідність широкого використання АЕС для вирішення проблем, пов'язаних з глобальним потеплінням. Суттєва частка використаного органічного палива приходить на опалення. Зроблено висновок, що для зменшення викидів парникових газів треба впроваджувати АЕС не тільки для виробництва електричної енергії, но і для опалення. Використання теплофікації, тобто забезпечення теплоспоживача за рахунок відбірної з турбіни пари, дозволяє економити паливо. Причому, чим більше відпускається теплоти в теплофікаційному режимі, тим більше ця економія. Для цього треба суттєво збільшити потужність теплофікаційних установок. Впровадження малих модульних реакторів передбачається для багатьох напрямків: виробництво водню, опріснення води, але основним призначенням розглядається теплопостачання. На базі аналізу потужності сучасних теплофікаційних установок зроблено висновок про відносно

малу теплофікаційну потужність АЕС малої потужності (АЕСМП), електрична потужність яких не перевершує 300 МВт. З аналізу теплової потужності крупних теплоспоживачів, наприклад, районів міст, зроблено висновок, що вони мають потужність порядку 300 МВт. Використання АЕСМП для їх тепlopостачання потребує аналізу теплової схеми турбоустановки та суттєвого збільшення потужності теплофікаційної установки. З аналізу сучасних теплофікаційних установок зроблено висновок про необхідність збільшення їх потужності. При чому потрібно збільшувати потужність як теплофікаційних установок потужних АЕС для розширеного тепlopостачання, так і АЕСМП для можливості тепlopостачання крупних споживачів, наприклад районів міст. Це є наразі актуальним. У іншому випадку АЕСМП з їх перевагами відносно підвищеної безпеки та можливості наблизитися до населених пунктів, не зможуть грати суттєву роль в теплозабезпеченні. Треба також відмітити, що використання АЕСМП у режимі атомної станції тепlopостачання, не є економічним. В результаті запропоновано визначити максимально можливу потужність теплофікаційної установки при комбінованому виробництві електричної та теплової енергії, що є найбільш ефективним режимом з точки зору економії палива.

Проаналізовано використання теплових насосів для тепlopостачання від АЕС. Розглянуто декілька варіантів: використання компресійних та абсорбційних теплових насосів (ТН). Треба відмітити, що компресійний ТН має великі експлуатаційні витрати на привід компресорів. Абсорбційні ТН мають більшу металоємність і, відповідно, більшу вартість. Враховуючи більшу розповсюдженість та простоту компресійних ТН, зроблено висновок про подальші дослідження в напрямку використання саме компресійних ТН.

З аналізу літератури та власними розрахунками доведено, що з термодинамічної точки зору використання ТН не дає переваг. Мається на увазі, що при використанні ТН для тепlopостачання, наприклад, з використанням конденсатору турбіни у якості низько потенційного джерела енергії ТН, не треба відбирати пару з турбіни для теплофікації, що приводить до підвищення електричної потужності турбіни. Але одночасно має місце споживання електричної

енергії компресорами ТН. Виявляється, що потужність компресорів перевищує приріст потужності турбіни. Тому виникає необхідність обґрунтування використання ТН для теплопостачання від АЕС. Для подальшого аналізу передбачається проведення економічного аналізу. Запропоновано це робити з врахуванням зменшення екологічного навантаження від АЕС при використанні ТН.

Таким чином, за результатами проведеного аналізу визначено шляхи подальших досліджень у вибраному напрямку. Визначено мету роботи та необхідні завдання, які потрібно виконати для досягнення мети.

*Другий розділ* присвячено визначенню максимальної потужності АЕС для теплопостачання в теплофікаційному режимі. Сучасні потужні АЕС, працюють в конденсаційному режимі та призначені для теплопостачання міст-супутників. Для цього турбоустановки мають нерегульовані відбори пари, які забезпечують як систему регенерації теплоти, так і теплофікаційні установки (ТФУ). Потужність ТФУ коливається від 116 до 200 МВт. Ця потужність представляється недостатньою для розширеного теплопостачання.

В результаті аналізу літератури визначено, що для уникнення вентиляційного режиму роботи ЦНТ, треба забезпечити мінімальну витрату пари в конденсатор на рівні 10 % від початкової кількості пари на турбіну. Саме при цій умові і забезпечується максимальна теплова потужність ТФУ. Для її визначення була складена математична модель теплової схеми турбоустановки К-1000-5,8/25-1. Математична модель, крім теплової схеми турбоустановки, включає ТФУ та залежність тиску в конденсаторі від температури охолоджуючої води. В результаті розрахунку визначаються електрична потужність енергоблоку при заданій потужності ТФУ. Для оцінки термодинамічної ефективності було використано ексергетичний ККД, який враховує потенціал теплоти, що відпускається.

Визначено, що з підвищенням теплової потужності ТФУ ексергетичний ККД підвищується, що свідчить про термодинамічну ефективність теплофікації. В результаті аналізу економічної ефективності визначено, що при збільшенні теплової потужності від нуля при конденсаційному режимі до 116 МВт дохід АЕС від продажу своєї продукції збільшується на 4,12 %. Це підтверджує економічну

доцільність теплофікації. В результаті ітераційних розрахунків була визначена теплова потужність ТФУ, яка відповідає витраті пари в конденсатор на рівні 10 % від початкової витрати пари на турбіну. Цій умові відповідає теплова потужність ТФУ 900 МВт. При цьому електрична потужність дорівнюватиме 684,8 МВт.

Аналогічна робота була проведена для АЕС малої потужності з SMR-160. Максимально можлива теплова потужність ТФУ, яка відповідає витраті пари в конденсатор на рівні 10 % від початкової витрати пари на турбіну, дорівнює 429 МВт. При цьому електрична потужність дорівнює 48,4 МВт.

У *третьому розділі* розглянуто використання теплового насосу (ТН) для теплопостачання від АЕС. Розроблено математичну модель теплового насосу з фреоном R134a. Розглянуто ТН, який у якості джерела низько потенційної теплоти використовує теплоту конденсації пари в конденсаторі турбіни АЕС. При температурі конденсації 29 °С та температурі мережевої води 55 °С отримано коефіцієнт ефективності теплового насосу  $COP = 6,065$ .

Визначено, що залежність  $COP$  від температури конденсації пари має лінійний характер (при  $t_{\text{конд}}=32,9$  °С  $COP=6,84$ ). З ростом температури мережевої води  $COP$  знижується. Так при  $t_{\text{конд}}=29$  °С та  $t_{\text{мереж.води}}=70$  °С  $COP=3,459$ . Залежність  $COP=f(t_{\text{мереж. води}})$  теж лінійна.

Проведено розрахунок теплового насосу, в якому низько потенційним джерелом теплоти є циркуляційна вода. Порівняно з попереднім варіантом ефективність ТН знижується на 29 %, тобто при використанні конденсатора турбіни у якості випаровувача ТН частина теплообмінної поверхні конденсатора має використовуватися у якості випаровувача ТН.

При порівнянні показників традиційної АЕС з ТФУ та АЕС з ТН отримано, що електрична потужність, яка відпускається, у другому варіанті при тепловій потужності ТФУ 230 МВт на 4,5 МВт менша. Тобто, використання ТН програє використанню традиційної ТФУ. Але через мале значення цієї різниці можна вважати, що термодинамічна ефективність цих варіантів практично однакова.

Розглянуто варіант гарячого водопостачання міста Вараш від АЕС з використанням ТН. Співставлено два варіанти розташування ТН: 1) поряд АЕС та

транспортуванням гарячої води до міста; 2) транспортування циркуляційної води до міста, де ТН розташовані біля споживачів теплоти. Критерій співставлення - мінімум річних приведених витрат. В результаті розрахунку отримано  $Z_1=196$  тис. \$,  $Z_2=357$  тис. \$. Таким чином, оптимальним варіантом розташування ТН, який має приведені витрати майже в два рази менші, є розташування ТН біля АЕС та транспортування гарячої води до міста.

*Четвертий розділ* присвячено висвітленню позитивного впливу АЕС на екологію. Останнього часу атомна енергетика долучена до “зеленої”. Так, робота одного блоку АЕС, який забезпечує потужність тепlopостачання 200 МВт дозволяє зекономити  $71,1 \cdot 10^3$  т природного газу, запобігти викиду  $198 \cdot 10^3$  т парникових газів ( $\text{CO}_2$ ) та споживання  $144 \cdot 10^3$  т кисню за рік. Максимальне впровадження АЕС для тепlopостачання суттєво покращить екологічну обстановку в країні.

Одним з основних недоліків АЕС є теплове забруднення. Через співставлення приведених витрат при роботі атомної ТЕЦ, в режимі якої сьогодні працюють українські АЕС, та АЕС з тепловими насосами, де теплове забруднення повністю відсутнє, визначено приблизне значення податку на теплове забруднення 18,36-19,6 \$/Гкал. Якщо врахувати, що теплова енергія переходить до навколишнього середовища та в принципі нема технології, яка змінила б цей порядок, зроблено висновок, що вводити податок на теплове забруднення недоцільно.

**Ключові слова:** атомні електричні станції, тепlopостачання, теплова схема турбоустановки, теплофікаційні установки, теплові насоси, ефективність, вплив на екологію.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

### Статті у фахових виданнях України

1. V. Kravchenko, A. **Overchenko** (2023). Influence of pressure in the turbine condenser on heat supply efficiency of NPP with heat pump. *Proceeding of Odessa Polytechnic University works*. 2(68) 2023. P. 33-42. URL: <https://pratsi.op.edu.ua/index.php/pratsi/article/view/142> (Дата звернення 10.05.2023).

DOI: 10.15276/opu.2.68.2023.04 (*Категорія Б, Index Google Scholar, Index Copernicus, Polish Scholarly Bibliography, Primo Central (ExLibris), SHERPA/RoMEO, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat.*) (1,11 д.а., особистий внесок: рекомендації, розроблено математичну модель теплової схеми турбоустановки з використанням теплового насосу для теплопостачання, проведено розрахунки та аналіз результатів - 0,90 д.а.)

2. **Оверченко А.О.**, Леус В.І., Кравченко В.П. Співставлення варіантів розташування теплових насосів для гарячого водопостачання від АЕС. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2023. №3 (28). С. 16-25. URL: <https://npe.org.ua/wp-content/uploads/2024/05/28-3.pdf> (Дата звернення 10.08.2023). doi.org/10.31717/2311-8253.23.3.3 (Категорія Б, Index Google Scholar, Index Copernicus) (1,1 д.а., особистий внесок: рекомендації, розроблено математичну моделі транспорту теплоти від теплового насосу, розташованого біля АЕС чи поряд з споживачем, проведено розрахунки та проаналізовано результати - 0,76 д.а.)

3. Кравченко В.П., **Оверченко А.О.**, Хищенко М.М., Галацан М.П., Леус Б.А. Аналіз можливості використання АЕС з ВВЕР-1000 для розширеного теплопостачання. *Ядерна енергетика та довкілля*. №3 (31) 2024. С. 3-11. URL: <https://npe.kiev.ua/wp-content/uploads/2025/02/31-1.pdf> (Дата звернення 10.10.2024) doi.org/10.31717/2311-8253.24.3.1 (Категорія Б, Index Google Scholar, Index Copernicus) (0,92 д.а., особистий внесок: рекомендації, розроблено математичну модель теплової схеми турбоустановки з можливістю зміни потужності теплофікаційної установки, проведено розрахунки та проаналізовано результати - 0,65 д.а.)

4. Кравченко В.П. **Оверченко А.О.** Розширення можливостей атомних станцій малої потужності для теплопостачання. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. №4, 2025. с.24-29. <https://energy.kpi.ua/article/view/341299/329347> (Категорія А, Index WorldCat, BASE, Polska Bibliografia Naukowa, Academic Keys) (0,85 д.а., особистий внесок: розроблено математичну модель теплової схеми турбоустановки для SMR-160 для забезпечення максимальної потужності теплопостачання, проведено розрахунки та проаналізовано результати, висновки - 0,7 д.а.)

## Опубліковані праці апробаційного характеру

5. Kravchenko V., Kolykhanov M., Muromsky E., Vysotsky Yu., Galatsan M., **Overchenko A.** Increasing the Efficiency of NPP by Using the Heat Pump for Heat Supply. Proceedings of the 13th International Conference of the Croatian Nuclear Society. Zadar, Croatia, June 5 – 8, 2022. P. 120-1--120-10. URL: <https://nuclear-option.org/wp-content/uploads/2022/11/S3-120.pdf> (Дата звернення 24.10.2023) (0,7 д.а., *особистий внесок*: розроблено алгоритм визначення теплофізичних властивостей фреонів, розрахунку теплового насосу, проведено розрахунки, проаналізовано результати - 0,3 д.а.)

6. Кравченко В.П., Козлов І.Л., **Оверченко А.О.** Вибір варіанту теплопостачання міст за допомогою атомних станцій малої потужності. Збірник тез доповідей IV Міжнародна конференція: «Перспективи впровадження інновацій у атомну енергетику» 30 вересня 2022 р. Київ. Інститут газу НАНУ. С. 39-40. URL: <https://www.ispnpp.kiev.ua/wp-content/uploads/2022/10/zbirnyk-tez-IV.pdf> (Дата звернення 07.03.2023) (0,12 д.а., *особистий внесок*: рекомендації, розроблено та розраховано теплову схему турбоустановки для АЕС малої потужності з підвищеною потужністю для теплопостачання – 0,06 д.а.)

7. Кравченко В.П., Колиханов В.М., **Оверченко А.О.**, Висоцький Ю.І. Використання теплових насосів для теплопостачання від АЕС. Proceedings of the XXXII International Scientific and Practical Conference «Modern development of science and the latest perspectives», August 16 – 19, 2022, Vancouver, Canada. p.323-329. DOI – 10.46299/ISG.2022.1. URL: <https://isg-konf.com/wp-content/uploads/2022/08/Modern-development-of-science-and-the-latest-perspectives.pdf> (Дата звернення 12.12.2022). (0,72 д.а., *особистий внесок*: рекомендації, проаналізовано використання конденсатору АЕС в якості низько температурного джерела теплоти для теплового насосу – 0,55 д.а.)

8. Кравченко В.П., **Оверченко А.О.**, Козлов І.Л., Ковальчук В.І., Головін М.О., Козлов О.І. Перспективи використання атомної генерації в системах теплопостачання. Збірник трудів XXXII міжнародній конференції "Проблеми

екології та експлуатації об'єктів енергетики". 20-21 вересня 2022 року. С. 84-89.  
 URL: [https://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik\\_2023\\_ppp.pdf](https://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik_2023_ppp.pdf) (Дата звернення 03.02.2023) (0,61 д.а., *особистий внесок: рекомендації, проаналізовано використання АЕС для теплопостачання міста Одеса – 0,25 д.а.*)

9. Белозьоров О.М., **Оверченко А.О.** Розробка стратегії розвитку інфраструктури теплопостачання міста Одеси з використанням технології SMR-160. **Збірник** наукових праць за матеріалами Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності» Одеський національний технологічний університет 13-14 квітня 2023 р. С. 63-64. URL: [https://ontu.edu.ua/download/konfi/2023/materials\\_ekol\\_energ\\_probl\\_23.pdf](https://ontu.edu.ua/download/konfi/2023/materials_ekol_energ_probl_23.pdf) (Дата звернення 04.09.2023) (0,1 д.а., *особистий внесок: проаналізовано можливість дальнього транспортування теплоти від АЕС по морському дну – 0,05 д.а.*)

10. Кравченко В.П. **Оверченко А.О.** Хищенко М.М., Галацан М.П., Леус Б.А. Визначення максимальної можливості блоку АЕС з ВВЕР-1000 для теплопостачання. Збірник доповідей VI Міжнародній конференції «Перспективи впровадження інновацій у атомну енергетику», 26-27 вересня 2024 року у м. Київ. С. 48-50. URL: <https://drive.google.com/file/d/1GXX3jN4xAwKeE4o7UYIB1Ays3BAWpM9e/view> (Дата звернення 05.01.2025) (0,3 д.а., *особистий внесок: рекомендації, проаналізовано отримані результати розрахунків відносно визначення максимальної потужності теплопостачання від АЕС – 0,15 д.а.*)

11. Vladimir Kravchenko, Igor Kozlov, Volodymyr Vashchenko, Iryna Korduba, **Andrew Overchenko**, Serhii Tsybytovskiy. (2024). Increasing the Efficiency and Level of Environmental Safety of Pro-Environmental City Heat Supply Technologies by Low Power Nuclear Plants. *World Journal of Nuclear Science and Technology* > Vol.14 No.2, p. 107-117. April 2024. DOI: 10.4236/wjnst.2024.142006. URL: <https://www.scirp.org/journal/paperinformation?paperid=132315> (Дата звернення 07.07.2024) (1,05 д.а., *особистий внесок: розроблено режим роботи турбоустановки АЕС малої потужності з максимальною потужністю*)

*теплопостачання, проаналізовано вплив теплопостачання від АЕС на екологію – 0,4 а.д.)*

## ABSTRACT

*A. Overchenko.* Increasing the efficiency of nuclear power plants through their expanded use for heat supply. - Manuscript copyright.

Thesis for a Doctor of Philosophy Degree in Specialty 143 «Nuclear Energy» (14 - Electrical engineering). - Odessa National Polytechnic University, Odessa, 2025.

Today, nuclear power plants (NPPs) in Ukraine supply more than 50% of the electricity produced in the country. Along with maintaining high safety standards, the primary task of the nuclear industry is to increase the efficiency of NPPs and solve environmental problems, which is what this work is aimed at.

The introduction substantiates the relevance of the work, defines the goal, objectives of the research, scientific novelty and practical significance of the results obtained, reflects its connection with industry research, as well as with scientific and research work carried out at the Odessa Polytechnic National University in the direction of increasing efficiency and safety, the applicant's personal contribution is noted.

*Chapter One* shows the need for widespread use of nuclear power plants to solve problems related to global warming. A significant share of the used fossil fuel is for heating. It is concluded that to reduce greenhouse gas emissions, it is necessary to introduce nuclear power plants not only for the production of electricity, but also for heating. The use of co-generation, i.e. providing heat to the consumer at the expense of steam extracted from the turbine, allows saving fuel. Moreover, the more heat is released in the co-generation mode, the greater this saving. For this, it is necessary to significantly increase the capacity of co-generation plants. The introduction of small modular reactors is envisaged for many areas: hydrogen production, water desalination, but the main purpose is considered to be heat supply. Based on the analysis of the capacity of modern heating plants, a conclusion was made about the relatively small heating capacity of small -power nuclear power plants (SPNPPs), the electrical capacity of which does not exceed 300 MW. From the analysis of the thermal capacity of large heat consumers, for example,

urban districts, it was concluded that they have a capacity of about 300 MW. The use of SPNPP for their heat supply requires an analysis of the thermal scheme of the turbo plant and a significant increase in the capacity of the heating plant. The analysis of modern district heating plants has led to the conclusion that it is necessary to increase their capacity. In this case, it is necessary to increase the capacity of both district heating plants of powerful nuclear power plants for expanded heat supply, and of district heating plants for the possibility of heat supply to group consumers, for example, city districts. This is currently relevant. Otherwise, SPNPP with their advantages in terms of increased safety and the ability to get closer to settlements will not be able to play a significant role in heat supply. It should also be noted that the use of SPNPP in the mode of a nuclear heat supply plant is not economical. As a result, it was proposed to determine the maximum possible power of a heating plant with combined production of electricity and heat, which is the most effective mode from the point of view of fuel economy.

The use of heat pumps for heat supply from nuclear power plants was analyzed. Several options were considered: the use of compression and absorption heat pumps (HPs). It should be noted that compression HP has high operating costs for compressor drive. Absorption HPs has a higher metal content and, accordingly, a higher cost. Given the greater prevalence and simplicity of compression HPs, a conclusion was made about further research into the use of compression HPs.

From the literature review and our own calculations, it has been proven that from a thermodynamic point of view the use of HPs does not give any advantages. It is meant that when using HPs for heat supply, for example, using a turbine condenser as a low-potential source energy of HPs, there is no need to extract steam from the turbine for heating, which leads to an increase in the turbine's electrical power. However, at the same time, electrical energy is consumed by the HPs compressors. It turns out that the compressor capacity exceeds the turbine capacity increase. Therefore, there is a need to justify the use of HPs for heat supply from NPP. For further analysis, an economic analysis is planned. It is proposed to do this taking into account the reduction of the environmental load from nuclear power plants when using HPs.

Thus, based on the results of the analysis, possible paths for further research in the chosen direction have been identified. The goal of the work and the necessary tasks that need to be performed to achieve the goal have been determined.

*Chapter two* is devoted to determining the maximum power of a nuclear power plant for heat supply in a district heating mode.

Modern powerful nuclear power plants operate in a condensation mode and are designed for heat supply to satellite cities. For this purpose, the turbine units have unregulated steam extraction, which provides both the heat recovery system and the heat-generating units (HGU). The HGU capacity ranges from 116 to 200 MW. This capacity seems insufficient for expanded heat supply. As a result of the literature analysis, it was determined that to avoid the ventilation mode of operation of the low-pressure turbine, it is necessary to ensure a minimum steam flow into the condenser at the level of 10% of the initial amount of steam per turbine. It is under this condition that the maximum thermal power of the HGU is ensured. To determine it, a mathematical model of the thermal scheme of the K-1000-5.8/25-1 turbine installation was compiled. The mathematical model, in addition to the thermal scheme of the turbine installation, includes the HGU and the dependence of the pressure in the condenser on the temperature of the cooling water. As a result of the calculation, the electric power of the power unit is determined at a given HGU power. To assess the thermodynamic efficiency, the exergy efficiency was used, which takes into account the potential of the released heat.

It was determined that with an increase in the thermal power of the HGU, the exergy efficiency increases, which indicates the thermodynamic efficiency of the heat supply. As a result of the analysis of economic efficiency, it was determined that with an increase in thermal power from zero in the condensing mode to 116 MW, the NPP's income from the sale of its products increases by 4.12%. This confirms the economic feasibility of heat supply.

The thermal power of the HGU was determined, which corresponds to the steam flow into the condenser at 10% of the initial steam flow to the turbine. This condition corresponds to the thermal power of the HGU of 900 MW. In this case, the electrical

power will be 684.8 MW.

Similar work was carried out for the SMR-160. Since there is no thermal scheme of this installation in the literature, a thermal scheme of the K-160-3,4 turbine unit was developed. As a result of the analysis, it was assumed that to ensure high maneuverability of the unit, the thermal scheme has one low-pressure heater, a deaerator and a separator between the turbine cylinders.

It was proposed to determine the maximum heat capacity, which will be determined by the minimum steam passage into the condenser. For the adopted conditions, a mathematical model was developed, which allowed, through iterative calculations, to determine the maximum possible heat capacity of the HGU, which corresponds to the steam flow into the condenser, which is equal to 10% of the initial steam flow to the turbine. This condition corresponds to the thermal power of the HGU of 429 MW. In this case, the electrical power is equal to 48.4 MW.

*Chapter three* considers the use of a heat pump (HP) for heat supply from a nuclear power plant. A mathematical model of a heat pump with R134a freon is developed. A HP is considered, which uses the heat of condensation of steam in the condenser of a nuclear power plant turbine as a source of low-potential heat. At a condensation temperature of 29 °C and a network water temperature of 55 °C, the coefficient of efficiency of the heat pump  $COP = 6.065$  was obtained.

It was determined that the dependence of COP on the condensation temperature of steam is linear (at  $t_{cond}=32.9$  °C  $COP=6.84$ ). With increasing network water temperature, the COP decreases. So, at  $t_{cond}=29$  °C and  $t_{network\ water}=70$  °C,  $COP=3.459$ . The dependence of  $COP=f(t_{network\ water})$  is also linear.

A calculation of a heat pump was performed, in which the low-potential heat source is circulating water. Compared to the previous version, the efficiency of the HT is reduced by 29%, i.e. when using the turbine condenser as the HT evaporator, part of the heat exchange surface of the condenser is used as the HT evaporator.

When comparing the indicators of the options of a traditional NPP with TFU and a NPP with HP, it was found that the electrical power released in the second option with a

thermal power released of 230 MW is 4.5 MW less. That is, the use of TN is somewhat inferior to the use of traditional TFU. But due to the small value of this difference, it can be assumed that the thermodynamic efficiency of these options is practically the same.

The option of hot water supply of the city of Varash from the NPP using HP is considered. Two options for the distribution of HPs were compared: 1) near the NPP and transporting hot water to the city; 2) transporting circulating water to the city, where HPs are distributed near heat consumers. The comparison criterion is the minimum annual reduced costs. As a result of the calculation,  $Z_1=196$  thousand \$,  $Z_2=357$  thousand \$. Thus, the optimal option for the location of the HPs, which has reduced costs almost two times lower, is to locate the HPs near the NPP and transport hot water to the city.

*Chapter four* is devoted to the positive impact of nuclear power plants on the environment. Recently, nuclear energy has been included in the “green” category. Thus, the operation of one nuclear power plant unit, which provides a heat supply capacity of 200 MW, allows saving  $71.1 \cdot 10^3$  tons of natural gas and preventing the emission of  $198 \cdot 10^3$  tons of greenhouse gases ( $\text{CO}_2$ ) and the consumption of  $144 \cdot 10^3$  tons of oxygen per year. The maximum implementation of nuclear power plants for heat supply will significantly improve the environmental situation in the country.

One of the main disadvantages of nuclear power plants is thermal pollution. By comparing the reduced costs of operating a nuclear CHP plant, in which Ukrainian nuclear power plants operate today, and a nuclear power plant with heat pumps, where thermal pollution is completely absent, the value of the thermal pollution tax was determined to be 18.36-19,6 \$/Gcal. Considering that thermal energy is transferred to the environment and that there is, in principle, no technology that would change this order, it was concluded that it is inappropriate to introduce a tax on thermal pollution.

**Keywords:** nuclear power plant, heat supply, heating installations, heat pumps, efficiency, impact on the environment.

## LIST OF PUBLICATIONS OF THE APPLICANT

### Articles in Professional Journals of Ukraine

1. V. Kravchenko, **A. Overchenko** (2023). Influence of pressure in the turbine condenser on heat supply efficiency of NPP with heat pump. *Proceeding of Odessa Polytechnic University works.* 2(68) 2023. P.33-42. URL: <https://pratsi.op.edu.ua/index.php/pratsi/article/view/142> (Date of access 10.05.2023). DOI: 10.15276/opu.2.68.2023.04 (Category B, Index Google Scholar, Index Copernicus, Polish Scholarly Bibliography, Primo Central (ExLibris), SHERPA/RoMEO, Ulrich's Periodicals Directory, Universal Impact Factor, WorldCat.) (1,11 printed sheet, personal contribution: *recommendations, a mathematical model of the thermal scheme of a turbine plant using a heat pump for heat supply was developed, calculations and analysis of the results were performed - 0.90 printed sheet*)

2. **A. Overchenko**, V. Leus, V. Kravchenko (2023). Comparison of heat pump location options for hot water supply from nuclear power plants. *Nuclear Energy and the Environment.* №3 (28). P. 16-25. URL: <https://npe.org.ua/wp-content/uploads/2024/05/28-3.pdf> (Date of access 10.08.2023). doi.org/10.31717/2311-8253.23.3.3 (Category B, Index Google Scholar, Index Copernicus) (1,1 printed sheet, personal contribution: *recommendations, a mathematical model of heat transport from a heat pump located near the nuclear power plant and next to the consumer was developed, calculations were performed and the results were analyzed - 0,76 printed sheet.*)

3. V. Kravchenko, **A. Overchenko**, M. Khyshchenko, M. Halatzan, B. Leus (2024). Analysis of the possibility of using a VVER-1000 nuclear power plant for expanded heat supply. *Nuclear Energy and the Environment.* №3 (31) 2024. **C.** 3-11. URL: <https://npe.kiev.ua/wp-content/uploads/2025/02/31-1.pdf> (Date of access 10.10.2024) [doi.org/10.31717/2311-8253.24.3.1](https://doi.org/10.31717/2311-8253.24.3.1) (Category B, Index Google Scholar, Index Copernicus) (0,92 printed sheet, *recommendations, a mathematical model of the thermal scheme of the turbine plant with the possibility of changing the power of the heating plant*)

was developed, calculations were performed and the results were analyzed - 0,65 printed sheet)

4. V. Kravchenko, **A. Overchenko**. Expanding the capabilities of small-scale nuclear power plants for heat supply. *Energy: economics, technologies, ecology*. №4, 2025. c. c.24-29. <https://energy.kpi.ua/article/view/341299/329347> (Date of access Date of access 24.10.2023) (0,7 printed sheet, personal contribution: developed an algorithm for determining the thermophysical properties of freons, calculating a heat pump, performed calculations, analyzed the results printed sheet)

### **Publications of an Approbatory Nature**

5. Kravchenko V., Kolykhanov M., Muromsky E., Vysotsky Yu., Galatsan M., **Overchenko A.** Increasing the Efficiency of NPP by Using the Heat Pump for Heat Supply. Proceedings of the 13th International Conference of the Croatian Nuclear Society. Zadar, Croatia, June 5 – 8, 2022. P. 120-1--120-10. URL: <https://nuclear-option.org/wp-content/uploads/2022/11/S3-120.pdf> (Date of access 24.10.2023) (0,7 printed sheet, personal contribution: developed an algorithm for determining the thermophysical properties of freons, calculating a heat pump, performed calculations, analyzed the results - 0,3 printed sheet)

6. V. Kravchenko, I. Kozlov, **A. Overchenko** (2022). Choosing a variant of urban heat supply using small-capacity nuclear power plants. Collection of abstracts of reports IV International Conference: "Prospects for the introduction of innovations in nuclear energy" September 30, 2022 Kyiv. Institute of Gas of the National Academy of Sciences of Ukraine. P. 39-40. URL: <https://www.ispnpp.kiev.ua/wp-content/uploads/2022/10/zbirnyk-tez-IV.pdf> (Date of access 07.03.2023) (0,12 printed sheet, personal contribution: recommendations, developed and calculated a thermal scheme of a turbine installation for a small-power nuclear power plant with increased power for heat supply – 0,6 printed sheet)

7. V. Kravchenko, V. Kolykhanov, **A. Overchenko**, Yu. Vysotskii (2022). Using

heat pumps for heat supply from nuclear power plants. Proceedings of the XXXII International Scientific and Practical Conference «Modern development of science and the latest perspectives», August 16 – 19, 2022, Vancouver, Canada. p.323-329. URL: <https://isg-konf.com/wp-content/uploads/2022/08/Modern-development-of-science-and-the-latest-perspectives.pdf> (Date of access 12.12.2022). (0,72 printed sheet, personal contribution: recommendations, analyzed the use of a nuclear power plant condenser as a low-temperature heat source for a heat pump – 0,55 printed sheet)

8. V. Kravchenko, **A. Overchenko**, I. Kozlov, V. Kovalchuk, M. Holovin, O. Kozlov (2022). Prospects for the use of nuclear generation in heat supply systems. *Proceedings of the XXXII International Conference "Problems of Ecology and Operation of Energy Facilities". September 20-21, 2022*. P. 84-89. URL: [https://itf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik\\_2023\\_ppp.pdf](https://itf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik_2023_ppp.pdf) (Date of access 03.02.2023) (0,61 printed sheet, personal contribution: the use of nuclear power plants for heat supply to the city of Odessa is justified – 0,25 printed sheet)

9. Belozyorov O.M., **A. Overchenko** (2023). Development of a strategy for the development of the heat supply infrastructure of the city of Odessa using SMR-160 technology. Materials of the All-Ukrainian scientific and technical conference of young scientists and students "Environmental and energy problems of modern times" Odessa National Technological University, April 13-14. 2023. P. 63-64. ISBN 978-8005-99-3 URL: [https://ontu.edu.ua/download/konfi/2023/materials\\_ekol\\_energ\\_prob1\\_23.pdf](https://ontu.edu.ua/download/konfi/2023/materials_ekol_energ_prob1_23.pdf) (Date of access 04.09.2023) (0,1 printed sheet, personal contribution: the possibility of long-distance transportation of heat from nuclear power plants was analyzed – 0,05 printed sheet)

10. V. Kravchenko, **A. Overchenko**, M. Khyshchenko, M. Halatzan, B. Leus. (2024) Determination of the maximum potential of a VVER-1000 NPP unit for heat supply. Reports of the VI International Conference "Prospects for the introduction of innovations in nuclear energy", which will be held on September 26-27, 2024 in Kyiv. P. 48-50.

URL:

<https://drive.google.com/file/d/1GXX3jN4xAwKeE4o7UYIB1Ays3BAWPm9e/view>

(Date of access 05.01.2025) (0,3 printed sheet, personal contribution: recommendations, analysis of the obtained calculation results regarding the determination of the maximum heat supply capacity from the NPP – 0,15 printed sheet)

11. Vladimir Kravchenko, Igor Kozlov, Volodymyr Vashchenko, Iryna Korduba, **Andrew Overchenko**, Serhii Tsybytovskiy. (2024). Increasing the Efficiency and Level of Environmental Safety of Pro-Environmental City Heat Supply Technologies by Low Power Nuclear Plants. *World Journal of Nuclear Science and Technology*. Vol.14 №2, p. 107-117. April 2024. DOI: 10.4236/wjnst.2024.142006. URL: <https://www.scirp.org/journal/paperinformation?paperid=132315> (Date of access 07.07.2024) (1,05 printed sheet, personal contribution: developed the operating mode of a small-power NPP turbine unit with maximum heat supply capacity, analyzed the impact of heat supply from NPPs on the environment – 0,4 printed sheet)

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ .....	22
ВСТУП .....	23
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ВІД АЕС .....	28
1.1. Сучасні системи теплопостачання від АЕС .....	28
1.2. Використання теплових насосів для теплопостачання .....	34
Висновки до розділу 1 .....	47
РОЗДІЛ 2 ВИКОРИСТАННЯ АЕС ДЛЯ РОЗШИРЕНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ .....	48
2.1 Використання потужних АЕС для теплопостачання	48
2.2 Використання малих модульних реакторів для теплопостачання	53
2.3 Забезпечення теплопостачання на великі відстані	62
Висновки до розділу 2	71
РОЗДІЛ 3 ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ВІД АЕС	75
3.1 Математичне моделювання теплового насосу	75
3.2 Використання теплових насосів для теплопостачання від електростанцій	78
3.3 Вплив тиску в конденсаторі турбіни АЕС на ефективність теплопостачання за допомогою теплових насосів	85
3.4 Оптимізація розташування теплових насосів при теплопостачанні від АЕС	90
Висновки до розділу 3	102
РОЗДІЛ 4 ПЕРСПЕКТИВИ ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЇ ЧЕРЕЗ РОЗШИРЕНЕ ВИКОРИСТАННЯ АЕС ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	105

Висновки до розділу 4 .....	111
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	112
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	117
ДОДАТОК А Список публікацій здобувача.....	132
ДОДАТОК Б Акт впровадження результатів дисертації в навчальний процес Одеської політехніки .....	136
ДОДАТОК В Результати розрахунку теплової схеми турбоустановки К-1000-5,8/25-2 в конденсаційному та теплофікаційному режимах .....	138
ДОДАТОК Г Розрахунок втрат теплоти при транспортуванні гарячої води по трубопроводах, розташованих на дні моря .....	142

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ ТА ПОЗНАЧЕНЬ

АЕС - атомна електростанція  
АЕСМП - атомна станція малої потужності  
АСТ - атомна станція тепlopостачання  
АТЕЦ - атомна теплоелектроцентрально  
БЗУ - блочно установка знесолення  
ЖН - живильний насос  
ВДЕ – відновлювані джерела енергії  
КН - конденсатний насос  
МВ - мережна вода  
ММР малий модульний реактор  
МН - мережний насос  
ОБ - основний бойлер  
ПБ - піковий бойлер  
ПВТ - підігрівач високого тиску  
ПМВ - підігрівач мережної води  
ПНТ - підігрівач низького тиску  
СПП - сепаратор-пароперегрівач  
ТЖН - турбо живильний насос  
ТК - теплова камера  
ТН - тепловий насос  
ТНУ- тепло насосна установка  
ТП - тепловий пункт  
УТ - тепловий вузол  
ЦВТ - циліндр високого тиску  
ЦНТ - циліндр низького тиску  
ЦСТ - циліндр середнього тиску

## ВСТУП

**Актуальність теми.** При розгляді історії розвитку атомної енергетики відмічається її хвилеподібний характер. Інтенсивний розвиток після аварії на ядерному об'єкті змінюється спадом. Найбільш відомими аваріями на АЕС є аварії на АЕС Three Miles Island (1979 р.) [1], Чорнобильській АЕС (1986 р.) [2] та Фукушіма Даїчі (2011 р.) [3]. Після деякого часу негативне ставлення суспільства до атомної енергетики після аварії через усвідомлення її переваг та реалізації низки заходів, спрямованих на підвищення безпеки, поступово повертається до продовження нарощування потужностей АЕС [4].

Зараз людство зіткнулося з реальною проблемою зміни клімату, що в першу чергу виражається у глобальному потеплінні, тобто підвищенні середньої температури атмосфери протягом року [5]. Причиною цього підвищення вважається діяльність людства, а саме, велика кількість викидів в атмосферу парникових газів, які як би екранують землю. Основним джерелом цих парникових газів є енергетика, яка використовує викопне органічне паливо [6]. Усвідомлення цього дало потужний імпульс використанню відновлюваних джерел енергії (ВДЕ), а саме сонячних, вітрових, геотермальних, біо- та гідроелектростанцій [7]. Але спостерігаючи нарощування потужності цих джерел енергії, суспільство усвідомило по-перше недоліки ВДЕ (нерівномірність, відносно велику вартість, невідповідність потребам людини, негативний вплив на екологію та ін.) [7], по-друге неможливість завдяки ВДЕ вирішити наявні проблеми.

На конференції ООН 2015 р. у Парижі з питань клімату була прийнята хартія про утримання потепління на рівні 2 °С [8]. Слід підкреслити, що атомна енергетика не викидає парникових газів при експлуатації АЕС та не використовує кисень, необхідний для дихання людей. Через ці переваги атомна енергетика нещодавно придбала статус “зеленої” [9]. Вирішити проблему зменшення викидів CO<sub>2</sub> без розширеного використання атомної енергії неможливо.

Сьогодні АЕС використовуються практично тільки для виробництва

електроенергії. Якщо повністю витіснити органічне паливо з виробництва електроенергії, економія складе 30 % від використаного палива! Це означає, що для вирішення проблем, пов'язаних зі зміною клімату, треба АЕС більш широко використовувати і в інших напрямках, в першу чергу для теплозабезпечення.

Шляхом до скорочення витрат на опалення є використання теплофікації (когенерації). Як показує досвід використання ТЕЦ, економія палива за рахунок комбінованого виробітку електричної та теплової енергії складає 13 % від витрати палива на виробіток електроенергії [10]. Це ствердження викликає непорозуміння. Скоріш мається на увазі вироблення електроенергії на тепловому споживанні. Чим більше електроенергії виробляє пара, яка використовується для теплопостачання, тим більше буде і економія. Робиться порівняння комбінованого виробництва електричної та теплової енергії з роздільним забезпеченням, тобто використанням конденсаційної електростанції та котельні. Згідно з класичними дослідженнями Г. Костенка [11] економія палива при теплофікації досягає 25-30 %. Для збільшення економічного ефекту треба [11]:

- підвищувати початкові параметри пари в циклі Ренкіна;
- знижувати параметри пари, що відбирається на теплофікацію;
- збільшувати частину теплофікаційного виробництва електроенергії та теплоти.

**Мета роботи** – обґрунтування та визначення засобів для реалізації розширеного теплопостачання від АЕС .

Для досягнення цієї мети потрібно виконати наступні завдання:

- аналіз світового досвіду теплопостачання від АЕС;
- визначення максимально можливої потужності, яку можуть відпускати АЕС для теплопостачання;
- обґрунтування дальнього транспорту теплоти;
- визначення ефективності використання теплових насосів для теплопостачання від АЕС;
- обґрунтування економічної та екологічної доцільності теплопостачання від

АЕС.

**Об'єктом дослідження** є теплопостачання від АЕС.

**Предмет дослідження:** обґрунтування економічної та екологічної доцільності теплопостачання від АЕС, в тому числі за допомогою теплових насосів.

**Методи дослідження.** При вирішенні завдань дослідження були застосовані аналітичні та розрахункові методи (розрахунок теплових схем турбоустановок енергоблоків з реакторами ВВЕР-1000, SMR-160, дальній транспорт теплоти, теплових насосів та моделювання режимів роботи турбоустановки, моделювання режимів роботи теплового насосу). Ці методи дозволили отримати кількісні оцінки використання турбоустановок різної потужності та тепло насосних установок для теплопостачання. За отриманими результатами визначених техніко-економічних характеристик при використанні методики техніко-економічного співставлення були визначені економічні та екологічні показники використання АЕС для теплопостачання.

**Наукова новизна** отриманих результатів:

- вперше було визначено максимальну теплову потужність, що може відпускати АЕС для теплопостачання, та отримана відповідна залежність максимальної теплофікаційної потужності від номінальної потужності АЕС;
- підтверджено твердження, що використання теплових насосів для теплопостачання від АЕС знижує термодинамічну ефективність але підвищує економічну ефективність комплексного виробництва теплової та електричної енергії. Використання теплових насосів дозволяє скоротити або повністю припинити теплові викиди, які є одним з основних недоліків АЕС;
- запропоновано розташування АЕС малої потужності на плавучій платформі в морі з забезпеченням теплопостачання по трубопроводах, розташованих на морському дні;
- визначено оціночне значення екологічного податку на теплове забруднення. Зроблено висновок, що через відсутність технології, яка може запобігти тепловому забрудненню, вводити відповідний податок недоцільно.

**Практичне значення** отриманих результатів полягає в тому, що:

- визначено максимально можливі потужності АЕС для теплопостачання в теплофікаційному режимі в залежності від номінальної електричної потужності АЕС, отримані техніко-економічні та екологічні показники використання АЕС для теплопостачання, що необхідно для техніко-економічного обґрунтування розширеного використання АЕС для теплопостачання;
- запропоновані та розраховані основні характеристики різних варіантів використання теплових насосів в схемі АЕС;
- при проєктуванні використання теплових насосів для теплопостачання від АЕС визначено, що оптимальним варіантом розташування теплових насосів є розташування їх біля споживачів.

Результати дисертації впроваджені у навчальному процесі кафедри атомних електростанцій Національного університету «Одеська політехніка» для підготовки студентів за спеціальністю 143 – атомна енергетика, що підтверджується відповідним актом впровадження (див. Додаток Б).

**Зв'язок дисертаційної роботи з науковими програмами, науковими напрямами Університету та кафедри.** Основні теоретичні і практичні результати дисертаційної роботи одержані при виконанні НДР відповідно до Енергетичної стратегії України на період до 2050 року [11] та у рамках Комплексної кафедральної науково-дослідної роботи №124-42 «Ядерна та радіаційна безпека та ефективність енергоблоків АЕС з урахуванням сучасних проблем та тенденцій в атомній електроенергетиці».

**Особистий внесок здобувача в отриманні наукових результатів** полягає у постановці цілей та задач дисертації, зборі інформації та матеріалів з технології теплопостачання від діючих АЕС України, аналізу патентної та науково-технічної літератури, розрахункових обґрунтуваннях використання теплового насосу для теплопостачання, проведенні розрахунків теплових схем турбоустановок в різних режимах, визначенні техніко-економічних та екологічних показників використання АЕС для теплопостачання, проведення оптимізаційних розрахунків дальнього

транспорту теплоти. аналізі отриманих результатів.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися на 7 міжнародних та всеукраїнських конференціях: 13th International Conference of the Croatian Nuclear Society. Zadar, Croatia, June 5 – 8, 2022; IV Міжнародна конференція: «Перспективи впровадження інновацій у атомну енергетику» 30 вересня 2022 р. Київ. Інститут газу НАНУ; XXXII International Scientific and Practical Conference «Modern development of science and the latest perspectives», August 16 – 19, 2022, Vancouver, Canada; XXXII міжнародна конференція "Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики". 20-21 вересня 2022 року; Всеукраїнська науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності» Одеський національний технологічний університет 13-14 квітня 2023 р.; VI Міжнародна конференція «Перспективи впровадження інновацій у атомну енергетику», 26-27 вересня 2024 р., м. Київ. До апробації також відноситься публікація в закордонному журналі *World Journal of Nuclear Science and Technology*, Vol.14 №2, p. 107-117. April 2024.

**Публікації.** Основні наукові результати дисертаційної роботи викладено в 4 наукових роботах, опублікованих у виданнях, включених до Переліку фахових видань України (всі видання індексуються у міжнародних науко метричних базах даних, зокрема: Index Copernicus International, Ulrich's Periodicals Directory, Electronic Journals Library, Google Scholar, WorldCat та ін.), а також в 1 статті у іноземному журналі, та 6 тезах наукових конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаної літератури зі 116 найменувань на 16 сторінках, 13 рисунків (8 стор.) та 18 таблиць (8 стор.), додатків на 21 стор. Загальний обсяг дисертаційної роботи складає 149 сторінок, в тому числі 96 сторінок основного тексту.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ВІД АЕС

#### 1.1 Сучасні системи теплопостачання від АЕС

У вересні 2022 року уряди України та США підписали меморандум про будівництво в Україні кількох атомних енергоблоків з реакторами типу AP-1000. Сьогодні мова йде про дев'ять енергоблоків з цими реакторами. Серед цього в усьому світі спостерігається тенденція розробки та використання малих модульних реакторів. Президент ДП НАЕК "Енергоатом" уклав із виконавчим директором американської компанії Holtec International Крісом Сінгхом угоду про розгортання малих модульних реакторів (SMR) в Україні. Угода передбачає будівництво на території України до 20 атомних енергоблоків із реакторами SMR-160. Передбачається, що перший реактор буде підключено до мережі до березня 2029 року [12].

На сьогоднішній день у всьому світі чітко проявився тренд розвитку АЕС малої потужності (АСМП) з реакторами різних видів [13]. Реактори з водою під тиском отримали назву SMR – Small Modular Reactor. Найбільш близькими до втілення є проєкти американських фірм NewScale Power и Holtec International.

Holtec International розробляє проєкт SMR-160, який відповідно має потужність 160 МВт (ел.) [14, 15]. Проєкт NewScale Power передбачає дванадцять модулів потужністю 75 МВт (ел.) кожний [16]. Розробники заявляють можливість різного призначення своїх установок: виробництво електроенергії, теплопостачання, опріснення води, виробництво водню та інше. Найбільш відпрацьованими та затребуваними є звичайно дві перші позиції.

Одною з основних особливостей SMR є їх підвищена безпека. Це досягається в першу чергу шляхом застосування пасивних систем безпеки, використання природної циркуляції теплоносія в першому контурі, підземним розташуванням обладнання реакторного відділення [17] та іншими засобами. Ще однією

особливістю є незалежність розташування від наявності потужного джерела водопостачання. Охолодження необхідних споживачів, включаючи конденсатор турбіни, забезпечується повітряним охолодженням у сухих градирнях. Високі показники безпеки та незалежність від джерела води дозволяють розміщувати SMR у безпосередній близькості до населених пунктів, що робить їх цікавими для теплопостачання великих міст.

Незважаючи на те, що частка електроенергії, яку виробляють АЕС у світі, близька до 10 % [18] і перспективним є нарощування потужності АЕС, як ефективним розглядається розширене використання АЕС і для теплопостачання.

Вартість АСМП, як в принципі і енергоустановок іншого типу, є доволі високою. Звідси витікає, що вони мають забезпечувати достатньо потужного споживача. Тепер розглянемо, які потреби мають крупні міста. Нещодавно був завершений проєкт розробки «Схеми теплопостачання міста Одеси». Ця робота була проведена у зв'язку з необхідністю для крупних міст України відповідати сучасним вимогам: зменшенню викидів парникових газів, зменшенню використання викопного палива і таке інше. В результаті аналізу сучасного стану теплопостачання було отримано, що теплопостачання здійснюється районними котельнями, потужність кожної приблизно дорівнює 300 МВт. Треба відмітити, що сьогодні з ціллю економії палива у світі приділяється особлива увага центральному теплопостачанню. По-перше, це дозволяє економити паливо через більш високий ККД потужних котлів, ніж у котлів малої потужності; по-друге, суттєву економію палива можна забезпечити при комбінованому виробництві електричної та теплової енергії на ТЕЦ, де підігрів води здійснюється за рахунок відбору пари з турбіни [19]. При реконструкції парових турбін доцільно замінити джерело теплоти. Наявна інфраструктура дозволить суттєво зменшити фінансові витрати. У якості нового джерела енергії пропонуються АЕС, саме за допомогою яких можуть бути досягнуті цілі, позначені Паризькою угодою [20].

Фундаментальний огляд стану ринку теплопостачання в Україні зроблено в [21]. Розглянуті моделі та проблеми цього ринку. Представлені математичні моделі

елементів систем теплопостачання та приведений аналіз отриманих результатів. Розглянуті питання енергозабезпечення за допомогою сонячних систем. Приведені результати експериментальних даних по використанню установок на біогазі. Проаналізовано використання сонячної енергії для двигуна Стірлінга.

Невід'ємною частиною АЕС є теплофікаційна установка (ТФУ), що забезпечує теплопостачання міста-супутника, самої станції та промислової зони [22]. Як вказується в класичному підручнику Соколова Є. Я. з теплофікації [10], витрата палива на теплопостачання (опалення, вентиляцію, кондиціонування повітря та гаряче водопостачання) складає біля третини загальної кількості паливно-енергетичних ресурсів, що витрачаються в країні, і ця величина в два рази більша за кількість палива, яка витрачається для виробництва електроенергії.

У роботі [23] пропонується широке використання великих теплових та атомних електростанцій для теплопостачання споживачів на площі радіусом 100 км від електростанцій. Це потребує достатньо великих капіталовкладень, але забезпечує можливість, як стверджує В. Ф. Гершкович, відмовитися від метанової залежності з покращенням екології. Ідея дальнього транспортування гарячої води, нагрітої в ядерному джерелі, підтримується і у США [24]. Стверджується, що ядерна теплота навіть при транспортуванні на відстань 100 міль залишається конкурентоспроможним. Тут треба зауважити, що тільки АЕС дозволяють практично відмовитися від метанової залежності. Але треба підтвердити доцільність транспортування теплоти на великі відстані.

### **Співвідношення електричної та теплової потужності АТЕЦ**

Тепер розглянемо можливості електростанцій для постачання теплоти в умовах комбінованого виробництва електричної та теплової енергії. Проектна потужність ТФУ енергоблоків із реактором ВВЕР-1000 коливається від 116 (для тихохідної турбоустановки (ТУ) К-1000-5,8/25-1) до 200 МВт (для швидкохідної ТУ К-1000-5,8/50). Враховуючи, що тепла потужність одного району великого міста (наприклад, Одеси) знаходиться на рівні 300 МВт [25]. Це означає, що для забезпечення тільки одного району міста Одеса треба використати 1,5 енергоблоки

АЕС з реакторами ВВЕР-1000, що абсолютно неприпустимо. З цього можна зробити висновок про недостатню потужність теплофікаційної установки діючих в Україні енергоблоків.

У вісімдесяті роки минулого сторіччя планувалося будівництво Одеської АТЕЦ, де мали стояти турбіни К-450/500-5,8. Тобто вони мали підвищений відбір пари на тепlopостачання і у теплофікаційному режимі видавали електричну потужність 450 МВт, а влітку - 500 МВт.

Відносно мала теплова потужність буде отримана і в результаті аналізу теплової схеми другого контуру АСМП фірми NewScale [26], де тепlopостачання опріснення забезпечується теплофікаційними відборами з турбіни. Не можна залишити без уваги наведену у [26] теплову схему турбоустановки. Вона відповідає схемам для потужних турбоустановок, які працюють в базовому режимі. Для SMR найбільш підходять турбіни транспортних енергоустановок, які відпрацьовані та мають достатній досвід експлуатації. Ці турбіни мають один ПНТ та два ПВТ. Між циліндрами турбіни використовується сепаратор [27].

Обмеження витрати пари у відборах на теплофікацію визначається мінімальною витратою пари в конденсатор для уникнення вентиляційного режиму циліндра низького тиску (ЦНТ). В іншому випадку ЦНТ буде споживати потужність на своє обертання. Повністю відключити подачу пари на ЦНТ теж не видається економічно доцільним та технічно припустимим. З одного боку, буде витрачатися енергія під час обертання ЦНТ, з іншого боку – нерухоме середовище (повітря), що знаходиться в циліндрі, через обертання ротору буде нагріватися, що може призвести до неприпустимої температури корпусу. З цього витікає необхідність визначити максимально можливу теплову потужність, яку можна отримати від АЕС в режимі теплофікації.

Максимальна кількість теплоти може бути відведена в режимі атомної станції тепlopостачання (АСТ) без виробництва електроенергії [28]. Передбачається, що в умовах АСТ протягом півроку собівартість теплоти буде високою. Тому ефективним джерелом тепlopостачання залишається тільки ТЕЦ із

комбінованим виробітком електричної та теплової енергії.

На діючих АЕС піковий бойлер (ПБ) може бути заживлений від колектору власних потреб. Для підвищення можливостей подачі пара на ТФУ швидкодіюча редуційна установка має бути замінена на аналог більшої продуктивності. Але треба відмітити, що такий режим є економічно не вигідним, тому що саме в комбінованому режимі відбувається економія палива.

Треба відмітити, що визначення економії палива при використанні теплофікаційного режиму залежить від багатьох факторів. В задачнику [29] приводиться формула для визначення економії палива:

$$\Delta B_y = (1 - \eta_k) / [1/e_t + \eta_k / (\tau \cdot q_t)], \quad (1.1)$$

де  $\eta_k$  – тепломеханічний ККД конденсаційної електростанції (відношення різниці ентальпії пари перед циліндром та в кінці процесу розширення до різниці ентальпії перед циліндром та конденсатом пари при кінцевому тиску),

$e_t$  - частка теплофікаційного електропостачання (відношення електричної потужності, що виробляється паром, яка відпускається на тепlopостачання, до внутрішньої потужності, що виробляється потоком пари, який поступає в конденсатор);

$\tau$  - теплофікаційний коефіцієнт (відношення різниці ентальпії перед циліндром та у відборі на теплофікацію до різниці ентальпії у відборі на теплофікацію та конденсатом цього потоку);

$q_t$  - частка тепlopостачання з відборів турбіни від загальної теплової потужності на тепlopостачання, враховуючи відпуск теплоти через РОУ на піковий бойлер (якщо він має місце).

З аналізу цього виразу можна зробити висновок, що користуватися їм дуже складно через складність визначення необхідних коефіцієнтів для складних теплових схем реальних теплових схем ТЕС та АЕС. Простіше визначати цю економію прямим розрахунком.

Розглянемо приклад АЕС з турбоустановкою К-1000-5,8/25-1. В конденсаційному режимі (розрахунок наводиться нижче) при потужності реактора 3027,9 МВт електрична потужність блоку 1027,8 МВт. З цього отримуємо електричний ККД  $\eta_k=33,94\%$ . В теплофікаційному режимі при тепловій потужності теплофікаційної установки (ТФУ)  $Q_T=116$  МВт електрична потужність дорівнює  $N_T=1003,8$  МВт. Визначимо необхідні теплові потужності для роздільного виробництва відповідної теплової та електричної енергії.

Для виробництва 1003,8 МВт на конденсаційній АЕС потрібно мати потужність реактора:

$$Q_{RT} = N_{el} / \eta_k = 1003,8 / 0,3394 = 2957,57 \text{ МВт.}$$

Для виробництва теплової потужності за допомогою котельної потрібно витрати:

$$Q_{кот} = Q_T / \eta_{шт} = 116 / 0,9 = 128,89 \text{ МВт}$$

де  $\eta_{шт}$  - ККД котельної, прийнято 0,9.

Таким чином, при роздільному виробництві потрібна наступна потужність:

$$Q_p = Q_{RT} + Q_{кот} = 2957,57 + 128,89 = 3086,46 \text{ МВт.}$$

Економія теплової енергії (пропорційна економія палива), %:

$$\Delta Q = (Q_p - Q_T) / Q_p = (3086,46 - 3027,9) / 3086,46 = 0,019.$$

Тобто, економія палива при використанні сучасних АЕС в теплофікаційному режимі складає 1,9 %. Це, відносно мала величина, пояснюється в першу чергу маленькою часткою теплового навантаження, що відпускається у

теплофікаційному режимі.

На сьогодні теплота, вироблена на АЕС, є однією з найбільш привабливих з точки зору вартості. Тому великі споживачі теплоти, наприклад, агропромислові комплекси, мають бути розташовані поблизу АЕС, а безпечні ядерні установки мають наближатися до великих теплоспоживачів.

## 1.2. Використання теплових насосів для теплопостачання

Теплові насоси (ТН) в основному використовуються для виробництва теплоти в системах централізованого та індивідуального опалення і гарячого водопостачання [30].

Принцип дії і конструкція теплового насосу аналогічні холодильній машині і установці для кондиціонування повітря. У цих пристроях відрізняється тільки задача: холодильники і кондиціонери використовуються для охолодження, а теплові насоси – для нагріву.

Принцип дії теплового насосу заснований на віддачі і поглинанні теплоти робочого тіла «холодоагента» в циклі при періодичному переході його із одного стану в інший, як зображено на рис. 1.1. Залежно від типу теплового насоса, робота виконується або компресором (в паро компресійних ТН), або за допомогою термохімічного перетворення (в абсорбційних ТН).

Випарник – теплообмінний апарат, призначений для перетворення холодоагенту з рідкого стану на пару.

Компресор - призначений для стиснення та перекачування парів холодоагенту.

Конденсатор - теплообмінний апарат для конденсації пари холодоагенту

Дросель призначений для зниження робочого тиску в системі

Основною величиною для оцінки ефективності цих пристроїв є коефіцієнт перетворення (coefficient of performance COP), що перевищує одиницю. Це означає отримання споживачем в кілька разів більшої кількості теплової енергії, ніж було

витрачено електричної енергії на роботу компресору ТН:

$$\text{COP} = Q_{\text{тепл}}/N_{\text{компр.}} \quad (1.2)$$

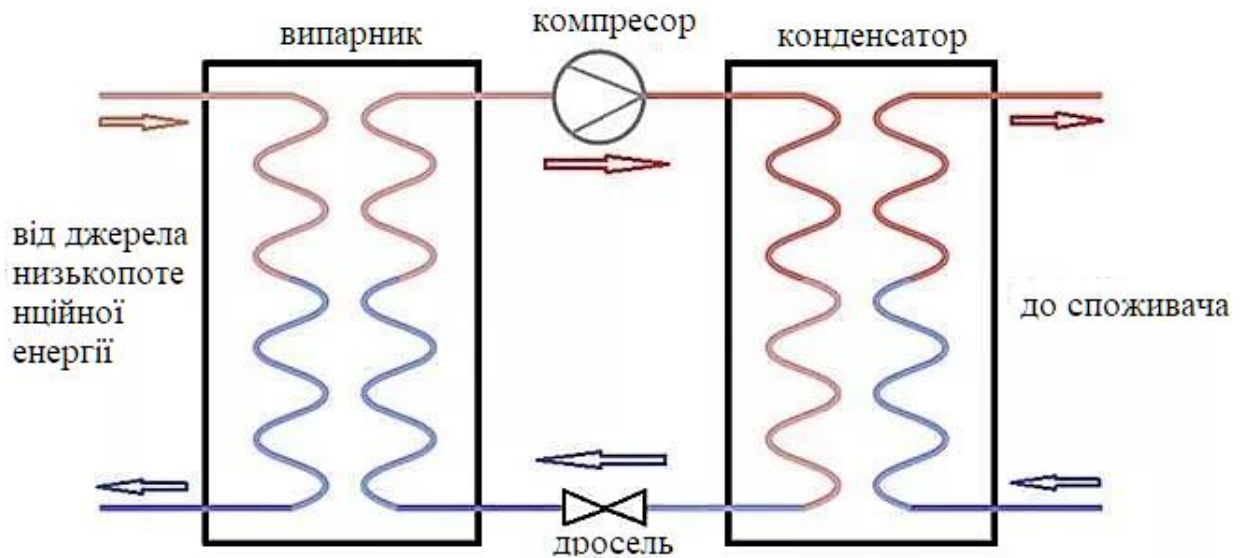


Рисунок 1.1 - Принципова схема роботи компресійного теплового насоса

Ще однією перевагою теплових насосів є безпека. У теплових насосах у процесі опалення відсутні небезпечні гази, відкритий вогонь або шкідливі суміші. Деталі теплового насоса не нагріваються до високих температур, які можуть стати причиною пожежі. Зупинка теплового насоса не спричинить його поломку, ним можна користуватися після тривалого простою. Також виключено замерзання рідин у компресорі чи інших складових частинах.

За останні десятиліття ТЕС та АЕС досягли межі своєї термодинамічної досконалості, визначено оптимальні початкові параметри пари, які у свою чергу обмежуються властивостями матеріалів, що застосовуються в турбобудуванні та кінцевим вакуумом, технічно та економічно досяжним [31]. Для подальшого підвищення техніко-економічних показників ТЕС та АЕС потребує пошук нових нетрадиційних шляхів. Одним із можливих варіантів вирішення цього завдання є застосування тепло насосних технологій для рекуперації енергетичного потенціалу скидних низькотемпературних потоків, що є в достатній кількості на ТЕС та АЕС.

Тільки близько третини теплоти продуктів згоряння палива, які одержуються у котлі ТЕС чи в реакторі АЕС, використовується для виробництва електроенергії, яка спрямовується до споживача. Інші дві третини теплоти безповоротно губляться в системі охолодження конденсатора парової турбіни і скидаються з підігрітою технічною водою у водоймища. Втрата теплоти в конденсаторах теплофікаційних турбоустановок досягає значень 20–60% залежно від режиму та графіка роботи [32].

Така значна втрата пов'язана з потенціалом такої води (її температура не перевищує 30 °С) він дуже низький для корисної утилізації. Однак за допомогою теплового насоса цю низько потенційну теплоту можна трансформувати, збільшивши її температуру до 60–70 °С, зробивши її достатньою для використання. У теплових насосах з коефіцієнтом трансформації не нижче 3,5 можна отримати дуже велику кількість теплової енергії. Однак при цьому необхідно витратити якусь частку електричної енергії для реалізації перетворення енергії в тепловому насосі.

Отриману теплоту можна направляти в систему регенерації паросилової установки електростанції, збільшивши тим самим електричний ККД, або на опалення внутрішніх та зовнішніх споживачів, знижуючи таким чином питому витрату палива на теплофікацію і, як наслідок, викид парникових та токсичних продуктів згоряння.

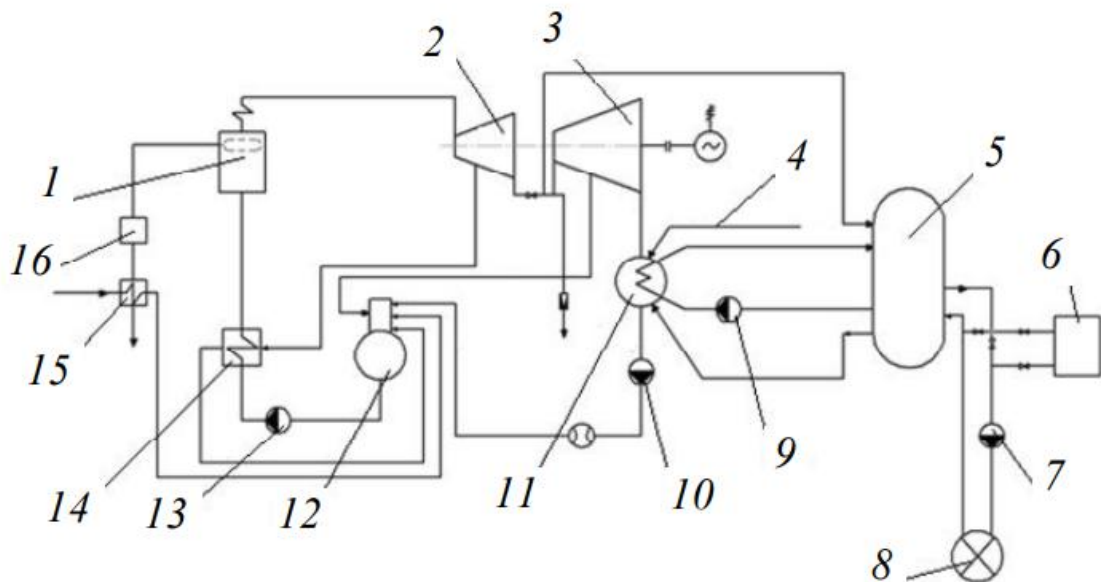
Зауважимо так само, що циркуляційна вода повністю або частково охолоджується у випарнику ТН, отже, за рахунок зниження її температури в конденсаторі турбіни поліпшується вакуум і з'являється можливість вироблення додаткової електричної енергії, яка може бути використана для приводу компресора теплового насоса.

З метою підвищення ефективності роботи ТЕС та АЕС при номінальних та змінних режимах пропонуються різні варіанти застосування вискоєфективного тепло насосного обладнання [33, 34]. Найбільш поширеним варіантом є застосування теплових насосів компресійного типу (КТН), що характеризуються високими коефіцієнтами трансформації. Інший варіант - абсорбційні теплові

насоси (АТН), вони характеризуються найменшими витратами енергії на власні потреби але коштують більше. Також абсорбційне нагрівання привертає підвищену увагу завдяки своїм незамінним перевагам у галузі енергозбереження та зниження забруднення навколишнього середовища при опаленні.

На сьогодні накопичена велика теоретична та практична база з використання ТН. В Україні та за кордоном проводилися масштабні дослідження, у великих кількостях розроблено схеми з використанням ТН.

Наприклад, на рис. 1.2 представлено принципову теплову схему встановлення абсорбційного теплового насоса на конденсатор парової турбіни для здійснення теплофікації споживача [32].



1 – парогенератор; 2 – циліндр високого тиску; 3 – циліндр низького тиску; 4 – повернення конденсату від виробничого споживача; 5 – абсорбційний тепловий насос; 6 – піковий водогрійний котел; 7 – мережевий насос; 8 – тепловий споживач; 9 – циркуляційний насос; 10 – конденсатний насос; 11 – конденсатор парової турбіни; 12 – деаератор; 13 – живильний насос; 14 – підігрівач високого тиску; 15 – підігрівач хімічно очищеної води; 16 – розширювач безперервного продування

Рисунок 1.2 - Принципова теплова схема ТЕС з установкою абсорбційного теплового насосів на конденсатор парової турбіни:

Згідно з теоретичними дослідженнями, теплова потужність, отримана кінцевим споживачем, перевищує теплову потужність котла в 1,3 рази. Використання теплового насоса для опалення споживачів на відстані від електростанції з використанням тепла низько потенційного джерела покриває всі втрати електростанції, у тому числі й втрати в конденсаторі. Якщо тепловий насос встановити на конденсатор парової турбіни, з метою повернення теплоти назад у цикл через систему регенерації, можна значно підвищити ККД на ТЕС і АЕС.

Застосування теплових насосів на АЕС для утилізації втрат системи охолодження конденсатора економічно доцільне з двох причин:

1) У конденсаторі турбіни АЕС теплота пароутворення, що втрачається, становить більшу частину відносно теплоперепаду ТЕС, тому застосування теплового насоса на АЕС призведе до більшого підвищення її ККД, ніж на ТЕС.

2) Останні ступені парової турбіни АЕС працюють при підвищеній вологості пари, через що в турбіні виникають додаткові втрати та підвищене ерозійне зношування лопаток. За рахунок теплового насоса, можна повертати частину теплоти конденсатора з підвищеним потенціалом в останні ступені турбіни, збільшуючи при цьому сухість пари.

На рис. 1.3 представлена принципова теплова схема АЕС, з використанням компресійного теплового насоса для повернення тепла конденсатора в систему регенерації та останні ступені парової турбіни [35]. При цьому конденсатор теплового насоса підключається до системи регенеративного підігріву та замінює перший підігрівач низького тиску.

При такій схемі підключення конструкція паротурбінної установки АЕС вимагає мінімальних втручань. У цій схемі випарник теплового насоса встановлюється в підвідний або відвідний канал охолоджувальної води, що значно спрощує його монтаж.

При підключенні випарника теплового насоса до охолодної води на вході в конденсатор, дозволить підвищити вироблену потужність турбіни за рахунок двох факторів:



При підключенні випарника теплового насоса до циркуляційної води на виході з конденсатора збільшення потужності турбіни досягається тільки за рахунок першого фактору. Однак, оскільки температура охолоджуючої води на виході з конденсатора вище, ніж на вході, робота теплового насоса ефективніша.

При підключенні теплового насоса до охолоджуючої води на вході в конденсатор збільшуються потужність, що додатково виробляється турбіною, і витрата енергії на тепловий насос. У другому випадку потужність що додатково виробляється, буде меншою, але меншими будуть і витрати електроенергії на компресор теплового насоса. Щоб визначити додаткову електричну потужність, що виробляється енергоблоком при підключенні випарника компресійного теплового насоса до входу в конденсатор, розраховували зменшення температури охолоджувальної води та параметри насичення в конденсаторі.

Результати математичного моделювання показують, що потужність, необхідна для роботи компресора теплового насоса, вище додатково вироблюємої енергоблоком електричної потужності, при розміщенні випарника, як на вході, так і на виході охолоджувальної води основного конденсатора турбіни.

Однак, з екологічної точки зору, ми можемо розглядати можливість використання компресійного теплового насоса у схемі основного конденсатора турбіни для скорочення теплових скидів АЕС у навколишнє середовище.

Іншим варіантом утилізації низько потенційної теплоти за допомогою теплових насосів є опалення адміністративних, побутових та виробничих будівель АЕС та найближчого міста [36]. Нині теплота для цих цілей береться з відборів робочої пари турбіни, що знижує вироблення електроенергії на АЕС. Використання для цілей теплопостачання теплоти, що виробляється тепловими насосами з коефіцієнтом трансформації  $K_t = 4$ , дозволяє знизити теплові скиди у довкілля та виключити (або зменшити) відбори пари на теплофікаційні потреби.

Як показують дослідження, застосування теплових насосів компресійного типу занадто енерговитратне для великих енергетичних об'єктів як ТЕС та АЕС. Більше доцільно застосовувати абсорбційні теплові насоси (АТН), які на відміну

від перших, характеризуються найменшими витратами енергії на власні потреби.

Розглянемо ще кілька варіантів використання абсорбційного теплового насоса на ТЕС та АЕС.

На рис. 1.4. показано вугільна когенераційна електростанція потужністю 135 МВт з абсорбційним тепловим насосом. У ньому використовуються три ПНТ, два ПВТ та деаератор [37, 38].

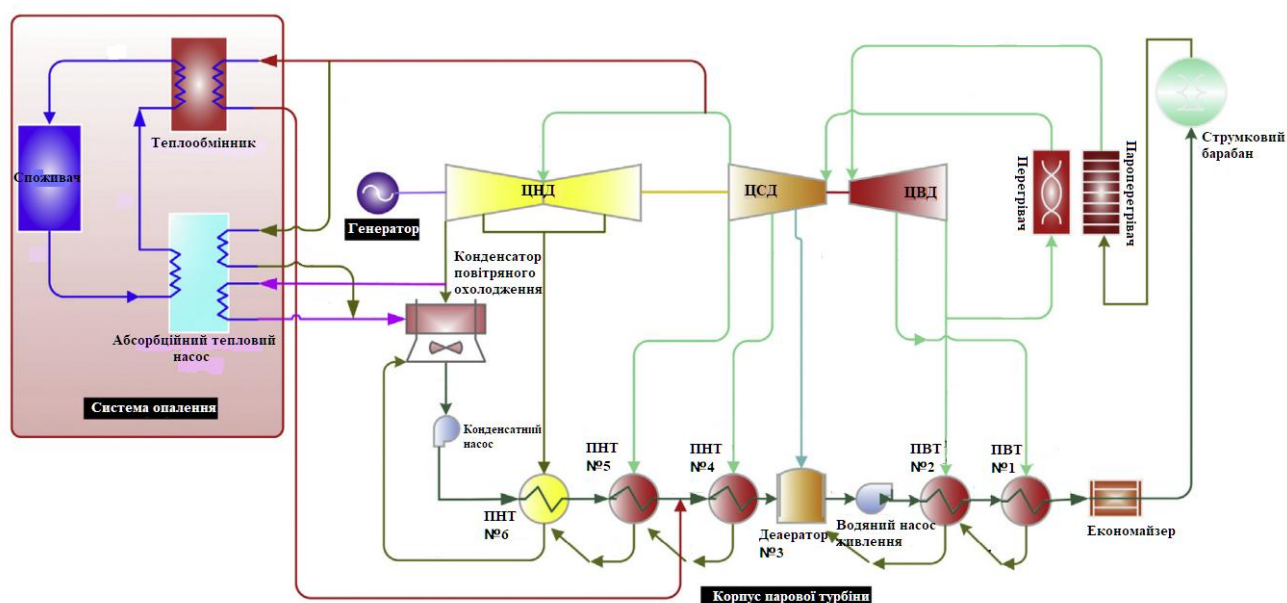


Рисунок 1.4 - Технологічна схема системи ТЕС з абсорбційним тепловим насосом, що утилізує скидне тепло [37]

Як видно з рис. 1.4, тепломережа спочатку обігрівается системою абсорбційних теплових насосів, яка рекуперує частину відпрацьованого тепла, потім нагрівається теплообмінником теплової мережі. Використання абсорбційної тепло насосної системи частково економить пару, яка повинна була бути відібрана для нагріву, що змушує пару повертатися в турбіну для продовження роботи, відповідно покращуючи економічність роботи агрегату.

Як робочі тіла в системі абсорбційного теплового насоса, використовуються бромід літію і вода.

Ідея тут полягає в тому, щоб частково замінити пару, яка повинна була бути

відібрана для опалення, низько потенційною парою для нагрівання мережевої води та використовувати зекономлену пару для продовження роботи в турбіні. У моделі передбачається, що стан робочого тіла в кожній точці системи не змінюється з абсорбційною системою теплового насоса або без неї, а будь-яка зміна продуктивності системи зводиться до зміни витрати, що призводить до зміни вихідної потужності та теплового навантаження.

Щоб оцінити ситуацію з використанням енергії системи, було проведено аналіз показників продуктивності за різних умов експлуатації, таких як 33,18%, 50%, 66,67%, 75%, 100% від максимальної потужності ТЕС.

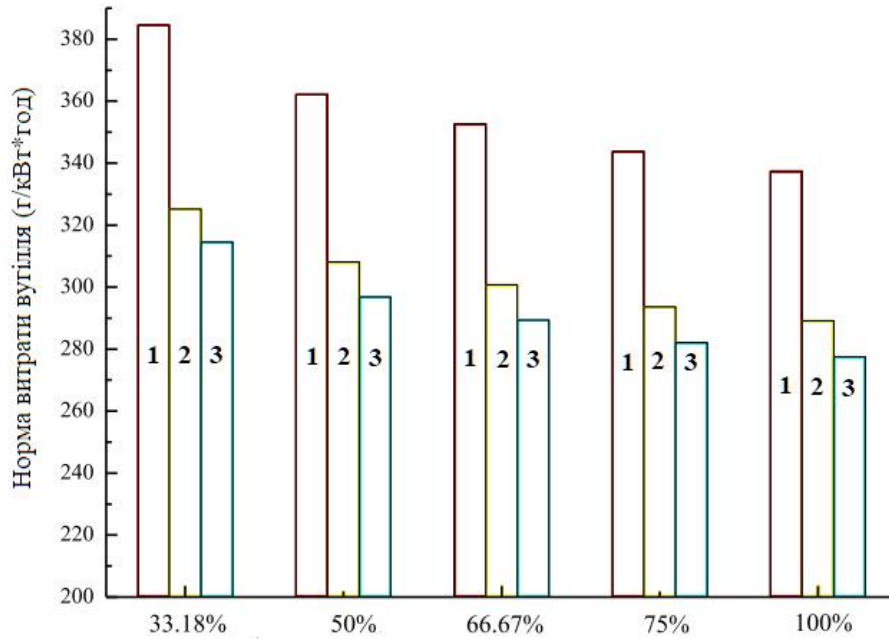
На рис. 1.5 показано порівняння витрати вугілля за різних умов експлуатації з абсорбційним тепловим насосом (АТН) і без нього. При використанні АТН для часткової заміни теплообмінника теплової мережі за різних умов експлуатації нормативна витрата вугілля відповідно менша, ніж нормативна витрата вугілля традиційної системи опалення [38].

Значне зниження витрати вугілля відбувається, головним чином тому, що система АТН відновлює відпрацьоване тепло для заміни часткового оригінального високоякісного тепла від пари. Крім того, зі збільшенням потужності навантаження збільшується позитивний вплив АТН, але зміна невелика.

Як очевидно з рис. 1.6, при використанні системи АТН з частковою заміною теплообмінника теплової мережі вихідна потужність збільшується приблизно на 1-4 МВт, залежно від потужності ТЕС [38].

Причина в тому, що частина пари, яка повинна була бути використана для обігріву, продовжує роботу в турбіні за рахунок системи АТН для утилізації відпрацьованого тепла. Крім того, чим більше підведеного тепла, тим більшим стає приріст вихідної потужності.

При частковій заміні теплообмінника теплової мережі на АТН ступінь зміни підвищеного теплового ККД установки складе приблизно 1,39-1,89 % залежно від навантаження ТЕС. Тенденція до збільшення ККД зі збільшенням навантаження також зберігається.



- 1 - витрата вугілля системи, що працює на чистому вугіллі;  
 2 – витрати вугілля традиційної системи опалення;  
 3 – витрати вугілля на опалення з АТН

Рисунок 1.5 - Порівняння необхідної витрати вугілля вихідної та інтегрованої системи [38]

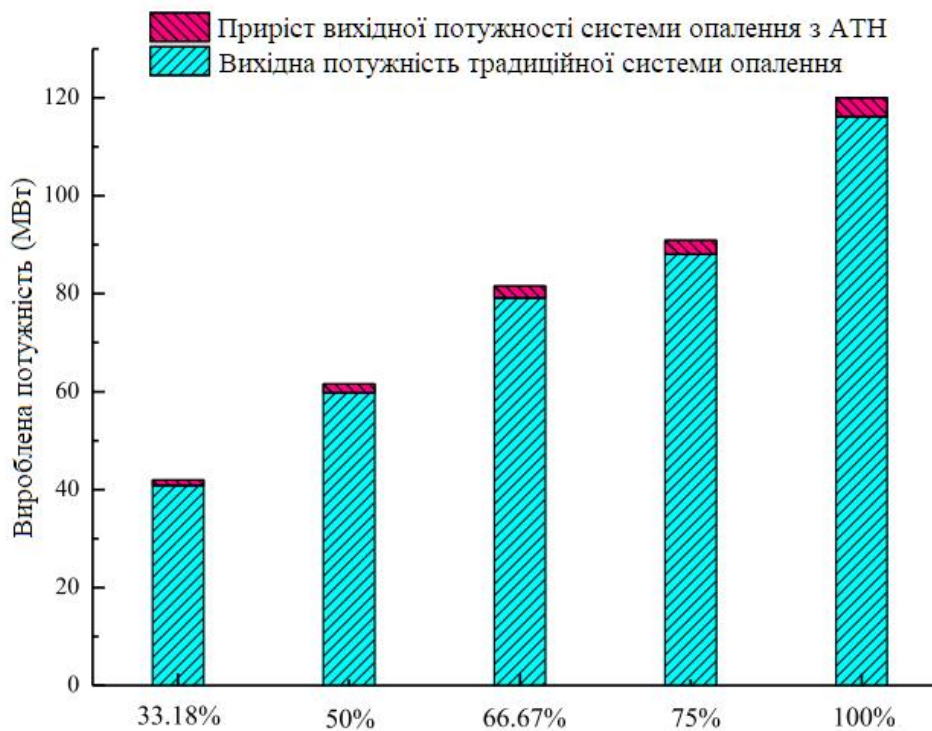


Рисунок 1.6 - Зміна збільшеної вихідної потужності за різних навантажень [38]

Виходячи з наведених вище даних, абсорбційний тепловий насос, що використовується для рекуперації відпрацьованого тепла в системі ТЕС, може підвищити ефективність використання енергії та відповідно підвищити ККД всієї установки.

Однак, ґрунтуючись лише на цьому досвіді, неможливо точно сказати, чи здатний АТН зменшити витрату вугілля та підвищити ККД для ТЕС із потужністю 300 МВт, 800 МВт і більше.

Незважаючи на переваги застосування АБТН у складі теплових схем електростанцій, виникає ряд питань пов'язаних з ефективністю роботи теплових насосів при змінних режимах енергоблоків [39]. Якщо для теплових насосів парокомпресійного типу це питання вже розглядалося [40] і є конкретні результати експериментальних досліджень, то для теплових насосів абсорбційного типу, що працюють у складі енергоблоків великих електростанцій, дослідження можливих варіантів експлуатаційних режимів, явно не проводилися.

Робоче тіло теплового насоса – холодоагент – надзвичайно важливий елемент ТН [41,42]. Вибір холодоагенту часто робиться з різних причин:

- 1) безпека використання, як технічна, і екологічна;
- 2) гнучкість параметрів можливого роботи холодоагенту;
- 3) вартість;
- 4) ефективність використання.

Оскільки для енергетики з технічної точки зору, головним критерієм вибору холодоагенту є його ефективність, марки холодоагентів, що найбільш використовуються сьогодні в промисловості, різної небезпеки порівнюються між собою:

- 1) R12 – фреон групи небезпеки «А», причина – значне виснаження озонового шару;
- 2) R22 – хладон групи небезпеки «Б», що викликає слабе виснаження озонового шару;
- 3) R134a - фреон групи небезпеки "С", не впливають на озоновий шар. Це

озон безпечний фреон.

Останнім часом фреон R12 був найпопулярнішим і широко поширеним, проте через його приналежність до озон небезпечних речовин спостерігається масова і повсюдна відмова від цієї марки холодоагенту на користь безпечнішого фреону R134a. Він негорючий і має низьку токсичність, що робить його безпечним для використання.

Все частіше при виборі холодоагенту перевагу надають багатоконпонентним озон безпечним неазеотропним холодоагентам (серія R400 – аміаки), оскільки вони забезпечують більш вигідний термодинамічний цикл і більш плавне перебіг процесів кипіння – конденсації [43].

Низька ціна холодоагентів R404A і R410A, в порівнянні з іншими, в даний час роблять їх найбільш перспективними холодоагентами тепло насосної техніки. Для високотемпературних споживачів теплоти рекомендуються холодоагенти R410A і R407C, що мають високі значення питомої об'ємної холодопродуктивності, які можуть бути використані для заміщення R22.

Незважаючи на всі позитивні сторони теплових насосів, у системах теплохолодопостачання промислових об'єктів ТН зустрічаються рідше. Основні причини – це обмеження температури високотемпературного теплоносія рівнем до 55 °С та проблеми при створенні теплових насосів великої одиничної потужності. Такі обмеження закладено у принципі роботи ТН та циклу Карно. Нагрівати теплоносій до температури вище 65-70°С не доцільно, оскільки ТН починає споживати надто багато енергії.

Частково ці проблеми вирішено. Вже розроблено і навіть введено в експлуатацію високотемпературні промислові ТН. Наприклад, був запропонований проект утилізації скидної теплоти парової турбіни Ленінградської АЕС-2 [44] за допомогою теплового насоса ТНСО2-2300 для підігріву мережної води з 28 до 80 °С з коефіцієнтом перетворення 5. Сучасні високотемпературні теплові насоси серії IWHSS здатні нагрівати теплоносій до +95°С, роблячи його придатним для використання в системі місцевого опалення та гарячого водопостачання.

Для досягнення підвищення температури, компанія OCHSNER розробила двофазний круговий процес [45]. Високотемпературні теплові насоси випускаються потужністю від 190 до 750 кВт в одиничному виробі, при цьому температура опалювальної води на виході з конденсатора досягає  $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$  при температурі джерела тепла  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

В роботі [46] досліджуються системи з великогабаритними LiBr-водяними абсорбційними тепловими насосами для попереднього підігріву оборотної води в мережі централізованого тепlopостачання з  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Подано теоретичний аналіз системи, що показує переваги в порівнянні зі звичайним абсорбційним тепловим насосом та оригінальною системою тепlopостачання.

Одним із можливих варіантів вирішення завдання розширеного використання теплових та атомних електростанцій для теплофікації є застосування теплонасосних технологій для рекуперації енергетичного потенціалу скидних низькотемпературних потоків [34].

В [47] проведено аналіз використання скидної теплоти зворотних конденсаційних циклів за допомогою теплових насосів на прикладі ТЕЦ-6 м. Києва. Підтверджується, що на ТЕЦ більш ефективно використовувати теплофікацію ніж ТН, але доцільно їх підключати в піковому режимі.

Крім конденсатора турбіни розглянуті також охолоджувач генератору (2-4,5 МВт), масло охолоджувач турбіни (4-7 МВт), система охолодження насосного обладнання блоку та теплової мережі (2-4 МВт). Автори фіксують приведені потужності, але зрозуміло, що в подальшому розглядається використання тільки конденсатору. Тому що решта джерел є достатньо малими. Збір енергії від цих джерел уявляється достатньо дорогим та недоцільним. В роботі проаналізовано підігрів зворотної мережевої води в ТН, які використовують теплоту циркуляційної води, перед бойлерами. Визначено, що при мінімальному підігріві води ( $1-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), за рахунок максимального COP, така схема підключення є ефективною.

## Висновки до розділу 1

1. При наявному розвитку ядерної енергетики для вирішення екологічних проблем потрібно максимально використовувати АЕС для теплопостачання. Найбільш економічним використанням АЕС для теплопостачання є використання теплофікації - комбінованого виробництва електричної та теплової енергії, при забезпеченні теплового навантаження за рахунок відбірної з турбіни пари. Для техніко-економічного обґрунтування цього мають бути визначені максимально можливі потужності теплофікаційних установок, які мають забезпечувати потужних чи розподілених споживачів. Це має бути зроблено як для великих АЕС, так і для АЕС малої потужності з малими модульними реакторами, які будуть призначені для теплопостачання.

2. При широкому використанні АЕС для теплопостачання передбачається дальній транспорт теплоти. Таким чином, має бути обґрунтований такий транспорт з техніко-економічної та екологічної точки зору.

3. Одним з можливостей розширеного теплопостачання є використання теплових насосів, які використовують низько потенційну енергію. Таким джерелом великої потужності є конденсатори АЕС. Перспективною є задача обґрунтування використання теплоти конденсації пари конденсаторів АЕС для теплопостачання. Використання цієї теплоти вирішує екологічну задачу через зниження теплового забруднення, що є одним з основних недоліків ядерної енергетики. Потребує перевірки економічна доцільність такого використання.

4. При широкому впровадженні теплових насосів виникає задача вибору оптимального варіанту розташування цих теплових насосів: чи біля АЕС, чи у споживача.

Результати розділу 1 висвітлено у працях автора, наведених у Додатку А. Це публікації: [5, 8].

## РОЗДІЛ 2

### ВИКОРИСТАННЯ АЕС ДЛЯ РОЗШИРЕНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

#### 2.1 Використання потужних АЕС для теплопостачання

##### 2.1.1 Постановка задачі

Мета розділу – визначення максимально можливої теплової потужності, яка може бути відведена від енергоблоку з турбоустановкою К-1000-60/1500-1 (1-й та 2-й енергоблоки Південноукраїнської АЕС).

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання.

1. Розробити математичну модель розрахунку теплової схеми турбоустановки з турбіною К-1000-60/1500-1 та теплофікаційною установкою.

2. Провести варіантні розрахунки теплової схеми залежно від теплової потужності споживача тепла з визначенням термодинамічної та економічної ефективності АЕС. Як критерій термодинамічної ефективності прийнято ексергетичний коефіцієнт корисної дії (ККД).

3. Визначити максимально можливу теплову потужність теплофікаційної установки АЕС, яка може бути отримана за мінімально допустимого пропуску пари в конденсатор 10 % від витрати пари, що подається на турбіну [48].

Розрахунок теплової схеми турбоустановки К-1000-5,8/25-1 приведено в Додатку В [49]. В результаті розрахунку отримано, що електрична потужність турбоустановки без ТФУ дорівнює 1032 МВт.

Сумарна витрата електроенергії на привід насосів дорівнює 4,19 МВт. Повна витрата теплоти на турбоустановку: 3 027 900 кВт.

Електричний ККД брутто:

$$\eta_{\text{бр}} = N_{\text{ел}} / Q_{\text{ТУ}} = 1032 / 3027 = 34,09 \%$$

Електричний ККД нетто:

$$\eta_{\text{н}} = (N_{\text{ел}} - N_{\text{н}})/Q_{\text{ТУ}} = (1032 - 4,19)/3027,9 = 34,06 \%$$

Ексергетичний ККД визначається під час виробництва двох видів продукції: електричної та теплової енергії. Ексергія теплової енергії визначається за формулою [50]:

$$Eq = G [h_{\text{вих}} - h_{\text{вх}} - T_0 (s_{\text{вих}} - s_{\text{вх}})], \quad (2.1)$$

де  $G$  – витрата мережної води;  $h_{\text{вих}}$ ,  $h_{\text{вх}}$ ,  $s_{\text{вих}}$ ,  $s_{\text{вх}}$  – ентальпія та ентропія прямої та зворотної мережної води;  $T_0$  – температура довкілля.

Ексергетичний ККД [50]:

$$\eta_{\text{ех}} = (N_{\text{ел}} + Eq) / Q_{\text{ПГ}}. \quad (2.2)$$

### 2.1.2 Термодинамічна ефективність комбінованого виробництва.

Використовуючи розроблену програму розрахунку теплової схеми, було проведено варіантні розрахунки щодо залежності термодинамічної ефективності роботи турбоустановки від теплової потужності теплоспоживача. Згідно з отриманими результатами, зі збільшенням теплової потужності ТФУ електрична потужність блоку лінійно знижується. За номінальної теплової потужності ТФУ 116 МВт електрична потужність блоку дорівнює 1008 МВт. Тобто за максимальної потужності ТФУ електрична потужність знижується на 24 МВт.

Щодо термодинамічної ефективності слід зазначити, що зі зростанням потужності ТФУ ексергетичний ККД незначно зростає (табл. 2.1). З цього можна зробити висновок, що відпуск теплоти для електростанції є вигідним із термодинамічної точки зору.

Таблиця 2.1 - Залежність ексергетичного ККД блоку від теплової потужності ТФУ [46]

$Q_{\text{ТФУ}}$ , МВт	0	33,52	67,04	100	116,5
$\eta_{\text{ex}}$ , %	34,01	34,05	34,098	34,14	34,16

### 2.1.3 Економічна доцільність теплопостачання від АЕС.

З точки зору економічної доцільності роботи АЕС в теплофікаційному режимі проведемо розрахунок доходу АЕС від продажу електричної та теплової енергії.

Для порівняння візьмемо опалювальний період, що триває, наприклад, шість місяців ( $6 \cdot 30 \cdot 24 = 4320$  год). Кількість відпущеної електроенергії з урахуванням 6 % на власні потреби за цей період дорівнює

$$E_{\text{ел}} = 4320 \cdot N_{\text{ел}} \cdot 0,94 \cdot 1000, \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

Для аналізу економічної доцільності виробництва електроенергії чи теплової енергії було використано тарифи на ці види енергетичної продукції для населення. Більш коректне співставлення треба проводити з використанням тарифів, які отримують АЕС за свою продукцію. Але цих даних у відкритому доступі немає.

Отже, з урахуванням тарифу на електроенергію  $c_{\text{тар.е}} = 2,64$  грн/(кВт · год) [51], отриманий дохід від продажу електроенергії складе

$$Z_{\text{ел}} = E_{\text{ел}} \cdot c_{\text{тар.е}}, \text{ грн.}$$

Кількість відпущеної теплоти за півроку

$$Q_{\text{T}} = Q_{\text{ТФУ}} \cdot 4320 \cdot 3600 \cdot 10^{-3} / 4,19, \text{ Гкал.}$$

де  $Q_{\text{ТФУ}}$  - теплова потужність теплофікаційної установки, МВт:

З урахуванням тарифу на теплоту, що відпускається,  $c_{\text{тар.т}} = 1654,41$  грн/Гкал

[52], дохід від продажу теплоти складе

$$Z_q = Q_T \cdot c_{\text{тар.т}}, \text{ грн.}$$

Сумарний дохід від продажу електроенергії та теплоти складе

$$Z_{\text{заг}} = Z_{\text{ел}} + Z_q.$$

У табл. 2.2 наводяться результати відповідного розрахунку залежності доходу АЕС від продажу електричної та теплової енергії від потужності ТФУ (витрати мережної води). Як видно з наведених даних, сумарний дохід АЕС із зростанням потужності ТФУ підвищується.

Таблиця 2.2 - Залежність доходу АЕС від продажу електричної та теплової енергії за півроку залежно від потужності ТФУ (витрати мережної води) [49]

Параметр	Числові значення параметрів в залежності від витрати мережної води, $G_{\text{мв}}$				
	0	100	200	300	347,5
$G_{\text{мв}}$ , кг/с	0	100	200	300	347,5
$Q_{\text{ТФУ}}$ , МВт	0	33,52	67,04	100	116,5
$Q_T$ , Гкал	0	124 416	248 832	371 169	432 412
$Z_q$ , \$	0	$5,15 \cdot 10^6$	$10,3 \cdot 10^6$	$15,4 \cdot 10^6$	$17,9 \cdot 10^6$
$N_{\text{ел}}$ , МВт	1032	1 025,6	1 019,2	1 012,8	1 008,0
$E_{\text{ел}}$ , МВт·год	$4,191 \cdot 10^9$	$4,165 \cdot 10^9$	$4,139 \cdot 10^9$	$4,113 \cdot 10^9$	$4,093 \cdot 10^9$
$Z_{\text{ел}}$ , \$	$2,766 \cdot 10^8$	$2,749 \cdot 10^8$	$2,732 \cdot 10^8$	$2,714 \cdot 10^8$	$2,702 \cdot 10^8$
$Z_{\text{заг}}$ , \$	$2,766 \cdot 10^8$	$2,800 \cdot 10^8$	$2,834 \cdot 10^8$	$2,868 \cdot 10^8$	$2,880 \cdot 10^8$

Тобто в умовах роботи в теплофікаційному режимі АЕС заробляє більше на 4,12 %.

2.1.4 Визначення максимально можливої теплової потужності, що відпускається теплоспоживачу.

Враховуючи екологічну та економічну привабливість теплопостачання від АЕС, доцільно з'ясувати максимально можливу теплову потужність, яку можна відібрати від АЕС із реконструкцією ТФУ, що існує.

Зі збільшенням відборів пари на теплофікацію зменшується витрата через останні ступені турбіни. При цьому може настати такий режим, у якому ЦНТ буде обертатися не за рахунок тиску пари, а обертатися циліндром високого тиску. Тобто настане вентиляційний режим. При цьому температура пари зростатиме і можлива ситуація, за якої температура корпусу перевищить допустиму і відбудеться розрив корпусу. Таким чином, граничним фактором збільшення теплофікаційних відборів є зниження витрати пари через останні ступені. Це конкретизується регламентацією витрати пари у конденсатор. У літературі наводиться граничне значення витрати пари на конденсатор 5–10 % від витрати гострої пари [48]. Для проведення подальших розрахунків прийнято обмеження витрати пари в конденсатор 10 % від  $D_0$ .

Використовуючи створену математичну модель ТУ К-1000-60/1500-1, було проведено варіантні розрахунки збільшення теплової потужності ТФУ для досягнення граничної витрати пари в конденсатор. У результаті розрахунку було отримано, що відношення  $D_{\text{конд}}/D_0 = 0,1$  досягається за теплової потужності ТФУ 900 МВт. При цьому електрична потужність дорівнюватиме 684,8 МВт. Результати ітеративних розрахунків наводяться в табл. 2.3 [49].

В табл. 2.3 витрата пари в конденсатор відповідає одному конденсатору. Враховуючи, що наявні три конденсатора для трьох ЦНТ, сумарна витрата пари в конденсатор буде дорівнювати приведену значенню, помноженому на 3. Таким чином мінімальний пропуск пари в конденсатор у розмірі 10 % від початкової витрати відповідає тепловій потужності 900 МВт [49] Це достатньо велика потужність для забезпечення великих теплоспоживачів. Залежність електричної потужності блоку  $N_{\text{ел}}$  від теплової потужності ТФУ  $Q_{\text{тфу}}$  лінійна, МВт:

$$N_{\text{ел}} = 1043,9 - 0,3981 \cdot Q_{\text{тфу}}. \quad (2.3)$$

Таблиця 2.3 - Залежність електричної потужності та витрати пари в конденсатор від потужності теплофікаційної установки

$Q_{\text{тфу}}$ , МВт	$N_{\text{ел}}$ , МВт	$D_{\text{конд}}$ , кг/с	$t_{\text{конд}}$ , С
200	964	255	27,4
250	944	238	27,2
300	924	224	27,1
400	885	196	28,8
500	845,7	168	26,6
700	765,7	113	26,1
900	684,8	57,5	25,8

При зменшенні витрати в конденсатор зменшується температура конденсації, що підвищує термічний ККД енергоблоку. З наведених в табл. 2.3 даних видно, що при збільшенні теплової потужності ТФУ до 900 МВт температура конденсації зменшується на 2 градуси, що суттєво впливає на ККД енергоблоку.

## 2.2 Використання малих модульних реакторів для теплопостачання

Високі показники безпеки та незалежність від джерела води дозволяють розміщувати SMR у безпосередній близькості до населених пунктів, що робить їх цікавими для теплопостачання великих міст.

Вартість АСМП, як в принципі і енергоустановок іншого типу, є доволі високою. Звідси витікає, що вони мають забезпечувати достатньо потужного споживача. Тепер розглянемо, які потреби мають крупні міста. Нещодавно був завершений проєкт розробки «Схеми теплопостачання міста Одеси» [25]. Ця робота була проведена у зв'язку з необхідністю для крупних міст України відповідати сучасним вимогам: зменшенню викидів парникових газів, зменшенню

використання викопного палива і таке інше. В результаті аналізу сучасного стану теплопостачання було отримано, що теплопостачання здійснюється районними котельнями, потужність кожної приблизно дорівнює 300 МВт [25].

Треба відмітити, що сьогодні з ціллю економії палива у світі приділяється особлива увага центральному теплопостачанню. По-перше, це дозволяє економити паливо через більш високий ККД потужних котлів, ніж у котлів малої потужності; по-друге, суттєву економію палива можна забезпечити при комбінованому виробництві електричної та теплової енергії на ТЕЦ.

При реконструкції котельних доцільно замінити джерело теплоти. Наявна інфраструктура дозволить суттєво зменшити фінансові витрати. У якості нового джерела енергії пропонуються АЕС, саме за допомогою яких можуть бути досягнуті цілі, позначені Паризькою угодою [8].

Розглянемо можливості АСМП з SMR-160 [53] для теплопостачання. Беручи за основу наведене раніше співвідношення між електричною та тепловою потужністю конденсаційної турбіни, отримаємо, що при електричній потужності 160 МВт можлива тепла потужність складе 32 МВт ( $160 \cdot 200 / 1000$ ). Звідси витікає, що SMR, які за визначенням мають електричну потужність до 300 МВт, не можуть використовуватися для теплопостачання великих міст за відомою технологією. Відносно мала тепла потужність буде отримана і в результаті аналізу теплової схеми другого контуру АСМП фірми NewScale [54], де теплопостачання опріснення забезпечується теплофікаційними відборами з турбіни. Для SMR найбільш підходять турбіни транспортних енергоустановок, які відпрацьовані та мають достатній досвід експлуатації. Ці турбіни мають один ПНТ та два ПВТ. Між циліндрами турбіни використовується сепаратор [25].

Можлива схема турбоустановки без ПВТ, що пояснюється додатковими вимогами до маневреності, хоча ці ж вимоги пред'являються і до транспортних установок, а там ПВТ використовуються.

Початкові параметри ( $P_0=3,4$  МПа) турбоустановок з реакторами типу PWR забезпечують ККД на рівні 30 %. Використовуючи наведені характеристики SMR-

160, розрахунковий ККД дорівнює  $\eta_{\text{ел}}/Q_{\text{реакт.}} = 160/525 = 0,3047$ . Це означає, що ніякого додаткового виробітку теплоти не може бути. Це треба було визначити тому, що, наприклад, в установці KLT-40S при електричній потужності турбіни 35 МВт потужність реактора 150 МВт, що перевищує необхідну для турбіни потужність  $35/0,30 = 117$  МВт. Це дозволяє виробити відносно велику кількість теплоти для споживача:  $25 \text{ Гкал/год} = 29 \text{ МВт}$ .

Якщо використовувати SMR-160 у якості АСТ, то при тепловій потужності реактора 525 МВт, він може успішно забезпечити теплотою район (або два райони) крупного міста. Але тут постає питання економіки. При конфігурації АСТ станція буде працювати тільки в опалювальний період, що робить її неекономічною. Для забезпечення роботи цілий рік схема АСМП повинна мати обладнання для обох режимів: конденсаційного при виробітку тільки електроенергії літом та теплового для теплозабезпечення взимку.

В [60, 61, 62] було розглянуто цей режим роботи: влітку АСМП працює у конденсаційному режимі: задіяна основна двоциліндрова турбіна. Взимку здійснюється перехід на теплофікаційний режим: відключається циліндр низького тиску та вся пара з вихлопу циліндру високого тиску направляється в систему регенерації теплоти та на теплофікаційну установку (ТФУ). Термодинамічно вигідно підігрівати воду у двох ступенях: спочатку відбірною парою, а потім гострою парою.

Розрахунок схеми з використанням ЦВТ у протитисковому режимі та догрівом мережевої води гострою парою показав, що SMR-160 при потужності реактора 525 МВт забезпечує теплоспоживача потужністю 442,5 МВт та електричну потужність 36,1 МВт [60, 61, 62].

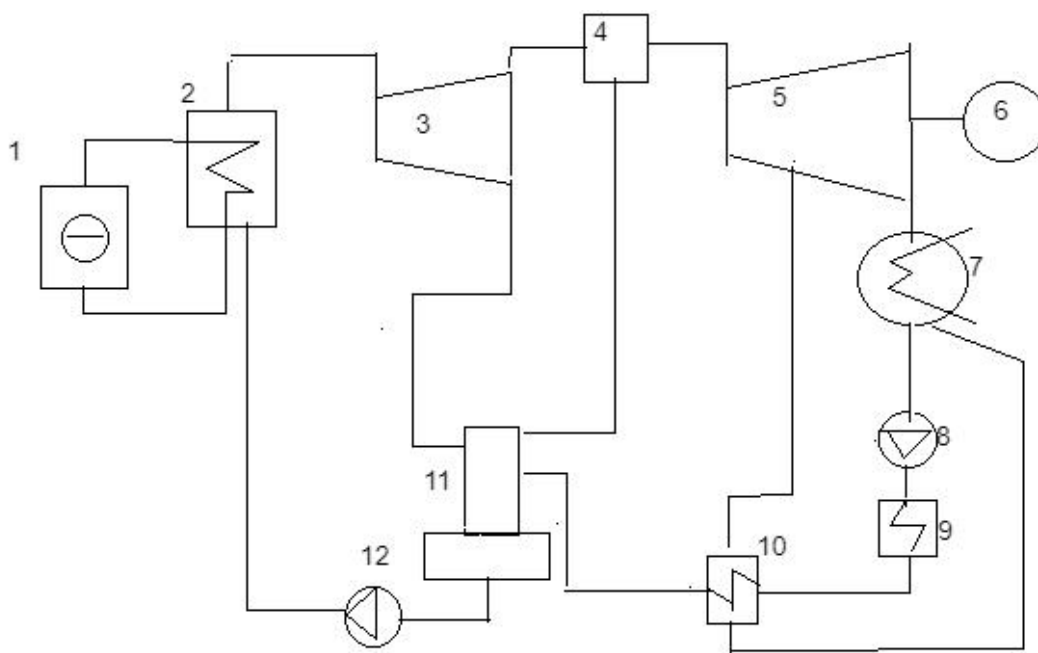
Слід відмітити, такий режим можливий тільки при двовальній компоновці, тобто кожний циліндр турбіни зв'язаний зі своїм генератором. При одновальному виконанні турбіни це не є технічно можливим, тому що при відключенні ЦНТ, по-перше буде витрачатися енергія на його обертання, а по-друге, ЦНТ буде працювати у вентиляційному режимі з нагрівом повітря.

Визначимо максимальну теплову потужність, що відпускається теплоспоживачу, при умові мінімального пропуску пари в конденсатор для одновальної турбіни, аналогічно аналізу для потужної АЕС. Згідно [48] мінімально допустимою витратою в конденсатор є 10 % від початкової витрати на турбіну.

Теплова схема турбоустановки для SMR-160 в літературі відсутня [52, 53, 54, 55]. Принципова схема з розвиненою системою регенерації теплоти [54] не є характерною для ММР, які призначені в тому числі для слідування за навантаженням у маневрових режимах та максимально спрощену систему регенерації теплоти.

Розробка теплової схеми та визначення основних параметрів було зроблено під керівництвом автора магістрантом Денисом Степурою [56].

Розроблена принципова теплова схема наведена на рис. 2.2 [56].



- 1 - реактор, 2 - парогенератор, 3 - циліндр високого тиску,  
 4 - сепаратор, 5 - циліндр низького тиску, 6 - генератор,  
 7 - конденсатор, 8 - конденсатний насос,  
 9 - охолоджувач ежекторів. 10 - підігрівач низького тиску,  
 11 - деаератор, 12 - живильний насос

Рисунок - 2.2 - Принципова теплова схема турбоустановки К-160-3,4 [56]

При розрахунках теплових схем турбоустановок звичайно використовують методику, викладену в [57, 58, 59]. В результаті розрахунку схеми в конденсаційному режимі було отримано, що електрична потужність дорівнює 157 МВт та абсолютний електричний ККД турбоустановки 29,92 % [56].

Як вже вказувалося, максимальна теплова потужність, що відпускається споживачу, досягається при витраті в конденсатор 10 % пари від витрати на турбіну. Залежність електричної потужності турбоустановки К-160-3,4 від зміни теплової потужності споживача описується рівнянням:

$$N_{el} = 156,75 - 0,2544 \cdot Q_{ТФУ}, \text{ МВт}, \quad (2.3)$$

Пропуску 10% пари в конденсатор відповідає тепловій потужності ТФУ 429 МВт. Це достатньо велика теплова потужність, що може забезпечити навіть район крупного міста. При цьому електрична потужність дорівнює 48,4 МВт [56].

### 2.3 Забезпечення теплопостачання на великі відстані

Україна завжди виконувала роль зв'язку Європи з Азією. Основним транспортним вузлом є Одеські порти. Функціонування та розвиток цих портів має забезпечуватися енергією. Останнім часом більше 50% електрики України виробляється на АЕС.

Національна атомна енергогенеруюча компанія «Енергоатом» співпрацює з провідними фірмами США в цьому напрямку, а саме з NuScale Power і Holtec International. Укладені меморандуми про будівництво АЕС малої потужності. Виникає питання, де саме будувати енергоблоки. Одним з таких перспективних регіонів є Одеська агломерація.

Метою даного розділу є: обґрунтування можливості теплозабезпечення міста Одеси від АСМП, а саме оцінити перспективи транспортування тепла на великі відстані від АЕС. Задача була вирішена автором сумісно з О. Белозьоровим [60, 61].

Одеська агломерація має унікальні географічні та транспортно-логістичні умови для розвитку міжнародної торгівлі. Функціонування Одеських портів є показником інтегрованості України у світову економічну систему. Цим портам і їх структурам потрібне стабільне енергозабезпечення.

Найбільш прийнятним джерелом для цього є АЕС. Але на відстані 30 км від міста через велике рекреаційне значення цієї території та її важливість для сільського господарства нема ділянки для розміщення АЕС.

Тому співробітником кафедри атомних електростанцій Одеської політехніки Андрієм Скачком було запропоновано розташування АСМП на відстані 30 км в морі. В результаті для обґрунтування можливості такого розташування необхідно розрахувати можливі втрати теплоти при такому транспортуванні гарячої води по дну моря [60, 61].

За [61, 62, 63] з ядерної установки SMR-160 можна отримати 442,5 МВт теплової енергії. Визначимо втрати при транспортуванні тепла на вказану відстань. Температура мережної води приймається: пряма нитка 140 °С, зворотна 70 °С. Гідравлічні втрати та теплообмін розраховується за методикою [65, 66, 67].

За розробленою методикою розрахунку приймаються попередні значення температур на поверхні трубопроводу, на поверхні облицювання та на поверхні теплоізоляції з подальшим ітеративним уточненням.

Методика та приклад розрахунку приводиться в Додатку Г.

При вихідних даних: тепла потужність, що передається, 442,5 МВт, зовнішній діаметр трубопроводу 1,42 м, теплоізоляція поліуретан товщиною 50 мм, облицювання - нержавіюча сталь товщиною 2 мм, було отримано, що втрати теплоти складають 10,7 МВт, тобто 2,4 % [60, 61].

Розрахунок зворотного трубопроводу був виконаний за аналогічною методикою. Отримано, що на відстані 30 км при вході води з температурою 71 °С втрачається 1 °С, що відповідає втраті теплової потужності 3,9 МВт [60, 61].

Проведений вище розрахунок стосується прийнятого зовнішнього діаметру трубопроводу 1420 мм та товщини теплоізоляції 50 мм. Метою подальшого

дослідження є розробка методики оптимізації характеристик теплопроводу заданої довжини та потужності та оптимізація основних конструктивних параметрів.

*Вихідні данні:*

1. Теплова потужність, МВт.
2. Витрата теплоносія, кг/с.
3. Температура прямої та зворотної мережевої води, t<sub>пр</sub>; t<sub>зв</sub>.
4. Довжина теплопроводу.

Оптимізація проводиться за критерієм мінімуму приведених витрат.

*Задачі:* знайти оптимальні параметри, до яких відноситься

- 1) зовнішній діаметр трубопроводу;
- 2) товщина теплоізоляції.

У якості теплоізоляції для підводного розташування приймається пінополіуретан, який наноситься на поверхню трубопроводу розпилюванням.

Оптимальними параметрами є звичайно ті, які відповідають мінімуму приведених річних витрат [68, 69, 70]. Таким чином, критерій оптимізації – це приведені річні витрати, що визначаються за виразом:

$$Z = E_n \cdot K + I, \quad (2.1)$$

де  $K$  - вартість теплопроводу;

$E_n$  - нормативний коефіцієнт окупності,  $E_n = 0,12$ ;

$I$  - річні експлуатаційні витрати.

Річні витрати виробництва представляють суму складової капітальних витрат і експлуатаційних витрат [68]:

$$I = I_k + I_{\text{експл.}} \quad (2.2)$$

Складова капітальних витрат у річних витратах визначається як

$$I_k = p_a K + I_{\text{п.р.}}, \quad (2.3)$$

де  $p_a K$  - амортизаційні відрахування;

$p_a$  - коефіцієнт амортизації, враховуючий відрахування на реновацію і капітальний ремонт і залежний від виду обладнання та режиму його роботи;

$I_{п.р.}$  - щорічні витрати на поточний ремонт. Приймаються в розмірі 10-20 % від амортизаційних відрахувань.

Коефіцієнт  $p_a$  згідно нормам, прийнятим в 80-і роки виражався у % від первісної вартості. В цілому по станції для наближених розрахунків  $p_a$  приймають 6-8 % залежно від якості палива і числа годин використання встановленої потужності.

$$I_k = 0,06 \cdot K + 0,1 \cdot 0,06K = 0,066 \cdot K.$$

Експлуатаційні витрати визначаються, як витрати на привід насосів [69]:

$$I_{\text{експл}} = N_{\text{нас}} \cdot C_{\text{сл}} \cdot \tau_{\text{річ}}, \quad (2.4)$$

де  $\tau_{\text{річ}}$  – час роботи теплопроводу протягом року, а саме протягом періоду опалення;

$N_{\text{нас}}$  – потужність насоса для перекачування води по трубопроводу, кВт:

$$N_{\text{нас}} = G_{\text{мв}} \cdot \Delta h_{\text{нас}} / \eta_{\text{м}}, \quad (2.5)$$

$\Delta h_{\text{нас}}$  – підвищення ентальпії в насосі; кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{нас}} = v_{\text{сер}} \cdot \Delta P_{\text{тер}} / \eta_{\text{ад}}, \quad (2.6)$$

$\Delta P_{\text{тер}}$  - гідравлічний опір трубопроводу, кПа:

$$\Delta P_{\text{тер}} = \lambda_{\text{тер}} (l/d) \cdot (w^2/2) \cdot \rho \quad (2.7)$$

$v_{\text{сер}}$  – середній питомий об'єм мережевої води (МВ), м<sup>3</sup>/кг.

$\lambda_{\text{тер}}$  - коефіцієнт тертя визначається за формулою Альтшуля:

$$\lambda_{\text{тер}} = f(\text{Re}, \Delta_{\text{ш}}) = 0,11 [(\Delta_{\text{ш}}/d) + (68/\text{Re})]^{0,25} \quad (2.8)$$

$$\text{Re} = w \cdot d_{\text{вн}} / v_{\text{сер}} \quad (2.9)$$

$\Delta_{\text{ш}}$  - шорсткість для сталевих труб,  $\Delta_{\text{ш}} = 0,05 \cdot 10^{-3}$  м [71].

Таким чином вираз для приведених витрат буде мати вигляд

$$Z = 0,186 \cdot K + I_{\text{ексл}}. \quad (2.10)$$

Порівнювання варіантів має здійснюватися при однаковій продуктивності. При зміні, наприклад, товщини теплоізоляції втрати теплоти в навколишнє середовище будуть змінюватися. Для того щоб зрівняти варіанти будемо додавати витрати на заміщення потужності, яка буде компенсувати втрати теплоти в навколишнє середовище:

$$Z = 0,186 \cdot K + I_{\text{ексл}} + Z_{\text{зам}} = 0,186 \cdot K + I_{\text{ексл}} + Q_{\text{втр}} \cdot \tau_{\text{річ}} \cdot c_{\text{тепл}} \quad (2.11)$$

де  $Q_{\text{втр}}$  – втрати теплоти в трубопроводі, відповідно, МВт;

$c_{\text{тепл}}$  – вартість теплової енергії у відповідному регіоні,  $c_{\text{тепл}} = 1813,94$  грн/Гкал = 45,3 \$/Гкал [72];

$c_{\text{ел}}$  – вартість електричної енергії, 4,75 грн/кВт год = 0,119 \$/кВт год [73];

$C_{\text{тр}}$  – питома вартість трубопроводу, \$/м. Приймаємо вартість трубопроводу зі сталі 20: 88,17 грн/кг = 2,2 \$/кг [74];

$C_{\text{ізол}}$  – питома вартість теплоізоляції, \$/м. Приймаємо середню величину

нанесення пінополіуретану  $6496 \text{ грн/м}^3 = 162,4 \text{ \$/м}^3$  [75];

$C_{\text{обл}}$  – питома вартість облицювання,  $450 \text{ грн/м}^2 = 11,5 \text{ \$/м}$  [76];

$C_{\text{монт}}$  – вартість монтажних робіт оцінюється у 45 % від вартості теплотраси [77].

Результати оптимізації прямого та зворотного трубопроводів

За розробленою математичною моделлю було проведено оптимізацію діаметру трубопроводу та товщини теплоізоляції. В табл. 2.4 наведені результати розрахунку трубопроводу теплотраси при швидкості теплоносія 1 м/с та товщині теплоізоляції 50 мм.

В табл. 2.5 наведено складові вартості теплотраси, звідки видно, що основний вплив на вартість здійснює саме трубопровід, вартість якого складає ~ 55 %.

В табл. 2.6 наведено структуру розрахункових витрат. З наведених даних можна зробити висновок, що найбільший вклад в розрахункові витрати вносить капітальна складова.

В таблиці 2.7 наводяться результати оптимізації діаметру трубопроводу, що впливає на швидкість теплоносія. З ростом швидкості зменшується діаметр трубопроводу та його загальна вартість. В той же час збільшується гідравлічний опір трубопроводу та збільшуються експлуатаційні витрати на привід насосу. Таким чином, прогнозується наявність оптимуму.

В результаті розрахунку гідравлічного опору визначається тиск на вході:

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{вих}} + \Delta P_{\text{тр}},$$

де  $P_{\text{вих}}$  – тиск на виході трубопроводу, який приймається  $P_{\text{вих}} = 0,5 \text{ МПа}$ .

Таким чином з ростом гідравлічного опору тиск на вході росте, що впливає на необхідну товщину стінки трубопроводу.

Таблиця 2.4 – Результати техніко-економічного розрахунку прямого трубопроводу при швидкості теплоносія 1 м/с та товщині теплоізоляції 50 мм

Найменування	Значення
Внутрішній діаметр, м	1,412
Коефіц. тепловідд. від теплоносія до стінки, Вт/(м <sup>2</sup> К)	3050,07
Коеф. тепловідд. Від стінки до води, Вт/(м <sup>2</sup> К)	100,51
Коеф. Теплопередачі, Вт/(м <sup>2</sup> К)	0,557
Тепловий потік через стінку труби, Вт/м <sup>2</sup>	74,6
Втрати теплоти в трубопроводі, МВт	10,709
Гідрравлічний опір трубопроводу, МПа	0,093
Потужність насосу, кВт	185,08
Експлуатаційні витрати, \$/рік	87219,3
Капітальні витрати (вартість будівництва трубопроводу), млн.\$	20,60
Капітальна складова приведених розрахункових витрат, млн.\$/рік	3,832
Вартість компенсуючих витрат, млн.\$/рік	1,650
Розрахункові витрати, млн.\$/рік	5,57

Як видно з наведених в табл. 2.7 даних, зі зменшенням діаметру трубопроводу спочатку товщина стінки залишається незмінною у межах наближення розрахункового значення до найбільшого більшого з сортаменту. Але при подальшому зменшенню діаметру тиск на вході стає достатньо великим і товщина стінки починає підвищуватися. При цьому починає рости вартість трубопроводу. Цим пояснюється наявність мінімуму у залежності вартості трубопроводу від діаметру. Передбачалося, що зі зменшенням діаметру товщина стінки буде обов'язково зменшуватися.

В результаті проведених розрахунків отримано, що оптимальний діаметр, який відповідає мінімуму річних приведених витрат, дорівнює 1,02 м [60, 61].

Таблиця 2.5 – Складові вартості теплотраси гарячого трубопроводу

Найменування	Значення	%
Вартість трубопроводу, млн. \$	11,44	55,5
Вартість теплової ізоляції, млн. \$	1,124	5,5
Вартість облицювання, млн. \$	1,647	8
Вартість монтажних робіт, млн. \$	6,393	31
Разом, млн. \$	20,60	100

Таблиця 2.6 – Складові розрахункових витрат

Найменування	Значення	Частка, %
Капітальна складова, 0,186 К, млн. \$/рік	3,832	68,8
Експлуатаційні витрати, \$/рік	87219	1,6
Витрати на компенсацію втрат теплоти, млн. \$/рік	1,650	29,6
Загалом, млн. \$/рік	5,57	100

Таблиця 2.7 – Залежність приведених витрат для прямого трубопроводу від зовнішнього діаметру трубопроводу

Найменування	Зовнішній діаметр, м					
	1,42	1,22	1,12	1,02	0,92	0,82
Швидкість потоку, м/с	1	1,39	1,65	2	2,46	3,14
Діаметр внутр. трубопроводу, м	1,41	1,21	1,11	1,01	0,908	0,804
Товщина стінки трубопроводу, м	0,005	0,005	0,005	0,005	0,006	0,008
Маса трубопроводу, т	5198	4464	4096	3729	4029	4773
Гідравлічний опір, МПа	0,09	0,2	0,32	0,52	0,91	1,71
Потужність насосу, кВт	185	407	636	1037	1802	3393
Тиск на вході, МПа	0,59	0,7	0,82	1,02	1,41	2,21

Закінчення таблиці 2.7

Найменування	Зовнішній діаметр, м					
	1,42	1,22	1,12	1,02	0,92	0,82
Вартість трубопроводу, млн. \$	11,44	9,82	9	8,2	8,86	10,5
Вартість ізоляції, млн. \$	1,12	0,97	0,89	0,82	0,74	0,66
Монтажні роботи, млн. \$	6,4	5,5	5,05	4,6	4,82	5,47
Загальна вартість теплопроводу, млн. \$	20,6	17,72	16,28	14,84	15,53	17,63
Експлуатаційні витрати, млн. \$	0,087	0,19	0,3	0,45	0,85	1,6
Втрати теплоти, МВт	10,7	9,3	8,6	7,9	7,2	6,5
Витрати на заміщення втрат теплоти, млн. \$	1,65	1,43	1,33	1,22	1,11	1,00
Приведені витрати, млн. \$	5,57	4,92	4,65	4,47	4,85	5,88

Для отриманого значення діаметру були проведені варіаційні розрахунки відносно товщини теплоізоляції. З підвищенням товщини шару теплоізоляції росте її вартість, але в той же час зменшуються втрати теплоти в навколишнє середовище. Таким чином прогнозується наявність оптимальної величини товщини теплоізоляції. В таблиці 2.8 наводяться результати відповідних розрахунків.

З аналізу наведених даних можна зробити висновок, що товщина теплоізоляції слабо впливає на розрахункові витрати, починаючи з 90 мм. Таким чином, оптимальна товщина теплоізоляції дорівнює 90 мм [61,61].

Зупинимося на результатах оптимізації зворотного трубопроводу.

При розрахунку приймається, що тиск на виході трубопроводу має бути 0,2 МПа, а температура 70 °С.

Таблиця 2.8 – Залежність приведених витрат для прямого трубопроводу від товщини теплоізоляції. Діаметр трубопроводу 1,02 м [60, 61].

Найменування	Товщина теплоізоляції, мм								
	60	70	80	90	95	100	105	110	120
Вартість ізоляції, млн. \$	0,99	1,16	1,35	1,53	1,62	1,71	1,81	1,9	2,1
Монтажні роботи, млн. \$	4,7	4,78	4,87	4,96	5,01	5,06	5,1	5,15	5,25
Загальна вартість теплопроводу млн. \$	15,12	15,4	15,7	16	16,14	16,3	16,45	16,6	16,9
Втрати теплоти, МВт	6,7	5,85	5,2	4,7	4,5	4,3	4,14	3,98	3,7
Втрати на заміщення, млн. \$	1,03	0,9	0,8	0,73	0,69	0,66	0,64	0,61	0,57
Приведені витрати, млн. \$	4,33	4,26	4,21	4,19	4,185	4,184	4,186	4,19	4,21

На рис. 2.3 наводяться результати впливу зовнішнього діаметра трубопроводу на його техніко-економічні характеристики. З наведених даних можна зробити висновок, що оптимальний діаметр дорівнює 1,02 м.

На рис. 2.4 наводяться результати впливу товщини теплової ізоляції на техніко-економічні характеристики трубопроводу при оптимальному діаметрі 1,02 м. Аналіз наведених даних показав, що слабка зміна приведених витрат починається зі значення товщини теплоізоляції 60 мм. Це значення доцільно і прийняти за оптимальне.

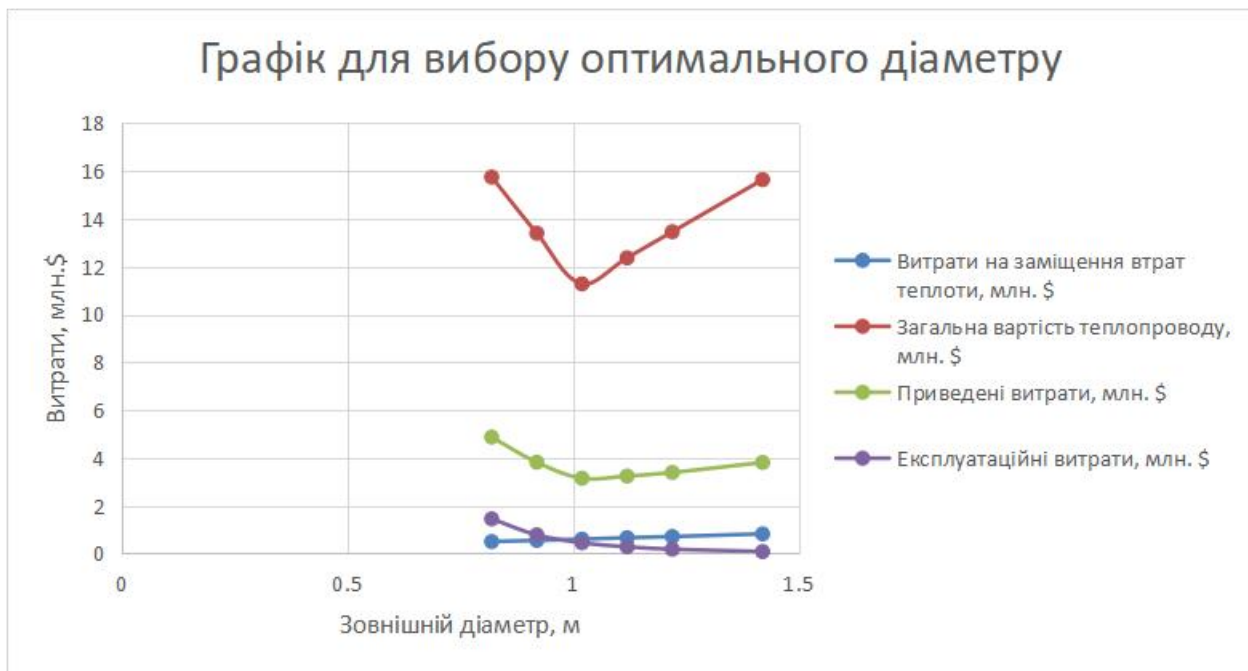


Рисунок 2.3. – Залежність річних приведених витрат від діаметру зворотного трубопроводу [60, 61]

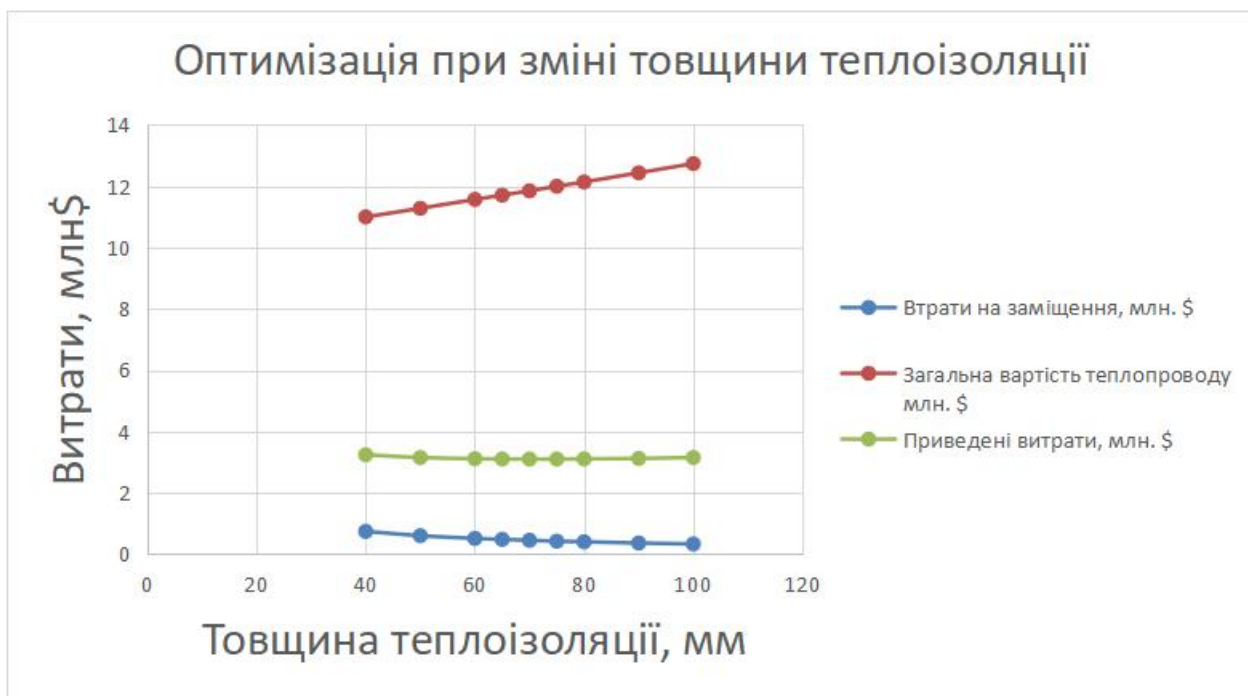


Рисунок 2.4 – Графік вибору оптимальної товщини теплоізоляції [60, 61]

## Висновки до розділу 2

1. Розроблено математичну модель модернізованої турбоустановки К-1000-60/1500-1 (без одного ПВТ) дозволяє розраховувати показники теплової схеми турбоустановки з урахуванням зміни потужності теплофікаційної установки. Особливістю математичної моделі є можливість змінювати температуру циркуляційної води на вході в конденсатор та визначати температуру конденсації в залежності від початкової температури циркуляційної води та парового навантаження конденсатору. Відповідно до розрахунку за розробленою програмою за відсутності теплофікаційного навантаження отримано такі результати: електрична потужність при витраті пари 1675,9 кг/с дорівнює 1032 МВт, що відповідає паспорту турбіни. Електричний ККД брутто турбоустановки дорівнює 34 %. При роботі в теплофікаційному режимі при потужності ТФУ 116 МВт електрична потужність блоку дорівнює 1008 МВт, тобто знижується на 24 МВт.

2. Проведено розрахунок зміни ексергетичного ККД блоку залежно від потужності теплофікаційної установки. Отримано, що зі зростанням потужності ТФУ ексергетичний ККД зростає. Це пояснюється більшими втратами ексергії під час виробництва електроенергії, ніж під час виробництва теплоти.

3. Розрахунок економічного доходу АЕС із зростанням потужності, що відпускається теплоспоживачеві, показав, що зі зростанням теплової потужності ТФУ дохід АЕС збільшується. Визначено, що за умов збільшення теплової потужності від нуля до 116 МВт дохід АЕС збільшується на 4,12 %. Тобто доведено, що використання теплофікації від АЕС економічно вигідно.

4. Підвищення теплової потужності ТФУ обмежено ймовірністю виникнення вентиляційного режиму в останніх щаблях турбіни. Для його уникнення є обмеження на мінімальний пропуск пари в конденсатор. Прийнято, що гранична частка пари в конденсатор дорівнює 10 %. Таке граничне значення витрати пари в конденсатор досягається за теплової потужності ТФУ 900 МВт (номінальне значення 116 МВт). При цьому електрична потужність дорівнюватиме

684,8 МВт.

5. Регенеративні підігрівачі (ПВТ, а також ПНТ4 і ПНТ2) мають охолоджувачі конденсату пари, що гріє. У результаті розрахунку отримано, що наявність охолоджувачів конденсату в чотирьох регенеративних підігрівачах дає приріст електричної потужності 2,3 МВт.

6. Відмічається, що в умовах роботи в теплофікаційному режимі зменшується парове навантаження конденсатора, що веде до зменшення температури конденсації. Це у свою чергу приводить до підвищення термічного ККД й ефективності роботи енергоблоку. Визначено, що зі збільшенням теплової потужності від 116 до 900 МВт температура конденсації зменшується на 2 градуси.

7. Для підвищення потужності теплопостачання від АЕС малої потужності запропоновано схему з використанням ЦВТ у протитисковому режимі (тобто при виключеному ЦНТ) та догрівом мережної води гострою парою. В цьому режимі роботи АСМП з SMR-160 при потужності реактора 525 МВт забезпечує теплоспоживача потужністю 442,5 МВт та електричну потужність 36,1 МВт. Але такий режим вимагає двовальної турбіни з двома генераторами: для ЦВТ та ЦНТ.

8. Для використання одновального варіанту турбіни К-160-3,4 (SMR-160) під керівництвом автора магістрантом Д. Степурою було отримано, що мінімальному пропуску пари в конденсатор, при якому не буде вентиляційного режиму роботи ЦНТ, відповідає теплова потужність теплофікаційної установки 429 МВт. При цьому електрична потужність блоку дорівнює 48,4 МВт. Така теплова потужність здатна забезпечити район крупного міста з населенням біля 300 тис. мешканців.

9. Проаналізовано можливості розташування АЕС малої потужності для забезпечення м. Одеса. Враховуючи рекреаційне значення цієї території, запропоновано розташування АЕС в морі на відстані 30 км. Для обґрунтування можливості транспорту теплоти по дну моря було проаналізовано втрати теплоти, які будуть мати місце в такому варіанті. Була проведена оптимізація зовнішнього діаметру та товщини теплоізоляції (пінополіуретану) для прямого та зворотного

трубопроводу. За критерій оптимізації прийняті приведені витрати, при розрахунку яких враховувалися вартість обладнання (трубопровід, теплоізоляція, облицювання) та експлуатаційні витрати - витрати на перекачування рідини. Для забезпечення однакового корисного результату втрати теплоти компенсувалися замикаючою котельнею. В результаті проведених розрахунків визначено оптимальний діаметр прямого трубопроводу 1,02 м, товщина теплоізоляції 90 мм. Зворотний трубопровід має оптимальний діаметр теж 1,02 м, а товщину теплоізоляції 60 мм. При цих параметрах втрати теплоти в прямому трубопроводі дорівнюють 4,7 МВт, а в зворотному 3,33 МВт. Таким чином загальні втрати в теплотрасі дорівнюють 8,03 МВт, що складає  $8,03/442,5 \cdot 100 = 1,08$  % від теплоти, що передається. Ці теплові втрати відповідають зміні температури в прямому трубопроводі на 0,8 °С, а в зворотному – на 0,48 °С. Уявляється, що така мала величина втрат теплоти дозволяє використовувати дальній транспорт теплоти від електростанцій для централізованого тепlopостачання міст.

Результати розділу 2 висвітлено у працях автора, наведених у Додатку А. Це публікації: [3, 4, 6, 9, 10, 11].

## РОЗДІЛ 3 ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ВІД АЕС

### 3.1 Математичне моделювання термодинамічних властивостей фреону

АЕС та ТЕС навіть у конденсаційному режимі використовуються взимку для теплопостачання. Теплофікаційна установка електростанцій підігріває мережеву воду відбірним з турбіни паром. Розглянемо можливість використання скидної теплоти АЕС для теплопостачання. Дуже привабливим є наявність великої кількості низько потенційної теплоти, що скидається в навколишнє середовище через конденсатор. Розглянемо доцільність використання теплоти, що скидається в конденсаторі для теплопостачання через тепловий насос (ТН). Використання ТН має певні обмеження та набір стандартних рішень [78, 79] зокрема для електростанцій [80, 81].

Для вирішення поставленої задачі необхідно провести розрахунок теплової схеми ТН для параметрів, які може забезпечити АЕС. Наявні в літературі дані не підходять, тому що суттєво відрізняються від потенціалу низькотемпературного джерела, що використовується для теплопостачання. Так у [82] наводяться значення коефіцієнта трансформації (coefficient of performance COP) для ґрунтового теплообмінника з температурою 10 °С. Значення COP змінюються в залежності від температури води, що подається для теплопостачання, від 2,5 до 3,5.

В подальшому розглядається тепловий насос, в циклі якого робочим тілом є хладон R134a ( $\text{CF}_3\text{CFH}_2$ ). Він є менш шкідливим для екології порівняно з R12 ( $\text{CF}_2\text{Cl}_2$ ), виробництво та використання якого було обмежено в 90-х роках [83]. Шкідливість R12 обумовлена тим, що його молекула містить атоми хлору, які мають високу активність руйнування озонового шару (ODP - ozone depletion potential), що призводить до утворення озонових дірок. Молекула R134a складається лише з атомів водню, фтору та вуглецю і не містить атомів хлору, тому він не має впливу на озоновий шар.

Треба відзначити, що за другим екологічним показником - GWP (global warming potential), який визначає потенціал глобального потепління, використання R134a теж може бути обмежено [84]. Підвищене поглинанням інфрачервоного випромінювання спричиняє зростання глобальної температури поверхні землі. За базове значення потенціалу глобального потепління прийнято вплив CO<sub>2</sub>. В порівнянні з ним потенціал для R134a становить GWP = 1300 [82], тобто набагато впливовіший за діоксид вуглецю для процесу глобального потепління.

Цикл теплового насоса складається з чотирьох процесів – ізобарний підігрів та охолодження, стискання та дроселювання, які відбуваються нижче критичної точки. Для фреону R134a критичний стан відповідає параметрам: тиск 4,059 МПа та температура 101,1 °С. Зазначені процеси проходять в області насичення і частково в стані перегрітої пари. Термодинамічні параметри робочого тіла необхідно визначити в кожній точці циклу і це може бути виконано різними способами – розрахунок термодинамічних властивостей за формулами, шляхом використання таблиць, онлайн калькуляторів і навіть додатків для мобільного телефону [85-89].

При огляді емпіричних формул, опублікованих у [84] було визначено, що вони недостатні для розрахунку всіх властивостей фреону, включаючи ентальпію та ентропію, в насиченому на перегрітому стані. Публікація [90], в якій освітлюється розрахунок властивостей кисню простим методом та забезпечує перелік програм розрахунку, тільки підтверджує попередній висновок. Таким чином, можливість розрахунку властивостей фреону R134a емпіричними формулами обмежена та робить неможливим інженерні розрахунки.

В роботі для розрахунків використано термодинамічні параметри в системі SI. Треба зауважити, що в міжнародній практиці використовуються також Британська та інші системи [90], які відрізняються не лише одиницями вимірювання, але і базовою точкою відліку. В системі SI за точку відліку при визначені ентальпії та ентропії обрано  $H_{ref} = 200$  кДж/кг та  $S_{ref} = 1$  кДж/(кг·К) для насиченої рідини при  $T = 0$  °С.

Вибір даних для розрахунку був ускладнений через те, що в різних джерелах наводяться різні значення температурних залежностей ентальпії та ентропії [92, 93]. В одному випадку має місце явна помилка, оскільки в наведених даних з підвищенням температури ентальпія насиченої рідини знижується. Якісні дані наведені в діаграмі [94, 95, 96]. Однак проведення розрахунків за діаграмою ускладнено через великий масштаб та відповідну неточність. Тому для розрахунку властивостей фреону було обрано методику інтерполяції даних таблиць [97]. Оскільки в таблиці властивостей при насиченні наведені дані з кроком один градус, для використання було прийнято формулу лінійної інтерполяції. Параметри після стискання в компресорі визначаються за властивостями перегрітої пари фреону.

Для розрахунків теплової схеми було розроблено наступні модулі-функції у Visual Basic Application (VBA) для EXCELL:

- в області насичення

$$t_s = f(P); P_s = f(t); h' = f(t); h'' = f(t); s' = f(t); s'' = f(t);$$

- в області перегрітої пари

$$t = f(P, s); h = f(P, t); t = f(P, h); s = f(P, t).$$

де  $t_s, P_s$  – температура та тиск насичення,

$h', h''$  – ентальпія насиченої рідини та пари відповідно;

$s', s''$  – ентропія насиченої рідини та пари відповідно;

Значення питомої ентальпії та ентропії перегрітої пари можуть визначатися за формулами [98]:

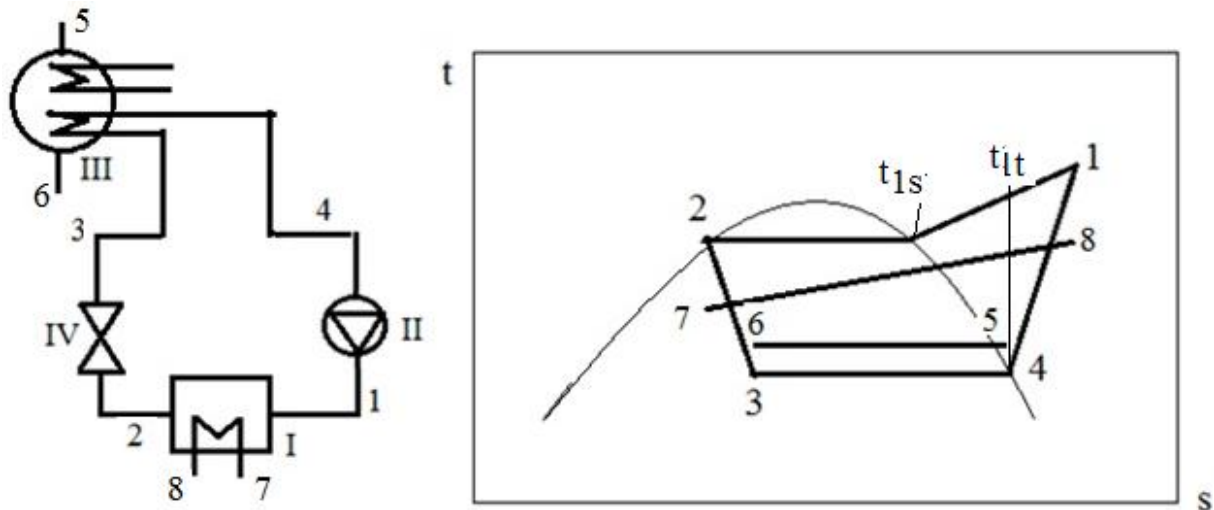
$$h(t, P) = h''(P) + c_p(P, t) \cdot (t - t_s) \quad (3.1)$$

$$s(t, P) = s''(P) + c_p(P, t) \cdot [\ln(t + 273,15) / \ln(t_s + 273,15)], \quad (3.2)$$

де  $c_p(P, t)$  – теплоємність перегрітої пари фреону в залежності від температури та тиску.

### 3.2 Використання теплових насосів для теплопостачання від електростанцій

На рис. 3.1 наведено теплову схему теплонасосної установки (ТНУ), що використовує конденсатор турбіни АЕС у якості джерела низько потенціальної теплоти, та схематичний цикл у  $t,s$  –діаграмі. На рис. 3.2. зображено цикл ТНУ в  $t,s$  –діаграмі у реальному вигляді [99, 100].



I – конденсатор фреону;

II – компресор;

III – паровий конденсатор з окремою поверхнею нагріву випарника фреону;

IV – дросельний пристрій

Рисунок 3.1 - Принципова схема та схематичний цикл у  $t,s$ – діаграмі теплового насоса з розташуванням теплообмінної поверхні випарника у конденсаторі парової турбіни:

Розглянемо алгоритм розрахунку теплової схеми [99].

Вихідні дані:

- 1) Температура конденсації пари в конденсаторі турбіни (джерела низько потенційної теплоти)  $t_k=29$  °С (при заданому тиску в конденсаторі турбіни).
- 2) Температура мережевої води для теплопостачання  $t_{MB}=55$  °С.
- 3) Адіабатний ККД компресору  $\eta_k=0,86$ .

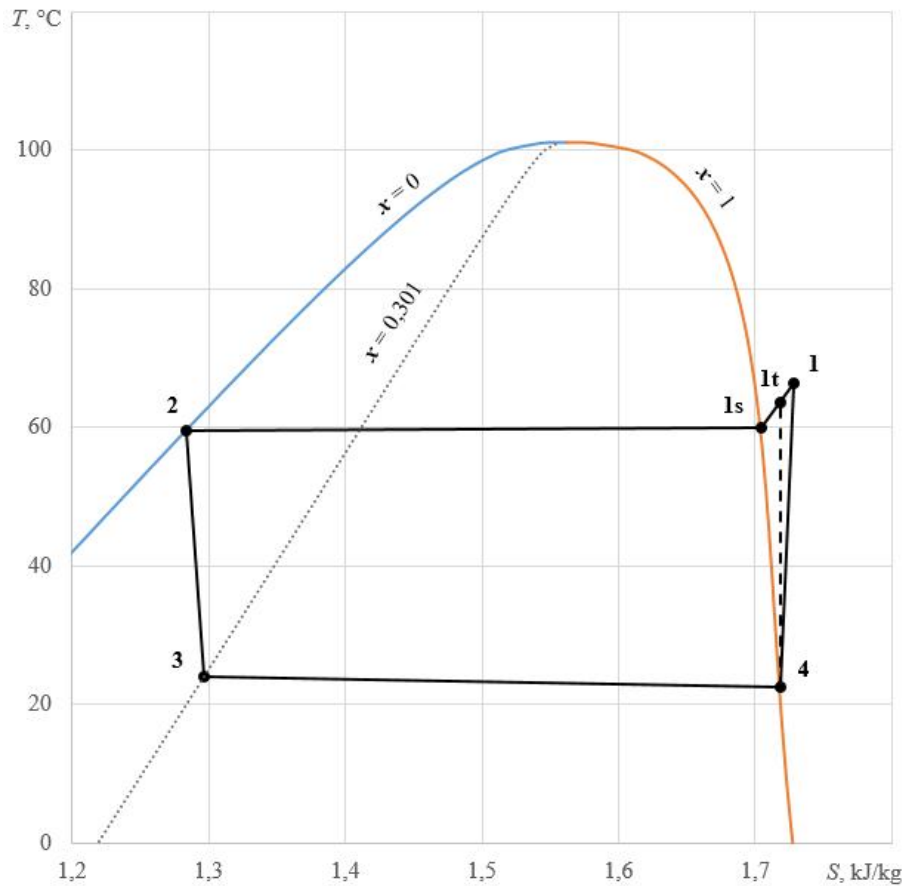


Рисунок 3.2 - Вигляд циклу ТНУ у  $t,s$  - діаграмі

- 4) Температурний напір в конденсаторі  $\Delta t_{\text{конд}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .
- 5) Температурний напір у випарнику  $\Delta t_{\text{вип}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .
- 6) Втрата тиску у випарнику  $\Delta P_{\text{вип}} = 0,3 \text{ бар}$ .
- 7) Втрата тиску у конденсаторі фреону  $\Delta P_{\text{конд}} = 0,3 \text{ бар}$

#### Розрахунок схеми ТНУ

- 1) Температура фреону у випарнику

$$t_3 = t_K - \Delta t_{\text{вип}} = 29 - 5 = 24 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

- 2) Температура конденсації фреону в конденсаторі:

$$t_{1s} = t_{\text{МВ}} + \Delta t_{\text{конд}} = 55 + 5 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3) Тиск на вході випарника у т.3:

$$P_3 = P_s(t_3) = 6,4644 \text{ бар.}$$

4) Тиск після випарника у т.4:

$$P_4 = P_3 - \Delta P_{\text{вип}} = 6,46 - 0,3 = 6,16 \text{ бар.}$$

5) Тиск фреону в конденсаторі у т.1:

$$P_1 = P_s(t_{1s}) = 16,83 \text{ бар.}$$

6) Тиск після конденсатору в т.2:

$$P_2 = P_1 - \Delta P_{\text{конд}} = 16,83 - 0,2 = 16,63 \text{ бар}$$

7) Температура на вході в компресор:

$$t_4 = t_s(P_4) = 22,42 \text{ }^\circ\text{C.}$$

8) Ентальпія та ентропія на виході випарника:

$$h_4 = h''(t_4) = 411,25 \text{ кДж/кг; } s_4 = s''(t_4) = 1,718 \text{ кДж/(кг К).}$$

9) Температура на виході конденсатора  $t_2 = t_s(P_2) = 59,49 \text{ }^\circ\text{C.}$

10) Ентальпія та ентропія насичення рідини в т.2:

$$h_2 = h'(t_2) = 287,09 \text{ кДж/кг. } S_2 = s'(t_2) = 1,284 \text{ кДж/(кг К)}$$

11) При дроселюванні фреону в дросель-вентилі ентальпія не змінюється, тому

$$h_3 = h_2 = 287,09 \text{ кДж/кг.}$$

12) Визначимо ступінь сухості фреону у т.3 [98]:

$$h'(P_3) = 233,2 \text{ кДж/кг}; \quad h''(P_3) = 412,1 \text{ кДж/кг}$$

$$s'(P_3) = 1,1155 \text{ кДж/кг К}; \quad s''(P_3) = 1,7175 \text{ кДж/кг К}$$

$$x_3 = (h_3 - h'(P_3)) / (h''(P_3) - h'(P_3)) = 0,3054$$

$$s_3 = s'(P_3) + x_3 * (s''(P_3) - s'(P_3)) = 1,299 \text{ кДж/кг К}$$

13. Визначення параметрів у т.1. При ізоентропійному стисканні в компресорі ентропія не змінюється (рис.3.1):

$$s_{1t} = s_4 = 1,718 \text{ кДж/кг К.}$$

14. Визначимо, якій температурі при заданому тиску в компресорі, відповідає ця ентропія [85]:

$$t_{1t} = f(P_1, s_{1t}) = 63,53 \text{ }^\circ\text{C.}$$

15. Ентальпія пари при цій температурі

$$h_{1t} = f(P_1, t_{1t}) = 431,83 \text{ кДж/кг.}$$

16. Теплоперепад в компресорі при ізоентропійному стисканні

$$H_0 = h_{1t} - h_4 = 431,83 - 411,25 = 20,58 \text{ кДж/кг.}$$

17. Реальний теплоперепад враховує ККД компресору:

$$H_i = H_0 / \eta_k = 20,58 / 0,86 = 23,93 \text{ кДж/кг.}$$

18. Ентальпія на виході компресору:

$$h_1 = h_4 + H_i = 411,25 + 23,93 = 435,18 \text{ кДж/кг.}$$

19. Питома потужність конденсатору, яка є корисною енергією:

$$q_{\text{конд}} = h_1 - h_2 = 435,18 - 287,84 = 148,097 \text{ кДж/кг.}$$

20. Питома потужність компресору

$$n_{\text{компр}} = \frac{h_1}{\eta_{\text{мех}}} = 23,93 / 0,98 = 24,42 \text{ кДж/кг.}$$

21. Коефіцієнт ефективності (COP)

$$\text{COP} = q_{\text{конд}} / n_{\text{компр}} = 148,097 / 24,19 = 6,065.$$

Параметри теплоносія у вузлових точках схеми наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Властивості фреону R134a у точках теплової схеми рис. 3.1

№ точки	t, °C	P, бар	h, кДж/кг	s, кДж/кг К	x
1	66,42	1682,76	435,18	1,7279	1
2	59,49	1662,76	287,09	1,2837	0
3	24	646,44	287,09	1,2970	0,301
4	22,42	616,44	411,25	1,7180	1

На рис. 3.3 наведено залежність COP від температури конденсації пари в конденсаторі турбіни.

З наведених результатів розрахунку можна зробити висновок [99, 100], що з підвищенням тиску в конденсаторі турбоустановки ефективність роботи теплового насосу збільшується. Залежність є лінійною. При проєктному значенні тиску в конденсаторі турбіни K-1000-5,8/50 [101] 5 кПа, що відповідає температурі 32,9 °C, COP = 6,84. Треба відмітити, що при підвищенні тиску конденсації ефективність роботи турбоустановки падає. Це означає, що при використанні теплового насосу має бути оптимальне значення тиску в конденсаторі турбіни.

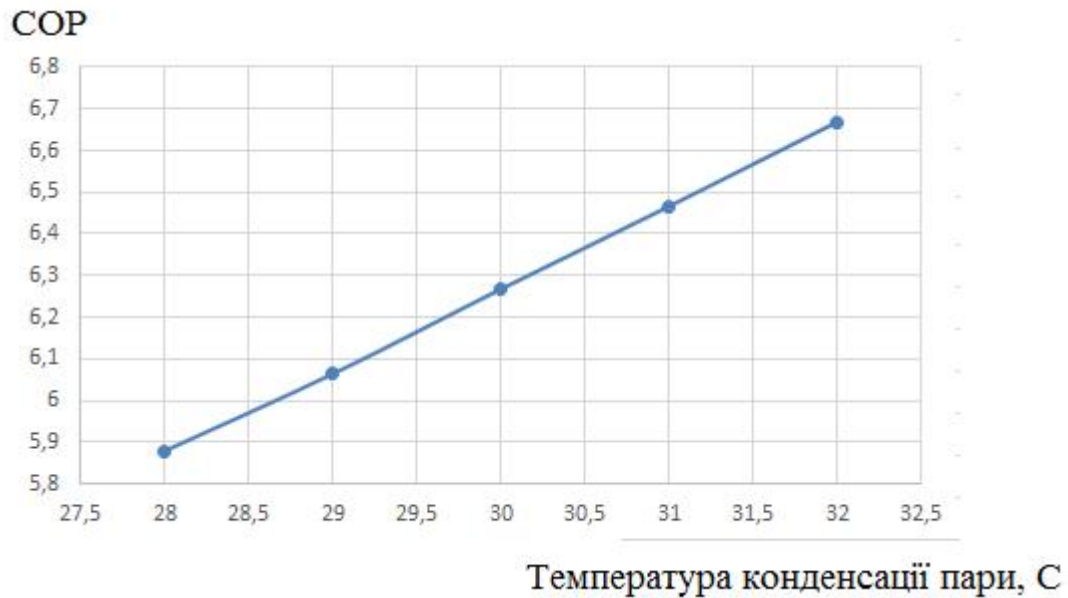


Рисунок 3.3 – Залежність COP від температури конденсації пари в конденсаторі турбоустановки (температура мережевої води 55 °С)

В табл. 3.2 наводиться залежність COP від температури мережевої води.

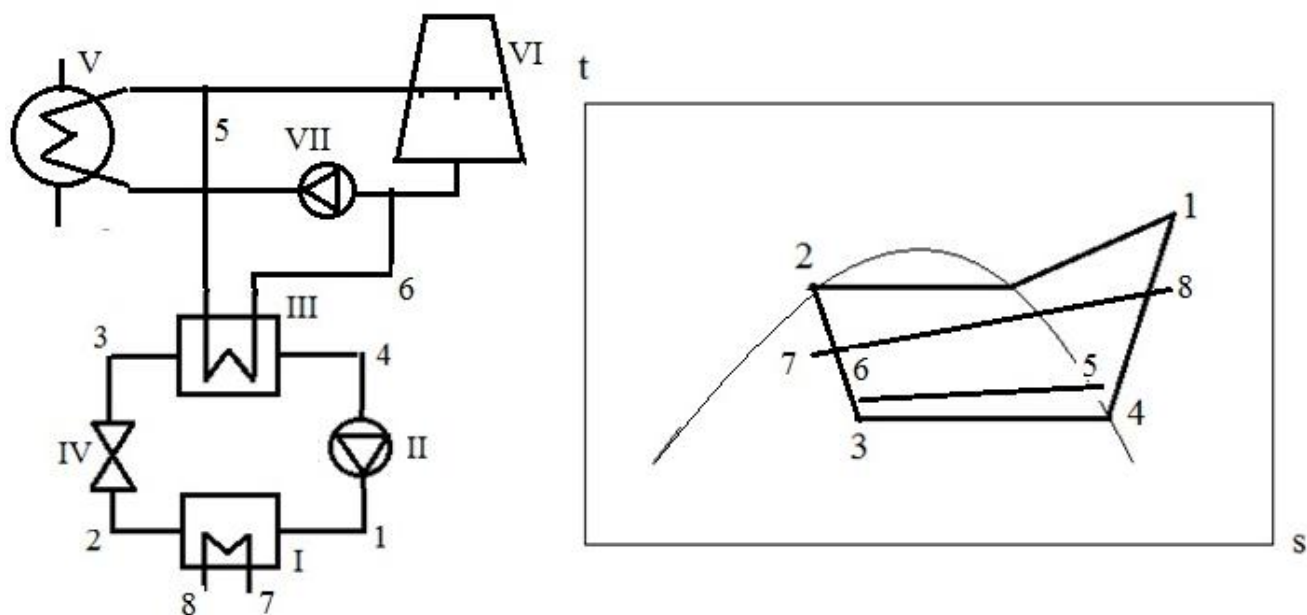
Таблиця 3.2 – Залежність ефективності теплового насосу від температури мережевої води (при температурі конденсації пари в конденсаторі турбіни 29°С)

t <sub>мв</sub> , °С	50	55	60	65	70
COP	7,132	6,065	5,244	4,590	3,459

З результатів розрахунку можна зробити наступні висновки. З підвищенням температури мережевої води, яка направляється до споживача, ефективність роботи ТНУ зменшується. Залежність є лінійною. Можна констатувати, що навіть при t<sub>мв</sub>=70 °С (це означає, що температура конденсації фреону буде щонайменше 75 °С) ефективність ТНУ залишається відносно високою (більше за 3).

Ці дані отримані, якщо теплообмінну поверхню випарника розташувати безпосередньо у конденсаторі. При виносному розташуванні ефективність знизиться. В цьому випадку джерелом низько потенційної теплоти буде охолоджуюча вода. При t<sub>конд</sub>=32,9 °С температури охолоджуючої води: t<sub>5</sub>= 29 °С,

$t_6 = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ . Таким чином температура кипіння фреону буде  $16 \text{ }^\circ\text{C}$ . Результати розрахунку відносно схеми рис. 3.4 наведені в табл. 3.3. Ефективність роботи ТН  $\text{COP} = 4,854$ , тобто знизиться на  $(6,84 - 4,854) / 6,84 = 0,29 = 29 \%$ . Це означає, що треба обов'язково забезпечити кипіння фреону безпосередньо в конденсаторі турбоустановки.



III –випарник фреону;

V – паровий конденсатор;

VI –градирня;

VII –циркуляційний насос

Рисунок 3.4 - Схема та цикл теплового насосу з виносним випарником фреону:

При отриманні значення  $\text{COP}$  більше за 3 можна робити висновок про термодинамічну ефективність використання теплового насосу для теплопостачання. Тому що в цьому випадку до користувача практично буде передаватися теплота, що була витрачена на отримання використаної електроенергії для компресору на АЕС при ККД 33,3 %.

Таблиця 3.3 - Показники розрахунку схеми ТНУ при використанні виносного випарника (схема рис. 3.4)

$P_{\text{конд.}}$ , кПа	$t_{\text{конд.}}$ , °C	$t_5$ , °C	$t_6$ , °C	$t_{\text{кип.}}$ , °C	$p_e$ , кДж/кг	$q_{\text{вип.}}$ , кДж/кг	$q_{\text{конд.}}$ , кДж/кг
5	32,88	29	21	16	30,91	119,05	150,05

### 3.3 Вплив тиску в конденсаторі турбіни АЕС на ефективність теплопостачання за допомогою теплових насосів

В попередніх матеріалах вказується, що при використанні теплового насоса потужність його компресорів перевищує додаткову потужність турбіни, яка може бути вироблена при відсутності відборів пари з турбіни на опалення.

Метою даного розділу є визначення числового значення цього зниження та визначення впливу підвищення кінцевого тиску в турбіні на ефективність комплексу АЕС + тепловий насос [102].

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- розробити математичну модель турбоустановки АЕС при роботі в конденсаційному та теплофікаційному режимах,
- провести дослідження впливу тиску в конденсаторі на загальну ефективність роботи АЕС з тепловим насосом.

Згідно з завданням №1 було розроблено математичну модель теплової схеми турбоустановки К-1000-5,8/25-2, встановленої на енергоблоках Запорізької АЕС [102].

Мета розрахунку теплової схеми – визначення показників термодинамічної ефективності. Основні вихідні дані наведено у табл. В.1.

Особливістю розрахунку є прийнята температура охолоджуючої води на вході в конденсатор турбіни. За формулою, наведеною у [48] визначається тиск в

конденсаторі. Вихідні дані для розрахунку та конструкція конденсатору К-33160 наведені в [58]. Послідовність розрахунку наступна:

А. Побудова процесу розширення пари в ЦВТ ( $\eta_{oi}^{ЦВТ}=0,83$ ).

Б. Тиск за ЦНТ (в конденсаторі) у цій задачі визначається температурою циркуляційної води на вході в конденсатор  $t_{ов1}$ . Парове навантаження конденсатора визначається відношенням витрати пари в конденсатор до поверхні теплообміну:

$$d_k = D_k / F_k = 318 / 33160 = 0,00959 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2\text{)}.$$

Емпіричний коефіцієнт  $x$ , що залежить від коефіцієнта  $a=0,85$  і  $t_{ов1}$ :

$$x = 0,12 \cdot a \cdot (1 + 0,15 \cdot t_{ов1}) = 0,12 \cdot 0,85 \cdot (1 + 0,15 \cdot 18) = 0,2754.$$

Емпіричний коефіцієнт  $b$ , що залежить від  $d_k$ :

$$b = 0,52 - 7,2 \cdot d_k = 0,52 - 7,2 \cdot 0,0095899 = 0,45095.$$

Число трубок одного ходу конденсатора дорівнює загальному числу трубок конденсатора, поділене на число ходів  $z = 2$ .

Швидкість циркуляційної води в трубках конденсатора в одному ході:

$$w_{ов1} = (m \cdot D_k \cdot v_{ов1}) / (0,785 \cdot d_{вн}^2 \cdot n_{тр}) = (54 \cdot 318 \cdot 0,001) / (0,785 \cdot 0,026^2 \cdot 27940 / 2) = 4,63 \text{ м/с}.$$

Множник  $\Phi_z$ , що враховує вплив числа ходів води  $z$  у конденсаторі:

$$\Phi_z = 1 + (z-2) / 10 \cdot (1 - t_{ов1} / 35) = 1 + (2-2) / 10 \cdot (1 - 18 / 35) = 1.$$

Множник  $\Phi_d$ , що враховує парове навантаження в конденсаторі:

$$d_k^{гп} = (0,9 - 0,012 \cdot t_{ов1}) \cdot d_k = (0,9 - 0,012 \cdot 18) \cdot 0,00959 = 0,00656,$$

так як  $d_k > d_k^{гп}$ , то  $\Phi_d = 1$ .

Середній коефіцієнт теплопередачі у конденсаторі:

$$\begin{aligned}
 k &= 4,07 \cdot a \cdot (1,1 \cdot w_{\text{обл}} / d_{\text{вн}}^{0,25})^x \cdot [1 - b \cdot a^{0,5} / 1000 \cdot (35 - t_{\text{обл}})^2] \cdot \Phi_z \cdot \Phi_d = \\
 &= 4,07 \cdot 0,85 \cdot (1,1 \cdot 4,63 / 0,026^{0,25})^{0,2754} \cdot [1 - 0,4509 \cdot 0,85^{0,5} / 1000] \cdot (35 - 18)^2 \cdot 1 \cdot 1 = \\
 &= 4,138 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \text{ К}).
 \end{aligned}$$

Температура конденсації:

$$\begin{aligned}
 t_k &= t + r / (m \cdot c_p) \cdot [\exp(k / (m \cdot c_p \cdot dk)) / (\exp(m \cdot c_p \cdot dk) - 1)] = \\
 &= 18 + 2400 / (54 \cdot 4,19) \cdot [\exp(4,138 / (54 \cdot 4,19 \cdot 0,00958)) / (\exp(4,138 / (54 \cdot 4,19 \cdot 0,00958)) - 1)] = \\
 &= 30,46 \text{ }^\circ\text{C}.
 \end{aligned}$$

Відповідний тиск конденсації  $P_k = 4,36$  кПа.

В. Побудова процесу розширення пари в ЦНТ ( $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНТ}} = 0,82$ ).

Г. Побудова процесу розширення пари в приводній турбіні живильного насосу.

Д. Визначення параметрів гріючої пари у відборах та регенеративних підігрівачах, дренажів гріючої пари, живильної води та основного конденсату.

Е. Визначення витрат робочого тіла у вузлових точках схеми.

Ж. Розрахунок потужності турбіни. Визначення показників роботи турбоустановки.

Результати розрахунку параметрів пари, що гріє, основного конденсату (ОК) і живильної води (ЖВ), розрахунок внутрішньої потужності турбіни та електричної потужності в конденсаційному режимі приводяться в Додатку В.

В результаті розрахунку конденсаційного режиму отримано, що електрична потужність турбогенератора:

$$N_{\text{э.бр}} = W \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ген}} = 1049 \cdot 0,988 \cdot 0,99 = 1026 \text{ МВт},$$

де  $\eta_{\text{мех}} = 0,988$  - механічний ККД турбіни;

$\eta_{\text{ген}} = 0,99$  - ККД генератора.

В Додатку В приводиться схема теплофікаційної установки та результати

розрахунку теплової схеми з теплофікаційною установкою. В результаті електрична потужність турбогенератора:

$$N_{e,бр} = W \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{ген} = 1004,6 \cdot 0,99 \cdot 0,988 = 982,6 \text{ МВт.}$$

При використанні теплового насосу (ТН) теплофікаційна установка з відборами пари не працює і виробіток електроенергії збільшується, але компресори ТН споживають електроенергію і тому відпуск споживачу зменшується. Метою цього розділу є розрахунок потужності компресорів ТН для визначення потужності, що відпускається споживачу при роботі АЕС з ТН. В [99] наводиться залежність COP від температури мережевої води. Результати обробки цих даних для температури мережевої води 65 °С наведена в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Вплив температури конденсації пари, як низькотемпературного джерела теплоти для випаровування фреону в циклі теплового насосу, на його ефективність [99]

t <sub>конд</sub> , °С	29	30	31	32	33	34
COP	4,5896	4,793	4,9915	5,1936	5,4248	5,6648

Проаналізуємо економічний результат використання теплового насосу, інтегрованого в конденсатор турбоустановки. При відпуску теплової енергії у кількості  $Q_{корисне} = 230,4$  МВт недовиробіток електроенергії складає:  $1026,14 - 982,53 = 43,57$  МВт. При роботі тепло насосної установки такої ж теплової потужності потужність компресору складе:

$$N_{компр} = Q_{корисне} / COP = 230,4 / 4,793 = 48,07 \text{ МВт.}$$

Таким чином при роботі АЕС з ТН відпуск електроенергії знизиться на  $48,07 - 43,57 = 4,5$  МВт. Тобто, різниця у виробітку електроенергії при використанні ТФУ та ТН складає 4,5 МВт, що дорівнює 0,45 %. Через малу різницю це ставить під сумнів висновок [33] про термодинамічну недоцільність використання теплового

насосу при прийнятих умовах.

Розглянемо, як буде впливати кінцевий тиск турбоустановки на показники роботи комплексу АЕС+ТН. З підвищенням температури конденсації пари в конденсаторі підвищується ефективність ТН, тобто росте COP.

В табл. 3.5 наводяться результати розрахунку електричної потужності АЕС в конденсаційному режимі при використанні теплового насосу в залежності від кінцевого тиску турбіни.

Таблиця 3.5 – Вплив кінцевого тиску турбіни на відпущену електричну потужність при тепловій потужності споживача 230 МВт

$t_{\text{конд}}, \text{C}$	$N_{\text{ел}} \text{ ПТ АЕС}$	COP	$N_{\text{компр}}$	$N_{\text{ел}} - N_{\text{компр}}$
32,28	1017	4,993	46,14	970,85
34,0	1008,7	5,226	44,09	964,61
36,8	995,5	5,576	41,32	954,18
39,66	982	5,935	38,82	943,18

З наведених даних можна зробити висновок, що зі збільшенням температури конденсації потужність енергоблоку знижується швидше, ніж росте COP теплового насосу і загальна електрична потужність, що відпускається, зменшується. Тобто підтверджується висновок, наведений в [35].

Проведемо розрахунок варіанту, якщо відпускається споживачу не фіксована тепла потужність, а вся тепла потужність, яка скидається в навколишнє середовище, тобто використовується вся тепла потужність конденсатора. В цьому випадку корисна тепла потужність, що відпускається користувачу:

$$Q_{\text{корисне}} = Q_{\text{конд}} + N_{\text{компр}} \quad (3.3)$$

Результати розрахунку наведені в табл. 3.6. З аналізу наведених даних видно, що з ростом температури конденсації росте тепла потужність конденсатора  $Q_{\text{конд}}$

та зменшується електрична потужність турбіни  $N_{\text{ел.т}}$ . При цьому зростає COP та відповідно знижується необхідна потужність компресору:

$$N_{\text{компр}} = Q_{\text{конд}} / (\text{COP} - 1) \quad (3.4)$$

Таблиця 3.6 - Результати розрахунку впливу кінцевого тиску в конденсаторі турбіни на ефективність АТЕЦ з ТН

$t_{\text{конд}}, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{конд}}, \text{МВт}$	$N_{\text{ел.турб}}, \text{МВт}$	COP	$N_{\text{комп}}, \text{МВт}$	$N_{\text{ел.відп}}, \text{МВт}$	$Q_{\text{кор}}, \text{МВт}$	$E_Q, \text{МВт}$	$\eta_{\text{ех}}, \%$
32,28	2004,2	1017	4,993	494,7	522,3	2470	387,7	30,19
34,0	2012,5	1008,7	5,226	469,5	539,2	2454	385,2	30,6
36,8	2025,7	995,5	5,576	436,6	558,9	2434,7	382	31,2
39,66	2039,2	982	5,935	407,7	574,3	2419	379,7	31,6

Як видно з даних, наведених в табл. 3.6, в розглянутому варіанті електрична потужність, що відпускається споживачу, підвищується.

Загальна ефективність АТЕЦ оцінюється ексергетичним ККД [50], який як видно з даних табл. 3.6 з ростом кінцевої температури теж зростає.

Слід також відмітити, що одним з недоліків ТЕС та АЕС вважається теплове забруднення, яке через відносно низький ККД має суттєве значення. Наразі плата за теплове забруднення не збирається, але враховуючи велику увагу, що приділяється навколишньому середовищу в останній час, треба підкреслити, що саме через використання теплових насосів цього теплового забруднення можна повністю уникнути. При цьому з'являється потужне джерело дешевої теплової енергії.

### 3.4 Оптимізація розташування теплових насосів при теплопостачанні від АЕС

Для подальшого дослідження було зроблено висновок, що використання ТН

в комплексі з АЕС може бути привабливим з точки зору покращення економічних показників за рахунок відносно більшої вартості теплоти ніж електроенергії та з точки зору екологічної привабливості за рахунок зменшення теплових скидів [103].

При розгляді теплопостачання від АЕС за допомогою ТН виникає питання оптимального розташування ТН: чи біля АЕС, чи у споживача. Тому була поставлена задача співставлення двох варіантів розташування теплових насосів для гарячого водо теплопостачання (ГВП) міста: - розташування ТН поряд з АЕС і транспортування гарячого теплоносія до міста; - транспортування циркуляційної води до міста, де розташовані теплові насоси поряд зі споживачами на прикладі м. Вараш [102].

#### Розрахункова теплова схема

Теплова мережа м. Вараш поділяється на магістральні та розподільчі трубопроводи [104]. До магістральної теплової мережі належать трубопроводи, призначені для подачі гарячої води від джерела постачання (прийнято РАЕС) до відгалужень для споживача. Загальна довжина магістральних трубопроводів 7200 м. Вони, переважно, мають надземну прокладку на низькій опорі. До розподільчих теплових мереж відносяться трубопроводи різних діаметрів, які призначені для теплопостачання окремих будівель або групи будівель від магістральних теплових мереж. Розподільчі теплові мережі, в основному, мають підземне прокладання в непрохідних залізобетонних лотках. Магістральні теплові мережі мають: теплові пункти (ТП), теплові вузли (УТ), теплові камери (ТК), в яких розміщені секційна арматура та арматура відгалуження.

Теплова ізоляція трубопроводів виконана із мінеральних матеріалів та покрита металевою обшивкою. Теплові мережі, що знаходяться в експлуатації є водяними. Оскільки передбачається використання наявних трубопроводів, прийнято до врахування тільки магістральні трубопроводи, в яких втрати теплоти більше, ніж у розподільчих трубопроводах, які змонтовані у підземних лотках.

Співставлення варіантів проводиться за критерієм мінімуму приведених витрат, методика визначення яких наведена в розділі 2.3 та [104].

Вихідні дані для економічного розрахунку:

$c_{\text{тепл}}$  – вартість теплової енергії у відповідному регіоні,

$$c_{\text{тепл}} = 1813,94 \text{ грн/Гкал} = 45,3 \text{ \$/Гкал} [105];$$

де  $c_{\text{ел}}$  – вартість електричної енергії,  $4,75 \text{ грн/кВт год} = 0,119 \text{ \$/кВт год} [73]$ .

Математична модель транспортування теплоти

Мета розрахунку – визначення втрат тепла в теплопроводі при заданій геометрії та технічних характеристиках. Конструкція теплопроводу: трубопровід заданого зовнішнього діаметру та товщини стінки, облицьований матами з мінеральної вати заданої товщини та облицьований тонким шаром облицювання з оцинкованої сталі.

Початкові дані:

$L$  – довжина трубопроводу;  $\delta_{\text{із}} = 150 \text{ мм}$  – товщина теплоізоляції, м;  $\delta_{\text{обл}} = 0,5 \text{ мм}$  – товщина облицювання з нержавіючої сталі;  $t_{\text{пов}}$  – температура зовнішнього повітря. Для Рівненської області розрахункова температура повітря  $t_{\text{пов}} = -21 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $G$  – витрата теплоносія, кг/с;  $t_{\text{вх}}$  – температура води на вході трубопроводу,  $^\circ\text{C}$ ;  $P$  – тиск води на вході, МПа;  $d$ ,  $\delta_{\text{ст}}$  – зовнішній діаметр та товщина стінки трубопроводу, м;  $t_{\text{ст}}$  – температура стінки на внутрішній поверхні, (приймається, а потім уточняється)  $^\circ\text{C}$ .

Методика визначення втрат теплоти [21, 107] аналогічна наведеній в Додатку Е зі зміною морської води на повітря та якості теплоізоляції. В розглянутій тепловій мережі у якості теплоізоляції використовується мінеральна вата.

Зупинимося на відмінностях розрахунку відносно розділу 2.3. Властивості навколишнього середовища (повітря):

$\beta_{\text{пов}}$  – коефіцієнт об'ємного розширення повітря,

$$\beta_{\text{пов}} = 1/(t_{\text{пов}} + 273);$$

$Pr_{\text{пов}} = f(t_{\text{пов}})$  – число Прандтля повітря;

$\nu_{\text{пов}} = f(t_{\text{пов}})$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$\lambda_{\text{пов}} = f(t_{\text{пов}})$  – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К);

Приймаємо температуру зовнішньої поверхні облицювання  $t_{\text{обл.зов}}$ ;

Число Прандтля повітря при температурі облицювання  $Pr_{\text{обл}}$ ;

Температурний напір між облицюванням та повітрям (прийнято):

$$\Delta t_{\text{обл}} = t_{\text{обл}} - t_{\text{пов}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Число Грасгофа для повітря:

$$Gr_{\text{пов}} = \beta_{\text{пов}} \cdot g \cdot [d + 2 \cdot (\delta_{\text{із}} + \delta_{\text{обл}})]^3 \cdot (t_{\text{обл}} - t_{\text{пов}}) / \nu_{\text{пов}}^2.$$

Число Нусельта для повітря при природній циркуляції:

$$Nu_{\text{пов}} = 0.5 \cdot (Gr_{\text{вод}} \cdot Pr_{\text{вод}})^{0.25} \cdot (Pr_{\text{вод}} / Pr_{\text{обл}})^{0.25}$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі до повітря:

$$\alpha_{\text{пов.к}} = Nu_{\text{пов}} \cdot \lambda_{\text{пов}} / [D + 2 \cdot (\delta_{\text{із}} + \delta_{\text{обл}})], \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_{\text{л}} = 4.7 \cdot (((t_{\text{обл}} + 273) / 100)^4 - ((t_{\text{пов}} + 273) / 100)^4) / (t_{\text{обл}} - t_{\text{пов}}), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{пов.к}} + \alpha_{\text{л}}.$$

Коефіцієнт теплопровідності (в результаті апроксимації довідкових даних отримані рівняння залежності теплопровідності від температури):

- для ізоляції з мінеральної вати [108]:  $\lambda_{\text{із}} = f(t_{\text{із}}) = 0,037 - 0,048 t$ , Вт/(м·К);

- стінки зі Сталі 20 [109]:  $\lambda_{\text{ст}} = f(t_{\text{ст}}) = 88,88 - 0,1067 t$ , Вт/(м·К);

- облицювання (тонколистова оцинкована сталь, товщина 0,5-0,8 мм):

$$\lambda_{\text{обл}} = f(t_{\text{обл}}) = -5 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 0,025 \cdot t + 63 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = ((1/\alpha_1) + (\delta_{із}/\lambda_{із}) + (\delta_{обл}/\lambda_{обл}) + (\delta_{ст}/\lambda_{ст}) + (1/\alpha_2))^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тепловий потік:

$$q = k \cdot (t_{сер} - t_{вод});$$

Температура внутрішньої стінки труби:

$$t_{ст.вн.} = t_{сер} - q/\alpha_1.$$

Температура зовнішньої стінки труби:

$$t_{ст.зовн.} = t_{ст.вн.} - (q \cdot (\delta_{ст}/\lambda_{ст})).$$

Температура на зовнішній поверхні ізоляції:

$$t_{із.зовн.} = t_{ст.зовн.} - (q \cdot \delta_{із}/\lambda_{із}), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Якщо отримані значення температур та різниці температур не співпадають з прийнятими раніше, розрахунок повторюється з отриманими значеннями.

Середньо-логарифмічний температурний напір:

$$\Delta t = ((t_{вх.} - t_{вих.тр.}) / \text{Ln}((t_{вх.} - t_{пов.}) / (t_{вих.тр.} - t_{пов.}))), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

де  $t_{вих.тр.} = t_{сер.} - (t_{вх.} - t_{сер.})$ ,  $^\circ\text{C}$  - температура води на виході з труби.

Кількість відведеного в навколишнє середовище тепла:

$$Q_{втр} = k \cdot L \cdot (D + 2 \cdot \delta_{із.} + 2 \cdot \delta_{обл.}) \cdot \pi \cdot \Delta t, \text{ Вт}.$$

Ентальпія води на виході трубопроводу:

$$h_{вих.} = h_{вх.} - (Q_{втр.}/G), \text{ кДж}/\text{кг};$$

де  $h_{вх}$  – ентальпія на вході, кДж/кг

Температура води на виході теплотраси:

$$t_{\text{вих.}} = h_{\text{вих.}}/C_p, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Перераховуємо середню температуру:

$$t_{\text{сер.}} = (t_{\text{вх.}} + t_{\text{вих.}})/2, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Прийнята температура має дорівнювати розрахунковій.

Порівняння варіантів розташування теплових насосів

Задачею розрахунку є визначення приведених витрат у два варіанти розташування теплових насосів: поряд з АЕС та поряд зі споживачами в місті.

В приведених витратах капітальна складова визначається за вартістю ТН. Відомо, що з підвищенням потужності обладнання його питома вартість має знижуватися за формулою [109]:

$$\text{cost}(N_i) = \text{cost}(N_0) \cdot (N_0/N_i)^m \quad (3.5)$$

де  $\text{cost}(N_0)$ ,  $\text{cost}(N_i)$  - питома вартість енергоустановки при потужності  $N_0$  та  $N_i$  відповідно;

$m$  - коефіцієнт масштабування,  $m = 0.6 - 0.7$ .

Вираз (3.5) відображає тренд зменшення питомої вартості при зміні потужності. Виходячи з цього, вартість одного потужного ТН, який буде розташований на АЕС, буде менша, за вартість суми ТН, які будуть розташовані біля споживачей і сумарна потужність яких має дорівнювати потужності ТН, розташованого на АЕС.

З іншої сторони при транспортуванні гарячого теплоносія по трубопроводам буде втрачатися більше теплоти, ніж при транспортуванні циркуляційної води, яка має низьку температуру. Тобто для першого варіанту треба буде компенсувати втрати теплоти, які будуть значно вищі ніж у другому варіанті.

Вартісні характеристик ТН [108, 110, 111] наведені в табл. 3.7. Слід відмітити, що вартість залежить від багатьох факторів: а) виробник; б) тип ТН. Геотермальний буде дешевший за ґрунтовий через більш високий COP. Повітряний відрізняється від водяного; в) врахування ринкових відносин, скидок і т.д. Звідси витікає, що

отримати точну залежність – це складна економічна задача.

В табл. 3.7 в четвертій колонці наведено питома вартість  $c_{\text{пит}}=C/Q$ . В 5-й колонці – значення, отримане за (3.5)

$$C_{\text{пит},i} = 166,6 \cdot (330 / Q_i)^{0,7}.$$

де  $C_{\text{пит},i}$  – питома вартість  $i$ -ої установки, \$/кВт;

$Q_i$  – теплова потужність  $i$ -ої установки, кВт.

Таблиця 3.7 – Вартість теплових насосів в залежності від корисної теплової потужності [108, 110, 111]

Виробник	Теплова потужн., Q, кВт	Вартість, C, \$	Питома вартість (реальна), \$/кВт	Питома вартість (прогнозована) за (3.5), \$/кВт
Viessmann	15,5	10614	684,7	1417,1
Bosh	19	3027	159,3	1228,9
Mitsubishi	56	19680	351	576,6
DIN-200TAI/FEVI	170	30803	181,2	265,0
DIN-200TAI/FEVI	180	25556	142	254,6
DIN-4000TAIEVI	330	54962	166,6	166,6

За базу для подальших розрахунків було прийнято максимальну потужність ТН 330 кВт. Для малих потужностей помилка буде відносно велика. Для великих потужностей, що буде мати місце при визначенні потужностей ТН біля реальних споживачів, результат має бути близьким до реальності. Таким чином, приймається, що вартість ТН буде визначатися через питому вартість, яка буде визначатися за виразом (6).

Аналіз схеми гарячого водопостачання показав, що магістральні трубопроводи проложені на поверхні землі. Розподільчі – мають лоткове розташування. Можна визнати, що при поверхневому розташуванні втрати будуть

більше за втрати при течії в лотках. Тому для співставлення прийнято врахувати тільки магістральні трубопроводи.

Для аналізу прийнята схема гарячого водопостачання від блоків АЕС. Довжина трубопроводу від АЕС до ТП1 дорівнює 4200 м. Довжина трубопроводу від ТП1 до ТП2, а потім до ТП3 складає ще 3000 м. Від блоку 4 іде трубопровід діаметром 620 мм, від блоку 3 – діаметр 820 мм. Магістральні трубопроводи мають теплоізоляцію: два шари матів товщиною 75 мм кожний, тобто загальна товщина теплоізоляції 150 мм.

Для аналізу вибраний варіант нагріву води у двох блоках (3 та 4). Тобто загальна витрата води розподіляється рівномірно між блоками. Витрата гарячої води прийнята 150 м<sup>3</sup>/год. Температура гарячої води для ГВП має бути 50-75 °С. Приймаємо 60 °С. Температура холодної води 10 °С.

а) Розглянемо перший варіант: розташування теплового насосу безпосередньо біля АЕС.

Потужність ТН визначиться як:

$$Q_{\text{ТН}} = G \cdot c_p (t_r - t_x) = 150 \cdot 1000 / 3600 \cdot 4,19 \cdot (60 - 10) = 8729 \text{ кВт.}$$

Питома вартість ТН:  $C_{\text{спит}} = 166 \cdot (330 / 8729)^{0,7} = 16,815 \text{ \$/кВт.}$

Загальна вартість ТН:  $C_{\text{ТН}} = 15,73 \cdot 8729 = 146780 \text{ \$}.$

Визначимо втрати теплоти при транспортуванні гарячої води протягом

1. 200 м 75 м<sup>3</sup>/год в трубі діаметром 620x9 мм, температура води 60 °С;
2. 4000 м 150 м<sup>3</sup>/год в трубі діаметром 820x14 мм;
3. 3000 м 150 м<sup>3</sup>/год в трубі діаметром 820x14 мм.

Результати розрахунку втрат теплоти у відповідних ділянках трубопроводу приведені в табл. 3.8.

З аналізу результатів розрахунків (табл. 3.8) можна зробити висновок, що втрати теплоти при транспортуванні складають:

$$Q_{\text{втрат}} = 16,91 + 333,3 + 269,05 = 619,3 \text{ кВт.}$$

Таблиця 3.8– Результати розрахунку втрат теплоти в ділянках трубопроводу при транспортуванні гарячої води

Найменування	200 м	4000 м	3000 м
Початкова температура, С	60	59,25	54,48
Темпер. на виході (прийнята)	59,25	54,48	51,15
$t_{ст.внутр.}$	59	56,8	53
$t_{обл.зовн.}$ , °С	-12,6	-12,6	-13,1
$t_{води.сер.}$ , °С	59,625	56,8	52,81
Пит. об'єм, м <sup>3</sup> /кг	0,001	0,001	0,001
Коеф. теплопровідності, Вт/(м К)	0,650	0,648	0,644
Коеф. кінем. в'язкості, м <sup>2</sup> /с	$4,78 \cdot 10^{-7}$	$4,98 \cdot 10^{-7}$	$5,30 \cdot 10^{-7}$
Число Pr	3,0154	3,158	3,390
Внутр. діаметр трубопроводу, м	0,612	0,792	0,792
Швидкість, м/с	0,072	0,0859	0,0857
Число Re	92227,8	136603	128048
Число Нуссельта	315,57	441,8	433
Коеф. тепловідд. від води, Вт/(м <sup>2</sup> К)	335,4	361,3	351,8
Коеф. термічн. розш. повітря, 1/К	0,00392	0,00392	0,00392
Число Прандтля повітря	0,7166	0,7166	0,7166
Коеф. кінем. в'язкості, повітря. м <sup>2</sup> /с	0,0000116	0,0000116	0,0000116
Коеф. теплопров. повітря, Вт/м <sup>2</sup> К	0,023	0,023	0,023
Діам. зовнішній облицювання, м	0,9316	1,1216	1,2116
$t_{обл} - t_{пов}$	5,4	5,4	4,9
Число Грасгофа	$124,6 \cdot 10^6$	$2,175 \cdot 10^6$	$1,974 \cdot 10^6$
Число Нусельта	86,46	99,37	96,98
Коеф. тепловіддачі конвективний до повітря, Вт/(м <sup>2</sup> К)	2,13	2,038	1,952
Середня темп. стінки, $t_{ст.сер.}$ С	59,38	56,8	52,8

Закінчення таблиці 3.8

Найменування	200 м	4000 м	3000 м
Середня темп. ізоляції, $t_{\text{ізол.сер}}$	24	22,2	19,86
Середня темп. облицюв. $t_{\text{обл.сер}}$	-12,6	-12,6	-13,055
$\lambda_{\text{ст}}$ , Вт/(м К)	82,5	82,82	83,24
$\lambda_{\text{ізол}}$ , Вт/(м К)	0,061	0,060	0,0058
$\lambda_{\text{обл}}$ , Вт/(м К)	63,3	63,3	63,33
Коеф. тепловіддачі до повітря випромінюванням, Вт/(м <sup>2</sup> К)	3,218	3,218	3,208
Коеф. тепловіддачі до повітря загальний, Вт/(м <sup>2</sup> К)	5,35	5,255	5,197
Коеф. теплопередачі, Вт/(м <sup>2</sup> К)	0,377	0,371	0,362
Площа теплообміну, м <sup>2</sup>	585	14087	10565
Питомі втрати теплоти, Вт/м <sup>2</sup>	29,27	27,74	25,67
$t_{\text{ст.сер}}$ , °С	59,536	56,78	52,73
$t_{\text{ізол.сер}}$ , °С	23,5	22,03	19,84
$t_{\text{обл.сер}}$ , °С	-12,53	-12,7	-13,06
Середньо логарифм. темп. напір	77,6	74,84	70,8
Втрати теплоти, кВт	16,91	333,3	269,05

Це складає 7,1 % від потужності, що передається.

Експлуатаційні витрати визначаються витратами на перекачування. Визначимо витрати на перекачування гарячої води. Прийнято гаряче водопостачання 7000 год протягом року.

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda_{\text{тер}} = 0,11 \cdot (\Delta_{\text{ш}}/d + 68/\text{Re})^{0,25} = 0,11 \cdot (0,001/0,612 + 68/9222)^{0,25} = 0,024 ,$$

де  $\Delta_{\text{ш}} = 0,001$  - шорсткість, прийнята для трубопроводу, який давно експлуатується.

$\Delta P_{\text{тер}}$  - гідравлічний опір трубопроводу, кПа [109]:

$$\Delta P_{\text{тер}} = \lambda_{\text{тер}} \cdot (l/d) \cdot (w^2/2) \cdot \rho = 0,024 \cdot (200/0,612) \cdot 0,072^2/2 \cdot 1000 = 0,02 \text{ кПа.}$$

$\Delta h_{\text{нас}}$  – підвищення ентальпії в насосі; кДж/кг:

$$\Delta h_{\text{нас}} = 1,2 \cdot (v_{\text{сер}} \cdot \Delta P_{\text{тер}}) / \eta_{\text{ад}} = 1,2 \cdot 0,001 \cdot 0,02 / 0,82 = 0,0000295.$$

$N_{\text{нас}}$  – потужність насосу для перекачування води по трубопроводу, кВт.

$$N_{\text{нас}} = G \cdot \Delta h_{\text{нас}} / \eta_{\text{м}} = 20,8 \cdot 0,0000295 / 0,82 = 0,0006.$$

Експлуатаційні витрати визначаються, як витрати на привід насосів, \$:

$$I_{\text{експл}} = N_{\text{нас}} \cdot C_{\text{ел}} \cdot \tau_{\text{річ}} = 0,0006 \cdot 0,119 \cdot 7000 = 0,522.$$

Результати розрахунків за другими ділянками зведені до табл. 3.9.

Таблиця 3.9 – Розрахунок витрат на прокачування гарячої води

Найменування	200 м	4000 м	3000 м
Коефіцієнт тертя	0,024	0,022	0,0225
Гідравлічний опір, кПа	0,020	0,411	0,310
Підвищення ентальпії в насосі, кДж/кг	0,0000295	0,0006	0,00045
Потужність насосу, кВт	0,0006	0,0256	0,019
Витрати за рік, \$	0,522	21,35	16,05

Малі значення отриманих витрат на прокачування пояснюються малою швидкістю в трубопроводах через наявні розміри труб, які встановлені зараз в м. Вараш.

Розрахуємо перемінну частину приведених витрат:

$$\begin{aligned}
 Z_1 &= 0,186 \cdot K + I_{\text{ексл}} + Q_{\text{втрат}} \cdot \tau_{\text{річ}} \cdot c_{\text{тепл}} = \\
 &= 0,186 \cdot 146780 + (0,522 + 21,35 + 16,05) + 619,3 \cdot 7000 \cdot 3600 / 4,19 \cdot 10^{-6} \cdot 45,3 = \\
 &= 27301 + 37 + 168727 = 196066 \text{ \$}.
 \end{aligned}$$

б) Розташування теплових насосів поряд споживачів.

Відповідно схеми трубопроводів в місті є три теплових пункти та 37 теплових колодців. Враховуючи відсутність даних за розподіленням потужності та витрати води з цих розподільчих пунктів, прийmemo, що з теплових пунктів ТП роздається  $10 \text{ м}^3/\text{год}$ , а з ТК  $(150-30)/37 = 3,24 \text{ м}^3/\text{год}$ . Таким чином, потужність теплових насосів в місті має бути

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= 10 / 3,6 \cdot 4,19 \cdot (60-10) = 582 \text{ кВт}; \\
 Q_2 &= 3,24 / 3,6 \cdot 4,19 \cdot (60-10) = 188,55 \text{ кВт}.
 \end{aligned}$$

Питома вартість відповідних ТН:

$$\begin{aligned}
 C_{\text{пит1}} &= 166 \cdot (330/582)^{0,7} = 112 \text{ \$/кВт}; \\
 C_{\text{пит2}} &= 166 \cdot (330/188,55)^{0,7} = 246,4 \text{ \$/кВт}.
 \end{aligned}$$

Вартість окремих ТН:

$$C_{\text{ТН1}} = 112 \cdot 582 = 65138 \text{ \$}; \quad C_{\text{ТН2}} = 246 \cdot 188,55 = 46451 \text{ \$}.$$

Загальна вартість ТН для міста

$$C_{\text{ТН}} = 3 \cdot C_{\text{ТН1}} + 37 \cdot C_{\text{ТН2}} = 3 \cdot 65138 + 37 \cdot 46451 = 1914130 \text{ \$}.$$

При транспортуванні циркуляційної води втрат теплоти через її низьку температуру практично не буде.

Проведемо розрахунок на перекачування. Визначимо необхідну витрату

циркуляційної води.

Потужність, яку треба відняти від циркуляційної води  $Q_{\text{цв}}$  визначиться з наступного:

$$Q = Q_{\text{цв}} + N_{\text{компр}};$$

$$Q = Q_{\text{цв}} + Q/\text{COP};$$

$$Q_{\text{цв}} = Q (1 - 1/\text{COP}) = 8729(1 - 1/4,76) = 6895,17 \text{ кВт}$$

Витрата циркуляційної води:

$$G_{\text{цв}} = Q_{\text{цв}} / (c_p \cdot \Delta t) = 6895 / (4,19 \cdot 10) = 164,56 \text{ кг/с.}$$

Ця величина в 4 рази більша, ніж витрата гарячої води. Відповідно, втрата тиску буде в 16 разів більше, ніж визначена величина для попереднього варіанту:  $37 \cdot 16 = 592$  \$. Враховуючи, що при транспорті циркуляційної води потрібно її повертання на АЕС, ці витрати подвоюються: 1184 \$.

Приведені витрати в 2-й варіант розташування:

$$Z_2 = 0,186 \cdot 1914130 + 1184 = 357212 \text{ $.}$$

Таким чином перший варіант (розташування потужного ТН біля АЕС та транспортування до споживача гарячої води) розташування ТН є більш прийнятним.

### Висновки до розділу 3

1. Розроблено математичну модель теплового насоса з фреоном R134a, який за критерієм ODP (ozon delition potential) практично не впливає на руйнування озонового шару. Розглянуто ефективність використання ТН, який у якості джерела низько-потенційної теплоти використовує теплоту конденсації відпрацьованої пари в конденсаторі турбіни АЕС. При температурі конденсації 29 С та температурі

мережевої води 55 С отримано коефіцієнт ефективності теплового насосу  $COP=6,065$ .

2. Визначено, що залежність  $COP$  від температури конденсації пари (температури низько потенційного джерела енергії для ТН) має лінійний характер (при  $t_{конд}=32,9$  °С  $COP=6,84$ ). З ростом температури мережевої води  $COP$  знижується. Так при  $t_{конд}=29$  °С та  $t_{мереж. води}=70$  °С  $COP=3,459$ . Залежність  $COP=f(t_{мереж. води})$  теж лінійна.

3. Проведено розрахунок теплового насосу, якщо низько потенційним джерелом теплоти є охолоджувана вода. Порівняно з попереднім варіантом (низько потенційне джерело - температура конденсації пари) ефективність ТН знижується на 29 %. тобто при використанні конденсатора турбіни у якості випаровувача теплового насосу треба теплообмінну поверхню випаровувача ТН вставляти безпосередньо в конденсатор. Чи частину теплообмінних трубок конденсатору використовувати у якості теплообмінної поверхні випаровувача ТН.

4. При порівнянні показників варіантів традиційної АЕС з ТФУ та АЕС з ТН отримано, що електрична потужність, яка відпускається, у другому варіанті при тепловій потужності, що відпускається, 230 МВт на 4,83 МВт менша. Тобто, використання ТН дещо програє використанню теплофікаційної установки. Але через мале значення цієї різниці можна вважати, що термодинамічна ефективність цих варіантів практично однакова.

5. Визначено вплив температури конденсації пари в конденсаторі на ефективність комплексу АЕС+ТН. При постійній потужності теплофікаційної установки (ТФУ) зі збільшенням температури конденсації потужність турбіни падає швидше, ніж росте  $COP$  ТН і загальна електрична потужність комплексу зменшується. Якщо відпускати споживачу всю теплоту, яка скидається в конденсатор, то ексергетичний ККД комплексу АЕС+ТН зростає (при  $t_{конд}=32,28$  ККД<sub>ех</sub>=30,19 %, при  $t_{конд}=39,66$  ККД<sub>ех</sub>=31,6 %). Так при підвищенні температури конденсації на 7,38 С ККД<sub>ех</sub> зростає на 1,41 %.

6. Розглянуто варіант гарячого водопостачання міста Вараш від АЕС з

використанням ТН. Співставлено два варіанти розташування ТН: 1) поряд АЕС та транспортуванням гарячої води до міста; 2) транспортування циркуляційної води до міста, де ТН розташовані біля споживачів теплоти. Критерій співставлення - ручні приведені витрати. В результаті розрахунку отримано  $Z_1=196$  тис. \$,  $Z_2=357$  тис. \$. Таким чином, оптимальним варіантом розташування ТН, який має приведені витрати майже в два рази менші, є розташування ТН біля АЕС та транспортування гарячої води до міста.

Результати розділу 3 висвітлено у працях автора, наведених у Додатку А. Це публікації: [1,2,5,7].

## РОЗДІЛ 4

### ПЕРСПЕКТИВИ ПОЛІПШЕННЯ ЕКОЛОГІЇ ЧЕРЕЗ РОЗШИРЕНЕ ВИКОРИСТАННЯ АЕС ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Використання АЕС суттєво впливає на поліпшення довкілля через зменшення викидів в першу чергу парникових газів. Визначимо, скільки в середньому один енергоблок АЕС з теплофікаційною установкою потужністю 200 МВт за опалюваний сезон 165 днів запобігає викиду в атмосферу вуглекислого газу та споживання кисню.

Для забезпечення теплопостачання в цьому об'ємі потреби в природному газі визначаються наступним чином:

$$G_{\text{гг}} = Q_T \cdot \tau_{\text{опал}} / (Q_{\text{р}^H} \cdot \eta_{\text{к}}) = 200 \cdot 14,256 \cdot 10^6 / (44 \cdot 0,9) = 71,1 \cdot 10^6 \text{ кг} = 71,1 \cdot 10^3 \text{ т.}$$

При спалюванні цієї кількості природного газу утворюється  $71,1 \cdot 10^3 / 16 \times 44 = 198 \cdot 10^3$  т вуглекислого газу та споживається  $71,1 \cdot 10^3 / 16 \times 32 = 144 \cdot 10^3$  т кисню. Звичайно, що максимальне впровадження використання АЕС для теплопостачання суттєво покращить екологічну обстановку в країні.

Як вже вказувалося, одним з основних недоліків ядерної енергетики є теплове забруднення, тобто при ККД більшості працюючих сьогодні АЕС на рівні 33 %, в навколишнє середовище викидається дві треті виробленої в реакторі теплоти. Тепловим забрудненням називається скидання у водойми теплих вод після охолодження виробничих процесів. Вода з температурою вище  $26 \text{ }^\circ\text{C}$  пригнічує розвиток більшості водних організмів [112].

Використання теплових насосів дозволяє повністю чи частково уникнути цих викидів. Однак це потребує достатньо великих капіталовкладень. Цей розділ присвячений врахуванню теплових скидів, що по-перше - поліпшує екологічний стан, по-друге - підвищує авторитет ядерної енергетики.

При порівнянні показників ефективності різних установок використовуються

приведені витрати [68]. В [69] запропоновано в приведених витратах враховувати екологічну складову. Екологічна складова має враховувати витрати, які треба понести, щоб компенсувати шкоду. Відносно теплового забруднення треба відмітити, що неможна застосувати якусь технологію, яка б компенсувала скид теплоти в навколишнє середовище. Але можна визначити відповідний податок, при якому доцільно буде використовувати технологію, яка цей скид зменшить.

Розглянемо цю ідею більш докладно. Порівняємо два варіанти теплопостачання:

1. Теплофікаційний спосіб нагріву води відборами від турбіни АЕС при максимальному тепловому забрудненні (АТЕЦ).

2. Використання теплових насосів, які працюють на теплоті конденсації відпрацьованої пари турбіни АЕС та частково зменшують теплові скиди (АЕС+ТН).

Податок на теплове забруднення може бути визначений при порівнянні цих двох варіантів теплопостачання. В другому варіанті теплових скидів нема, тому можна прийняти, що податок має бути таким, щоб зрівняти обидва варіанти.

Вихідні дані: тепла потужність 230 МВт. Опалювальний період 165 діб.

Згідно Податковому кодексу України (ПКУ) екологічний податок за викиди двоокису вуглецю дорівнює  $c_{CO_2}=30$  грн/т = 0,75 \$/т [113].

Перший варіант. Атомна ТЕЦ. Електрична потужність, що відпускається, з урахуванням витрати на власні потреби 4 % 943,3 МВт, тепла потужність ТФУ  $Q_T=230,4$  МВт, тепла потужність конденсатора  $Q_{конд} = Q_{нс} = 1846,4$  МВт, що скидається в навколишнє середовище.

Відпустка електроенергії та теплоти береться за базову.

Приведені витрати, грн:

$$Z_1 = C_{екол} = Q_{конд} \cdot \tau_{опал} \cdot c_{ТЗ} = 1846,3/4190 \cdot 14,256 \cdot 10^6 \cdot c_{ТЗ} = 6,281 \cdot 10^6 \cdot c_{ТЗ}$$

де  $Q_{конд}$  - потужність конденсатора, Гкал/с;

$\tau_{опал}$  - термін опалювального періоду:

$$\tau_{\text{опал}} = 165 \cdot 24 \cdot 3600 = 14,256 \cdot 10^6 \text{ с.}$$

$c_{\text{тз}}$  - екологічний податок на теплове забруднення, грн/Гкал.

Другий варіант. АЕС+ТН. Електрична потужність 1026 МВт, з урахуванням власних потреб  $1026 \cdot 0,96 = 984,96$  МВт. Теплова потужність ТФУ  $Q_{\text{T}} = 230,4$  МВт, потужність компресорів теплових насосів 48,4 МВт. Електрична потужність, що відпускається:

$$N_{\text{відп}} = 984,96 - 48,4 = 936,56 \text{ МВт.}$$

Визначимо теплову потужність, що скидається в навколишнє середовище  $Q_{\text{конд.нс}}$ , Гкал/с:

$$Q_{\text{конд.нс}} = Q_{\text{конд}} - Q_{\text{конд.тн}} = 1946,3 - 182 = 1764,3 \text{ МВт}$$

$Q_{\text{конд.тн}}$  - потужність, яка відбирається тепловим насосом від конденсатора турбіни:

$$Q_{\text{конд.тн}} = Q_{\text{T}} - N_{\text{компр}} = 230,4 - 48,4 = 182 \text{ МВт}$$

Приведені витрати у другий варіант:

$$Z_2 = (K_{\text{тн}} + K_{\text{ТЕС}}) \cdot 0,186 + G_{\text{пг}} \cdot c_{\text{пг}} + C_{\text{екол.АЕС}} + C_{\text{екол.ТЕС}} \quad (4.1)$$

де  $K_{\text{тн}}$  - вартість теплових насосів, що забезпечують потужність 230,4 МВт.

В розділі 3.4 наводиться, що вартість ТН потужністю 8729 кВт дорівнює 146780 \$. Звідси вартість ТН потужністю 230,4 МВт без врахування масштабного фактору буде приблизно дорівнювати:

$$K_{\text{тн}} = 146780 \cdot (230,4 / 8,729) = 3,868 \cdot 10^6 \text{ $}.$$

$K_{\text{ТЕС}}$  - вартість замикаючої ТЕС, потужністю 4,5 МВт (при теплопостачанні за

рахунок ТФУ електрична потужність АЕС падає на 43,7 МВт, потужність ТН 48,2 МВт). Тобто при використанні ТН потужність АЕС падає на  $N_{ел}=4,5$  МВт, що має компенсуватися в приведених витратах. Питома вартість ТЕС прийнята 2000 \$/кВт [115].

$$K_{ТЕС} = 4500 \cdot 2000 = 9,0 \cdot 10^6 \$.$$

$G_{пг}$ ,  $c_{пг}$  - витрата та вартість природного газу. Вартість природного газу прийнята 20,5 грн/м<sup>3</sup> (0,5 \$/м<sup>3</sup>) [116].

$$G_{пг} = N_{ел} \cdot \tau_{опал} / (Q_{р^H} \cdot \eta_{ТЕС} \cdot \eta_k) = 4,5 \cdot 14,256 \cdot 10^6 / (44 \cdot 0,42 \cdot 0,9) = 3,85 \cdot 10^6 \text{ кг} = \\ = 3850 \text{ т} = 3,85 \cdot 10^6 / 16 \cdot 22,4 = 5,4 \cdot 10^6 \text{ м}^3.$$

$Q_{р^H}$  - питома теплота згоряння, МДж/кг,  $Q_{р^H} = 44$  МДж/кг [108];

$\eta_k$  - ККД котла,  $\eta_k = 0,9$  [114].

$\eta_{ТЕС}$  - ККД ТЕС,  $\eta_{ТЕС} = 0,42$  [114].

$C_{екол.АЕС}$  - екологічний податок АЕС за теплове забруднення, \$:

$$C_{екол.АЕС} = Q_{конд.нс} \cdot \tau_{опал} \cdot c_{тз} = 1764,3 \cdot 14,256 \cdot 10^6 / (4,19 \cdot 1000) \cdot c_{тз} = 6,0 \cdot 10^6 \cdot c_{тз}.$$

$c_{тз}$  - податок на теплове забруднення,

$C_{екол.ТЕС}$  - екологічний податок ТЕС, який включає викид CO<sub>2</sub> та теплове забруднення:

$$C_{екол.ТЕС} = C_{екол.CO2} + C_{екол.тз} = G_{CO2} \cdot c_{CO2} + Q_{конд.тес} \cdot \tau_{опал} \cdot c_{тз}$$

$G_{CO2}$  - кількість CO<sub>2</sub>, що утвориться при згоранні на ТЕС для замикання. При згоранні природного газу за стехіометричним відношенням утвориться:

$$G_{CO2} = G_{пг} \cdot 44 / 16 = 3850 \cdot 44 / 16 = 10587 \text{ т},$$

$Q_{\text{конд.тес}}$  - потужність конденсатора ТЕС для замикання:

$$Q_{\text{конд.тес}} = N_{\text{ел}}/\eta_{\text{ТЕС}} - N_{\text{ел}} = 4,5/0,42 - 4,5 = 6,21 \text{ МВт.}$$

Екологічний податок складає:

$$C_{\text{екол.ТЕС}} = 10587 \cdot 0,75 + 6,21 \cdot 14,256 \cdot 10^6 / (4,19 \cdot 1000) \cdot c_{\text{тз}} = 7940,25 + 21128,8 \cdot c_{\text{тз}}, \$.$$

Після підстановки в (4.1) отримаємо:

$$Z_2 = 5,098 \cdot 10^6 + 6,021 \cdot 10^6 \cdot c_{\text{тз}}. \quad (4.2)$$

При співставленні  $Z_1$  та  $Z_2$  можна зробити наступні висновки. Врахування капітальної складової в другому варіанті з ТН, яка визначається витратами на теплові насоси та замикаючу недостатню електроенергію, приводить до переваг першого варіанту - теплофікації від АЕС. Враховуючи обов'язкові додаткові витрати на теплові насоси та недовиробіток електроенергії в другому варіанті через більшу потужність ТН, ніж додаткова електрична потужність через відсутність теплофікаційних відборів, можна зробити висновок про недоцільність глобального використання теплових насосів, що також підтверджується відсутністю та складністю виробництва теплових насосів великої потужності.

З іншого боку в наведеному розрахунку не враховано, що при використанні теплових насосів можна відмовитися від теплофікаційної установки. Наявні теплообмінники коштують достатньо багато і можна прийняти, що вони частково чи практично повністю компенсують підвищення значення приведених витрат при врахуванні вартості ТН. Це приводить до можливості не враховувати вартість теплових насосів у другому варіанті. В цьому випадку вираз для приведених витрат буде мати наступний вигляд:

$$Z_2 = 4,775 \cdot 10^6 + 6,021 \cdot 10^6 \cdot c_{\text{тз}}. \quad (4.3)$$

Оцінюючи невелику різницю в електричній потужності, що відпускається, можна прийняти, що приведені витрати в ці варіанти однакові. Тоді з рівності значень  $Z_1$  та  $Z_2$  отримаємо податок на теплове забруднення. З умови

$$Z_1 = Z_2,$$

та використовуючи для підстановки вирази (4.2) та (4.3), отримаємо, що  $c_{\text{тз}} = 18,36 - 19,8$  \$/Гкал.

Це значення може бути орієнтиром при визначенні податку на теплове забруднення.

Дуже маленькі екологічні податки, як, наприклад, 30 грн/т CO<sub>2</sub>, не можуть впливати на вибір технологій. З тепловим забрудненням справа складніша, тому що вся енергія, яка використовується, в кінцевому рахунку передається навколишньому середовищу у вигляді теплоти. Тому запропонувати якусь технологію, яка буде компенсувати тепловий скид, неможливо. Слід зробити висновок, що введення податку на теплове забруднення необґрунтовано та недоцільно.

#### Висновок до розділу 4

1. Останнього часу атомна енергетика долучена до “зеленої”. Так робота одного блоку АЕС, який забезпечує теплову потужність теплопостачання 200 МВт дозволяє зекономити  $71,1 \cdot 10^3$  т природного газу та запобігти викиду  $198 \cdot 10^3$  т парникових газів (CO<sub>2</sub>) та споживання  $144 \cdot 10^3$  т кисню. Звичайно, що максимальне впровадження АЕС для теплопостачання суттєво покращить екологічну обстановку в країні.

2. Одним з основних недоліків АЕС є теплове забруднення. Зроблена спроба

визначення податку за теплове забруднення. Через співставлення приведених витрат при роботі атомної ТЕЦ, в режимі якої сьогодні працюють українські АЕС, з тепловим викидом та АЕС з тепловими насосами, де теплове забруднення повністю відсутнє, визначено приблизне значення податку на теплове забруднення, яке оцінюється значеннями в діапазоні 18,36-19,6 \$/Гкал. Враховуючи, що тепла енергія переходить до навколишнього середовища та в принципі нема технології, яка змінила би цей порядок, зроблено висновок, що вводити податок на теплове забруднення недоцільно.

Результати розділу 4 висвітлено у працях автора, наведених у Додатку А. Це публікації: [4, 11].

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. При наявному розвитку ядерної енергетики, яка має забезпечити екологічні виклики, потрібно максимально використовувати її в тому числі для теплопостачання. Найбільш економічним використанням АЕС для теплопостачання є використання теплофікації - комбіноване виробництво електричної та теплової енергії.

2. Розроблено математичну модель модернізованої турбоустановки К-1000-60/1500-1 (без одного ПВТ), яка дозволяє розраховувати показники теплової схеми турбоустановки з урахуванням зміни потужності теплофікаційної установки. Особливістю математичної моделі є можливість змінювати температуру циркуляційної води на вході в конденсатор та визначати температуру конденсації в залежності від початкової температури циркуляційної води та парового навантаження конденсатору. Відповідно до розрахунку за розробленою програмою за відсутності теплофікаційного навантаження отримано такі результати: електрична потужність при витраті пари 1675,9 кг/с дорівнює 1032 МВт, що відповідає паспорту турбіни. Електричний ККД брутто турбоустановки дорівнює 34 %. При потужності теплофікаційної установки 116 МВт електрична потужність турбоустановки знижується до 1008 МВт.

3. Проведено розрахунок зміни ексергетичного ККД блоку залежно від потужності теплофікаційної установки. Отримано, що зі зростанням потужності ТФУ ексергетичний ККД зростає. Це пояснюється більшими втратами ексергії під час виробництва електроенергії, ніж під час виробництва теплоти.

4. Розрахунок економічного доходу АЕС із зростанням потужності, що відпускається теплоспоживачеві, показав, що зі зростанням теплової потужності ТФУ дохід АЕС збільшується. Визначено, що за умов збільшення теплової потужності від нуля до 116 МВт дохід АЕС збільшується на 4,12 %. Тобто доведено, що використання теплофікації від АЕС економічно вигідно.

5. Підвищення теплової потужності ТФУ обмежено ймовірністю виникнення

вентиляційного режиму в останніх ступенях турбіни. Для його уникнення є обмеження на мінімальний пропуск пари в конденсатор. Прийнято, що гранична частка пари в конденсатор дорівнює 10 %. Таке граничне значення витрати пари в конденсатор досягається за теплової потужності ТФУ 900 МВт (номінальне значення 116 МВт). При цьому електрична потужність дорівнюватиме 684,8 МВт.

6. Для забезпечення ефективного теплопостачання від малих модульних реакторів запропоновано режим з мінімальним пропуском пари в конденсатор, при якому не буде вентиляційного режиму роботи циліндра низького тиску. Умові пропуску в конденсатор 10 % витрати пари на турбіну відповідає теплова потужність теплофікаційної установки 429 МВт при цьому електрична потужність блоку буде дорівнювати 48,4 МВт. Така теплова потужність здатна забезпечити район крупного міста з населенням 300-400 тисяч мешканців.

7. Проаналізовано можливості розташування АЕС малої потужності для забезпечення м. Одеса. Враховуючи рекреаційне значення цієї території, запропоновано розташування АЕС в морі на відстані 30 км. Для обґрунтування можливості транспорту теплоти по дну моря було проаналізовано втрати теплоти, які будуть мати місце в такому варіанті. Була проведена оптимізація зовнішнього діаметру та товщини теплоізоляції (пінополіуретану) для прямого та зворотного трубопроводу. За критерій оптимізації прийняті річні приведені витрати, при розрахунку яких враховувалися вартість обладнання (трубопровід, теплоізоляція, облицювання) та витрати на перекачування рідини. Для забезпечення однакового корисного результату всіх варіантів втрати теплоти компенсувалися замикаючою котельнею. В результаті проведених розрахунків визначено оптимальний діаметр прямого трубопроводу 1,02 м, товщина теплоізоляції 90 мм. Зворотний трубопровід має оптимальний діаметр теж 1,02 м, а товщину теплоізоляції 60 мм. При цих параметрах втрати теплоти в прямому трубопроводі дорівнюють 4,7 МВт, а в зворотному 3,33 МВт. Таким чином загальні втрати в теплотрасі дорівнюють 8,03 МВт, що складає  $8,03/442,5 \cdot 100 = 1,08$  % від теплоти, що передається. Ці теплові втрати відповідають зміні температури в прямому трубопроводі на 0,8 °С, а

в зворотному – на  $0,48$  °C. Така мала величина втрат теплоти є обґрунтуванням використання дальнього транспорту теплоти від електростанцій для централізованого тепlopостачання міст.

7. Розроблено математичну модель теплового насосу (ТН) з фреоном R134a, який за критерієм ODP (ozon delition potential) практично не впливає на руйнування озонового шару. Розглянуто ефективність використання ТН, який у якості джерела низько-потенційної теплоти використовує теплоту конденсації відпрацьованої пари в конденсаторі турбіни АЕС. При температурі конденсації  $29$  °C та температурі мережевої води  $55$  °C отримано коефіцієнт ефективності теплового насосу  $COP=6,065$ .

8. Визначено, що залежність COP від температури конденсації пари (температури низько потенційного джерела енергії для ТН) має лінійний характер (при  $t_{\text{конд}}=32,9$  °C  $COP=6,84$ ). З ростом температури мережевої води COP знижується. Так при  $t_{\text{конд}}=29$  °C та  $t_{\text{мереж.води}}=70$  °C  $COP=3,459$ . Залежність  $COP=f(t_{\text{мереж. води}})$  теж лінійна.

9. Проведено розрахунок теплового насосу, якщо низько потенційним джерелом теплоти є охолоджувана вода конденсатора турбіни. Порівняно з попереднім варіантом (низько потенційне джерело - конденсація пари) ефективність ТН знижується на  $29$  %. Тобто при використанні конденсатора турбіни у якості випаровувача теплового насосу треба теплообмінну поверхню випаровувача ТН вставляти безпосередньо в конденсатор. Чи частину теплообмінних трубок конденсатора використовувати у якості теплообмінної поверхні випаровувача ТН.

10. При порівнянні показників традиційної АЕС з ТФУ та АЕС з ТН отримано, що електрична потужність, яка відпускається, у другому варіанті при тепловій потужності, що відпускається  $230$  МВт, на  $4,5$  МВт менша. Тобто, використання ТН дещо програє використанню теплофікаційної установки. Але через мале значення цієї різниці можна вважати, що термодинамічна ефективність цих варіантів практично однакова.

11. Визначено вплив температури конденсації пари в конденсаторі на ефективність комплексу АЕС+ТН. При постійній потужності теплофікаційної установки (ТФУ) зі збільшенням температури конденсації потужність турбіни падає швидше, ніж росте СОР теплового насосу і загальна електрична потужність комплексу зменшується. Якщо відпускати споживачу всю теплоту, яка скидається в конденсатор, то ексергетичний ККД комплексу АЕС+ТН зростає (при  $t_{\text{конд}}=32,28$  °С ККДех=30,19 %, при  $t_{\text{конд}}=39,66$  ККДех=31,6 %). Так при підвищенні температури конденсації на 7,38 °С ККДех зростає на 1,41 %.

12. Розглянуто варіант гарячого водопостачання міста Вараш від АЕС з використанням ТН. Співставлено два варіанти розташування ТН: 1) поряд АЕС та транспортуванням гарячої води до міста; 2) транспортування циркуляційної води до міста, де ТН розташовані біля споживачів теплоти. Критерій співставлення - річні приведені витрати. В результаті розрахунку отримано  $Z_1=196$  тис. \$,  $Z_2=357$  тис. \$. Таким чином, оптимальним варіантом розташування ТН, який має приведені витрати майже в два рази менші, є розташування ТН біля АЕС та транспортування гарячої води до міста.

13. Розглянуто екологічний вплив АЕС та роль атомної енергетики в досягненні цілей, поставлених Паризькою угодою. Робота одного блоку АЕС, який забезпечує теплову потужність теплопостачання 200 МВт дозволяє економити  $71,1 \cdot 10^3$  т природного газу, запобігти викиду  $198 \cdot 10^3$  т парникових газів ( $\text{CO}_2$ ) та споживання  $144 \cdot 10^3$  т кисню. Виходячи з того, що на опалення в масштабі країни витрачається більше палива ніж на виробництво електроенергії, можна зробити висновок, що без розширеного впровадження АЕС для теплопостачання суттєвого зниження викидів парникових газів досягти неможливо.

14. Одним з основних недоліків АЕС є теплове забруднення. Зроблена спроба визначення податку за теплове забруднення. Через співставлення приведених витрат при роботі атомної ТЕЦ, в режимі якої сьогодні працюють українські АЕС, та АЕС з тепловими насосами, де теплове забруднення повністю

відсутнє, визначено оціночне значення податку на теплове забруднення 18,36-19,6 \$/Гкал. Враховуючи, що тепла енергія переходить до навколишнього середовища та в принципі нема технології, яка змінила би цей порядок, зроблено висновок, що вводити податок на теплове забруднення недоцільно.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аварія на АЕС Три-Майл-Айленд . [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%90%D0%B2%D0%B0%D1%80%D1%96%D1%8F\\_%D0%BD%D0%B0\\_%D0%90%D0%95%D0%A1\\_%D0%A2%D1%80%D0%B8-%D0%9C%D0%B0%D0%B9%D0%BB-%D0%90%D0%B9%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%B4](https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%90%D0%B2%D0%B0%D1%80%D1%96%D1%8F_%D0%BD%D0%B0_%D0%90%D0%95%D0%A1_%D0%A2%D1%80%D0%B8-%D0%9C%D0%B0%D0%B9%D0%BB-%D0%90%D0%B9%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%B4), — Дата доступу: 05.10.2022
2. Широков С.В. Ядерні енергетичні реактори. К.: НТУУ КПІ, 1997. - 280 с.
3. Ядерна аварія на АЭС “Фукусима-дайті”. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.iaea.org/ru/temy/yadernaya-avariya-na-aes-fukusima-dayiti>, — Дата доступу: 05.10.2022
4. Світова атомна енергетика повернулася до зростання. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%AF%D0%B4%D0%B5%D1%80%D0%BD%D0%B0\\_%D0%B5%D0%BD%D0%B5%D1%80%D0%B3%D0%B5%D1%82%D0%B8%D0%BA%D0%B0](https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%AF%D0%B4%D0%B5%D1%80%D0%BD%D0%B0_%D0%B5%D0%BD%D0%B5%D1%80%D0%B3%D0%B5%D1%82%D0%B8%D0%BA%D0%B0), — Дата доступу: 05.10.2022
5. Басок Б., Базєєв Є. Глобальне потепління: проблеми, дискусії та прогнози. Світогляд, 2020, №6 (86). С. 1-15. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://files.nas.gov.ua/PublicMessages/Documents/0/2021/01/210105193540659-4249.pdf>, — Дата доступу: 10.10.2022
6. Глобальне потепління: чим спричинені зміни клімату та як уникнути негативних наслідків – коментар експерта. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://fakty.com.ua/ua/ukraine/suspilstvo/20240605-globalne-poteplinna-chym-vyklykani-zminy-klimatu-ta-yak-unyknyty-negatyvnyh-naslidkiv-komentar-eksperta/>, — Дата доступу: 10.10.2022
7. Які переваги та недоліки використання альтернативної енергетики: шляхи розвитку та використання. [Електронний ресурс] // Режим доступу:

<https://opentv.media/ua/yaki-perevagi-ta-nedoliki-vikoristannya-alternativnoyi-energetiki-shlyahi-rozvitku-ta-vikoristannya>, — Дата доступу: 10.11.2022

8. Конференція ООН з питань клімату 2015. [Електронний ресурс] // Режим доступу:

[https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%84%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%BD%D1%86%D1%96%D1%8F\\_%D0%9E%D0%9E%D0%9D\\_%D0%B7\\_%D0%BF%D0%B8%D1%82%D0%B0%D0%BD%D1%8C\\_%D0%BA%D0%BB%D1%96%D0%BC%D0%B0%D1%82%D1%83\\_2015](https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9A%D0%BE%D0%BD%D1%84%D0%B5%D1%80%D0%B5%D0%BD%D1%86%D1%96%D1%8F_%D0%9E%D0%9E%D0%9D_%D0%B7_%D0%BF%D0%B8%D1%82%D0%B0%D0%BD%D1%8C_%D0%BA%D0%BB%D1%96%D0%BC%D0%B0%D1%82%D1%83_2015), — Дата доступу: 15.12.2022

9. Єврокомісія вирішила внести атомну та газову енергетику до списку «зелених» технологій — так званої «таксономії». [Електронний ресурс] // Режим доступу:

<https://biz.nv.ua/ukr/markets/atomnu-ta-gazovu-energetiki-viznali-zelenimi-u-yes-ostanni-novini-50213634.html#:~:text=%D0%84%D0%B2%D1%80%D0%BE%D0%BA%D0%BE%D0%BC%D1%96%D1%81%D1%96%D1%8F%20%28%D0%84%D0%9A%29%20%D0%B2%D0%B8%D1%80%D1%96%D1%88%D0%B8%D0%BB%D0%B0%20%D0%B4%D0%BE%D0%B4%D0%B0%D1%82%D0%B8%20%D0%B0%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%BD%D1%83%20%D1%82%D0%B0%20%D0%B3%D0%B0%D0%B7%D0%BE%D0%B2%D1%83%20%D0%B5%D0%BD%D0%B5%D1%80%D0%B3%D0%B5%D1%82%D0%B8%D0%BA%D1%83,%D0%B9%D0%BE%D0%B3%D0%BE%20%D0%BD%D0%B5%20%D0%B7%D0%B0%D0%B1%D0%BB%D0%BE%D0%BA%D1%83%D1%8E%D1%82%D1%8C%20%D0%BD%D1%96%20%D0%A0%D0%B0%D0%B4%D0%B0%20%D0%84%D0%A1%2C%20%D0%BD%D1%96%20%D0%84%D0%B2%D1%80%D0%BE%D0%BF%D0%B0%D1%80%D0%BB%D0%B0%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%82>, — Дата доступу: 01.02.2023

10. Heating systems in buildings — Design for water-based heating systems.

Management Centre: rue de Stassart, 36 B-1050 Brussels. This European Standard was approved by CEN on 4 July 2002. 54 p.

11. Костенко Г.М. Технічна термодинаміка. Учбовий посібник. - К.: Держ. видав-во техн. літератури, 1958. - 432 с.
12. Україна уклала угоду на будівництво 20 атомних реакторів SMR-160, – Енергоатом» . [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://focus.ua/economics/562217-ukraina-zaklyuchila-sdelku-na-stroitelstvo-20-atomnyh-reaktorov-smr-160-energoatom>, Дата звернення: 22.04.2022
13. Advances in Small Modular Reactor Technology Developments. A Supplement to: IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS). 2018 Edition. IAEA.
14. SMR-160. A Safe and Secure Nuclear Energy Future for Ukraine. Holtec International. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://www.slideshare.net/Ukrainian\\_Nuclear\\_Society/smr160-a-safe-and-secure-nuclear-energy-future-forukraine](https://www.slideshare.net/Ukrainian_Nuclear_Society/smr160-a-safe-and-secure-nuclear-energy-future-forukraine), — Дата доступу: 22.04.2022
15. SMR-160. Briefing to the USNRC, July 26, 2012. By SMR LLC, Holtec Center, 1001 U.S. Highway 1 North Jupiter, Florida 33477, USA [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.nrc.gov/docs/ML1220/ML12205A143.pdf>, — Дата доступу: 22.04.2022
16. Handbook of Small Modular Nuclear Reactors. *Second Edition*. A volume in Woodhead Publishing Series in Energy. Book. Second Edition. 2020 [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.sciencedirect.com/book/9780128239162/handbook-of-small-modular-nuclear-reactors#book-info>, — Дата доступу: 22.05.2022
17. Муратов О.Е. Підземні АЕС: ефективність та безпека /Питання атомної науки та техніки. 2002. №6. Серія: Фізика радіаційних пошкоджень та радіаційне матеріалознавство (82), с.19-28.
18. Ядерна енергетика: яку частку у виробництві електроенергії займає у країнах світу // Слово і діло: аналітичний портал. – Режим доступу: <https://www.slovoidilo.ua/2022/12/12/infografika/svit/yaderna-enerhetyka-yaku-chastku-vyrobnyctvi-elektroenerhiyi-zajmae-krajinax-svitu>., — Дата доступу: 22.04.2022

19. Російсько-український словник з інженерних технологій / *Марія Ганіткевич, Богдан Кінаш*; Технічний комітет стандартизації науково-технічної термінології Міністерства економ. розвитку і торгівлі та Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України. — 2-е вид. — Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2013. — 1021 с.
20. МАГАТЕ на COP26: Як ядерна енергетика та технології можуть допомогти подолати зміну клімату. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [http://www.atomforum.org.ua/news/2021/magate\\_na\\_cop26\\_yak\\_yaderna\\_energetika\\_ta\\_tehnologiyi\\_mozhut\\_dopomogti\\_podolati\\_zminu\\_klimatu](http://www.atomforum.org.ua/news/2021/magate_na_cop26_yak_yaderna_energetika_ta_tehnologiyi_mozhut_dopomogti_podolati_zminu_klimatu), — Дата доступу: 05.05.2022
21. Management of technological process in energy technologies. Under the general editorship of Anatoliy M. Pavlenko. Politechnika Swietckrzyska, Kielce 2019. 184 p. PI ISSN 1897-2691, PL ISBN 978-83-65719-63-8
22. Верхівкер Г.П., Кравченко В.П., Дубковський В.О. Теплопостачання від АЕС. Одеса: ВМВ, 2010. - 486 с.
23. Гершкович В. Ф. Шлях позбавлення комунальної енергетики України від метанової залежності / В. Ф. Гершкович. — [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.c-o-k.com.ua/content/view/2640>, — Дата доступу: 09.06.2022
24. Current Operational Status of Nuclear-Based District Heating Systems. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.powermag.com/district-heating-supply-from-nuclear-power-plants/>, — Дата доступу: 09.06.2022
25. Кравченко В.П., Оверченко А.О., Козлов І.Л., Ковальчук В.І., Головін М.О., Козлов О.І. Перспективи використання атомної генерації в системах теплопостачання. Збірник трудів XXXII міжнародній конференції "Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики". 20-21 вересня 2022 року. С. 84-89. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik\\_2023\\_ppp.pdf](https://ittf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik_2023_ppp.pdf),
26. Seyed Hadi Ghazaie 1, Khashayar Sadeghi, Ekaterina Sokolova, Evgeniy Fedorovich

- and Amirsaeed Shiran. (2020 г.) Comparative Analysis of Hybrid Desalination Technologies Powered by SMR. Energy, 13(5006):5006 DOI: [10.3390/en13195006](https://doi.org/10.3390/en13195006)
27. Чжоу, Сяолун. Удосконалення методики розрахунку прямого парогенератору для АЕС малої потужності : дис. ... д-ра філософії : спец. 143 – Атомна енергетика / Сяолун Чжоу ; наук. керівник В. П. Кравченко ; Державний ун-т «Одеська політехніка». – Одеса, 2021. – 176 с. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://op.edu.ua/sites/default/files/publicFiles/dissphd/dysertaciya\\_chzhou\\_143.pdf](https://op.edu.ua/sites/default/files/publicFiles/dissphd/dysertaciya_chzhou_143.pdf), — Дата доступу: 02.07.2022
28. Верхівкер Г.П., Кравченко В.П. Основи розрахунку та конструювання ядерних енергетичних реакторів. Одеса: ТЕС, 2008. 4-8 с.
29. Андреев Л.П., Костенко Г.М., Мороз В.О., Романовський С.О., Чеботарьов В.О. Задачник з основ теплотехніки. - Київ: Техніка, 1987. - 342 с.
30. Курс лекцій з дисципліни: Оптимізація режимів роботи теплоелектроцентралей. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://org2.knuba.edu.ua/course/view.php?id=3193&lang=en>, — Дата доступу: 05.07.2022
31. Milana Treshcheva , Irina Anikina , Dmitry Treshchev and Sergey Skulkin. Heat Pump Capacity Selection for TPPs with Various Efficiency Levels. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.mdpi.com/1996-1073/15/12/4445>, — Дата доступу: 04.03.2023
32. Єфімов Н.Н. Папін В.В. Малишев П.А. Безуглов Р.В. Аналіз використання теплових насосів на теплових та атомних електростанціях // Технічні науки, 2010. № 4. С.35 – 39
33. Янченко І. В. Вплив абсорбційного теплового насоса на теплову економічність ТЕС та АЕС. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://tekhnosfera.com/vliyanie-absorbtsionnogo-teplovogo-nasosa-na-teplovuyu-ekonomichnost-tes-i-aes>, — Дата доступу: 05.03.2023
34. Чиркин Н. Б. Кузнецов М. А. Шерстов М. А. Стенніков В. Н. Потенційна

можливість та технічна раціональність використання теплонасосних технологій при комбінованому виробництві електричної та теплової енергії // Проблеми машинобудування, 2014, Т. 17, № 1. С.11 – 20.

35. Щеклеїн С.Е. Ташликов О.Л. Дубінін А.М. Підвищення енергоефективності АЕС // Новини внз / Ядерна енергетика. 2015. №4. С.15 – 25.
36. Гетман В. В. Застосування теплонасосних установок для утилізації теплових вторинних енергетических ресурсів. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://studfile.net/preview/8713894/page:5>, — Дата доступу: 10.04.2023
37. H.S. Zhang, et al., Performance analysis of the coal-fired power plant with combined heat and power (CHP) based on absorption heat pumps, Journal of the Energy Institute (2015). [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://dx.doi.org/10.1016/j.joei.2015.01.009>, — Дата доступу: 10.04.2023
38. Li Zhang , Yu Zhang, Liansheng Zhou, Zhijun, Kun Wang, Ziyue Wang, Guohao Li and Bin Qu. Research of waste heat energy efficiency for absorption heat pump recycling thermal power plant circulating water. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/121/4/042005>, — Дата доступу: 10.04.2023
39. Мацевитий Ю. М., Чиркін Н. Б., Клепанда А. С. Про використання теплових насосів у світі та що гальмує їх широкомасштабне впровадження в Україні. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/e183a2bb-8f6f-4a5e-9012-4d92235c3323/content>, — Дата доступу: 10.04.2023
40. Мацевитый Ю. М., Харламп, Д. Х., Тарасова В. А., Кузнецов М. А. Інноваційні системи термотрансформації. Аналіз. Синтез. Оптимізація. Харків 2018. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/e/eb/INNOVATIVE\\_THERMAL\\_TRANSFORMATION\\_SYSTEMS\\_ANALYSIS\\_SYNTHESIS\\_OPTIMIZATION.pdf](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/e/eb/INNOVATIVE_THERMAL_TRANSFORMATION_SYSTEMS_ANALYSIS_SYNTHESIS_OPTIMIZATION.pdf), — Дата доступу: 10.05.2023

41. Долинський А.А. Драгобов Б.Х. Теплові насоси в системі теплопостачання будівель // Промислова теплотехніка. Київ, 2008. Т.30. № 6. С.71 – 83
42. Vitally Sergeyev, Irina Anikina, Konstantin Kalmykov and Ivan Naletov. Efficiency of using heat pumps with various refrigerants in real steam turbine power units with PT-80 and T-250 turbines. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201914010001>, — Дата доступу: 15.04.2023
43. Ефективність теплового насосу. [Електронний ресурс] // Режим доступу: // <https://teplonasos.kiev.ua/ehffektivnost-teplovogo-nasosa/>. Дата доступу: 15.04.2023
44. Олишевський Г. С., Олишевський І. Г. Раціональна технологія утилізації теплоти турбокомпресорних станцій. Вісник Дніпровського університету. 2018. С. 81-87 // Режим доступу: — <https://doi.org/10.15421/451815> Дата доступу: 10.06.2023
45. OCHSNER energy technology! Heat pumps for high outputs. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.ochsner.com/en/ochsner-products/high-capacity-heat-pumps/>, — Дата доступу: 10.06.2023
46. Xu, Z.Y.; Mao, H.C.; Liu, D.S.; Wang, R.Z. Waste heat recovery of power plant with large scale serial absorption heat pumps. Energy Part B 2018. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://en.x-mol.com/paper/article/1305416486423334912>, — Дата доступу: 10.06.2023.
47. Басок Б.І., Швець М.Ю., Рутенко А.А., Барело А.А., Беляєва Т.Г., Луніна А.А., Недбайло О.М. Оцінка можливості використання скидної теплоти зворотних конденсаційних циклів на основі теплонасосних технологій (на прикладі ТЕЦ-6 м. Києва). Промтеплотехніка, 2010. т. 32. №6. С. 76-83. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://dspace.nbu.gov.ua/bitstream/handle/123456789/60625/12-Basok.pdf?sequence=1>, — Дата доступу: 10.04.2024.

48. Основи експлуатації парових турбіни електростанцій. [Електронний ресурс]// Режим доступу: <http://energetika.in.ua/ua/books/book-3/part-1/section-3/3-3> , Дата доступу: 10.04.2023.
49. V. Kravchenko, A. Overchenko, M. Khyshchenko, M. Halatzan, B. Leus (2024). Analysis of the possibility of using a VVER-1000 nuclear power plant for expanded heat supply. *Nuclear Energy and the Environment*. №3 (31) 2024. С. 3-11.
50. Дубковський В. О. Термодинамічний аналіз та оптимізація АЕС. Навчальний посібник.– Одеса : Наука і техніка, 2004. – 48 с.
51. Вартість електроенергії у 2023 р. – [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://index.minfin.com.ua/ua/tariff/electric>., Дата доступу: 07.10.2023
52. Вартість теплової енергії // Офіційний портал Києва. – [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://kyivcity.gov.ua/news/tarifi\\_kivteploenergo\\_na\\_teplo\\_dlya\\_naselennya\\_v\\_opal\\_yuvalnomu\\_sezoni\\_20212022\\_zalishatsya\\_nezminnimi](https://kyivcity.gov.ua/news/tarifi_kivteploenergo_na_teplo_dlya_naselennya_v_opal_yuvalnomu_sezoni_20212022_zalishatsya_nezminnimi)., — Дата доступу: 07.10.2023
53. Holtec SMR-160™ - Main Features. Презентація. Marharyta Makarenko, SSTC NRS 2-6 August 2021.
54. Seyed Hadi Ghazaie, Khashayar Sadeghi, Ekaterina Sokolova 1 , Evgeniy Fedorovich 1 and Amirsaeed Shirani Comparative Analysis of Hybrid Desalination Technologies Powered by SMR. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://www.researchgate.net/publication/344351597\\_Comparative\\_Analysis\\_of\\_Hybrid\\_Desalination\\_Technologies\\_Powered\\_by\\_SMR/link/5ff6fa9ea6fdccdc837e2be/download?\\_tp=eyJjb250ZXh0Ijp7ImZpcnN0UGFnZSI6InB1YmxpY2F0aW9uIn19](https://www.researchgate.net/publication/344351597_Comparative_Analysis_of_Hybrid_Desalination_Technologies_Powered_by_SMR/link/5ff6fa9ea6fdccdc837e2be/download?_tp=eyJjb250ZXh0Ijp7ImZpcnN0UGFnZSI6InB1YmxpY2F0aW9uIn19) , — Дата доступу: 07.10.2023
55. Швецов В. Л., Шерфедінов Р. Б., Усатий О. П. Використання інноваційних технологій АТ «Українські енергетичні машини» при створенні маневрових парових турбін для малих модульних реакторів. Тези доповідей XVIII Міжнародної науково-технічної конференції «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», 13–14 грудня 2022 р. С. 9-12.

56. Степура Д.Ф. Аналіз можливості підвищення потужності теплопостачання від малого модульного реактора : кваліфікаційна робота магістра за спеціальністю «143 Атомна енергетика» / Денис Федорович Степура ; керівник Володимир Петрович Кравченко. – Одеса : Нац. ун-т “Одес. політехніка”, 2024. – 57 с. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://rkr.op.edu.ua/10620> — Дата доступу: 07.02.2025.
57. Маргулова Т.Х. Атомні електричні станції. М.: Атоміздат, 1985.
58. Кіров В.С. Теплові схеми турбоустановок АЕС та їх розрахунки. – Одеса: Астропринт, 2004. – 189 с.
59. Рижкін В.Я. Теплові електричні станції: - М.-Л.: Енергія, 1967. - 400 с.
60. Белозьоров О.М., Оверченко А.О. Розробка стратегії розвитку інфраструктури теплопостачання міста Одеси з використанням технології SMR-160. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності» Одеський національний технологічний університет 29-30 вересня 2023 р. – Одеса: 2023. С. 59-60.
61. Белозьоров О.М. Теплопостачання міста Одеса від реактора типу SMR-160 : кваліфікаційна робота бакалавра за спеціальністю «143 Атомна енергетика» / Олексій Михайлович Белозьоров ; керівник Володимир Петрович Кравченко. – Одеса : Нац. ун-т “Одес. політехніка”, 2023. – 104 с. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://rkr.op.edu.ua/1908> — Дата доступу: 20.05.2024
62. Кравченко В.П., Козлов І.Л., Оверченко А.О. Вибір варіанту теплопостачання міст за допомогою атомних станцій малої потужності. /Збірник тез доповідей IV Міжнародна конференція: «Перспективи впровадження інновацій у атомну енергетику» 30 вересня 2022 р. Київ. Інститут газу НАНУ. С. 39-40.
63. Vladimir Kravchenko, Igor Kozlov, Volodymyr Vashchenko, Iryna Korduba, Andrew Overchenko, Serhii Tsybytovskiy. (2024). Increasing the Efficiency and Level of Environmental Safety of Pro-Environmental City Heat Supply Technologies by Low Power Nuclear Plants. *World Journal of Nuclear*

- Science and Technology* > Vol.14 No.2, April 2024. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.scirp.org/journal/paperinformation?paperid=132315>,
64. Кравченко В.П., Оверченко А.О.. Розширення можливостей атомних станцій малої потужності для теплопостачання. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. №4, 2025. с.24-29. <https://energy.kpi.ua/article/view/341299/329347> — Дата доступу: 20.01.2026
65. Світлий Ю. Г., Білецький В. . транспорт (монографія). Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, «Редакція гірничої енциклопедії», 2009,. 436 с.
66. Ващишак І.Р., Цих В.С. Визначення втрат теплової енергії підземними тепловими мережами з урахуванням вологості ґрунту. *Методи та прилади контролю якості*. № 1 (38) 2017. С. 49-56. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://elar.nung.edu.ua/bitstream/123456789/5111/1/5723p.pdf>, — Дата доступу: 20.05.2024
67. Кравченко В.П., Серєда Р.Н., Чжоу Сяолун, Висоцький Ю.И., Сидаш С.В., Парфьонова С.В. и др. Гідравлічний розрахунок прямооточного парогенератору з точки зору зниження приведених витрат. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2018. №2(12). С. 66-74
68. Методичні вказівки з техніко-економічного обґрунтування інвестиційних проектів електричних станцій для студентів спеціальності «Теплові електричні станції», «Атомні електричні станції» /Уклад.: Є.Г. Скловська, К.Г. Тодорович. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2002. – 24 с.
69. Кравченко В.П., Кравченко Є.В. Удосконалення методики визначення екологічної складової в техніко-економічних розрахунках енергетичних установок / *Холодильная техника и технология*. – 2016, Т. 52, Вып.2. - С. 66-70.
70. V.P. Kravchenko , R.M. Sereda , Xiaolong Zhou , Yu.I. Visotskii , A.N. Rybakov. Choice of basic construction parameters of steam generators for NPP of low power (Вибір основних конструктивних параметрів парогенератору для АЕС малої потужності) // *Problems of atomic science and technology*. 2019. №5 (123). p. 62 –

68. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://vant.kipt.kharkov.ua/TABFRAME.html/article\\_2019\\_5\\_62.pdf](https://vant.kipt.kharkov.ua/TABFRAME.html/article_2019_5_62.pdf), — Дата доступу: 20.05.2024
71. Типові значення шорсткості. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://tehtab.ru/Guide/GuideTechnologyDrawings/DrawingsSigns/SomeTypicalRoughness/>, — Дата доступу: 04.06.2024
72. Тарифи на опалення в м. Одеса. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://index.minfin.com.ua/ua/tariff/heating/odessa/>, — Дата доступу: 05.10.2023
73. Тарифи на електроенергію для бізнесу. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://ukravtonomgaz.ua/blog/tarifi-na-elektroenergiyu-dlya-biznesu-5-7-grnkvt-god-v-opalyuvalniy-period-2022-2023-rokiv#:~:text=%D1%83%20%D0%B6%D0%BE%D0%B2%D1%82%D0%BD%D1%96%202022%20%D1%80%D0%BE%D0%BA%D1%83%20%D0%B4%D0%BB%D1%8F,%2C5%20%D0%BA%D0%BE%D0%BF%D1%96%D0%B9%D0%BE%D0%BA%20%D0%B1%D0%B5%D0%B7%20%D0%9F%D0%94%D0%92\),](https://ukravtonomgaz.ua/blog/tarifi-na-elektroenergiyu-dlya-biznesu-5-7-grnkvt-god-v-opalyuvalniy-period-2022-2023-rokiv#:~:text=%D1%83%20%D0%B6%D0%BE%D0%B2%D1%82%D0%BD%D1%96%202022%20%D1%80%D0%BE%D0%BA%D1%83%20%D0%B4%D0%BB%D1%8F,%2C5%20%D0%BA%D0%BE%D0%BF%D1%96%D0%B9%D0%BE%D0%BA%20%D0%B1%D0%B5%D0%B7%20%D0%9F%D0%94%D0%92),) - Дата доступу: 10.11. 2023
74. Труба безшовна ДСТУ 8938. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://bekas.com.ua/shop/metalloprokat/truby/stalnye-besshovnye>, — Дата доступу: 10.11.2023
75. Зовнішнє утеплення пінополіуретаном. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.rabotniki.ua/price/naruzhnoe-uteplenie-penopoliuretanom>, — Дата доступу: 10.11.2023
76. Захист теплопроводів від зовнішніх впливів. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://odessa.prom.ua/Montazh-teplotrass.html>, — Дата доступу: 10.11.2023
77. Монтаж мереж теплопостачання. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://odessa.prom.ua/p536563640-montazh-naruzhnyh-setej.html>, — Дата доступу: 10.11.2023

78. Industrial Heat Pumps for Steam and Fuel Savings. Industrial Technologies Program DOE/GO-102003-1735 - June 2003. – P. 17.
79. Milana Treshcheva, Irina Anikina, Vitaly Sergeev, Sergey Skulkin and Dmitry Treshchev, Selection of Heat Pump Capacity Used at Thermal Power Plants under Electricity Market Operating Conditions // Thermal Power Plants under Electricity Market Operating Conditions. *Energies* 2021, 14, 226 – P. 25.
80. V. S. Kostarev. The increasing of the energy efficiency of nuclear power plants with fast neutron reactors by utilizing waste heat using heat pumps // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019 – P. 9.
81. H. Averfalk, P. Ingvarsson, U. Persson and S. Werner On the Use of Surplus Electricity in District Heating Systems // Proceedings from the 14th International Symposium on District Heating and Cooling: September, 6-10, 2014. - Stockholm, Sweden. P. 469-474.
82. Степанов Д. В., Обуховський М. В. Ефективні режими роботи теплових насосів з ґрунтовими теплообмінниками. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://ir.lib.vntu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/25818/394-397.pdf?sequence=1&isAllowed=y>, — Дата доступу: 10.09.2023
83. *Kamel Sigar Hmooda, Horatiu Popb , Valentin Apostolc , Ahmed Qasim Ahmedd* Refrigerants Retrofit as Alternative for R12 and R134a in Household Refrigerators // American Scientific Research Journal for Engineering, Technology, and Sciences (ASRJETS), pp. 251-265.
84. *S. Bobbo, C. Zilio, M. Scattolini, L. Fedele.* R1234yf as a substitute of R134a in automotive air conditioning. Solubility measurements in two commercial PAG oils // International Journal of Refrigeration, v. 40, pp. 302-308, 2014. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0140700713002065>, — Дата доступу: 22.10.2023
85. Freon™ 134a Refrigerant (R-134a) Thermodynamic Properties (SI Units) [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.freon.com/en/>

- [/media/files/freon/freon-134a-si-thermodynamic-properties.pdf?rev=697e8a1992204979abac0323cef32133](#), — Дата доступу: 22.11.2023
86. Huber, M. L. and McLinden, M. O., "Thermodynamic Properties of R134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane)" (1992). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 184. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/184/>, — Дата доступу: 20.10.2023
87. Calculation of thermodynamic state variables of tetrafluoroethane - R134a [Електронний ресурс] // Режим доступу: [http://www.peacesoftware.de/einigewerte/r134a\\_e.html](http://www.peacesoftware.de/einigewerte/r134a_e.html), — Дата доступу: 20.10.2023
88. Smart Thermodynamic State Calculator: Refrigerant R-134a. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://eon.sdsu.edu/testhome/javaapplets/r134a/index.html>, — Дата доступу: 20.10.2023
89. L.A. Weber A Modified Benedict-Webb-Rubin Equation of State for Gaseous and Liquid Oxygen NBSUIR 7-882 Cryogenics Division Institute for Basic Standards, National Bureau of Standards, Boulder, Colorado 80303, April 1978. P. 40.
88. R134a Cycles for Android - APK Download. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://m.apkpure.com/r134a-cycles-free-version/cs10.th>, — Дата доступу: 25.10.2023
91. The default reference state for a specified fluid. [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://fchart.com/ees/eeshelp/\\_reference.htm](https://fchart.com/ees/eeshelp/_reference.htm), — Дата доступу: 25.10.2023
92. R134a – довідкова інформація. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://rbb-holod.ru/articles/r134a-reference-information>, — Дата доступу: 25.10.2023
93. Характеристики хладагенту R134a на лінії насичення. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://www.chillers.ru/bibl/allowances/refrigerants/properties/r134a.php>, - Дата доступу: 25.10.2023
94. Freon 134a si pressure enthalpy p h diagram. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.freon.com/en/-/media/files/freon/freon-134a-si-pressure->

- <enthalpy-p-h-diagram.pdf?rev=65ce1b74d7f14b3297f6858424365494>, — Дата доступу: 25.10.2023
95. Таблиця співвідношення тиску і температури холодоагентів. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://iceteco.com.ua/ua/a345207-tablitsa-sootnosheniya-davleniya.html>, — Дата доступу: 25.10.2023
96. Діаграма стану для фреону R134a. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://studopedia.info/1-58801.html>, — Дата доступу: 25.10.2023
97. Freon™ 134a/ Thermodynamic properties (SI Units)/ [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://www.freon.com/en/-/media/files/freon/freon-134a-si-thermodynamic-properties.pdf>, — Дата доступу: 30.10.2023
98. Дубровська, В.В. Термодинаміка та теплообмін: навч. посіб. / В.В. Дубровська, В.І. Шкляр – К.: НТУУ «КПІ», Вид-во «Політехніка», 2016. – 152 с.
99. Increasing the efficiency of NPP by using the heat pump for heat supply / V. Kravchenko, V. Kolykhanov, E. Muromsky, Yu. Vysotsky, M. Galatsan, A. Overchenko // Proceedings of the 13th International Conference of the Croatian Nuclear Society (Zadar, Croatia, June 5–8, 2022). – P. 120-1–120-10. – [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://nuclear-option.org/wp-content/uploads/2022/11/S3-120.pdf>, — Дата доступу: 25.10.2023
100. Кравченко В.П., Колиханов В.М., Оверченко А.О., Висоцький Ю.І. Використання теплових насосів для теплопостачання від АЕС. Proceedings of the XXXII International Scientific and Practical Conference «Modern development of science and the latest perspectives», August 16 – 19, 2022, Vancouver, Canada. p.323-329. DOI – 10.46299/ISG.2022.1.
101. Конструкція основних елементів парових турбін ТЕС та АЕС. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів теплоенергетичних спеціальностей денної та заочної форм навчання. /Уклад: О.Ю.Черноусенко, Л.С.Бутовський, О.О. Грановська, Т.В. Нікуленкова / – К.: ВПІ ВПК «Політехніка», 2014 – 70 с.

102. V. Kravchenko, A. Overchenko (2023). Influence of pressure in the turbine condenser on heat supply efficiency of NPP with heat pump. *Proceeding of Odessa Polytechnic University works*. 2(68) 2023. P. 33-42.
103. Оверченко А.О., Леус В.І., Кравченко В.П. Співставлення варіантів розташування теплових насосів для гарячого водопостачання від АЕС. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2023. №3 (28). С. 16-25.
104. Режимна карта роботи ТФУ блоків №1, 2, 3, 4 і ТФУ ПРК. Система нормальної експлуатації. 141-1-РК-СНВУ. РАЕС, 2021. 51 с.
105. V.P. Kravchenko , R.M. Sereda , Xiaolong Zhou , Yu.I. Visotskii , A.N. Rybakov. Choice of basic construction parameters of steam generators for NPP of low power // *Problems of atomic science and technology*. 2019. №5 (123). p. 62 – 68.
106. Тарифи на опалення в м. Одеса/ [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://index.minfin.com.ua/ua/tariff/heating/odessa/>, — Дата доступу: 20.10.2024
107. Михеев М.А., Михеева И.М. Краткий курс теплопередачи. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 208 с.
108. МС-Комфорт для всіх. Офіційний партнер VISSMANN/ [Електронний ресурс] // Режим доступу: [https://ms-comfort.kyiv.ua/?gclid=Cj0KCQiAjMKqBhCgARIsAPDgWlxiIB8H9iMsnmdPTBpTz7jlqyxсDtqS-Wu5TXgEYIquTISU1n6HEuYaApVYEALw\\_wcB](https://ms-comfort.kyiv.ua/?gclid=Cj0KCQiAjMKqBhCgARIsAPDgWlxiIB8H9iMsnmdPTBpTz7jlqyxсDtqS-Wu5TXgEYIquTISU1n6HEuYaApVYEALw_wcB), — Дата доступу: 04.03.2023
109. Галацан М.П., Кравченко В.П., Киров В.С. Influence of Cooling Tower Efficiency on Turbine Plant Economic Operation . *Проблемы региональной энергетики*. (WEB of science). 2019. № 2(43). P. 1-10.
110. Тепловий насос багатофункціональний DLN-200TA1/F EVI Теплова потужність 170 кВт. [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://heatu.eu/uk/teplovoy-nasos-mnogofunkcionalnyy-dln-200ta1f-evi-teplovaya-moshchnost-170-kvt>, — Дата доступу: 04.03.2023
111. Тепловой насос Mitsubishi HeatGuard 1000SX/ [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://teplonasos.net.ua/teplovoj-nasos-mitsubishi-heatguard-1000sx/>, — Дата доступу: 04.03.2023

112. Теплове забруднення/ [Електронний ресурс] // Режим доступу:  
[https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D0%B5%D0%BF%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D0%B5\\_%D0%B7%D0%B0%D0%B1%D1%80%D1%83%D0%B4%D0%BD%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F](https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D0%B5%D0%BF%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D0%B5_%D0%B7%D0%B0%D0%B1%D1%80%D1%83%D0%B4%D0%BD%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F), — Дата доступу: 04.03.2023
113. Екологічний податок. Ставки екологічного податку (станом на 27.12.2023 р.)/ [Електронний ресурс] // Режим доступу:  
[https://services.dtki.ua/catalogues/tax\\_rates/31-ekologicnii-podatok](https://services.dtki.ua/catalogues/tax_rates/31-ekologicnii-podatok), — Дата доступу: 04.03.2023
114. Теплотехнічний довідник. Т. 1. Під ред.. В.Н. Юрьєва та П.Д. Лебєдєва.  
«Енергія», 1975 р. 744 с.
115. Типи електростанцій та їх характеристики/ [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://studfile.net/preview/4520440/page:2/>, — Дата доступу: 10.04.2024
116. Тарифи на газ для підприємств з 1.01.2025 по 31.01.2025/ [Електронний ресурс] // Режим доступу: <https://index.minfin.com.ua/tariff/gas/prom/2025-01/>, — Дата доступу: 20.10.2024

ДОДАТОК А  
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Наукові роботи, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації.

1. V. Kravchenko, **A. Overchenko** (2023). Influence of pressure in the turbine condenser on heat supply efficiency of NPP with heat pump. *Proceeding of Odessa Polytechnic University works*. 2(68) 2023. P.33-42. DOI: 10.15276/opu.2.68.2023.04

<https://pratsi.op.edu.ua/index.php/pratsi/article/view/142> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія Б)

2. **Оверченко А.О.**, Леус В.І., Кравченко В.П. Співставлення варіантів розташування теплових насосів для гарячого водопостачання від АЕС. *Ядерна енергетика та довкілля*. 2023. №3 (28). С. 16-25. doi.org/10.31717/2311-8253.23.3.3

<https://npe.org.ua/wp-content/uploads/2024/05/28-3.pdf> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія Б)

3. Кравченко В.П., **Оверченко А.О.**, Хищенко М.М. , Галацан М.П., Леус Б.А. Аналіз можливості використання АЕС з ВВЕР-1000 для розширеного теплопостачання. *Ядерна енергетика та довкілля*. №3 (31) 2024. С. 3-11.

doi.org/10.31717/2311-8253.24.3.1 <https://npe.kiev.ua/wp-content/uploads/2025/02/31-1.pdf> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія Б)

4. Кравченко В.П. **Оверченко А.О.** Розширення можливостей атомних станцій малої потужності для теплопостачання. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. №4, 2025. с. 24-29. <https://energy.kpi.ua/article/view/341299/329347> (Реєстр наукових фахових видань України, категорія А)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Kravchenko V., Kolykhanov M., Muromsky E., Vysotsky Yu., Galatsan M., **Overchenko A.** Increasing the Efficiency of NPP by Using the Heat Pump for Heat Supply. Proceedings of the 13th International Conference of the Croatian Nuclear Society. Zadar, Croatia, June 5 – 8, 2022. P. 120-1--120-10.

<https://nuclear-option.org/wp-content/uploads/2022/11/S3-120.pdf>

6. Кравченко В.П., Козлов І.Л., **Оверченко А.О.** Вибір варіанту теплопостачання міст за допомогою атомних станцій малої потужності. Збірник тез

доповідей IV Міжнародна конференція: «Перспективи впровадження інновацій у атомну енергетику» 30 вересня 2022 р. Київ. Інститут газу НАНУ. С. 39-40.

<https://www.ispnpp.kiev.ua/wp-content/uploads/2022/10/zbirnyk-tez-IV.pdf>

7. Кравченко В.П., Колиханов В.М., **Оверченко А.О.**, Висоцький Ю.І. Використання теплових насосів для теплопостачання від АЕС. Proceedings of the XXXII International Scientific and Practical Conference «Modern development of science and the latest perspectives», August 16 – 19, 2022, Vancouver, Canada. p.323-329. DOI – 10.46299/ISG.2022.1.

<https://isg-konf.com/wp-content/uploads/2022/08/Modern-development-of-science-and-the-latest-perspectives.pdf>

8. Кравченко В.П., **Оверченко А.О.**, Козлов І.Л., Ковальчук В.І., Головін М.О., Козлов О.І. Перспективи використання атомної генерації в системах теплопостачання. Збірник трудів XXXII міжнародної конференції "Проблеми екології та експлуатації об'єктів енергетики". 20-21 вересня 2022 року.с. 84-89.

[https://itf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik\\_2023\\_ppp.pdf](https://itf.kiev.ua/wp-content/uploads/2023/12/sbornik_2023_ppp.pdf)

9. Белозьоров О.М., **Оверченко А.О.** Розробка стратегії розвитку інфраструктури теплопостачання міста Одеси з використанням технології SMR-160. Збірник наукових праць за матеріалами Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Еколого-енергетичні проблеми сучасності» Одеський національний технологічний університет 13-14 квітня 2023 р. С. 63-64. ISBN 978-8005-99-3

[https://ontu.edu.ua/download/konfi/2023/materials\\_ekol\\_energ\\_prob1\\_23.pdf](https://ontu.edu.ua/download/konfi/2023/materials_ekol_energ_prob1_23.pdf)

10. Кравченко В.П., **Оверченко А.О.**, Хищенко М.М., Галацан М.П., Леус Б.А. Визначення максимальної можливості блоку АЕС з ВВЕР-1000 для теплопостачання. Збірник доповідей VI Міжнародній конференції «Перспективи впровадження інновацій у атомну енергетику», 26-27 вересня 2024, м. Київ, с. 48-50.

<https://drive.google.com/file/d/1GXX3jN4xAwKeE4o7UYIB1Ays3BAWPm9e/view>

11. Vladimir Kravchenko, Igor Kozlov, Volodymyr Vashchenko, Iryna

Korduba, **Andrew Overchenko**, Serhii Tsybytovskiyi. (2024). Increasing the Efficiency and Level of Environmental Safety of Pro-Environmental City Heat Supply Technologies by Low Power Nuclear Plants. *World Journal of Nuclear Science and Technology* > Vol.14 No.2, April 2024. DOI: [10.4236/wjnst.2024.142006](https://doi.org/10.4236/wjnst.2024.142006).\_(Web of science)

<https://www.scirp.org/journal/paperinformation?paperid=132315>

ДОДАТОК Б  
ДОКУМЕНТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Перший проректор  
 Національного університету  
 "Одеська політехніка"  
 професор, д.т.н.



Сергій НЕСТЕРЕНКО  
 2025 р.

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

Цей акт є підтвердження того, що результати дисертаційного дослідження аспіранта Національного університету "Одеська політехніка" Андрія Олександровича Оверченка, виконаного на тему "Підвищення ефективності роботи АЕС за рахунок їх расширеного використання для теплопостачання", впроваджено в навчальний процес кафедри атомних електростанцій Національного університету "Одеська політехніка", а саме:

- в методичні матеріали наступних дисциплін: "Атомні електростанції", "Парові турбіни АЕС", за результатами вказаної дисертації внесені доповнення в частині розгляду систем теплопостачання від АЕС;

- при виконанні кваліфікаційних робіт бакалаврів та магістрів за спеціальністю 143 -Атомна енергетика:

1. Сепетенко Олександр група ПТЯ-192м "Аналіз доцільності використання теплового насоса для теплопостачання від АЕС";
2. Леус Богдан група ТЯ-1904. "Аналіз використання АЕС з ВВЕР-1000 для теплопостачання ;
3. Леус Віталій група ПТЯ-202/1рм "Гаряче водопостачання м. Вараш від Рівненської АЕС за рахунок використання теплових насосів";
4. Степура Денис група ПТЯ-202-1м "Аналіз можливості збільшення потужності теплопостачання від АЕС малої потужності з SMR-160".
5. Белозьоров Олексій група ТЯ-1904 "Теплопостачання міста Одеса від реактора типу SMR-160".

Заступник завідувача кафедри  
 Атомних електростанцій  
 доцент, к.т.н.

*Висоцький*

Юрій ВИСОЦЬКИЙ

ДОДАТОК В

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТУРБОУСТАНОВКИ  
К-1000-5,8/25-2 В КОНДЕНСАЦІЙНОМУ ТА ТЕПЛОФІКАЦІЙНОМУ  
РЕЖИМАХ

Принципова теплова схема турбоустановки К-1000-5,8/25-1, вихідні дані та методика розрахунку теплових схем АЕС наведені в [8]: тиск свіжої пари перед стопорним клапаном 5,89 МПа; температура свіжої пари 274,3 °С; тиск та вологість пари на виході циліндру високого тиску (ЦВТ) 1,109 МПа та 11,65 %; степінь сухості пари за сепаратором сепаратора-пароперегрівача (СПП) 0,999; тиск пари після СПП 1,075 МПа; температура пари після СПП 250 °С; тиск гріючої пари ПП2 на вході в пароперегрівач 5,75 МПа; тиск гріючої пари на ПП1 2,678 МПа; температура живильної води 221,6 °С; абсолютний тиск пари в конденсаторах у першому, по ходу води, корпусі 0,004 МПа; тиск у деаераторі 0,7 МПа; внутрішній відносний ККД циліндрів  $\eta_{\text{ЦВТ}} = 0,83$ ;  $\eta_{\text{ЦСТ}} = 0,86$ ;  $\eta_{\text{ЦНТ}} = 0,826$ ; внутрішній відносний ККД турбоприводу живильного насосу (ТПЖН)  $\eta_{\text{ТП}} = 0,75$ .

Результати розрахунку параметрів у відборах турбіни та в системі регенерації наведені в табл. 1 та 2.

Таблиця В.1 - Параметри пари у відборах турбіни

Номер відбору	Тиск, $P$ , МПа	Ентальпія, $h$ , кДж/кг	Степінь сухості, $X$ , %	Температура, $t$ , °С
1	2,79	2668,5	92,7	229,9
2	1,808	2613,7	90,0	207,3
3 (розділ.)	1,13	2531	87,7	185,3
Вхід в ЦСТ	1,075	2941	100	250
4	0,5984	2833	100	–
5	0,3283	2737	100	–
6	0,0868	2552	93,1	95,7
7	0,02318	2395	91,2	63,3
Вихлоп	0,0038	2217	86,2	29,0
Вхід у ТЖН	1,034	2960	100	250
Вихід із ТЖН	0,004	2312	–	29

Таблиця В.2 - Параметри основного конденсату (ОК), живильної води (ЖВ) та конденсату пари, що гріє (КГП)

За обладнанням	Тиск, $P$ , МПа	Темпер., $t$ , С	Ентальпія, $h$ , кДж/кг
Конденсатор	0,004	29	121,4
КН1*	1,02	29	122,6
КН2	1,48	32	125,48
ПНТ1*: ГП*	0,021	61,1	2395
КГП	0,021	61,1	255,8
ОК	1,377	58,1	244,3
ПНТ2: ГП	–	93,1	2552
КГП	–	63,5	264,2
ОК	1,227	89,6	376,1
ПНТ3: ГП	–	133,5	2737
КГП	–	133,5	561,5
ОК	1,127	126,9	533,7
ПНТ4: ГП	–	155,4	2833
КГП	–	131,9	554,7
ОК	1,077	150,9	636,4
Деаератор: ГП	–	–	2531
ЖВ	0,7	165	697,2
Випар	0,7	165	2763
ТЖН*	9,052	167,4	712,4
ПВТ6: ГП	–	204,9	2613,7
КГП	–	188,4	800,7
ЖВ	8,755	199,3	852,3

\*

## Закінчення таблиці В.2

ПВТ7: ГП	–	227,3	2668,5
КГП	–	209,3	894,8
ЖВ	8,452	221,7	953,7

- КН - конденсатний насос, ГП - грійюча пара, ПНТ - підігрівач низького тиску, ПВТ - підігрівач високого тиску, ТЖН - турбоживильний насос.

На рисунку В.1 наведено схему теплофікаційної установки (ТФУ).

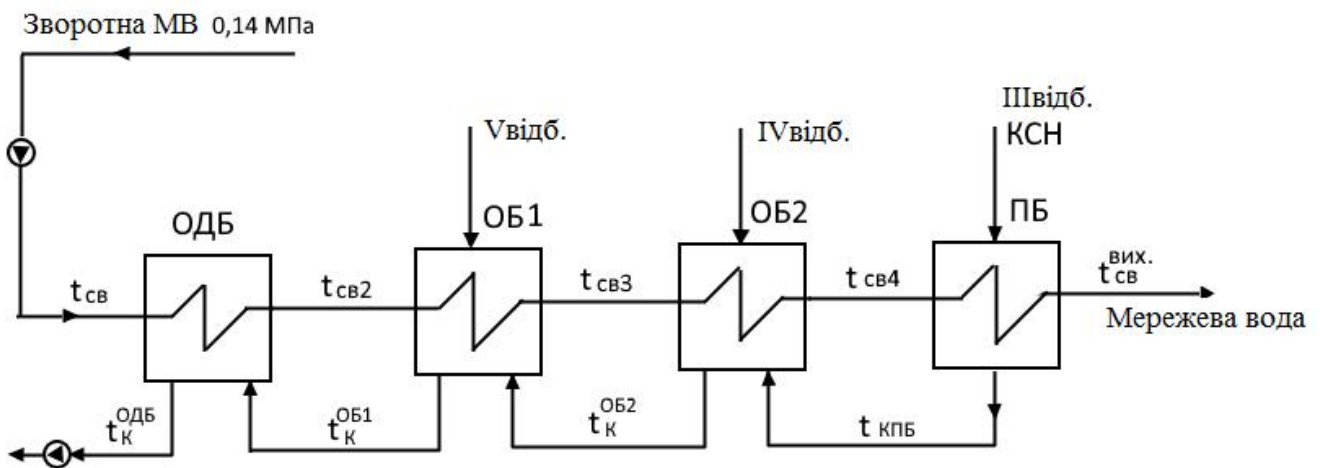


Рисунок В.1 - Принципова схема теплофікаційної установки;

Розрахунок ТФУ проводився за таких вихідних даних: максимальна витрата мережної води 347,5 кг/с; температура води на вході 70 °С, тиск  $P_{ВХ} = 1,4$  МПа; температура води на виході 150 °С.

Витрати пари на ПБ та основні бойлери (ОБ1 і ОБ2), а також ентальпія мережної води після охолоджувача дренажу бойлерів (ОДБ) визначаються з вирішення системи рівнянь:

$$\text{ПБ} \quad D_{\text{ПБ}} \cdot (h_{3\text{відб}} - h_{\text{кПБ}}) = G_{\text{МВ}} \cdot (h_{\text{МВ вих}} - h_{\text{МВ4}});$$

$$\text{ОБ2} \quad D_{\text{ОБ2}} \cdot (h_{4\text{відб}} - h_{\text{кОБ2}}) + D_{\text{ПБ}} \cdot (h_{\text{кПБ}} - h_{\text{кОБ2}}) = G_{\text{МВ}} \cdot (h_{\text{МВ4}} - h_{\text{МВ3}});$$

$$\text{ОБ1} \quad D_{\text{ОБ1}} \cdot (h_{5\text{відб}} - h_{\text{кОБ1}}) + (D_{\text{ПБ}} + D_{\text{ОБ2}}) \cdot (h_{\text{кОБ2}} - h_{\text{кОБ1}}) = G_{\text{МВ}} \cdot (h_{\text{МВ3}} - h_{\text{МВ2}});$$

$$\text{ОДБ} (D_{\text{ОБ1}} + D_{\text{ОБ2}} + D_{\text{ПБ}}) \cdot (h_{\text{кОБ1}} - h_{\text{кОДБ}}) = G_{\text{МВ}} \cdot (h_{\text{МВ2}} - h_{\text{МВ}}),$$

де  $G_{\text{МВ}}$  – витрата мережної води;

$D_{\text{ПБ}}, D_{\text{ОБ1}}, D_{\text{ОБ2}}$  – витрати пари на ПБ, ОБ1 та ОБ2;

$h_{\text{МВ вих}}, h_{\text{МВ4}}, h_{\text{МВ3}}, h_{\text{МВ2}}, h_{\text{МВ}}$  – ентальпія мережної води на виході ПБ, ОБ2, ОБ1, ОДБ та вході в ОДБ відповідно;

$h_{3\text{відб}}, h_{4\text{відб}}, h_{5\text{відб}}$  – ентальпія пари у третьому, четвертому та п'ятому відборах відповідно;

$h_{\text{кПБ}}, h_{\text{кОБ2}}, h_{\text{кОБ1}}, h_{\text{кОДБ}}$  – ентальпія конденсату з ПБ, ОБ2, ОБ1 та ОДБ.

У результаті розв'язання системи рівнянь матеріально-енергетичного балансу теплообмінників було отримано:  $D_{\text{ПБ}} = 25,53$  кг/с,  $D_{\text{ОБ2}} = 15,3$  кг/с,  $D_{\text{ОБ1}} = 10,165$  кг/с,  $h_{\text{св2}} = h_{\text{в}} = 324,2$  кДж/кг (відповідна температура 77,17 °С).

Витрати пари у відборах турбіни були визначені з рішення системи шести рівнянь матеріально-енергетичного балансу: сепаратора, промперегрівача 1, промперегрівача 2, двох підігрівачів високого тиску (ПВТ) та деаератора.

Витрата пари на турбоустановку:  $D_0 = 6033,5$  т/год = 1675,97 кг/с. Витрата живильної води становитиме  $D_{\text{ЖВ}} = D_0 + D_{\text{УТ}} + D_{\text{ПРОД}} = 1,025 \cdot D_0 = 1717,8$  кг/с.

*Витрати середовища в елементах схеми турбоустановки:*

Відбір пари на	Витрата, кг/с
ПП-1.....	53,66
ПП-2.....	56,12
ПВТ2.....	89,05
ПВТ1.....	120,68
Деаератор.....	27,36
Сепарат.....	185,14
Вихід із ЦВТ.....	1303,57
Основний конденсат.....	1371,0
ТЖН.....	50,25
ПНТ4.....	31,85

ПНТЗ..... 75,14  
 ПНТ2..... 58,62  
 ПНТ1..... 46,73

Розрахунок потужності турбіни наведений у табл. В.3.

Таблиця В.3 - Визначення сумарної потужності всіх відсіків

Витрата пари через відповідний відсік, $D_{\text{відс}}, \text{кг/с}$	Темперопад відсіку $h_{\text{відсік}}, \text{кДж/кг.}$	Внутрішня потужність відсіку, $N_{\text{відсік}}, \text{МВт}$
$D_{\text{відс1}} = D_0 - D_{\text{пп2}} = 1618,88$	$h_0 - h_1 = 2778 - 2664,6 = 133,3$	183,5
$D_{\text{відс2}} = D_{\text{відс1}} - D_1 - D_{\text{пп1}} = 1475,37$	$h_1 - h_2 = 2664,6 - 2613,7 = 50,9$	96,78
$D_{\text{відс3}} = D_{\text{відс2}} - D_2 = 1354,69$	$h_2 - h_3 = 2613,7 - 2531 = 82,7$	91,154
$D_{\text{відс4}} = D_{\text{відс3}} - D_3 - D_{\text{пб}} - D_{\text{сеп}} - D_{\text{тжн}} = 1066,41$	$h_{0,\text{цнт}} - h_4 = 2960 - 2833 = 127$	115,55
$D_{\text{відс5}} = D_{\text{відс4}} - D_4 - D_{\text{об1}} = 1025$	$h_4 - h_5 = 2833 - 2737 = 96$	98,99
$D_{\text{відс6}} = D_{\text{відс5}} - D_5 - D_{\text{об2}} = 934,56$	$h_5 - h_6 = 2737 - 2552 = 185$	174,022
$D_{\text{відс7}} = D_{\text{відс6}} - D_6 = 883,8$	$h_6 - h_7 = 2552 - 2393 = 159$	139,15
$D_{\text{відс8}} = D_{\text{відс7}} - D_7 = 837,1$	$h_7 - h_8 = 2393 - 2217 = 122$	148,95
Сумарна потужність турбіни		$N_i = 1048,1 \text{ МВт}$

Електрична потужність турбоустановки без ТФУ:

$$N_{\text{ел}} = N_i \cdot \text{ККД}_{\text{мех}} \cdot \text{ККД}_{\text{ел}} = 1048,1 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1032 \text{ МВт.}$$

Сумарна витрата електроенергії на привід насосів:

$$N_H = N_{KH1} + N_{KH2} = 1,79 + 2,4 = 4,19 \text{ МВт.}$$

Повна витрата теплоти на турбоустановку:

$$\begin{aligned} Q_{TY} &= G_0 \cdot h_0 + D_{ПР} \cdot h_{ПР} - G_{ЖВ} \cdot h_{ЖВ} = G_0 \cdot (h_0 + \alpha_{ПР} \cdot h_{ПР} - \alpha_{ЖВ} \cdot h_{ЖВ}) = \\ &= 1675 \cdot (1,02 \cdot 2778 + 0,005 \cdot 1286 - 1,025 \cdot 960,5) = 3\,027\,900 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Витрата теплоти на виробництво електроенергії:

$$Q_{TY} = Q_{TY} - Q_{ТФУ} = 3027,9 - 116,5 = 2911,4 \text{ МВт.}$$

Електричний ККД бруто:

$$\eta_{Br} = N_{ел} / Q_{TY} = 1/q = 35,44 \text{ \%}.$$

Електричний ККД нетто:

$$\eta_n = (N_{ел} - N_H) / Q_{TY} = (1032 - 4,19) / 3027,9 = 34,06 \text{ \%}.$$

ДОДАТОК Г  
РОЗРАХУНОК ВТРАТ ТЕПЛОТИ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ГАРЯЧОЇ  
ВОДИ ПО ТРУБОПРОВОДАХ, РОЗТАШОВАНИХ НА ДНІ МОРЯ

Мета розрахунку - визначення втрат теплоти при транспортуванні гарячої води по морському дну.

Початкові дані

$L$  – довжина трубопроводу,  $L = 30000$  м;

$\delta_{из}$  – товщина теплоізоляції, м,  $\delta_{из} = 0.05$ , пінополіуретан;

$\delta_{обл}$  – товщина облицювання, м,  $\delta_{обл} = 0.002$  нержавіюча сталь4

$t_{вод}$  – температура зовнішньої води,  $t_{вод} = 4$  °С;

$Q$  – теплова потужність,  $Q = 442,5$  МВт ;

$t_{сер}$  - середня температура МВ,  $t_{сер} = 138$  °С;

$c_p$  - ізобарна теплоємність за  $t_{сер}$  і тиском  $c_p = 4,269$  кДж/кг•К;

$P$  - тиск,  $P = 0.59$  МПа;

$\rho$  – густина води,  $\rho = 928.33$  кг/м<sup>3</sup> для середньої температури;

$w$  – швидкість потоку,  $w = 1$  м/с ;

$t_{ст}$  - попередня температура стінки на внутрішній поверхні=  $114.98$  °С.

#### Розрахунок втрат теплоти

Число Прандтля води при температурі стінки:  $Pr(t_{ст.вн}) = 1.511$ .

Витрата мережевої води

$$G = Q / (c_p \cdot (t_{вх} - t_{вих})) = 1480.513 \text{ кг/с.}$$

Площа поперечного перерізу трубопроводу:

$$S = G / (\rho \cdot w) = 1.595 \text{ м}^2$$

Допускаєма напруженість:  $[\sigma_{доп}] = 139.8$  МПа.

Темп. для розр. допустимого напруження товщини стінки:  $140$  °С.

$\phi$  – коефіцієнт міцності труб,  $\phi = 1$ .

Товщина стінки труби:

$$\delta_{ст} = (P \cdot D) / (2 \cdot \phi \cdot [\sigma_{доп}] + P) + C = 0.004018 \text{ м}$$

Приймаємо зовнішній діаметр  $d = 1.42$  м.

Із сортаменту беремо найближчий зовнішній діаметр і найближчу більшу товщину стінки.

$D$  – зовнішній діаметр,  $D = 1420 \text{ мм} = 1.42 \text{ м}$ .

$\delta_{\text{ст}}$  – товщина стіни,  $\delta_{\text{ст}} = 5 \text{ мм} = 0.005 \text{ м}$ .

$d$  – внутрішній діаметр трубопроводу  $d = D - (\delta_{\text{ст}} \cdot 2) = 1.41 \text{ м}$ .

Теплофізичні властивості мережної води (МВ) в залежності від  $t_{\text{ср}}$  і тиску:

$\nu$  – питомий об'єм,  $\nu = 0.001077 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0.6854 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

$\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu = 2.165 \text{E-}07 \text{ м}^2/\text{с}$ ;

$Pr$  – число Прандтля,  $Pr = 1.252$ ;

$w$  – середня швидкість води:  $w = (G \cdot \nu) / ((\pi \cdot d^2) / 4) = 1.02 \text{ м}/\text{с}$ ;

Число Рейнольдса  $Re = wd / \nu = 6654652$ ;

Число Нусельта при  $Re > 10^4$ :

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} = 6342.412;$$

Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки:

$$\alpha_1 = Nu \cdot \lambda / d = 3050.067 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) .$$

Властивості води навколишнього середовища (море):

$\beta_{\text{вод}}$  – коефіцієнт об'ємного розширення води

$$\beta_{\text{вод}} = 1 / (t_{\text{вод}} + 273) = 0.00361.$$

Число Прандтля  $Pr_{\text{вод}} = 11.46$ .

$\nu_{\text{вод}}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості  $= 1.556 \text{E-}06 \text{ м}^2/\text{с}$ ;

$\lambda_{\text{вод}}$  – коефіцієнт теплопровідності води  $= 0.571 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

Діаметр облицювання  $D_{\text{обл}} = D + 2 \cdot (\delta_{\text{із}} + \delta_{\text{обл}}) = 1.524 \text{ м}$ .

Приймаємо температуру зовнішньої поверхні облицювання

$$t_{\text{обл.зов}} = 4.52 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Число Прандтля  $Pr_{\text{обл}} = 11.25$ .

Температурний напір між облицюванням та водою (прийнято)

$$\Delta t_{\text{обл}} = t_{\text{обл}} - t_{\text{вод}} = 0.52 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Число Грасгофа для води

$$Gr_{\text{вод}} = \beta_{\text{вод}} \cdot g \cdot [D + 2 \cdot (\delta_{\text{із}} + \delta_{\text{обл}})]^3 \cdot (t_{\text{обл}} - t_{\text{вод}}) / \nu_{\text{вод}}^2 = 2.69E+10$$

Число Нусельта для води:

$$Nu_{\text{вод}} = 0.5 \cdot (Gr_{\text{вод}} \cdot Pr_{\text{вод}})^{0.25} \cdot (Pr_{\text{вод}} / Pr_{\text{обл}})^{0.25} = 374.42.$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від води:

$$\alpha_{\text{вод.к}} = Nu_{\text{вод}} \cdot \lambda_{\text{вод}} / (D + 2 \cdot (\delta_{\text{із}} + \delta_{\text{обл}})) = 140.28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_{\text{л}} = 4.7 \cdot (((t_{\text{обл}} + 273) / 100)^4 - ((t_{\text{вод}} + 273) / 100)^4) / (t_{\text{обл}} - t_{\text{вод}}) = 4.007 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі до води

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{вод.к}} + \alpha_{\text{л}} = 144.29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопровідності для сталі, теплоізоляції та матеріалу облицьовки:

$$\lambda_{\text{ст}} = 45 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \lambda_{\text{із}} = 0.028 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \lambda_{\text{обл}} = 15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = ((1/\alpha_1) + (\delta_{\text{із}}/\lambda_{\text{із}}) + (\delta_{\text{обл}}/\lambda_{\text{обл}}) + (\delta_{\text{ст}}/\lambda_{\text{ст}}) + (1/\alpha_2))^{-1} = 0.557 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловий потік:

$$q = k \cdot (t_{\text{сер}} - t_{\text{вод}}) = 74.73 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Температура внутрішньої поверхні стінки труби:

$$t_{\text{ст.вн.}} = t_{\text{сер}} - q/\alpha_1 = 137.97 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура зовнішньої стінки труби:

$$t_{\text{ст.зовн.}} = t_{\text{ст.вн.}} - (q \cdot (\delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}})) = 137.97 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура на зовнішньої поверхні ізоляції:

$$t_{\text{із.зовн.}} = t_{\text{ст.зовн.}} - (q \cdot \delta_{\text{із}} / \lambda_{\text{із}}) = 4.53 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура зовнішньої облицьовки:

$$t_{\text{обл.зовн.}} = t_{\text{із.зовн.}} - (q \cdot (\delta_{\text{обл}} / \lambda_{\text{обл}})) = 4.517 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня температура стінки труби:

$$t_{\text{ст.сер}} = (t_{\text{ст.вн.}} + t_{\text{ст.зовн.}}) / 2 = 137.97 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня температура ізоляції:

$$t_{\text{із.сер}} = (t_{\text{із.зовн.}} + t_{\text{ст.зовн.}}) / 2 = 71.25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня температура облицьовання:

$$t_{\text{обл.сер}} = (t_{\text{із.зовн.}} + t_{\text{обл.зовн.}}) / 2 = 4.52 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Визначаємо коефіцієнт теплопровідності (в результаті апроксимації довідкових даних отримано рівняння) для визначених температур:

$$\lambda_{\text{ст}} = -0.0245 \cdot t_{\text{ст.сер}} + 53.522 = 50.14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

$$\lambda_{\text{із}} = 0.028 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

$$\lambda_{\text{обл}} = -0,0000001 \cdot t_{\text{обл.сер}}^3 + 0,00001 \cdot t_{\text{обл.сер}}^2 + 0,0056 \cdot t_{\text{обл.сер}} + 14,502 = 14.5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Визначаємо прийняті раніш температури.

Температура зовнішньої поверхні облицьовки:

$$t_{\text{обл.зов}} = t_{\text{обл.зовн}} = 4.517 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\text{Pr}_{\text{обл}} - \text{число Прандтля} = 11.25.$$

Температурний напір між облицьованням та водою:

$$\Delta t_{обл} = t_{обл.зовн.} - t_{вод.} = 0.517 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Число Грасгофа для води:

$$Gr_{вод} = \beta_{вод} \cdot g \cdot [D + 2 \cdot (\delta_{із} + \delta_{обл})]^3 \cdot (t_{обл} - t_{вод}) / \nu_{вод}^2 = 2.681E+10 .$$

Число Нусельта для води:

$$Nu_{вод} = 0.5 \cdot (Gr_{вод} \cdot Pr_{вод})^{0.25} \cdot (Pr_{вод} / Pr_{обл})^{0.25} = 374.03.$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі до води:

$$\alpha_{(вод.к)} = Nu_{вод} \cdot \lambda_{вод} / (D + 2 \cdot (\delta_{із} + \delta_{обл})) = 140.14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_{л} = 4.7 \cdot (((t_{обл} + 273) / 100)^4 - ((t_{вод} + 273) / 100)^4) / (t_{обл} - t_{вод}) = 4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі до води:

$$\alpha_2 = \alpha_{вод.к} + \alpha_{л} = 144.14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = ((1/\alpha_1) + (\delta_{із}/\lambda_{із}) + (\delta_{обл}/\lambda_{обл}) + (\delta_{ст}/\lambda_{ст}) + (1/\alpha_2))^{-1} = 0.557 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Тепловий потік (2.0):

$$q = k \cdot (t_{сер} - t_{вод}) = 74.73 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

Температура на внутрішній поверхні труби:

$$t_{ст.вн.} = t_{сер} - q/\alpha_1 = 137.975 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура на зовнішній поверхні труби:

$$t_{ст.зовн.} = t_{ст.вн.} - (q \cdot (\delta_{ст}/\lambda_{ст})) = 137.968 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура на поверхні ізоляції:

$$t_{\text{із.зовн.}} = t_{\text{ст.зовн.}} - (q \cdot \delta_{\text{із.}} / \lambda_{\text{із.}}) = 4.528 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура на поверхні облицювання:

$$t_{\text{обл.зовн.}} = t_{\text{із.зовн.}} - (q \cdot (\delta_{\text{обл.}} / \lambda_{\text{обл.}})) = 4.518 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня температура стінки (2.0):

$$t_{\text{ст.сер}} = (t_{\text{ст.вн.}} + t_{\text{ст.зовн.}}) / 2 = 137.97 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня температура ізоляції (2.0):

$$t_{\text{із.сер}} = (t_{\text{із.зовн.}} + t_{\text{ст.зовн.}}) / 2 = 71.25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середня температура облицювання (2.0):

$$t_{\text{обл.сер}} = (t_{\text{із.зовн.}} + t_{\text{обл.зовн.}}) / 2 = 4.52 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Середньо логарифмічний температурний напір:

Температура вихода з труби =  $t_{\text{сер.}} - (t_{\text{вх.}} - t_{\text{сер.}}) = 136 \text{ } ^\circ\text{C}.$

$$\Delta t = ((t_{\text{вх.}} - t_{\text{вих.тр.}}) / \text{Ln}((t_{\text{вх.}} - t_{\text{вод.}}) / (t_{\text{вих.тр.}} - t_{\text{вод.}}))) = 134 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Кількість відведеної в навколишнє середовище теплоти:

$$Q_{\text{втр}} = k \cdot L \cdot (D + 2 \cdot \delta_{\text{із.}} + 2 \cdot \delta_{\text{обл.}}) \cdot \pi \cdot \Delta t = 10726933 \text{ Вт} = 10726.933 \text{ кВт} = 10.7 \text{ МВт}.$$

Ентальпія МВ на виході трубопроводу:

$$h_{\text{вих.}} = h_{\text{вх.}} - (Q_{\text{втр.}} / G) = 581.72 \text{ кДж/кг},$$

$h_{\text{вх.}}$  – ентальпія на вході = 588.965 кДж/кг.

Температура МВ на виході теплотраси:

$$t_{\text{вих.}} = h_{\text{вих.}} / C_p = 136.086 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Перераховуємо середню температуру:

$$t_{\text{ср.}} = (t_{\text{вх.}} + t_{\text{вих.}}) / 2 = 138.043 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Прийнята температура дорівнює розрахунковій.

Висновок: Кількість відведеної в навколишнє середовище теплоти 10.7 МВт, що дорівнює приблизно 2,46 % теплоти, що транспортується.