

УДК 621.577

DOI: 10.15587/1729-4061.2019.175679

Розробка вакуумно-випарного термотрансформатора для системи охолодження атомної електростанції

В. О. Тарасова, М. О. Кузнецов, Д. Х. Харлампіді, А. О. Костіков

Роботу присвячено розробці методу оптимального проектування вакуумно-випарних теплонасосних установок (ТНУ) для системи охолодження технологічного обладнання другого контуру атомної електростанції (АЕС) з використанням сучасних методів термодинамічного аналізу та термoeкономічної оптимізації.

Запропоновано дві схеми включення вакуумно-випарної ТНУ в систему охолодження другого контуру АЕС. Перша схема передбачає використання ТНУ в комплексі з існуючою градирнею і дозволяє доохолодити воду після градирні з 30 °С до 25 °С. За другою схемою тільки ТНУ здійснює охолодження води до необхідних параметрів.

Розроблено термодинамічну модель для прогнозування статичних характеристик ТНУ. Проаналізовано термодинамічні властивості води як холодоагенту, оцінено їх вплив на режимні параметри і енергетичну ефективність парокомпресійного циклу. Встановлено, що вода повністю відповідає всім вимогам екологічної безпеки, які пред'являються до робочих речовин теплових насосів. Її використання дозволяє забезпечити високі енергетичні показники циклу в порівнянні з синтетичними холодоагентами. До проблемних аспектів використання води можна віднести характерну для пароводяного циклу високу температуру в кінці процесу стиснення. Однак шляхом застосування двох секційного конденсатора з утилізацією теплоти зняття перегріву пари вплив цієї температури на енергетичні, а також експлуатаційні показники установки, можна нівелювати.

З використанням графоаналітичного апарату побудови С-кривих здійснено вибір раціональних схемно-циклових рішень вакуумно-випарної теплонасосної установки, які забезпечують ефективну роботу установки для охолодження технологічного обладнання другого контуру АЕС, оцінено капіталомісткість системи.

На основі моделювання теплогідравлічних процесів в контурі циркуляції холодоагенту виконано термoeкономічну оптимізацію і визначено режимно-конструктивні характеристики установки, які відповідають мінімуму зведених витрат при її експлуатації

Ключові слова: вакуумно-випарна теплонасосна установка, атомна електростанція, термoeкономічна модель, зведені витрати

1. Вступ

Надійне водозабезпечення системи охолодження другого контуру є необхідною умовою ефективної і безпечної роботи атомних електростанцій (АЕС).

Для відведення теплоти в системі охолодження другого контуру АЕС застосовується випарна градирня, яка використовує енергетичні ресурси навколишнього середовища. В умовах субтропічного, тропічного та, у останні роки, навіть помірного клімату температура зовнішнього повітря нерідко досягає критичних відміток у літку. Це призводить до того, що в цей період року випарна градирня не здатна забезпечити необхідний рівень охолодження води (25 °С). Дана обставина може істотно вплинути на ефективність та надійність основного обладнання АЕС, так як призводить до зниження його потужності. Будівництво ще однієї градирні на додаток до існуючої може бути доцільним лише при підвищенні граничної потужності АЕС, оскільки таке підвищення неминуче призведе до збільшення витрати води в системі оборотного водопостачання.

На сьогодні як обладнання для охолодження води АЕС набули широкого розповсюдження, окрім градирень, такі пристрої, як водосховище, бризкальний басейн, «сухі» градирні й тощо. Однак ефективність охолодження в таких пристроях суттєво залежить від температурних і вологісних параметрів навколишнього повітря, а також інших метеорологічних факторів (швидкість вітру і т. п.). У зв'язку з чим, жодний з цих пристроїв не здатний забезпечити постійну температуру охолоджуваної води при збереженні її витрати в літній, найбільш теплонапружений, період року. Крім того, використання атмосферних охолоджувачів будь-якого типу чинить серйозний вплив на навколишнє середовище. У місцях розташування АЕС спостерігається підвищення температури навколишнього середовища, змінюється повітряний режим. Так, наприклад, тепловологісний факел бризкального басейну впливає на навколишнє середовище наступним чином: спостерігається туманоутворення, випадіння крапель, що конденсувалися в напрямку вітру, зволоження території, рідкіше – утворення хмар.

Таким чином, актуальним питанням є розробка нових пристроїв та схем, які забезпечать додаткове охолодження води після градирні, або – охолодження води у повному обсязі замість неї.

Вирішення даної проблеми можливе за рахунок включення в технологічну схему другого контуру АЕС теплонасосної установки, яка дозволить доохолодити воду після градирні з 30 °С до 25 °С незалежно від температури навколишнього середовища. Застосування теплонасосної установки (ТНУ) в системі охолодження другого контуру АЕС суттєво зменшить втрати води з випаровуванням, які при експлуатації градирні становлять від 2,5 % до 10 % від загального обсягу циркуляційної води. Економічний ефект при охолодженні води замість градирні холодом, що виробляється ТНУ, значно зростає при наближенні температури охолоджуваної води до нижньої температурної межі випарної градирні. В екологічному відношенні технологія охолодження, що пропонується, є цілком безпечною.

Серед існуючих видів термотрансформаторів (абсорбційних, пароежекторних, парокомпресійних) для вирішення задачі охолодження другого контуру АЕС найбільш привабливою є вакуумно-випарна ТНУ. За своїм основним функціональним призначенням (охолодження води) таку установку можна віднести до класу парокомпресійних холодильних машин, але температурний діапазон її роботи (температура випаровування понад 10 °С, та температура конденсації

майже 80 °С) дозволяє розглядати її як тепловий насос. У такому високотемпературному діапазоні нагріта вода після конденсатору установки може використовуватися для гарячого водопостачання. Крім того, при використанні води як холодоагенту температурний діапазон роботи установки значно впливає на тип теплообмінного та компресорного обладнання технологічної схеми. Так, наприклад, при температурі випаровування нижче 0 °С термотрансформатор являє собою фактично льодогенератор з гвинтовим компресором. При підвищенні температури випаровування до 10 °С та вище у схемі потрібно використовувати високошвидкісний турбокомпресор, оскільки питомий об'єм всмоктувальної пари суттєво зростає.

Основними перевагами вакуумно-випарної ТНУ над існуючими системами охолодження другого контуру АЕС є можливість ефективного охолодження при високих температурах атмосферного повітря та відсутність втрат води з випаровуванням. При цьому спостерігається зниження теплового впливу на навколишнє середовище. До переваг відноситься й можливість утилізації частини теплової енергії, що відводиться від ТНУ, на комунально-побутові потреби. Також шляхом використання ТНУ можна досягти скорочення кількості розчинених газів у воді, що циркулює у другому контурі, зниження небезпеки радіоактивних витоків, можливість комплексної роботи разом з градирнею в період пікових навантажень.

Як недолік можна відзначити відносну складність схеми ТНУ, а також, в порівнянні з градирнею, значне енергоспоживання.

Застосування води як холодоагенту для ТНУ створює передумови для істотного спрощення схеми термотрансформатора. На практиці це означає відмову від використання в конструкції ТНУ декількох гідравлічних контурів (контур циркуляції холодоагенту, контур низькопотенційного теплоносія і контур охолоджуючого конденсатор теплоносія) та перехід до більш простої одноконтурної або двоконтурної схеми. Відмінність такої схеми від традиційних парокompресійних ТНУ полягає у процесі самовипаровування. Кипіння у випарнику відбувається не внаслідок підведення теплоти ззовні до киплячої рідини, а в результаті надходження рідини з більшим тиском у випарник, в якому підтримується низький тиск, та миттєвого скипання. Таким чином теплота, що необхідна для випаровування, віднімається від самої води, яку потрібно охолодити. В результаті процесу самовипаровування вода приймає нижчу температуру, відповідну температурі кипіння при тиску у випарнику, та відводиться в основну магістраль, а пар відкачується компресором у контур ТНУ.

У зв'язку з цим, застосування в ТНУ контактних теплообмінних апаратів замість апаратів поверхневого типу дозволяє знизити її металоемність і підвищити енергетичну ефективність за рахунок зниження мінімальної різниці температур в процесах теплообміну у випарнику та конденсаторі. Між цим, внаслідок того, що на всмоктуванні в компресор поступає водяна пара, яка має великий питомий об'єм, конструктивні розміри випарника так само повинні бути великими, щоб забезпечити фазовий перехід робочої речовини.

Серед інших переваг вакуумно-випарної ТНУ можна відзначити наступне: вода як холодоагент є екологічно чистою речовиною, яка не забруднює навко-

лише середовище та не сприяє ефекту глобального потепління. З техніко-економічної точки зору вода є відносно дешевою робочою речовиною, доступною та безпечною в експлуатації в порівнянні з фреонами, аміаком та іншими холодоагентами, що використовуються в традиційних теплових насосах.

Таким чином, актуальною задачею є розробка вакуумно-випарної ТНУ з використанням води як холодоагенту (R718) з метою забезпечення необхідного рівня охолодження води у другому контурі АЕС при заданих економічних і технічних умовах експлуатації.

2. Аналіз літературних джерел і постановка проблеми

На сьогодні дослідні роботи зі створення ТНУ з холодоагентом R718 знаходяться на стадії розробки, тому є вкрай обмеженими данні відносно їх реальної ефективності.

Аналізуючи сучасний стан проблеми можна відзначити, що основна увага при створенні вакуумно-випарних ТНУ приділяється розробці компресорного обладнання.

В силу специфічних властивостей води як холодоагенту в установках вакуумно-випарного охолодження неможливо пряме використання наявного парку компресорів, що випускаються промисловістю. Існуючі турбокомпресори не мають такі швидкісні характеристики. В роботі [1] відзначається, що для стиснення водяної пари найкращим є багатоступеневий осьовий турбокомпресор.

Шляхи створення високоефективних холодильних машин, які працюють на водяній парі з турбокомпресором, проаналізовано авторами роботи [2]. Запропоновано інженерну методику розрахунку турбокомпресора на R718, представлено результати порівняння його характеристик, таких як число Маха, окружна швидкість, діаметр робочого колеса, число оборотів, з характеристиками на інших холодоагентах. Однак визначені режимно-конструктивні характеристики компресора отримано без урахування техніко-економічних показників.

В роботі [3] на основі методу скінченних елементів запропонована 3D-модель високошвидкісного багатоступеневого осьового компресора на водяній парі, створеного з використанням композитних матеріалів. За допомогою 3D-моделі проведено дослідження міцності і аеродинамічних характеристик компресора. Матеріал робочого колеса осьового компресора – епоксид. Висока вартість осьового турбокомпресора, внаслідок необхідності виготовлення його лопатей з високоміцних матеріалів, таких як титанові і волоконні композити, було основною перешкодою до застосування водяної пари як робочої речовини. Впровадження епоксидної технології виготовлення відкриває широкі перспективи щодо масштабного застосування турбокомпресорів з R718.

Для вивчення проблеми запуску установки при роботі під вакуумом авторами роботи [4] розроблено динамічну модель характеристик вакуумно-випарного теплового насоса. Саме в початковий період роботи установки (до 1000 с) в систему можливий підсос повітря. Як відзначають самі автори, розробка моделі є тим рішенням, яке здатне дати найбільш повне уявлення про характеристики циклу в момент запуску. Крім того, моделювання дозволяє визначити шляхи подальшого вдосконалення системи за рахунок варіювання гео-

метричних розмірів елементів, а також зміни конфігурації схеми циркуляції холодоагенту і параметрів її роботи. Серед переваг динамічного моделювання слід відзначити можливість підвищення енергетичної ефективності шляхом вибору найкращих стратегій управління і контролю за очищенням системи від неконденсованих газів. Верифікація динамічної моделі здійснювалася на основі порівняння з результатами експериментального дослідження процесу запуску лабораторної вакуумно-випарної ТНУ. Експериментальна ТНУ містила осьовий повітряний компресор, адаптований для роботи на водяній парі, контактний випарник і пластинчастий конденсатор [5]. Слід зазначити, що є досить велика розбіжність (більше 15 %) між експериментальними даними та результатами чисельного моделювання в початковий період роботи установки (до 1000 с). При збільшенні часу роботи установки результати розрахунку температур випарування і конденсації задовільно узгоджуються з даними експерименту.

Для того щоб подолати проблему запуску, доцільне застосування двохшнекового повітряного компресора [6]. Адаптація повітряного компресора для роботи на водяній парі можлива за умови поліпшення герметичності системи ущільнень.

В роботі [7] проведено аналіз енергетичної ефективності одноступеневих і двоступеневих циклів холодильних машин з холодоагентом R718, що містять відцентровий компресор. В результаті аналізу робиться висновок щодо необхідності розробки комбінованої схеми з додатковим двофазним ежектором для зниження незворотних втрат внаслідок дроселювання. Крім того, застосування в схемі ТНУ конденсатора контактного типу у поєднанні з градирнею дозволить абсорбувати з води повітря, що з'являється в системі при циркуляції через градирню.

Для підвищення конкурентоспроможності вакуумно-випарних термотрансформаторів з R718 в роботі [8] пропонується використовувати конденсатори з повітряним охолодженням, що дає цим установкам певні переваги. Однак заміна водяного конденсатора на повітряний призводить до зростання тиску нагнітання на 30–50 %, і, як наслідок цього, – зниження коефіцієнта об'ємної подачі компресора, зменшення холодопродуктивності. Щоб усунути цей недолік, слід використовувати вакуумний насос-компресор з механізмом підтискання пари на нагнітання. Це дозволяє знизити перетікання пари з боку нагнітання на сторону всмоктування, які виникають в установках з конденсаторами повітряного охолодження. Застосування такої схеми в вакуумно-випарних системах знижує енерговитрати не менше ніж на 10 %, при цьому знижуються і капітальні витрати.

З метою підвищення ефективності вакуумно-випарного термотрансформатора авторами роботи [9] запропоновано встановити в контур циркуляції води ежектор і інжектор відповідно перед випарником і перед підігрівачем-деаератором. При цьому приймальна камера ежектора приєднується до цього контуру після джерела води низького потенціалу, а приймальна камера інжектора – до контуру циркуляції водяної пари після компресора.

Питанням проектування холодильних і теплонасосних установок з холодоагентом R718, що включають відцентровий компресор і двофазний ежектор, присвячена монографія [10]. Авторами розглянуто можливість застосування двофазного ежектора замість відцентрового компресора, а також його використання для додаткового стиснення в другому ступені. Наведено оцінку впливу

теплофізичних властивостей холодоагенту на конструктивні характеристики ежектора. У той же час, питання створення теплообмінного обладнання вакуумно-випарних установок практично не освітлені.

Підсумовуючи аналіз дослідних публікацій, можна відзначити один важливий недолік – це відсутність поглибленого передпроектного аналізу схемно-циклових рішень вакуумно-випарних термотрансформаторів. Як наслідок помилковості такого підходу є спроба багатьох авторів обмежитися розглядом задачі проектування окремого, навіть важливого, елемента схеми без урахування його взаємозв'язку з іншими елементами.

Для вирішення задач проектування теплонасосних установок необхідний новий підхід, що спирається на сучасні методи, які забезпечують прийняття відповідних рішень. Такими є методи аналізу і синтезу теплотехнічних систем, що засновані на застосуванні теоретичного апарату технічної термодинаміки, термoeкономіки, теорії тепло- і масопереносу, а також теорії системотехніки. В останні роки їх розвиток йде в області аналізу структур технологічних схем, вивчення взаємозв'язків між елементами, оцінці інтеграційних властивостей системи. Застосування цих методів дозволить виключити можливі помилки проектування ще на початкових етапах розробки системи термотрансформації, забезпечивши вибір оптимальної технологічної схеми і конструктивних характеристик теплообмінного і компресорного устаткування.

3. Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є розробка методу оптимального проектування вакуумно-випарних теплонасосних установок для системи охолодження технологічного обладнання другого контуру АЕС з використанням сучасних методів термодинамічного аналізу та термoeкономічної оптимізації. Застосування даного методу на практиці дозволить знизити фінансові витрати на створення та експлуатацію вакуумно-випарних ТНУ, працюючих на R718, у порівнянні з фреоновими ТНУ.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- запропонувати схеми включення в систему охолодження другого контуру АЕС вакуумно-випарної теплонасосної установки;
- розробити термодинамічну модель для прогнозування статичних характеристик ТНУ, проаналізувати термодинамічні властивості води як холодоагенту, оцінити їх вплив на режимні параметри і енергетичну ефективність парокompресійного циклу;
- здійснити пошук раціональної технологічної схеми вакуумно-випарної ТНУ;
- на основі математичного моделювання теплогідравлічних процесів в ТНУ виконати термoeкономічну оптимізацію і визначити режимно-конструктивні характеристики, які відповідають мінімуму зведених витрат.

4. Технологічні аспекти розробки схем охолодження другого контуру атомної електростанції з використанням вакуумно-випарної теплонасосної установки

Включення в систему охолодження АЕС вакуумно-випарної ТНУ можливо за двома схемами. Перша схема (рис. 1) забезпечує «зняття» пікового навантаження в літній період року за рахунок доохолодження води після градирні з 30 °С до 25 °С в ТНУ. Друга (рис. 2) – передбачає «зняття» повного теплового навантаження, вода при цьому охолоджується від 40 °С до 25 °С.

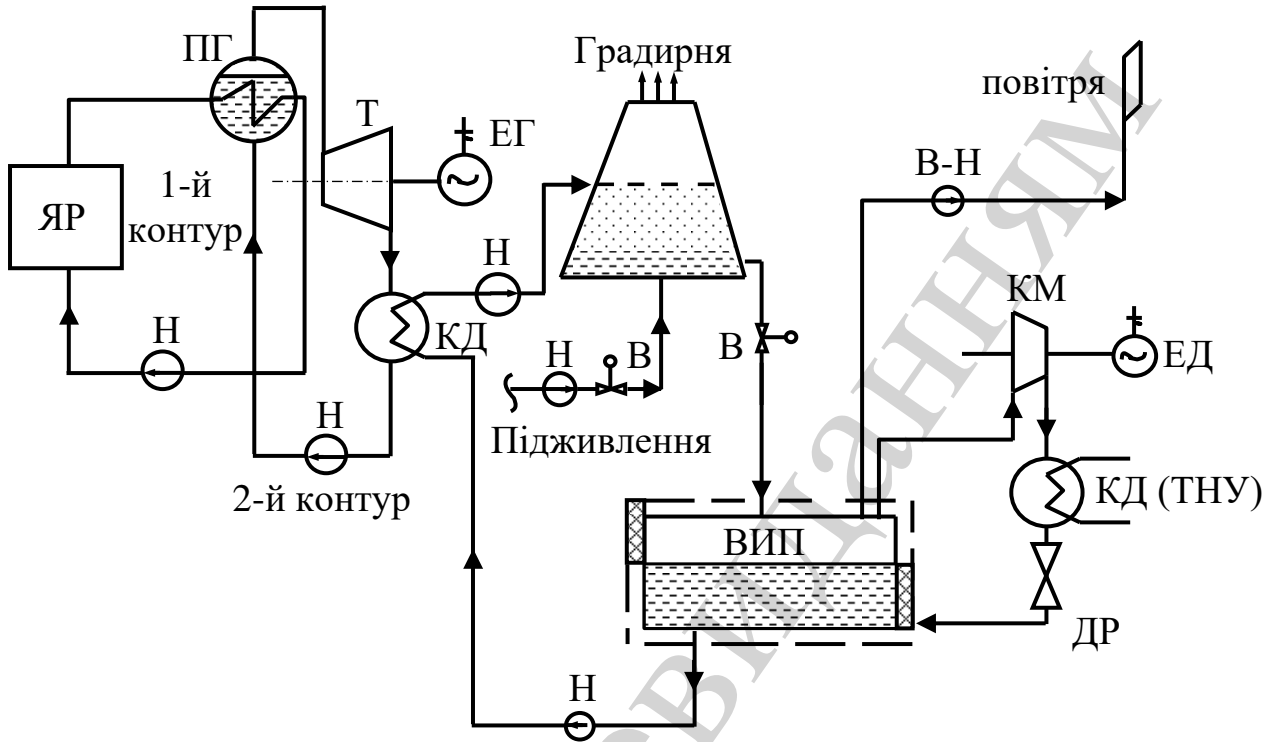


Рис. 1. Схема системи охолодження АЕС при комплексному використанні теплового насоса і випарної градирні: ЯР – ядерний реактор; ПГ – парогенератор; Т – турбіна; ЕГ – електрогенератор; КД – конденсатор; Н – насос; В – вентиль; ВИП – випарник; В-Н – вакуум-насос; КМ – компресор паровий; ЕД – електродвигун; КД (ТНУ) – конденсатор ТНУ; ДР – дросель

Робота ТНУ здійснюється за наступною схемою. Охолоджувана вода надходить у вакуумний розширювач-випарник, де за допомогою компресора підтримується тиск, що відповідає кипінню води при температурі 25 °С. При цьому тиску вода, яка надходить у випарник, закипає, а пара, що утворюється, відсмоктується компресором. Охолоджена у розширювачу-випарнику до температури кипіння вода знову надходить у систему охолодження. У компресорі пар стискається до тиску, відповідного температурі 50–70 °С, та надходить в охолоджувач – конденсатор, який також працює під вакуумом, однак при більш високому, ніж у випарнику (тиск 0,015–0,02 МПа).

Також зазначимо, що в порівнянні з іншими видами ТНУ такий підхід дозволяє значно спростити схему термотрансформатору (рис. 1, 2), підвищити його енергетичну ефективність (на 20–40 %) і забезпечити необхідний рівень охолоджувальної води.

Реалізація на практиці описаної схеми ТНУ потребує додаткової витрати роботи на стиснення розчиненого у воді повітря, який виділяється з неї при кипін-

ні. З огляду на той факт, що зі зменшенням температури кипіння питомий об'єм води різко зростає, ця робота може виявитися чималою, що в результаті знизить ефективність ТНУ. Необхідно відзначити ще одну особливість. При роботі під вакуумом можливий підсос повітря в систему внаслідок не повної герметичності ущільнень теплообмінного апарату. Натікання в систему неконденсованих газів погіршує теплотехнічну ефективність конденсатора і знижує продуктивність компресора. Таким чином, щоб уникнути цього, при запуску установки значна маса повітря повинна бути видалена за допомогою спеціальної системи продувки і видалення. Чимало недоліків описаної вище схеми значною мірою може бути усунуто, якщо в схему такої ТНУ включити змішуючий підігрівач-деаератор.

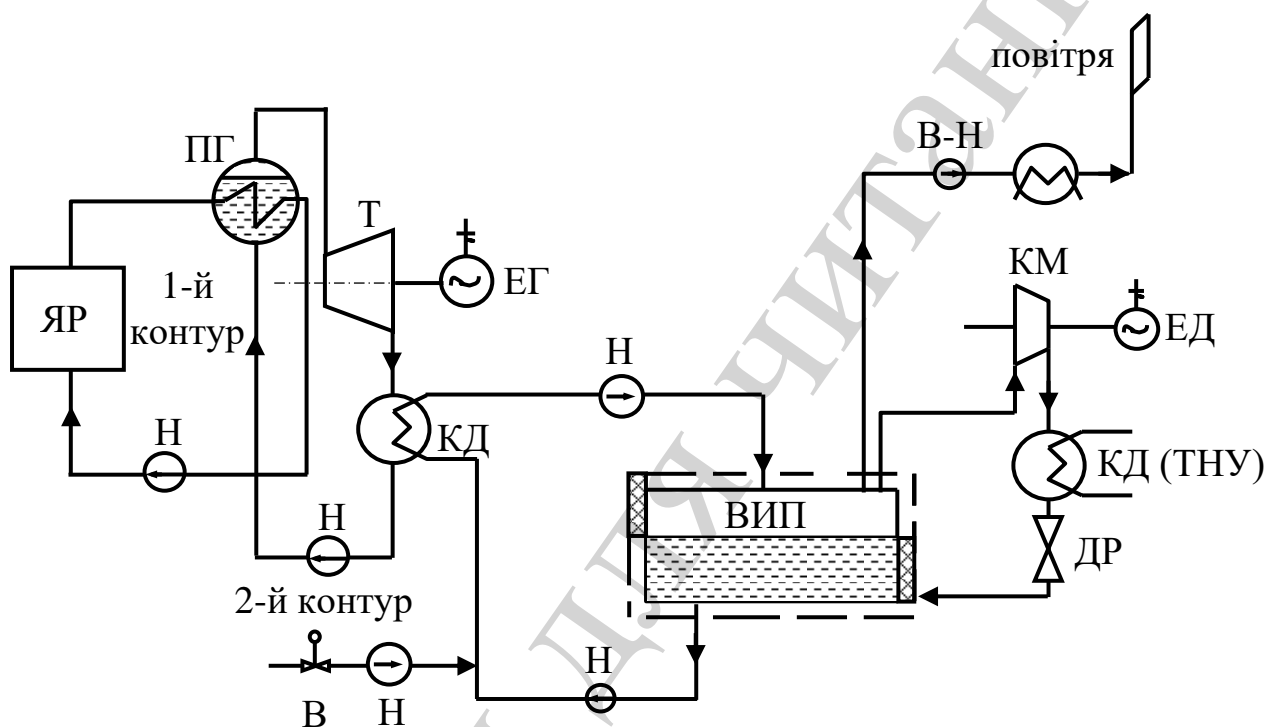


Рис. 2. Схема системи охолодження АЕС при використанні теплового насоса

Компресор є найбільш складним агрегатом такої системи, який повинен працювати при значному ступені стиснення ($\pi=10$), всмоктуючи великі обсяги пара при досить глибокому вакуумі. Як приклад, питомий об'єм водяної пари приблизно в 100 разів вище, ніж для аміаку при інших рівних умовах. Для того, щоб забезпечити відсмоктування об'єму пари, що утворюється в випарнику при температурі близько 25 °С, необхідний компресор з числом оборотів за хвилину близько 10000. Серед усіх відомих типів компресорів переважно розповсюджено застосування турбокомпресора, хоча ряд авторів пропонують використовувати в ТНУ гвинтовий компресор [11].

Невелика різниця тисків в пароводяному циклі дозволяє створити турбокомпресор з використанням легких конструктивних матеріалів, оскільки як осьові, так і радіальні навантаження на підшипники, що пов'язані з аеродинамічними силами, є відносно невеликими. При цьому компресор буде відносно компактних розмірів.

Оскільки витрата охолоджуючої води на виході з конденсатора другого контуру досить велика (від 1200 т/год для АЕС малої потужності до 80000 т/год – великий) пропонується створювати теплонасосні станції. Комплектація вакуумно-випарними ТНУ різної проектної потужності дозволить здійснювати більш гнучке регулювання холодопродуктивності цієї станції шляхом відключення частини установок в залежності від температури навколишнього середовища. Крім того, це дає можливість знизити витрати на створення турбокомпресорів шляхом зниження їх проектної одиничної потужності.

5. Термодинамічний аналіз циклу вакуумно-випарної теплонасосної установки

Можливості підвищення енергетичної ефективності ТНУ за рахунок удосконалення конструкції її елементів можуть бути виявлені при термодинамічному аналізі установки з урахуванням її режимних характеристик.

Для визначення режимних характеристик ТНУ необхідно на етапі проектування мати модель, що дозволяє прогнозувати характеристики ТНУ в залежності від основних визначальних факторів, таких як температура низькопотенційного теплоносія на вході у випарник $T_{\text{нпт1}}$ і температура теплоносія на виході з конденсатора $T_{\text{в2}}$.

Побудова характеристик ТНУ базувалася на рівнянні теплового балансу, що відображає зміну теплових навантажень, пов'язаних зі зміною теплоємності теплоносіїв, які знаходяться на гарячій та холодній сторонах, а також самої машини.

Нижче представлені основні розрахункові співвідношення термодинамічної моделі статичних характеристик ТНУ.

Холодопродуктивність випарника Q_0 визначається шляхом спільного вирішення наступних рівнянь:

$$Q_0 = m_{\text{хл}} \left[(1 - x_{\text{вх}}) r + (i_{\text{км}}^{\text{вх}} - i_{\text{вип}}^{\text{вх}}) \right], \quad (1)$$

$$Q_0 = G_{\text{нпт}} c_{\text{нпт}} (T_{\text{нпт1}} - T_{\text{нпт2}}) = G_{\text{нпт}} c_{\text{нпт}} \bar{\eta}_{\text{вип}} (T_{\text{нпт1}} - T_0), \quad (2)$$

$$\bar{\eta}_{\text{вип}} = 1 - e^{-\frac{k_{\text{вип}} F_{\text{вип}}}{G_{\text{нпт}} c_{\text{нпт}}}}, \quad (3)$$

$$x_{\text{вх}} = 1 - \frac{G_{\text{нпт}} c'_{\text{р}}}{m_{\text{хл}} r} \bar{\eta}_{\text{вип}} (T_{\text{нпт1}} - T_0) + \frac{c''_{\text{р}}}{r} \Delta T_{\text{пер}}, \quad (4)$$

$$m_{\text{хл}} = \lambda_{\text{км}} \bar{V}_T / v_{\text{км}}, \quad (5)$$

де $m_{\text{хл}}$ – масова витрата холодоагенту в циклі, кг/с; $x_{\text{вх}}$ – масовий паровміст на вході у випарник; r – прихована теплота пароутворення, кДж/кг; $i_{\text{км}}^{\text{вх}}$ – ентальпія

пари холодоагенту на вході у компресор, кДж/кг; $i_{\text{вип}}^{\text{вих}}$ – ентальпія пари на виході з випарнику, кДж/кг; $G_{\text{нпт}}$ – масова витрата низькопотенційного теплоносія через випарник, кг/с; $c_{\text{нпт}}$ – теплоємність низькопотенційного теплоносія, кДж/(кг·К); $\bar{\eta}_{\text{вип}}$ – коефіцієнт теплотехнічної ефективності випарника; $k_{\text{вип}}F_{\text{вип}}$ – інтенсивність теплопередачі у випарнику, кВт/К; c'_p, c''_p – теплоємність рідини і насиченої пари холодоагенту, кДж/(кг·К); $\Delta T_{\text{пер}}$ – величина перегріву у випарнику, К; $\lambda_{\text{км}}$ – коефіцієнт подачі компресора; \bar{V}_t – теоретична об'ємна продуктивність компресора, м³/с; $v_{\text{км}}$ – питомий об'єм пари на всмоктуванні в компресор, м³/кг.

Коефіцієнт подачі компресора $\lambda_{\text{км}}$ знаходиться згідно [12] як

$$\lambda_{\text{км}} = 1 - 0,05 \left[\bar{\pi}_{\text{ст}}^{0,869} - 1 \right], \quad (6)$$

де $\bar{\pi}_{\text{ст}}$ – ступінь стиснення в компресорі.

Теплове навантаження конденсатора знаходиться з рівнянь:

$$Q_{\text{к}} = m_{\text{хл}} (i_{\text{кд}}^{\text{вх}} - i_{\text{кд}}^{\text{вих}}), \quad (7)$$

$$Q_{\text{к}} = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}}) = G_{\text{в}} c_{\text{в}} \bar{\eta}_{\text{кд}} (T_{\text{к}} - T_{\text{в1}}), \quad (8)$$

$$\bar{\eta}_{\text{кд}} = 1 - e^{-\frac{k_{\text{кд}} F_{\text{кд}}}{G_{\text{в}} c_{\text{в}}}}, \quad (9)$$

де $i_{\text{кд}}^{\text{вх}}, i_{\text{кд}}^{\text{вих}}$ – ентальпія холодоагенту на вході та на виході конденсатора, кДж/кг; $G_{\text{в}}$ – масова витрата теплоносія через конденсатор, кг/с; $c_{\text{в}}$ – теплоємність теплоносія, який охолоджує конденсатор, кДж/(кг·К); $\bar{\eta}_{\text{кд}}$ – коефіцієнт теплотехнічної ефективності конденсатора; $k_{\text{кд}}F_{\text{кд}}$ – інтенсивність теплопередачі у конденсаторі, кВт/К.

Температури випаровування і конденсації в другому і наступних наближеннях визначаються як розв'язання

$$T_0 = T_{\text{нпт1}} - \frac{Q_0}{G_{\text{нпт}} c_{\text{нпт}} \bar{\eta}_{\text{вип}}}, \quad (10)$$

$$T_{\diamond} = T_{\text{в1}} + \frac{Q_{\text{к}}}{G_{\text{в}} c_{\text{в}} \bar{\eta}_{\text{кд}}}. \quad (11)$$

Температури теплоносія на виході з конденсатора $T_{\text{в2}}$ і випарника $T_{\text{нпт2}}$ знаходимо, використовуючи наступні вирази:

$$T_{\text{в2}} = T_{\text{к}} - (T_{\text{к}} - T_{\text{в1}}) \bar{\eta}_{\text{кд}}, \quad (12)$$

$$T_{\text{нпт2}} = T_{\text{нпт1}} - \frac{Q_0}{G_{\text{нпт}} c_{\text{нпт}}}. \quad (13)$$

Температура переохолодження конденсату холодоагенту $T_{\text{по}}$

$$T_{\text{по}} = T_{\text{к}} - \frac{m_{\text{хл}} c'_p}{G_{\text{в}} c_{\text{в}}} \bar{\eta}_{\text{кд}} (T_2 - T_{\text{в1}}) + \frac{c'_p}{r}. \quad (14)$$

Температура пари в кінці процесу стиснення в компресорі T_2 визначається як

$$T_2 = T_1 \left[\frac{1}{\eta_{\text{is}}} \left(\bar{\pi}_{\text{см}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \right], \quad (15)$$

де $T_1 = T_0 + \Delta T_{\text{пер}}$; η_{is} – ізоентропний ККД компресора; k – коефіцієнт адиабати холодоагенту.

Споживана потужність компресора

$$N_{\text{км}} = \frac{\lambda_{\text{км}} \bar{V}_{\text{т}}}{v_{\text{км}} \eta_{\text{is}}} l, \quad (16)$$

де l – робота стиснення у циклі.

При ізоентальпійному характері процесу в дросельному вентилі ТНУ витрата холодоагенту через дросель і випарник в другому і наступних наближеннях визначається за формулою

$$m_{\text{хл}} = \varpi \cdot f \sqrt{2\rho_{\text{вх}} (P_{\text{к}} - P_0)}, \quad (17)$$

де ϖ – коефіцієнт витікання; f – прохідний перетин дроселя, м^2 ; $\rho_{\text{вх}}$ – густина рідини перед регулюючим вентилям, $\text{кг}/\text{м}^3$; $P_{\text{к}}$, P_0 – тиск конденсації і випарування, відповідно, Па.

Тиск всмоктування $P_{\text{вс}}$ і нагнітання $P_{\text{наг}}$ в компресорі визначаються з урахуванням втрат тиску у всмоктувальному $\Delta P_{\text{вс}}$ і нагнітальному $\Delta P_{\text{наг}}$ трубопроводах і клапанах компресора як

$$P_{\text{вс}} = P_0 - \Delta P_{\text{вс}}, \quad (18)$$

та

$$P_{\text{наг}} = P_{\text{к}} + \Delta P_{\text{наг}}. \quad (19)$$

Для визначення $\Delta P_{\text{вс}}$ і $\Delta P_{\text{наг}}$ за рекомендаціями роботи [13] було проведено розрахунок теплогідрравлічних процесів у контурі ТНУ.

Розглянута задача розв'язувалася за допомогою ітераційного процесу, який полягав в циклічному використанні рівнянь (1)–(19).

Розрахунки були проведені для ядерного реактора ВВР-СМ потужністю 10 МВт, який експлуатується в кліматичних умовах Середньої Азії. Як приклад використання запропонованого методу були визначені режимні характеристики вакуумно-випарного ТНУ з турбокомпресором теоретичною об'ємною подачею $5,2 \text{ м}^3/\text{с}$, що забезпечує проектну холодопродуктивність $Q_0=300 \text{ кВт}$ (рис. 3).

Для графоаналітичного знаходження температур випаровування і конденсації в циклі при різній Q_0 , а також варіюванні $T_{\text{нпт1}}$ і $T_{\text{в2}}$ побудована номограма, яка наведена на рис. 3.

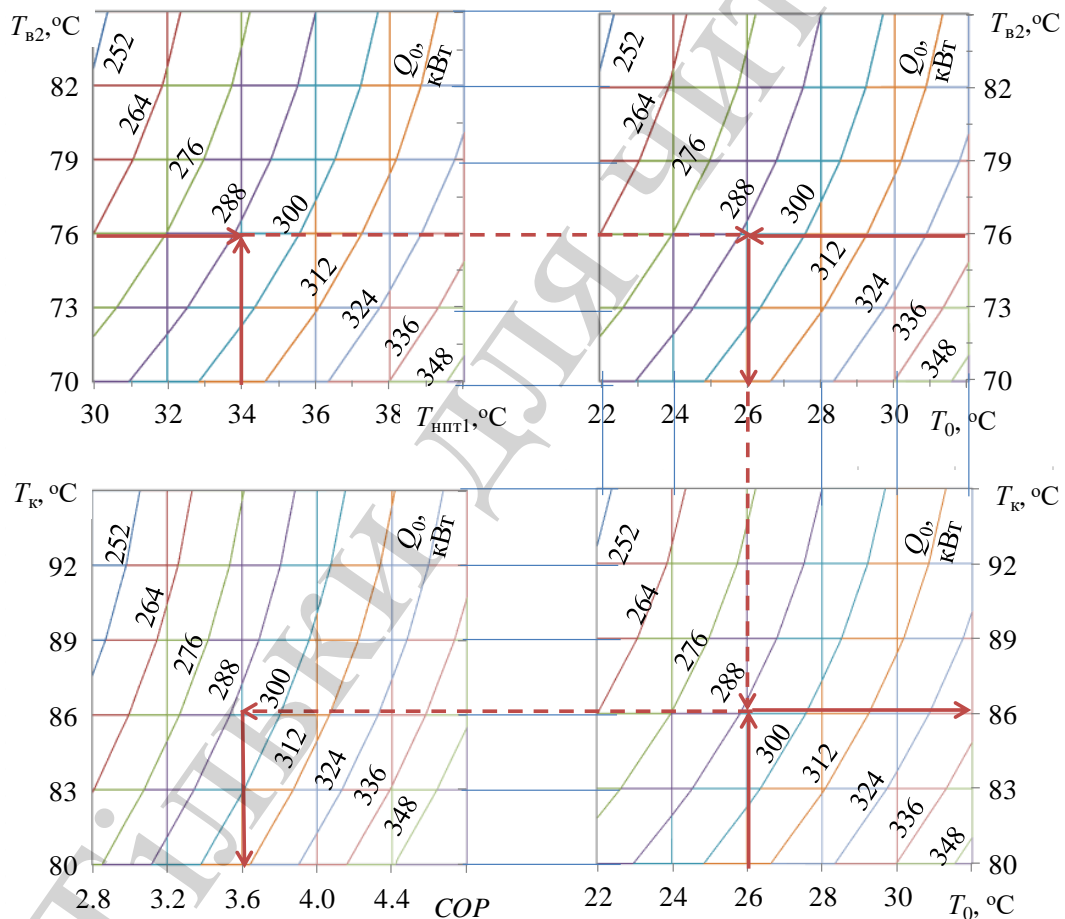


Рис. 3. Номограма для визначення режимних характеристик ТНУ з турбокомпресором з теоретичною об'ємною подачею $5,2 \text{ м}^3/\text{с}$

При її побудові використовувалася теорія планування експерименту [14]. Отримано регресійні моделі для наступних характеристик: $Q_0=f(T_{\text{нпт1}}, T_{\text{в2}})$; $T_0=f(Q_0, T_{\text{нпт1}}, T_{\text{в2}})$; $T_{\text{к}}=f(Q_0, T_0, T_{\text{в2}})$; $N_{\text{км}}=f(T_0, T_{\text{к}})$. Перевірка адекватності регресійної моделі виконувалася за допомогою критерію Фішера. Оцінка значимості

коефіцієнтів регресії проводилася за критерієм Стюдента [14]. Після чого за допомогою отриманих регресійних моделей знаходилася кореляція між параметрами кожної моделі.

Запропонована номограма (рис. 3) наочно показує взаємозв'язок між основними параметрами, що дає змогу проектувальнику оцінити їхній вплив на ефективність установки без необхідності проведення багатоваріантних розрахунків за моделлю (1)–(19).

Нижче показано результати розрахунків теоретичних циклів ТНУ з холодоагентом R718.

Змінення ступеня стиснення $\bar{\pi}_{\text{ст}}$ при варіюванні температури випаровування в циклі і при різних температурних границях ($T_{\text{к}}-T_0$) представлено на рис. 4, а. Вплив температури випаровування в циклі T_0 та температурних границь циклу на температуру в кінці процесу стиснення T_2 показано на рис. 4, б. Як можна бачити з рис. 4, б, для циклів з R718 характерні високі температури в кінці процесу стиснення, що вимагає розгляду можливості зниження втрат від незворотності в зоні зняття перегріву пари за рахунок застосування двохсекційного конденсатора або використання охолодження цієї зони шляхом уприскування холодоагенту в лінію нагнітання після дроселювання.

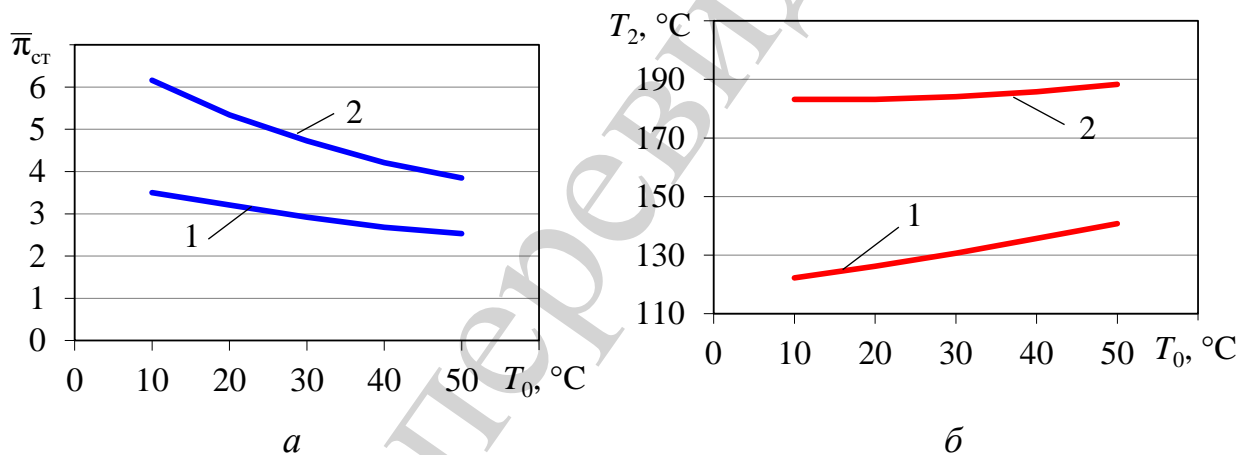


Рис. 4. Залежність параметрів циклу ТНУ з холодоагентом R718 від температури випаровування в циклі T_0 при різних температурних границях циклу ($T_{\text{к}}-T_0$): а – ступень стиснення $\bar{\pi}_{\text{ст}}$; б – температура в кінці процесу стиснення T_2 ; 1 – ($T_{\text{к}}-T_0$)=20 °C; 2 – ($T_{\text{к}}-T_0$)=30 °C

На рис. 5 показано вплив втрат тиску у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах на холодильний коефіцієнт установки $COP=Q_0/N_{\text{км}}$. При розрахунку фіксованими приймалися такі параметри: температура випаровування $T_0=20$ °C; температура конденсації $T_{\text{к}}=50$ °C; ізоентропний ККД компресора $\eta_{\text{is}}=0,9$; втрати тиску в випарнику $\Delta P_{\text{вип}}=0,01$ бар; втрати тиску в конденсаторі $\Delta P_{\text{кд}}=0,01$ бар.

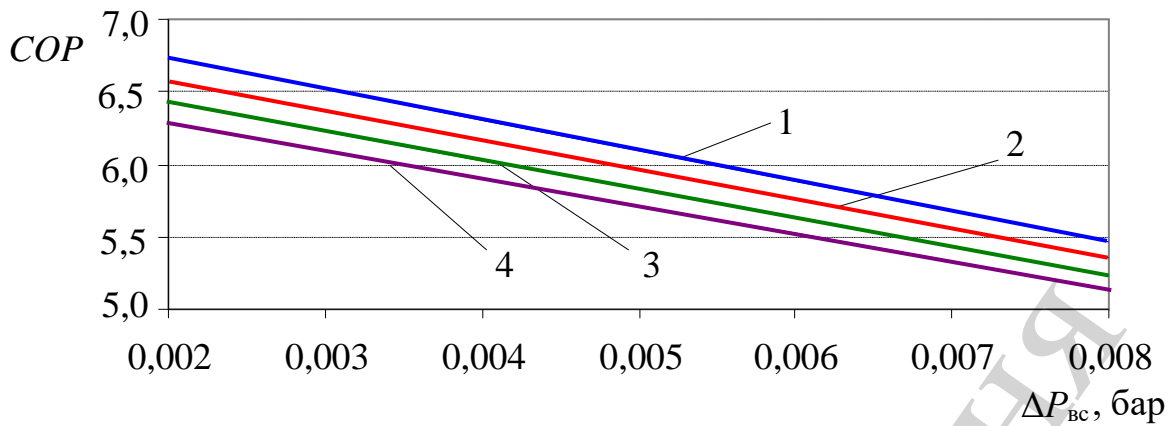


Рис. 5. Вплив гідравлічних опорів у всмоктувальному $\Delta P_{вс}$ та нагнітальному $\Delta P_{наг}$ трубопроводах на холодильний коефіцієнт COP : 1 – $\Delta P_{наг}=0,01$ бар; 2 – $\Delta P_{наг}=0,015$ бар; 3 – $\Delta P_{наг}=0,02$ бар; 4 – $\Delta P_{наг}=0,025$ бар

Вплив змінення ізоентропного ККД компресора η_{is} на COP при різних температурах випаровування в циклі представлено на рис. 6.

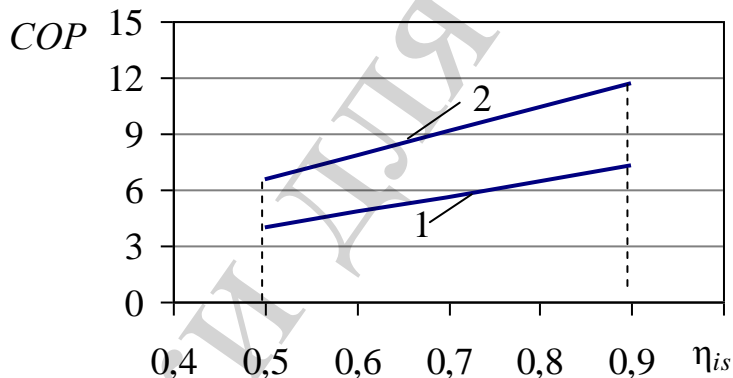


Рис. 6. Змінення COP в залежності від η_{is} при різних T_0 та $T_k=50$ °С: 1 – $T_0=20$ °С; 2 – $T_0=30$ °С

З рис. 6 видно суттєве збільшення COP (на 2,5 одиниць при $\eta_{is}=0,5$, та на 4,4 одиниць при $\eta_{is}=0,9$) при підвищенні температури випаровування на 10 °С.

Відомо, що аналізуючи характер нахилу прикордонних кривих на $T-s$ діаграмі можна дійти висновків відносно незворотних втрат у термодинамічному циклі. Аналіз $T-s$ діаграми для різних холодоагентів (рис. 7), показав, які специфічні властивості має вода як холодоагент у порівнянні з іншими. Так, для холодоагенту R718 має місце крутий підйом лівої прикордонної кривої. На практиці це сприятиме зниженню незворотних втрат у процесі дроселювання.

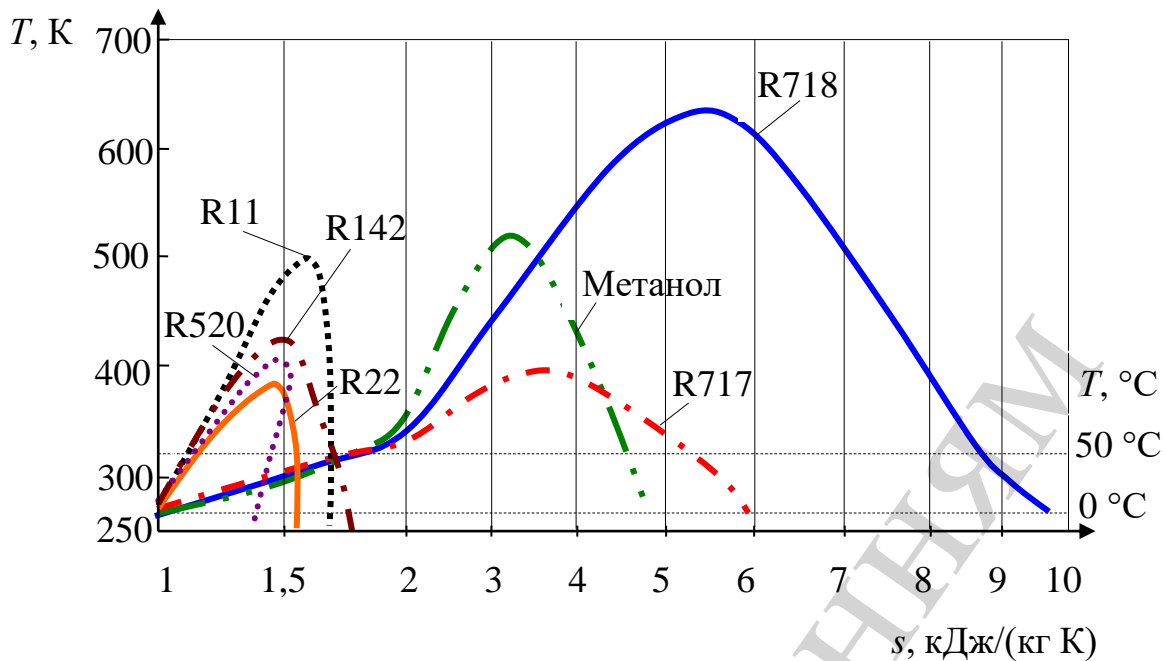


Рис. 7. Характер кривої насичення для різних холодоагентів на T - s діаграмі

Крутий нахил ізобар в області перегрітої пари свідчить про можливі великі незворотні втрати від перегрівання пари при стисненні та високі температури в кінці процесу стиснення (рис. 7). У зв'язку з чим, у схемі ТНУ можливе застосування двохсекційного конденсатора, що містить окремо охолоджувану секцію для зняття перегріву (форконденсації) і секцію конденсації.

Необхідність перегріву пари перед всмоктуванням у компресор для пароводяного циклу має визначатися окремо для кожного компресору. З одного боку перегрів необхідний за умови безпечної роботи компресора, оскільки для осьових компресорів ймовірність утворення конденсату на виході з сопла досить висока [15]. З іншого боку, розрахунковим шляхом було встановлено, що в циклі з R718 перегрів пари перед всмоктуванням в компресор тільки знижує енергетичні показники установки. Так, наприклад, навіть при досить високому коефіцієнті регенерації $\eta_{\text{пр}}=0,8$ застосування регенеративного теплообмінника в циклі з R718 призводить до зменшення COP з 7,24 (без регенерації) до 6,85 (з регенерацією). На кожен градус підвищення перегріву у циклі відбувається лінійне зниження COP на 0,036.

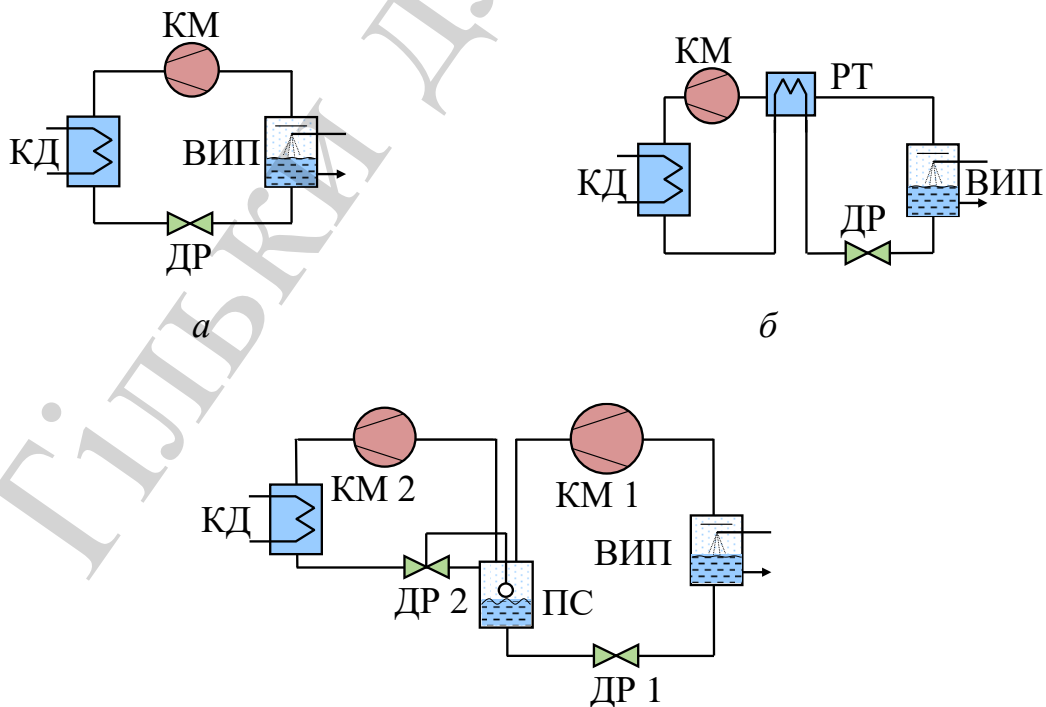
Аналізуючи термодинамічні властивості R718 як холодоагенту встановлено, що через невелику молекулярну масу R718 рівень тисків в компресорі низький, тому забезпечити при одноступеневому стисненні різницю температур в циклі (між температурою випаровування і конденсації) більше $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ є вкрай проблематичним. У той же час, можна відзначити, що реалізація проміжного охолодження для двоступеневого циклу забезпечує істотне підвищення COP в середньому на 20 % в порівнянні з простою одноступеневою схемою, однак призводить до ускладнення схеми ТНУ.

6. Методика вибору технологічної схеми вакуумно-випарної теплонасосної установки

Прийняття рішення щодо вибору технологічної схеми ТНУ повинно базуватися на аналізі великого числа факторів. Це завжди є компромісним рішенням між енергетичними, економічними та екологічними показниками.

Для вибору раціональної конфігурації циклу і відповідної структурно-топологічної схеми ТНУ доцільно скористатися методикою графоаналітичного термoeкономічного аналізу, яка заснована на побудові С-кривих [16, 17]. Побудова С-кривих полегшує прийняття рішень при проектуванні, оскільки надає наочне уявлення між співвідношенням витрат ексергії та іншими факторами оптимізації, такими, як капітальні й експлуатаційні витрати на установку. Важливим елементом методики є оцінка рівня структурної складності технологічної схеми. Стосовно до схемно-циклових рішень теплонасосних установок оцінку рівня структурної складності схеми можна проводити за допомогою критерію складності D_{cx} . Найбільш універсальним є критерій складності такого вигляду $D_{cx} = D'_i (2\bar{m} + \bar{p})$, який враховує сумарне число взаємодій теплотехнічної системи з навколишнім середовищем \bar{p} , сумарне число технологічних зв'язків між елементами системи \bar{m} і сумарну складність всіх елементів D'_i . Методику графоаналітичної оптимізації схемних рішень за критерієм структурної складності наведено у роботі [16].

Як конкуруючі варіанти розглядалися технологічні схеми вакуумно-випарних ТНУ різного рівня складності, які працюють за одноступеневим і двоступеневим циклами (рис. 8).



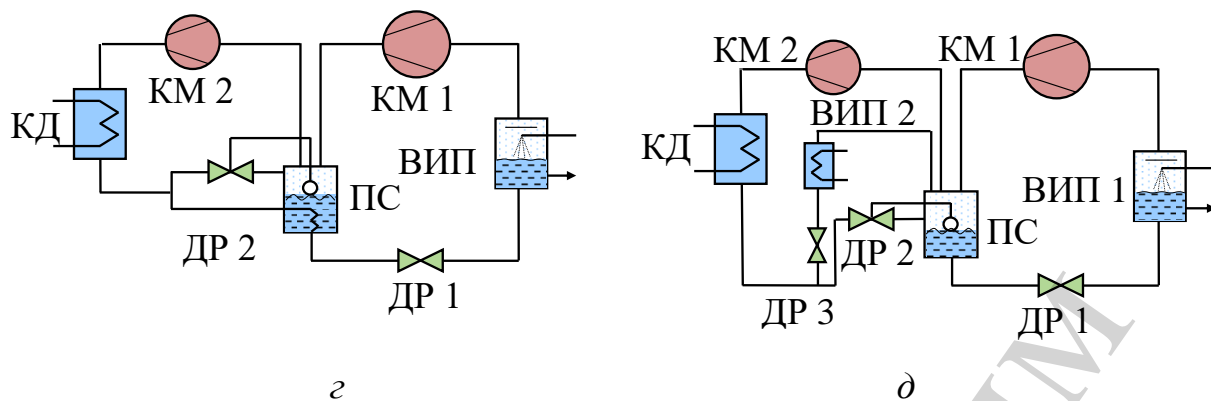


Рис. 8. Схеми ТНУ різної складності D_{cx} : а – одноступенева схема ($D_{cx}=11$); б – одноступенева з регенеративним теплообмінником (РТ) ($D_{cx}=15$); в – двохступенева схема з відкритим проміжним сосудом (ПС) ($D_{cx}=20$); г – двохступенева схема з закритим проміжним сосудом і додатковим випарником ($D_{cx}=27$)

На рис. 8 прийнято наступні позначення: КД – конденсатор; КМ – компресор; ВИП – випарник; ДР – дросель.

Аналіз проводився за таких умов. Всі ТНУ працюють в температурних межах циклу $T_0=10\text{ }^\circ\text{C}$, $T_k=35\text{ }^\circ\text{C}$ та $T_0=25\text{ }^\circ\text{C}$, $T_k=50\text{ }^\circ\text{C}$. Розрахункова холодопродуктивність установок становить $Q_0=300\text{ кВт}$, 600 кВт та 900 кВт .

Слід зазначити, що розрахункова продуктивність установки є важливим фактором, який впливає як на внутрішню дисипацію енергії в циклі ТНУ, так і на її конструктивні характеристики (тип обладнання). У зв'язку з цим створення однієї ТНУ великої потужності не завжди доцільно з техніко-економічних міркувань. Крім того, існує велика ймовірність того, що на практиці установка великої одиничної потужності буде експлуатуватися в недовантаженому режимі, у якому спостерігається збільшення дисипації енергії у циклі [17]. Таким чином, для покриття потрібного холодопродуктивного навантаження слід застосовувати кілька установок різної холодопродуктивності, що працюють паралельно. В цьому випадку можна забезпечити більш гнучке регулювання холодопродуктивності протягом усього періоду експлуатації.

Вакуумно-випарна ТНУ використовує як джерело низькопотенційної теплоти оборотну воду із системи охолодження другого контуру АЕС, тобто воду, що надходить від конденсатора турбіни з постійною розрахунковою витратою $G_{нтт}$ і фіксованими температурами на вході $T_{нтт1}$ і виході $T_{нтт2}=T_0$ випарника ТНУ (рис. 9). Значення цих величин задаються виходячи з умов технологічних процесів на АЕС. Температура низькопотенційного теплоносія (вода) на вході у випарник $T_{нтт1}$ і води на вході в конденсатор $T_{в1}$ при $T_0=10\text{ }^\circ\text{C}$ та $T_k=35\text{ }^\circ\text{C}$ приймалися рівними $20\text{ }^\circ\text{C}$, а при $T_0=25\text{ }^\circ\text{C}$ і $T_k=50\text{ }^\circ\text{C}$ – $35\text{ }^\circ\text{C}$. Вода у випарнику охолоджується на $5\text{ }^\circ\text{C}$, а вода в конденсаторі нагрівається на $10\text{ }^\circ\text{C}$.

Оцінка ринкової вартості елементів установки проводилася за допомогою математичних моделей, що розробляються на основі методу кореляційно-

регресійного аналізу. Регресійна залежність містила такі параметри, які найбільшою мірою впливають на капітальну вартість елемента. Критерієм відбору ціноутворюючих параметрів були кілька факторів: «призначення – якість – продуктивність». У табл. 1 наведені залежності для обчислення капітальної вартості основного обладнання ТНУ в залежності від обраного параметра.

Таблиця 1
Функції капітальної вартості основного обладнання установки

Основне обладнання	Визначальний фактор X	Функція вартості C_i (\$)	Літературне джерело
Електродвигун	Потужність електродвигуна (кВт)	$110 \cdot X + 5000$	[18]
Турбокомпресор	Потужність на валу (кВт)	$798,71124 \cdot X^{0,592}$	[15]
Конденсатор кожухотрубний	Теплотехнічний ККД, масова витрата G_B (кг/с)	$1000 \cdot G_B \sqrt{\frac{X}{1-X}}$	[19]
Вакуумний випарник та проміжний посуд	Об'єм (m^3)	$600 \cdot X^{0,78} + 8000$	[18]

При розрахунку об'єму вакуумного випарника контактного типу приймається, що у випарник надходить вода із системи охолодження другого контуру АЕС об'ємом $V_{\text{нпт1}}^{\text{ВТК}}$, частина якої, потрапляючи у вакуум, звертається у пару об'ємом $V_{\text{нпт1}}^{\text{ВТК(1)}}$ (рис. 9). Решта води об'ємом $V_{\text{нпт1}}^{\text{ВТК(2)}}$, охолоджуючись до T_0 , випадає на дно випарника. Також у випарник з дросельного вентиля надходить волога насичена пара холодоагенту (суміш води і насиченої пари) температурою T_0 і обсягом $V_{\text{ха}}^{\text{ДР}}$, частина якої, розширюючись до об'єму $V_{\text{ха}}^{\text{ДР(1)}}$, поповнює об'єм пара $V_{\text{ха}}^{\text{КМ}} = V_{\text{нпт1}}^{\text{ВТК(1)}} + V_{\text{ха}}^{\text{ДР(1)}}$, а частина $V_{\text{ха}}^{\text{ДР(2)}}$ поповнює об'єм рідини $V_{\text{нпт2}}^{\text{ВТК}} = V_{\text{нпт1}}^{\text{ВТК(2)}} + V_{\text{ха}}^{\text{ДР(2)}}$ на дні випарника. Обсяг пари $V_{\text{ха}}^{\text{КМ}}$ відкачується з випарника компресором, а об'єм рідини $V_{\text{нпт2}}^{\text{ВТК}}$ відводиться насосом води з системи охолодження другого контуру АЕС (Н) до конденсатору турбіни АЕС.

Таким чином, якщо приймати, що кожен секунду у випарнику присутня пара об'ємом $V_{\text{ха}}^{\text{КМ}}$ і рідина об'ємом $V_{\text{нпт2}}^{\text{ВТК}}$, які відповідно дорівнюють секундній об'ємній витраті пари холодоагенту через компресор (об'ємна продуктивність компресора, m^3/c) і секундній об'ємній витраті води через Н, то об'єм випарника обчислюється як

$$V_{\text{вип}} = V_{\text{ха}}^{\text{КМ}} + V_{\text{нпт2}}^{\text{ВТК}}.$$

Оскільки у передпроектному розрахунку температури на вході і на виході з теплообмінного обладнання, а також температура конденсації, є заданими за

умови побудову термодинамічного циклу ТНУ, то теплотехнічний ККД кожухотрубного конденсатору $\eta_{\text{кд}}$ для розрахунку його вартості визначається як

$$\eta_{\text{кд}} = \frac{T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в1}}}$$

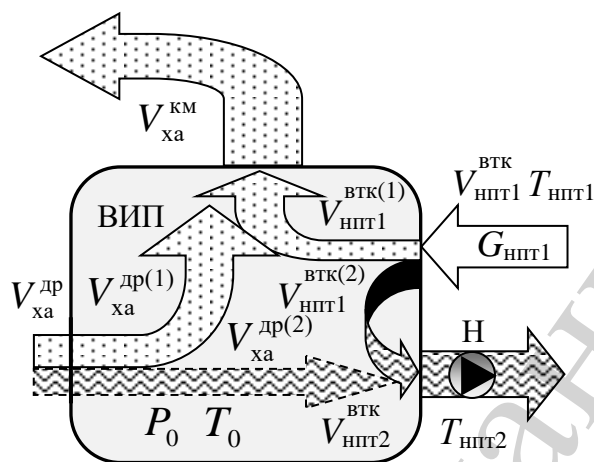


Рис. 9. Схема для розрахунку об'єму вакуумного випарника контактного типу

Для вибору технологічної схеми результати розрахунків ексергетичних і техніко-економічних показників представлено у вигляді зображення С-кривих в координатах «деструкція ексергії E_D – питома капітальна вартість z' » (рис. 10). При цьому сумарна деструкція ексергії в установці визначалася як

$$E_D = Q_0(1/COP - 1/COP_k),$$

а питома капітальна вартість z' представляє собою відношення сумарної капітальної вартості установки $\sum C_i$ до кількості годин роботи ТНУ за рік $\tau_{\text{екс}}=5000$ год. У рівнянні COP_k – це холодильний коефіцієнт ідеального циклу Карно.

На рис. 10 цифрами позначено складність схеми $D_{\text{сх}}$. З рис. 10 видно, що одноступеневі схеми ТНУ, які працюють в температурних границях циклу $T_0=25$ °С і $T_{\text{к}}=50$ °С, зі складністю $D_{\text{сх}}=11$ мають саму низьку питому капітальну вартість z' , а схеми ТНУ, які працюють в температурних границях циклу $T_0=10$ °С і $T_{\text{к}}=35$ °С, зі складністю $D_{\text{сх}}=27$ – саму високу z' .

Усі схеми ТНУ (рис. 10), які працюють в температурних границях циклу $T_0=25$ °С і $T_{\text{к}}=50$ °С, є більш привабливими як за ціною, так і за меншими значеннями E_D , ніж ті, що працюють при $T_0=10$ °С і $T_{\text{к}}=35$ °С.

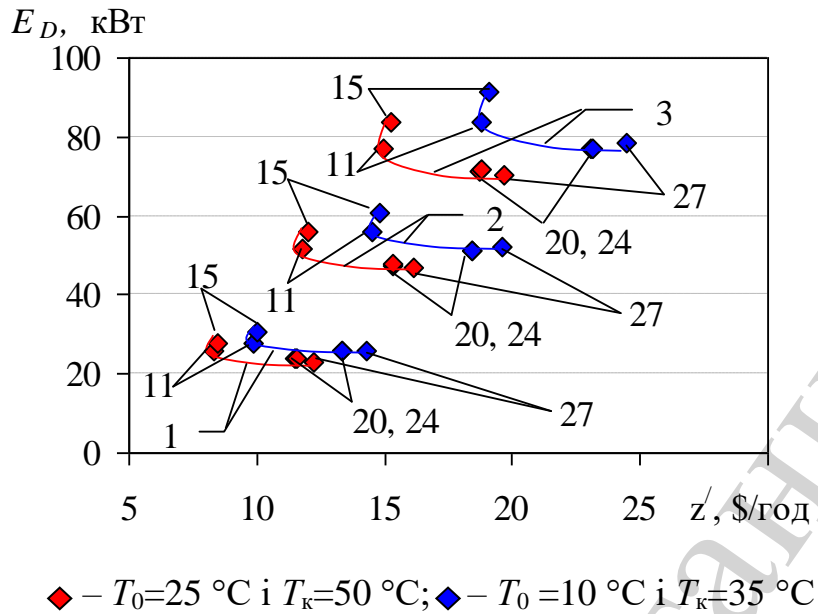


Рис. 10. Залежність E_D від z' для схем вакуумно-випарної ТНУ різної складності холодопродуктивністю: 1 – $Q_0=300$ кВт; 2 – $Q_0=600$ кВт; 3 – $Q_0=900$ кВт

На рис. 11 показано залежність E_D від z' для схем вакуумно-випарної ТНУ різної складності холодопродуктивністю $Q_0=800$ кВт, які працюють в різних температурних границях циклу, та проілюстрований графічний спосіб вибору схеми з мінімальними сумарними витратами при існуючих на сьогоднішній день тарифах на електроенергію і з урахуванням вкладених в її створення інвестицій. З рис. 11 видно, що найменшу деструкцію ексергії $E_{D\min1}$ при $T_0=25\text{ }^\circ\text{C}$ і $T_k=50\text{ }^\circ\text{C}$ має схема з $D_{cx}=27$, а найменшу величину $E_{D\min2}$ при $T_0=10\text{ }^\circ\text{C}$ і $T_k=35\text{ }^\circ\text{C}$ – схема з $D_{cx}=24$ (рис. 8). В обох випадках найменші капітальні витрати на створення установки $z'_{\min1}$ та $z'_{\min2}$ відповідають схемі з $D_{cx}=11$.

Погоджений оптимум можна знайти, припускаючи лінійну залежність між перевитратами ексергії ΔE_D і витратами $\Delta z'$ [20]

$$\Delta z' = \operatorname{tg}\alpha \cdot \Delta E_D,$$

де тангенс кута нахилу $\operatorname{tg}\alpha$ приймається рівним вартості палива для системи.

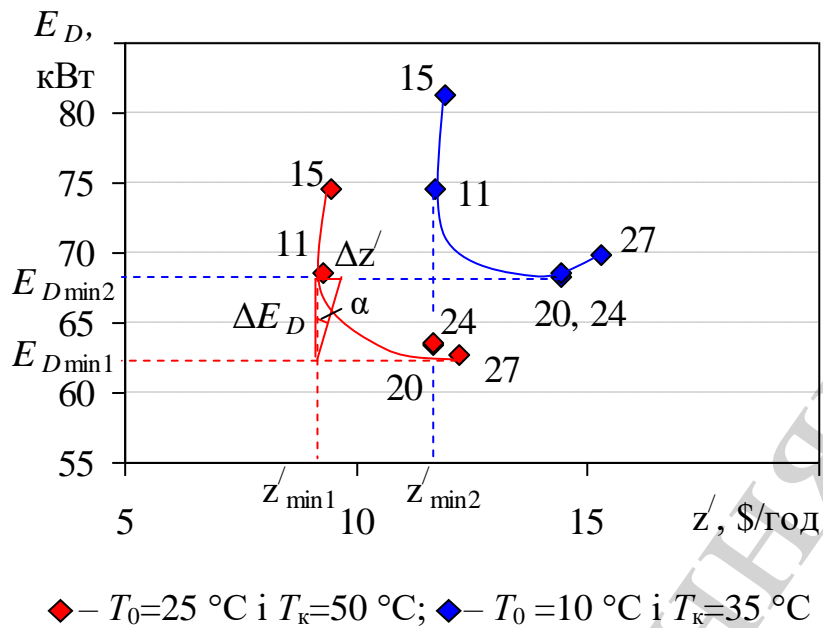


Рис. 11. Залежність E_D від z' для схем вакуумно-випарної ТНУ різної складності при $Q_0=800$ кВт, $\tau_{\text{екс}}=8000$ год

У разі електроприводу – це вартість електроенергії, а для установок з газомоторним приводом – це вартість газу. В роботі [20] $\text{tg}\alpha$ приймається рівним вартості умовного палива на світовому ринку.

Величина кута α зростає по мірі росту вартості палива. Але стосовно застосування ТНУ на АЕС питання вартості палива не є першочерговим, тому що електроенергія виробляється самим підприємством і її ціна визначається за іншими тарифами. Витрати електроенергії на привід компресора і насосів ТНУ відносяться до витрат на нужди підприємства та оцінюються по собівартості виробництва. Але навіть при вартості електроенергії при існуючих тарифах для підприємств виробників електричної енергії величина кута α не перевищуватиме 6° .

Таким чином, аналіз S -кривих – це перший етап термоекономічної оптимізації, який дозволяє вибрати схему за енергетичними (деструкція ексергії) і економічними (капітальні та експлуатаційні витрати) показниками. Критерій складності тут грає роль свого роду «навігатору» при виборі схеми.

Термоекономічний аналіз з використанням графічного апарату побудови S -кривих показав, що для низької вартості електроенергії перевагу варто віддавати вибору простої одноступеневої схемі ТНУ. Однак вибір можна було б зробити і на користь іншої, більш складної, схеми при будь-якому іншому поєднанні економічних показників.

7. Термоекономічна оптимізація вакуумно-випарних теплонасосних установок з холодоагентом R718

Після вибору схеми вакуумно-випарної ТНУ проводиться термоекономічна оптимізація її режимно-конструктивних характеристик, що дозволяє знизити капітальні затрати на створення установки та експлуатаційні – при її експлуатації.

На базі автономного методу термoeкономiчної оптимiзацiї розроблено термoeкономiчну модель ТНУ, яка дозволяє при оптимiзацiї конструкцiї i виборi економiчних режимiв роботи установки одночасно враховувати як термодинамiчнi, так i економiчнi параметри [21].

Як об'єкт для оптимiзацiї прийнято вакуумно-випарна ТНУ, яка працює за одноступеневою схемою. Установка обладнана турбокомпресором, випарником контактного типу, горизонтальним кожухотрубним гладкотрубним конденсатором з мiжтрубним кипiнням холодоагенту, дросельним вентилем i поршневыми насосами для прокачування теплоносiїв через теплообмiннi апарати ТНУ. Виконано моделювання теплогiдравлiчних процесiв в контурi циркуляцiї холодоагенту за методикою, що наведено у роботi [21]. При цьому виявленi наступнi параметри вихiдної ТНУ: температури i тиск робочого тiла в вузлових точках циклу, об'ємнi та масовi витрати i швидкостi потокiв робочого тiла i теплоносiїв, коефiцiєнт теплопередачi конденсатора, геометричнi характеристики i гiдравлiчний опiр теплообмiнних апаратiв, пiдвiдних i вiдвiдних трубопроводiв.

При вирiшеннi задачi оптимiзацiї як змiннi, що оптимiзуються, обранi середнiй логарифмiчний температурний напiр $\delta T_{\text{кд}}$ i нагрiв теплоносiя (води) $\Delta T_{\text{в}}^{\text{кд}}$ в конденсаторi теплового насоса. Цiльовою функцiєю є зведенi витрати, якi визначаються за виразом

$$PZ = \left[c_e (e_{\text{км}} + e_{\text{н}} + e_{\text{нкд}}) + z_{\text{км}} + \right. \\ \left. + z_{\text{вип}} + z_{\text{н}} + z_{\text{кд}} + z_{\text{нкд}} + z_{\text{др}} \right] \cdot \tau_{\text{екс}} \cdot n_{\text{сез}} + \\ + C_{\text{км}} + C_{\text{вип}} + C_{\text{н}} + C_{\text{кд}} + C_{\text{нкд}} + C_{\text{др}}, \quad (20)$$

де c_e – вартiсть електроенергiї; $e_{\text{км}}$, $e_{\text{н}}$, $e_{\text{нкд}}$ – ексергiя, що поступає на привiд компресора та насосiв; $n_{\text{сез}}$ – кiлькiсть сезонiв роботи установки; $\tau_{\text{екс}}$ – тривалiсть роботи системи у роцi; $C_{\text{км}}$, $C_{\text{вип}}$, $C_{\text{н}}$, $C_{\text{кд}}$, $C_{\text{нкд}}$ i $C_{\text{др}}$ – вартiсть вiдповiдно компресора, випарника, насоса води з системи охолодження другого контуру АЕС, конденсатора, насоса для води, що нагрiвається в конденсаторi (НКД), i дросельного вентиля; $z_{\text{км}}$, $z_{\text{вип}}$, $z_{\text{н}}$, $z_{\text{кд}}$, $z_{\text{нкд}}$ i $z_{\text{др}}$ – щорiчнi сумарнi вiдрахування вiд цiєї вартостi.

Економiчнi показники та потоки ексергiї, що входять в цiльову функцiю (20), повиннi бути вираженi у виглядi функцiональних залежностей вiд заданої холодопродуктивностi випарника $Q_0 = \text{const}$ i вiд обраних змiнних, що оптимiзуються

$$e_{\text{км}}, C_{\text{км}}, z_{\text{км}}, C_{\text{вип}}, z_{\text{вип}}, C_{\text{кд}}, z_{\text{кд}}, e_{\text{нкд}}, C_{\text{нкд}}, z_{\text{нкд}} = f(Q_0, \delta T_{\text{кд}}, \Delta T_{\text{в}}^{\text{кд}}). \quad (21)$$

Внаслiдок незмiнної холодопродуктивностi випарника за заданими умовами було прийнято, що $e_{\text{н}}, C_{\text{н}}, z_{\text{н}}, C_{\text{др}}, z_{\text{др}} = f(Q_0) = \text{const}$.

Для вирiшення завдання оптимiзацiї присутнi в цiльовiй функцiї зведених витрат (20) функцiональнi вирази (21) мають бути представленi у виглядi роз-

горнутих аналітичних залежностей, що описують енергетичні процеси, які відбуваються в окремих елементах даного теплового насоса [21].

Як вихідні дані для розв'язання задачі оптимізації приймалися: холодопродуктивність ТНУ $Q_0=800$ кВт; об'ємна витрата пари на всмоктуванні в компресор $14,4$ м³/с; температура охолоджувальної води на вході і на виході з випарника відповідно $T_{\text{нпт1}}=40$ °С і $T_{\text{нпт2}}=T_0=25$ °С; тиск води в зворотному трубопроводі (після Н) $P_{\text{нпт2}}=4$ бар; температура теплоносія (води) на вході в конденсатор $T_{\text{в1}}=25$ °С; $\tau_{\text{екс}}=8000$ год; аналізована $n_{\text{сез}}=25$ років; тариф на електроенергію $c_e=0,0727$ \$/(кВт·год), нормативний коефіцієнт відрахувань від вартості обладнання $k_{\text{н1}}=0,15$; температура навколишнього середовища $T_{\text{нс}}=32$ °С.

Також приймалися такі геометричні характеристики конденсатора: внутрішній і зовнішній діаметр трубок відповідно $d_{\text{вн}}=0,016$ м і $d_{\text{н}}=0,020$ м; кількість трубок в кожусі $n_{\text{тр}}=100$; матеріал трубок – латунь з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{тр}}=93$ Вт/(м·К); кількість ходів КД $n_{\text{ход}}=2$; кількість перегородок $n_{\text{пер}}=12$. Внутрішній діаметр підвідного та відвідного трубопроводу конденсатора – $0,12$ м; довжини трубопроводів – 10 м; перепад висоти відвідного трубопроводу – 5 м.

В результаті оптимізації потужність приводу компресора знизилася на 44 кВт, а потужність насоса води в конденсаторі зросла на 8 кВт. Але все одно сумарна споживана потужність ТНУ зменшилася на 36 кВт за умови постійної холодопродуктивності $Q_0=800$ Вт.

На рис. 12 і 13 представлено результати термoeкономічної оптимізації вакуумно-випарної ТНУ.

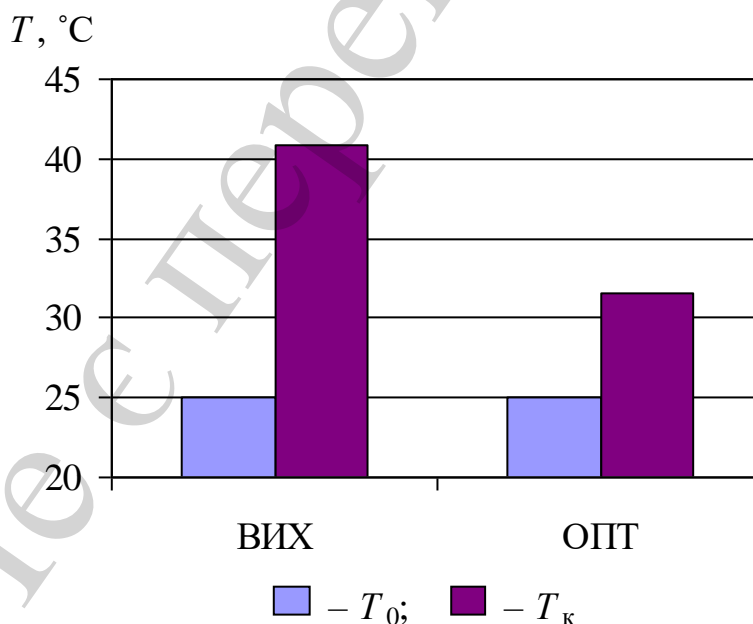


Рис. 12. Змінення температури випаровування та конденсації в результаті оптимізації

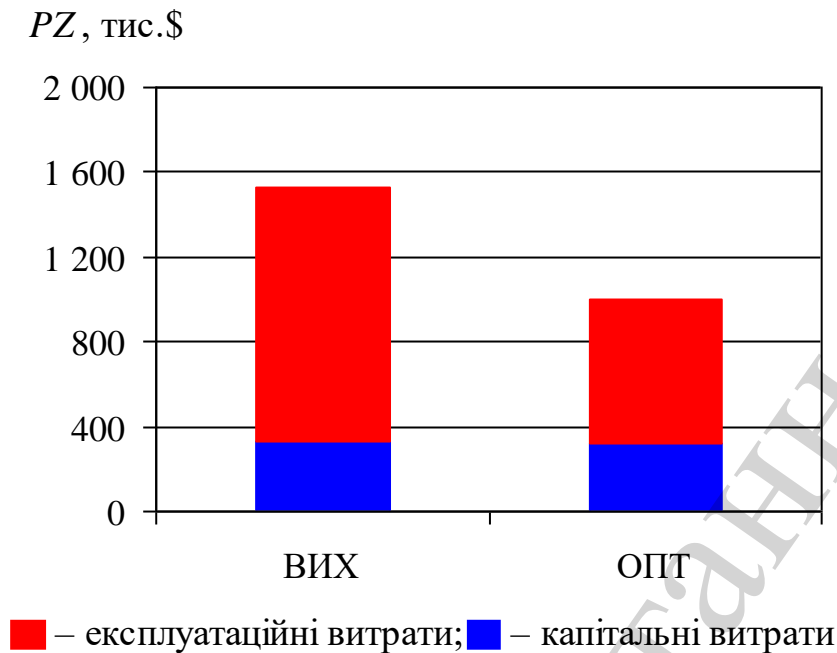


Рис. 13. Зведені витрати PZ ТНУ

На рис. 12, 13 ВИХ – ТНУ, що оптимізується, ОПТ – ТНУ, що отримана в результаті оптимізації.

З рис. 12 видно, що в результаті оптимізації температура конденсації знизилася на $9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура випаровування залишилася незмінною, тому що це було зумовлено експлуатаційними вимогами.

На рис. 13 показано змінення зведених витрат PZ за 25 років роботи ТНУ. З рисунку видно, що PZ в результаті оптимізації зменшилися на 535,917 тис. \$, в тому числі капітальні витрати – на 9,534 тис. \$, а експлуатаційні – на 526,383 тис. \$. Економічний ефект від оптимізації склав майже 35 %.

8. Обговорення результатів вирішення завдання створення системи вакуумно-випарного охолодження технологічного обладнання АЕС

У роботі запропонована метод оптимального проектування вакуумно-випарних ТНУ. Вирішення задачі оптимального проектування ТНУ проводиться на декількох рівнях. Перший рівень передбачає термодинамічний аналіз циклу вакуумно-випарної ТНУ з урахуванням її режимних характеристик. При цьому для прогнозування режимних характеристик вакуумно-випарної ТНУ з холодоагентом R718 запропонована графоаналітична номограма (рис. 3), яка побудована з використанням апарату теорії планування експерименту. На другому рівні здійснюється вибір технологічної схеми і циклу ТНУ з урахуванням як енергетичних, так і техніко-економічних показників. На відміну від традиційного підходу до проектування термотрансформаторів, коли елементи установки розглядаються у відриві від передбачуваної технологічної схеми, в роботі використано системний підхід. При цьому при проектуванні передбачається врахування взаємозв'язків між основними елементами, які обумовлені структурно-топологічними особливостями технологічної схеми. Під час пошуку техно-

логічної схеми використовується графоаналітичний апарат термoeкономічної оптимізації, заснований на побудові С-кривих, який дозволив для заданих умов експлуатації другого контуру АЕС запропонувати найбільш раціональну по елементному складу компоновку технологічної схеми вакуумно-випарної ТНУ (рис. 11). На третьому рівні виконується термoeкономічна оптимізація режимно-конструктивних параметрів ТНУ за умовою забезпечення мінімуму зведених витрат. Розроблена термoeкономічна модель вакуумно-випарної ТНУ (п. 7) дозволяє спрогнозувати зміну вартості елементів установки в залежності від зміни економічних умов, а саме – від вартості електричної енергії та кількості годин роботи установки за рік.

До числа можливих обмежень методу, що запропоновано, слід віднести неврахування при проектуванні факторів впливу установки на навколишнє середовище. Сьогодні при створенні енерготехнологічних систем важлива оцінка впливу на екологію виробничого процесу виготовлення їх елементів (наприклад, з використанням ECO INDICATOR 99). При подальшому розвитку досліджень доцільний розгляд завдання оптимального проектування в комплексі з урахуванням економічних, екологічних і енергетичних показників.

Область практичного застосування методу не обмежується тільки вакуумно-випарними установками. Основна концепція пропонованого підходу до проектування термотрансформаторів, а також методи аналізу і оптимізації можуть бути використані при розробці будь-якого іншого типу термотрансформаторів (абсорбційних, повітряно-компресійних).

9. Висновки

1. Запропоновано дві схеми включення вакуумно-випарної ТНУ в систему охолодження другого контуру АЕС. Перша схема передбачає використання ТНУ в комплексі з існуючою градирнею і дозволяє доохолодити воду після градирні з 30 °С до 25 °С. За другою схемою тільки ТНУ здійснює охолодження води до необхідних параметрів.

2. Розроблено термодинамічну модель для прогнозування статичних характеристик ТНУ. Проаналізовано термодинамічні властивості води як холодоагенту, оцінено їх вплив на режимні параметри і енергетичну ефективність пароконпресійного циклу. Встановлено, що вода повністю відповідає всім вимогам екологічної безпеки, які пред'являються до робочих речовин теплових насосів. Її використання дозволяє забезпечити високі енергетичні показники циклу в порівнянні з синтетичними холодоагентами. До проблемних аспектів використання можна віднести характерну для пароводяного циклу високу температуру в кінці процесу стиснення. Вплив цієї температури на енергетичні, а також експлуатаційні показники установки може нівелюватися за рахунок застосування двохсекційного конденсатора з утилізацією теплоти зняття перегріву пари. При високих температурах випаровування і конденсації в циклі ($T_0=70\text{ }^\circ\text{C}$; $T_k=150\text{ }^\circ\text{C}$) для зниження втрат від незворотності в зоні зняття перегріву пари необхідно розглянути можливість використання схеми вприску холодоагенту після дрослювання в трубопроводі нагнітання перед конденсатором. Істотний вплив гідравлічних опорів по тракту циркуляції холодоагенту на ефективність

циклу можна виключити за рахунок відмови від застосування поверхневих випарників і скорочення протяжності трубопроводу всмоктування. При низьких температурах випаровування (до 10 °С) різниця між температурою випаровування і конденсації не повинна перевищувати 30 °С, в іншому випадку величина ступеня стиснення буде значною (коефіцієнт стиснення більше 7).

3. З використанням графоаналітичного апарату побудови С-кривих здійснено вибір раціональних схемно-циклових рішень вакуумно-випарної теплонасосної установки, які забезпечують ефективну роботу установки для охолодження технологічного обладнання другого контуру АЕС, оцінено капіталомісткість системи. Встановлено, що найменші капітальні витрати на створення установки відповідають схемі зі структурною складністю $D_{cx}=11$.

4. На основі моделювання теплогідравлічних процесів в контурі циркуляції холодоагенту виконано термoeкономічну оптимізацію і визначено режимно-конструктивні характеристики установки, які відповідають мінімуму зведених витрат при її експлуатації. За результатами оптимізації температура конденсації знизилася на 9 °С у порівнянні з вихідним варіантом ТНУ, що привело до зниження потужність приводу компресора на 44 кВт. Загальний економічний ефект від оптимізації склав 35 %.

Литература

1. Li, Q., Amibe, D. A., Müller, N. (2011). Using water vapor as refrigerant in multistage variable speed turbo compressor to improve seasonal energy efficiency ratio of air conditioning. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 19 (02), 131–140. doi: <https://doi.org/10.1142/s2010132511000491>
2. Li, Q., Piechna, J., Müller, N. (2011). Numerical simulation of novel axial impeller patterns to compress water vapor as refrigerant. *Energy*, 36 (5), 2773–2781. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.02.017>
3. Patil, M., Müller, N. (2013). Structural analysis of continuous fiber wound composite impellers of a multistage high-speed counter rotating axial compressor for compressing water vapor (R-718) as refrigerant using Finite Element Analysis. *Materials & Design*, 50, 683–693. doi: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.03.004>
4. Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J. F. (2012). Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 35 (4), 1080–1091. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.12.007>
5. Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Peureux, J.-L. (2014). Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 44, 177–188. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.019>
6. Chamoun, M., Rulliere, R., Haberschill, P., Berail, J. F. (2012). Вода как хладагент для высокотемпературного теплового насоса. *Холодильная техника*, 12, 30–35.
7. Šarevski, M. N., Šarevski, V. N. (2014). Preliminary study of a novel R718 refrigeration cycle with single stage centrifugal compressor and two-phase ejector. *International Journal of Refrigeration*, 40, 435–449. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.005>

8. Маринюк, Б. Т., Крысанов, К. С. (2014). Вакуумно-испарительная холодильная установка с воздушным конденсатором. *Холодильная техника*, 3, 32–34.
9. Чистяков, Ф. М., Полтараус, В. Б. (1986). Пат. № SU 1204891 А. F 25 В 29/00, 11/00. Тепловой насос. опубл. 15.01.1986, Бюл. № 2.
10. Šarevski, M. N., Šarevski, V. N. (2016). *Water (R718) Turbo Compressor and Ejector Refrigeration / Heat Pump Technology*. Elsevier, 304. doi: <https://doi.org/10.1016/c2015-0-01782-8>
11. Yuan, Q. S., Blaise, J. C. (1988). Water – a working fluid for CFC replacement. *International Journal of Refrigeration*, 11 (4), 243–247. doi: [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(88\)90081-3](https://doi.org/10.1016/0140-7007(88)90081-3)
12. Кошкин, Н. Н., Сакун, И. А., Бамбушек, Е. М. и др.; Сакун, И. А. (Ред.) (1985). *Холодильные машины*. Л.: Машиностроение, 510.
13. Маяке, В., Эккерт, Ю., Кошпен, Ж. Л. (1998). *Учебник по холодильной технике*. М.: Московский университет, 1138.
14. Адлер, Ю. П., Маркова, Е. В., Грановский, Ю. В. (1976). *Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий*. М.: Наука, 280.
15. Lachner, B. F., Nellis, G. F., Reindl, D. T. (2007). The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 30 (4), 699–708. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.09.009>
16. Kharlampidi, D., Tarasova, V., Kuznetsov, M., Omelichkin, S. (2016). Application of graphic apparatus of c-curves for the analysis and optimization of supercritical cycles of thermotransformers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5 (8 (83)), 20–25. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.79988>
17. Мацевитый, Ю. М., Харлампи́ди, Д. Х., Тарасова, В. А., Кузнецов, М. А. (2018). *Инновационные системы термотрансформации. Анализ. Синтез. Оптимизация*. Харьков: ЧП «Технологический Центр», 192.
18. Morandin, M., Mercangöz, M., Hemrle, J., Maréchal, F., Favrat, D. (2013). Thermoeconomic design optimization of a thermo-electric energy storage system based on transcritical CO₂ cycles. *Energy*, 58, 571–587. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.038>
19. Wall, G. (1991). Optimization of refrigeration machinery. *International Journal of Refrigeration*, 14 (6), 336–340. doi: [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(91\)90029-g](https://doi.org/10.1016/0140-7007(91)90029-g)
20. Янтовский, Е. И. (1988). *Потоки энергии и эксергии*. М.: Наука, 144.
21. Kuznetsov, M., Tarasova, V., Kharlampidi, D. (2019). Method for the Optimal Design of Vacuum-Evaporative Heat Pumps. *Journal of Mechanical Engineering*, 22 (2), 21–31. doi: <https://doi.org/10.15407/pmach2019.02.021>