

Рукопис надійшов: 22.06.2022

Статтю опубліковано: 29.08.2022

УДК 621.21:620.92

DOI: 10.15587/1729-4061.2022.263331

## Підвищення ефективності роботи конденсаційних установок парових турбін шляхом застосування рідинно-парових ежекторів

С. О. Шарапов, С. О. Євтушенко, В. О. Панченко, В. М. Козін, О. В. Івченко

Розглянуто можливість застосування рідинно-парових ежекторів у конденсаційних установках парових турбін. Дана установка призначена для відкачування пароповітряної суміші з конденсатора парової турбіни, в якому процес відбувається за тиску, нижчого за атмосферний. В традиційній схемі це забезпечується двоступеневим пароструминним ежекторним агрегатом. Пропонована схема передбачає застосування одноступеневого рідинно-парового ежектора та його можливий форвакуумний режим роботи спільно з рідинно-кільцевим вакуумним насосом. Робочий процес рідинно-парового ежектора не потребує підведення робочої пари ззовні, тому що її генерація відбувається в активному соплі рідинно-парового ежектора. Наведено опис традиційної схеми та пропонованих варіантів, які відмінні як за схемним рішенням, так і за робочими параметрами. Об'єктом дослідження є рідинно-паровий ежектор, який використовується у конденсаційній системі парової турбіни. Проведено термодинамічний розрахунок пропонованих схемних рішень. У результаті визначені необхідні режимні параметри схем. Для оцінювання доцільності застосування рідинно-парового ежектора в конденсаційних системах парових турбін виконано ексергетичний аналіз. Пропонована схема дає змогу підвищити ефективність у 2,3 рази, а при застосуванні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом – у 2,44 рази. Для оцінки економічної ефективності модернізації конденсаційної системи було виконано термoeкономічний аналіз. Використання пропонованої схеми дозволяє зменшити витрати на генерацію котельної пари та знизити вартість кінцевого продукту паротурбінної установки приблизно на 51 %. Одержано оцінку вартості одиниці кількості витраченої котельної пари на тонну продукту та на питому вартість пари.

Ключові слова: конденсаційна установка, парова турбіна, рідинно-паровий ежектор, рідинно-кільцевий вакуумний насос, ексергетична ефективність, термoeкономічний аналіз.

### 1. Вступ

Однією з основних проблем, яка зараз вирішується світовою енергетикою, є її екологічна безпека, яка має забезпечуватися при збереженні необхідних потужностей при все більш зростаючих споживачах енергії. Одним з виходів є перехід на децентралізовані установки малої потужності, але це стосується лише нових систем, які будуть побудовані відповідно до нових вимог та стандар-

тів. Що стосується існуючих установок, то за останні роки основною стратегією їх модернізації та приведення під існуючі Європейські та світові стандарти є оснащення їх газотурбінними та паротурбінними установками малої потужності. Ці установки мають особливі конструкції основного і допоміжного устаткування, режими роботи і управління. Такі установки на природному газі є єдиними енергетичними установками, які в конденсаційному режимі роботи виробляють електроенергію з електричною ефективністю більше 58 %.

Одним із основних способів досягнення високої термічної ефективності паротурбінної установки є зменшення режимних параметрів пари за турбіною. Зі зменшенням тиску і температури пари, відпрацьованої в турбіні, зменшується кількість теплоти, що передається холодному джерелу. При постійних параметрах свіжа пара підвищує потужність турбіни і збільшує ефективність циклу в цілому за рахунок збільшення теплоперепаду в турбіні.

Зниження параметрів пари за турбіною зазвичай здійснюється до тиску, нижче атмосферного. Виникає необхідність забезпечення якомога кращої конденсації пари, відпрацьованої в турбіні. Саме тому паротурбінна установка обладнана конденсаційною установкою, яка, крім основного призначення, забезпечує також отримання чистого конденсату для живлення парового котла (парогенератора), замикаючи цикл.

У сучасних конденсаційних установках для відкачування пароповітряної суміші використовуються багатоступеневі пароежекторні агрегати на базі пароструминних ежекторів, з цілим рядом недоліків, що суттєво знижують їх ефективність.

Досліджуване питання є актуальним з точки зору наукової проблематики для модернізації існуючих систем енергопостачання. Зокрема, необхідно мати існуючі джерела енергії, поки будуються нові енергоощадні установки нового покоління. З метою оцінювання очікуваного ефекту від їх модернізації, необхідно провести порівняльний аналіз пропонованих схем з існуючими та вибрати найкращі з них.

## **2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми**

Існуючі конденсаційні системи, які є невід'ємною складовою паротурбінних установок, побудовані на основі пароструминних ежекторів. У роботах [1, 2] виявлено основні переваги та недоліки, серед яких можливість роботи лише в вузькому діапазоні робочих параметрів. Також в цих роботах відзначено, що майже за 50-річний період експлуатації в таких установках вони не були сильно вдосконалені. В роботі [3] описуються основні вдосконалення, які були проведені оптимізації проточної частини та визначення конкретного розрахункового режиму для кожного випадку роботи ежектора.

Автори робіт [4, 5] провели теоретичні та практичні дослідження, які показали, що максимальна ефективність пароструминних ежекторів вже досягнута та не може бути збільшена. У роботі [6] відзначається, що для покращення процесу конденсації в парогазових установках, необхідно виконати пошук нових, альтернативних апаратів, які були б ефективніші та економічніші, порівняно з пароструминними. Є багато спроб це зробити, але всі вони дають змогу збіль-

шити ефективність процесу конденсації на кілька відсотків, порівняно з пароструминними. Автори робіт [7, 8] провели дослідження принципово нового класу апаратів, якими є двофазні струминні апарати та виявили їх основні переваги порівняно з пароструминними ежекторами.

Автори роботи [9] пропонують використовувати рідинно-паровий ежектор у складі вакуумного агрегату, який працює за принципом струминної термокомпресії. Цей принцип полягає в тому, що робочий струмінь пари формується безпосередньо в соплі активного потоку і не потребує додаткового джерела котельної пари, як для пароструминних ежекторів. Котельна пара для рідинно-парового ежектора необхідна лише у теплообміннику-підігрівачі, яде відбувається нагрівання робочого середовища активного потоку. Але її витрата є в десятки разів меншою, порівняно з пароструминними ежекторами. Також, його основною перевагою є одноступенева конструкція, в той час як пароструминні ежектори є багатоступеневими. Саме це є основною причиною їх низької ефективності.

Як робоча речовина активного потоку в рідинно-паровому ежекторі використовується вода, яка є доступним та дешевим теплоносієм. Можливість застосування води в двофазних струминних апаратах досліджувалася на прикладі холодильних та теплонасосних систем авторами роботи [10]. Так як режими роботи цих установок подібні до конденсаційної системи паротурбінної установки, то можна зробити висновок, що і в цьому випадку застосування води є перспективним. Також це вносить суттєвий вклад у економічність запропонованої схеми.

Узагальнюючи аналіз наведених вище джерел, можна зробити висновок, що існуючі конденсаційні системи парових турбін оснащені низькоефективними багатоступеневими пароструминними агрегатами. Це суттєво знижує ефективність конденсаційних систем в цілому та потребує суттєвого доопрацювання.

Одним із можливих шляхів створення вискоелективної конденсаційної системи на базі рідинно-парового ежектора є його поєднання з рідинно-кільцевим вакуумним насосом. В цьому випадку рідинно-паровий ежектор буде працювати як форвакуумний агрегат. Основною відмінністю від традиційної схеми є відсутність двоступеневого пароструминного ежектора та дослідження роботи рідинно-парового ежектора у форвакуумному режимі роботи.

### **3. Мета та задачі дослідження**

Метою даного дослідження є оцінка ефективності застосування рідинно-парового ежектора (РПЕ) у складі конденсаційної установки парової турбіни та узгодженість його роботи в поєднанні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом (РКВН).

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні завдання:

– виконати опис традиційної конденсаційної установки та запропонованих схемних рішень на базі рідинно-парового ежектора та рідинно-парового ежектора і рідинно-кільцевого вакуумного насоса;

– виконати термодинамічний розрахунок циклу традиційної конденсаційної установки на базі пароструминного ежектора та альтернативних схем, одна з яких виконана на базі РПЕ, а інша на базі РПЕ+РКВН;

- виконати ексергетичний аналіз традиційної конденсаційної установки та пропонуваніх схем на базі РПЕ та РПЕ+РКВН та визначити досяжні показники ексергетичної ефективності модернізації паротурбінної установки;
- виконати термoeкономічний аналіз традиційної конденсаційної установки та пропонуваніх схем на базі РПЕ та РПЕ+РКВН з визначенням вартісних показники ефективності модернізації паротурбінної установки.

#### 4. Матеріали та методи дослідження

Розглянуто модернізовану парогазову установку для відкачування пароповітряної суміші з застосуванням рідинно-парового ежектора, для більшого енергоощадження. Також розглянуто роботу РПЕ в поєднанні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом, де РПЕ виконує роль форвакуумного агрегату.

Робочим середовищем установки є *n*-пентан, проектна потужність 4 МВт. Також використовується вода від котла-утилізатора, як теплоносій для перегрівання та випаровування в турбіні низького тиску. Параметри робочого середовища на вході в активне сопло РПЕ становить  $t_{p1}=104$  °С,  $p_{p1}=1,6 \cdot 10^5$  Па. Тиск на виході з ежектора різний і залежить від конструктивного виконання схеми. Для схеми на базі РПЕ він становить  $p_{out}=1 \cdot 10^5$  Па, для схеми РПЕ+РКВН –  $p_{out}=0,8 \cdot 10^5$  Па. Тиск паро-повітряної суміші на вході в РПЕ  $p_{s1}=0,17 \cdot 10^3$  Па.

Оптимізаційним параметром при ексергетичному аналізі є різниця температур активного потоку на вході до РПЕ і рідкої фази на виході із сепаратора  $\Delta t_n$ , що визначає навантаження і витрату котельної пари на теплообмінник-підігрівач. Були виконані числові дослідження впливу цієї величини на показники ефективності робочого процесу при варіюванні початкових параметрів робочої рідини активного потоку на вході до РПЕ. На рис. 1 подано зв'язок режимних параметрів РПЕ в інтервалі оптимальних значень для цієї конденсаційної установки.

Для оцінювання можливості модернізації конденсаційної установки парової турбіни шляхом застосування РПЕ у роботі використовуються числові методи дослідження, а саме термодинамічний, ексергетичний та термoeкономічний.

Термодинамічний розрахунок традиційних конденсаційних установок виконано за методикою, яка викладена у роботі [11].

Для оцінювання ексергетичної ефективності термомеханічних систем, найбільш коректним є залучення ексергетичного методу термодинамічного аналізу [12]. Він є досить точним для систем, в яких відбувається одночасне перетворення декількох видів енергії (електричної і теплової).

Ексергетичне оцінювання ступеня досконалості енергоперетворень у досліджуваній системі базується на введенні в розгляд нової величини – показника ексергетичної ефективності – який є відношенням ексергії потоку продукту системи до ексергії потоку палива [11, 13].

Відповідно до цієї методології основним показником під час порівняння схемних рішень слугує величина ексергетичної ефективності  $\varepsilon_{ex}$ :

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F}, \quad (1)$$

де  $E_P$  – ексергія потоку продукту (product) системи;

$E_F$  – ексергія потоку палива (fuel) системи.

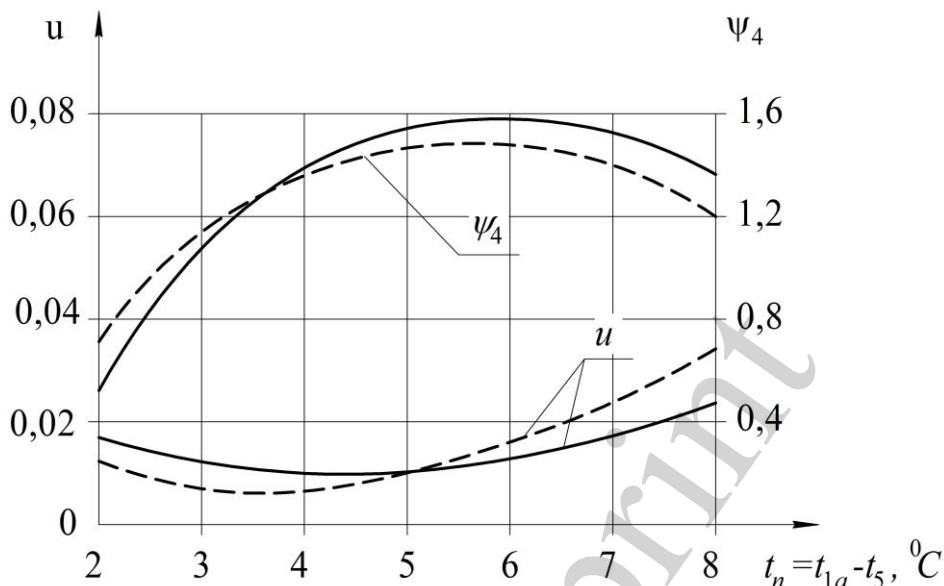


Рис. 1. Режимні параметри рідинно-парового ежектора для умов:  $p_{p1}=1,5-2,5 \cdot 10^5$  Па,  $t_{p1}=92-104$  °С: —  $p_{s1}=0,17 \cdot 10^3$  Па, - - -  $p_{s1}=0,2 \cdot 10^3$  Па;  $u$  – коефіцієнт інжекції,  $\psi_4$  – ступінь перевиробництва пари,  $t_5$  – температура змішаного потоку на виході з ежектора,  $t_{1a}$  – температура активного потоку на вході в ежектор

Різниця значень  $E_F$  та  $E_P$  дає значення деструкції  $E_D$  і втрат ексергії  $E_L$  у процесах енергоперетворень у даній системі, тобто

$$E_D + E_L = E_F - E_P. \quad (2)$$

Необхідно відзначити, що величина  $E_D$  характеризує рівень дисипативних втрат за рахунок внутрішньої незворотності, а  $E_L$  зумовлена наявністю зовнішнього теплообміну компонентів системи з довкіллям. Застосування ексергетичного аналізу даного виду не потребує залучення ентропійного аналізу для розрахунку загальної деструкції та втрат ексергії в системі.

Термоекономічний аналіз є новим методом оцінки ефективності термомеханічних систем та полягає у визначенні вартості енергоресурсів, необхідних для базової та енергозберігаючої схем. Термоекономічний метод аналізу термомеханічних систем – це комбінація ексергетичного (термодинамічного) та вартісного аналізу. Основний критерій термоекономічного методу аналізу – це ексергетична вартість продукту системи (його частини, компоненту і т. д.) [12].

Основний критерій термоекономічного методу аналізу – це ексергетична вартість продукту системи (його частини, компоненту та ін.).

Для будь-якого потоку ексергії ексергетична вартість має вигляд

$$C_j = c_j \cdot E_j, \text{ у. о./год}, \quad (3)$$

де  $c_j$  – ціна ексергії, у. о./кВт·год), у. о./кДж.

Під час розраховування ціни ексергії для вхідних потоків, що перетинають межі системи, загальний вигляд зв'язку між ціною ексергії та тарифами на енергоносії характеризується таким виразом:

$$c_{in} \cdot E_{in} = u_{in} \cdot I_{in}, \text{ у. о./год}, \quad (4)$$

який визначає рівність ексергетичної вартості і натуральної вартості кількості енергоносія, який купує споживач системи.

Тут  $I_{in}$  – параметр інтенсивності потоку енергоносія (масова чи об'ємна витрата, потужність та ін.).

## **5. Результати дослідження ефективності впровадження рідинно-парового ежектора для конденсаційних установок парових турбін**

### **5.1. Опис схемних рішень**

Для порівняння спочатку була розглянута базова установка автономної електростанції на базі газотурбінного двигуна з паровим блоком. У ній для видалення повітря з контуру конденсатора використовується двоступеневий ежекторний агрегат, який працює на технологічній парі (рис. 2).

Зі зниженням тиску і температури пари, що відпрацювала в турбіні, зменшується кількість теплоти, що передається холодному джерелу. Як відомо з термодинаміки, при постійних параметрах свіжої пари підвищує потужність турбіни (за рахунок збільшення теплоперепаду на неї) і економічність циклу в цілому. Паротурбінне доповнення газотурбінного двигуна реалізується на обмеженні параметрів згенерованої водяної пари для застосування осерядіальної парової турбіни, що дозволяє підвищити тиск конденсації прийнятний для даних установок. Це дозволяє досягти високого термічного ККД усієї установки.

Була використана запропонована схема (рис. 3) в якості застосування вакуумного агрегату на базі РПЕ, що дозволяє замінити двоступеневий пароструминний ежектор на одноступеневий рідинно-паровий, з високим ККД. Це веде до зниження споживання котельної пари і зниження початкових параметрів робочого середовища активного потоку на вході до сопла, що є досконалішим циклом перетворення енергії.

Також було розглянуто схему РПЕ у складі вакуумного агрегату, де він використовується як форвакуумний агрегат для підвищення тиску пасивного потоку в РКВН (рис. 4).

Таким чином, є підстави вважати, що застосування рідинно-парового ежектора в конденсаційних установках парових турбін є перспективним. Проте питання щодо його ефективності порівняно з традиційними пароструминними ежекторними агрегатами залишається відкритим та потребує дослідження.

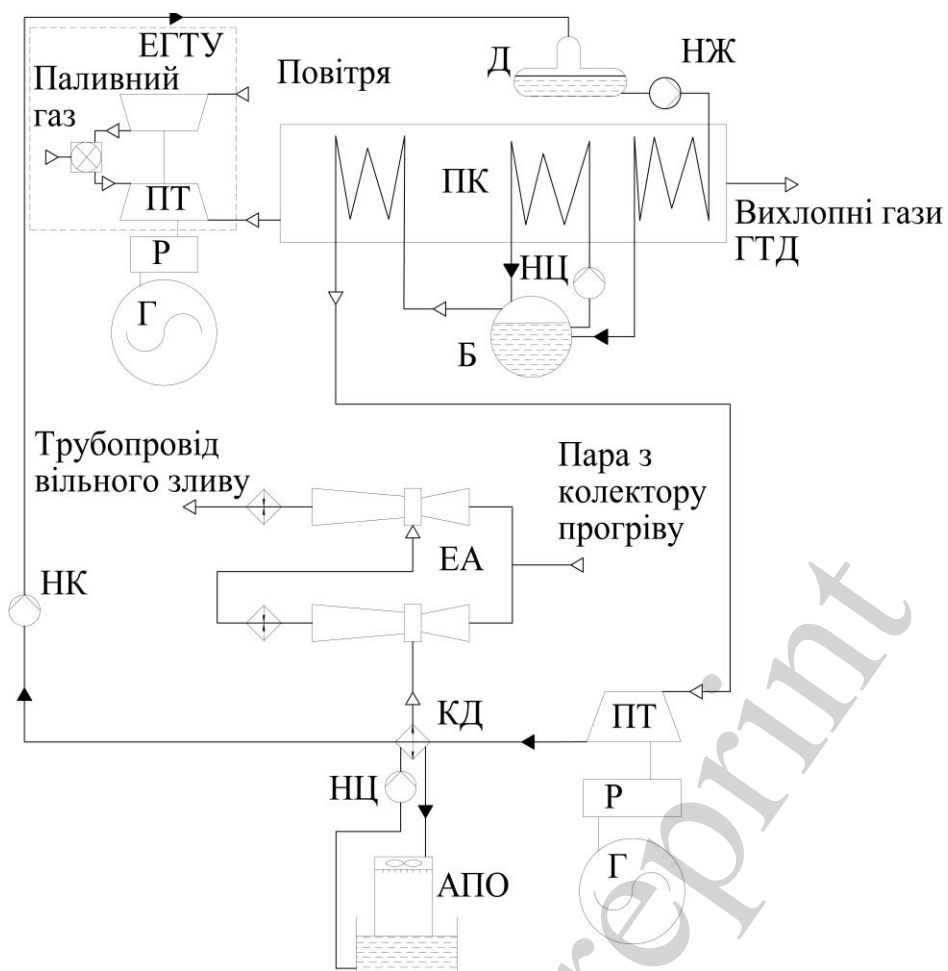


Рис. 2. Базова схема конденсаційної установки: ЕА – двоступеневий ежекторний агрегат, ПК – паровий котел, ПТ – парова турбіна, КД – конденсатор, НЦ – насос циркуляційний, НК – насос конденсаційний, Д – деаератор, НЖ – насос живильний, Б – барабан, Г – генератор, Р – редуктор, ЕГТУ – енергогазотурбінна установка

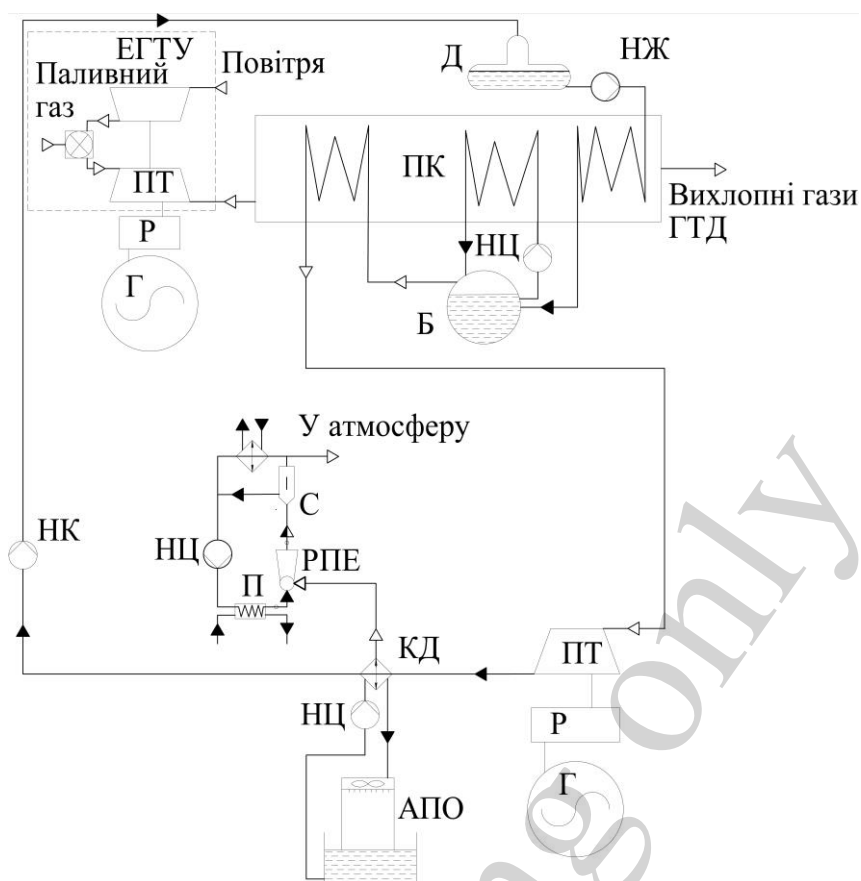


Рис. 3. Альтернативна схема конденсаційної установки на базі рідинно-парового ежектора: РПЕ – рідинно-паровий ежектор, С – сепаратор, НЦ – циркуляційний насос, П – теплообмінник-підігрівач, ПК – паровий котел, ПТ – парова турбіна, КД – конденсатор, НЦ – насос циркуляційний, НК – насос конденсаційний, Д – деаератор, НЖ – насос живильний, Б – барабан, Г – генератор, Р – редуктор, ЕГТУ – енергогазотурбінна установка



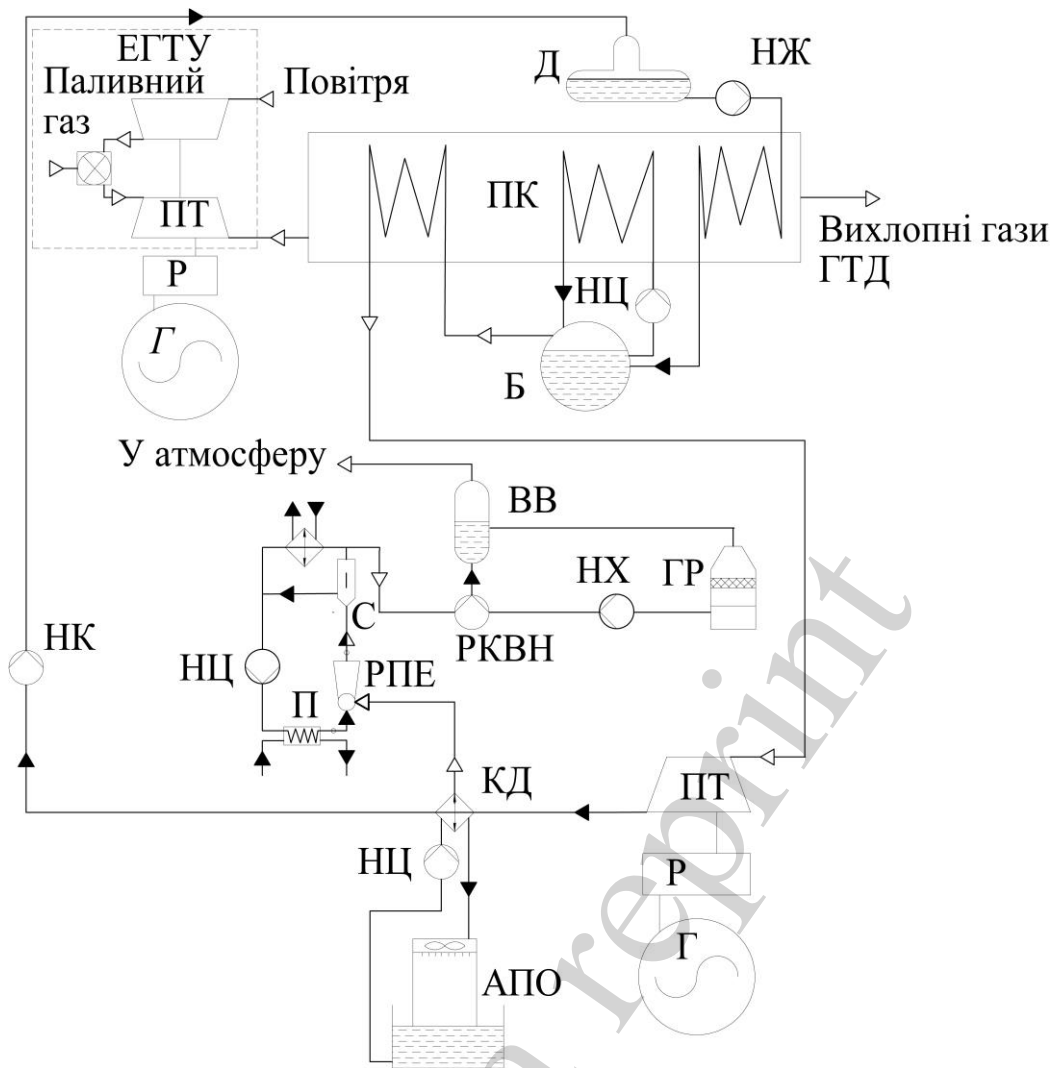


Рис. 4. Альтернативна схема конденсаційної установки на базі «рідинно-паровий ежектор+рідинно-кільцевий вакуумний насос»: РПЕ – рідинно-паровий ежектор, С – сепаратор, НЦ – циркуляційний насос, П – теплообмінник-підігрівач, РКВН – рідинно-кільцевий вакуумний насос, ВВ – відділювач води, ГР – градирня, НХ – насос холодоносія, ПК – паровий котел, ПТ – парова турбіна, КД – конденсатор, НЦ – насос циркуляційний, НК – насос конденсаційний, Д – деаератор, НЖ – насос живильний, Б – барабан, Г – генератор, Р – редуктор, ЕГТУ – енергогазотурбінна установка

## 5. 2. Результати термодинамічного розрахунку

Розрахунок ефективності конденсаційної установки на базі рідинно-парового ежектора потребує попереднього термодинамічного розрахунку за методикою, яка викладена у роботі [14]. Дана методика передбачає знаходження режимних параметрів у вузлових точках циклу. Розрахунки було проведено для двох варіантів альтернативних схем: на базі РПЕ та на базі РПЕ+РКВН.

Режимні параметри двох альтернативних варіантів наведено у табл. 1. Результати термодинамічного розрахунку подані у табл. 2.

Одержані результати термодинамічного аналізу свідчать про перспективу застосування запропонованого рішення завдяки зниженню початкового тиску та масової витрати котельної пари.

Таблиця 1  
Режимні параметри конденсаційних установок

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми	
		з РПЕ	з РПЕ+РКВН
1	Тиск рідини на вході в активне сопло РПЕ, бар	1,6	1,6
2	Температура на вході в РПЕ, °С	104	104
3	Тиск пасивного потоку на вході в РПЕ, бар	0,17	0,17
4	Тиск змішаного потоку на виході з РПЕ, бар	1	0,8
5	Коефіцієнт інжекції РПЕ	0,04147	0,0334
6	Ступінь перевиробництва пари	1,165	1,209
7	Ефективність РПЕ	0,657	0,714

Таблиця 2  
Результати термодинамічного розрахунку

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми		
		базовий	з РПЕ	з РПЕ+РКВН
1	Початковий тиск у системі вакуумування, бар	0,17	0,17	0,17
2	Тиск котельної пари, бар	9	1,6	1,6
3	Температура котельної пари, °С	210	104	104
4	Масова витрата котельної пари, кг/с	448	1,489	1,489
5	Масова витрата повітря, кг/с	28	28	28
6	Масова витрата пари, кг/с	25	25	25
7	Питома потужність циркуляційного насосу, кВт	–	0,09	0,04
8	Питома потужність насосу холодоносія, кВт	–	–	0,01
9	Питома потужність вентилятора градирні, кВт	–	–	0,007
10	Питома потужність рідинно-кільцевого вакуумного насоса, кВт	–	–	0,03

### 5. 3. Результати ексергетичного аналізу

Схема ексергетичних перетворень у традиційній конденсаційній установці та в альтернативних схемах зображена на рис. 5.

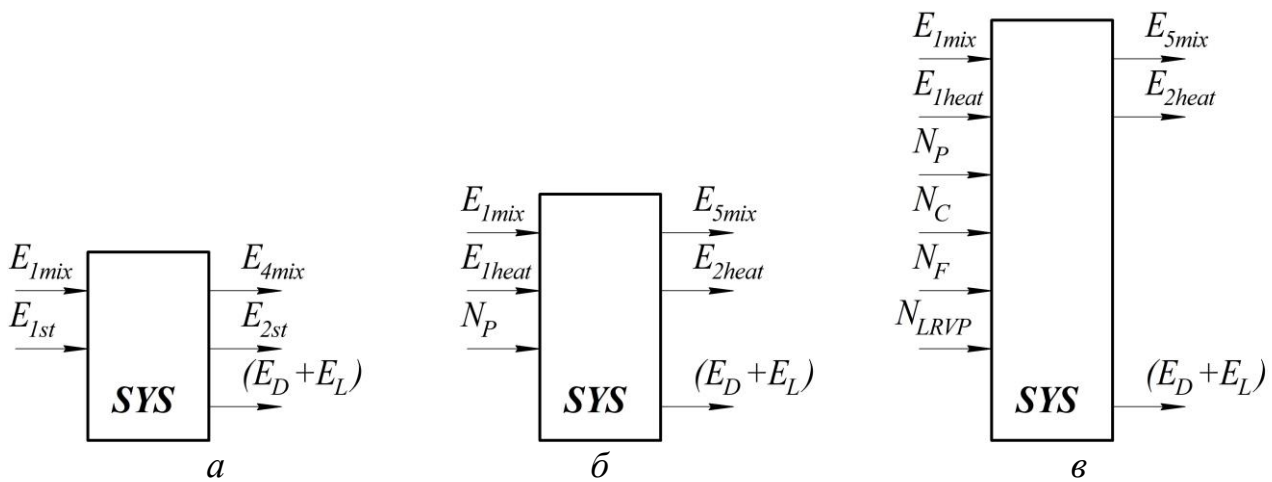


Рис. 5. Схема ексергетичних перетворень: *a* – традиційної конденсаційної установки, *б* – установки на базі рідинно-парового ежектора, *в* – установки на базі «рідинно-паровий ежектора+рідинно-кільцевий вакуумний насос» ( $E_{1mix}$  – ексергія пароповітряної суміші на вході до ежекторного агрегату,  $E_{4mix}$  – ексергія пароповітряної суміші на виході з ежекторного агрегату,  $E_{1st}$  – ексергія котельної пари на вході до ежекторного агрегату,  $E_{2st}$  – ексергія котельної пари на виході з ежекторного агрегату,  $E_{1mix}$  – ексергія пароповітряної суміші на вході до рідинно-парового ежектора,  $E_{5mix}$  – ексергія пароповітряної суміші на виході з рідинно-парового ежектора,  $E_{1heat}$  – ексергія охолоджувальної води на вході до теплообмінника,  $E_{2heat}$  – ексергія охолоджувальної води на виході з теплообмінника,  $N_P$  – потужність насоса циркуляційного,  $N_C$  – потужність насосу холодноносія,  $N_F$  – потужність вентилятора градирні,  $N_{LRVP}$  – потужність рідинно-кільцевого вакуумного насоса,  $(E_D + E_L)$  – абсолютна деструкція ексергії та абсолютні втрати ексергії)

Рівняння ексергетичної ефективності мають вигляд:

– для традиційної схеми

$$\varepsilon_{ex1} = \frac{E_{P1}}{E_{F1}} = \frac{E_{4mix} - E_{1mix}}{E_{1st} - E_{4st}}; \quad (2)$$

– для схеми з РПЕ

$$\varepsilon_{ex2} = \frac{E_{P2}}{E_{F2}} = \frac{E_{5mix} - E_{1mix}}{(E_{1heat} - E_{2heat}) + N_P}; \quad (3)$$

– для схеми з РПЕ+РКВН

$$\varepsilon_{ex3} = \frac{E_{P3}}{E_{F3}} = \frac{E_{5mix} - E_{1mix}}{(E_{1heat} - E_{2heat}) + N_P + N_C + N_F + N_{LRVP}}, \quad (4)$$

де  $E_{1mix}$  – ексергія пароповітряної суміші на вході до ежекторного агрегату,  
 $E_{4mix}$  – ексергія пароповітряної суміші на виході з ежекторного агрегату,  
 $E_{1st}$  – ексергія котельної пари на вході до ежекторного агрегату,  
 $E_{2st}$  – ексергія котельної пари на виході з ежекторного агрегату,  
 $E_{1mix}$  – ексергія пароповітряної суміші на вході до РПЕ,  
 $E_{5mix}$  – ексергія пароповітряної суміші на виході з РПЕ,  
 $E_{1heat}$  – ексергія охолоджувальної води на вході до теплообмінника,  
 $E_{2heat}$  – ексергія охолоджувальної води на виході з теплообмінника,  
 $N_P$  – потужність насоса циркуляційного,  
 $N_C$  – потужність насосу холодоносія,  
 $N_F$  – потужність вентилятора градирні,  
 $N_{LRVP}$  – потужність рідинно-кільцевого вакуумного насосу.  
 Результати ексергетичного аналізу наведено у табл. 3.

Таблиця 3  
 Результати ексергетичного аналізу

№ п/п	Найменування показника	Варіант схеми		
		базовий	з РПЕ	з РПЕ+РКВН
1	Ексергія потоку палива, кВт	297,2	62,95	58,74
2	Ексергія потоку продукту, кВт	93,05	44,86	44,86
3	Ексергетична ефективність	0,313	0,713	0,764

У результаті ексергетичного аналізу можна зробити висновок, що ефективність схеми конденсаційної установки на базі рідинно-парового ежектора в 2,3 рази більше, ніж у традиційної. Застосування РКВН в альтернативній схемі та переведення РПЕ у форвакуумний режим роботи дозволяє додатково підвищити ефективність на 17 % порівняно зі схемою на базі РПЕ, що у 2,44 рази більше порівняно з альтернативною схемою.

#### 5. 4. Результати термoeкономiчного аналізу

Загальна вартість палива для традиційної схеми визначається за формулою:

$$C_1 = C_{st1} \cdot \dot{V}_{w1} \cdot \tau_p + C_{e1} \cdot \sum N_1 \cdot \tau_p, \quad (4)$$

де  $C_{st1}$  – вартість 1 м<sup>3</sup> котельної пари води,  $\dot{V}_{st1}$  – об'ємна витрата котельної пари,  $C_{e1}$  – вартість електроенергії,  $\sum N_1$  – сума споживаних потужностей, яка витрачається на привод та насосів,  $\tau_p$  – розрахунковий період роботи установки.

Загальна вартість палива для пропонованої схеми визначається за формулою:

$$C_2 = C_{st2} \cdot \dot{V}_{w2} \cdot \tau_p + C_{e2} \cdot \sum N_2 \cdot \tau_p, \quad (5)$$

де  $C_{st2}$  – вартість 1 м<sup>3</sup> котельної пари,  $\dot{V}_{st2}$  – об’ємна витрата котельної пари,  $C_{e2}$  – вартість електроенергії,  $\sum N_2$  – сума споживаних потужностей, яка витрачається на привід насосів,  $\tau_p$  – розрахунковий період роботи установки.

Результати термoeкономiчного аналізу наведено у табл. 4.

Таблиця 4  
Результати термoeкономiчного аналізу

№ п/п	Найменування параметру	Варіант схеми		
		базовий	з РПЕ	з РПЕ+РКВН
1	Загальна вартість палива, у. о.	1348,57	643,88	644,71
2	Питома вартість одиниці продукту, у. о./т	2,17	1,06	1,08
3	Питома вартість одиниці пари, у. о./м <sup>3</sup>	3,01	2,11	2,13

Одержані результати розрахунку загальної вартості палива та питомої вартості одиниці продукту дають можливість стверджувати, що застосування РПЕ в конденсаційних установках парових турбін є доцільним. Це дозволяє зменшити витрати на генерацію котельної пари та знизити вартість кінцевого продукту паротурбінної установки приблизно на 51 %.

## 6. Обговорення доцільності застосування рідинно-парового ежектора для підвищення ефективності конденсаційних установок парових турбін

Оцінюючи одержані результати термодинамічного, ексергетичного та термoeкономiчного аналізів обох запропонованих схем, можна виділити кілька суттєвих переваг запропонованої схеми на базі РПЕ (рис. 3), що полягають у спрощенні конструкції та збільшенні ефективності традиційної конденсаційної системи. Але застосування рідинно-парового ежектора як форвакуумного в поєднанні з рідинно-кільцевим вакуумним насосом (рис. 4) дає змогу зменшити ступінь підвищення тиску пасивного потоку в РПЕ та перевести його на більш помірний режим роботи. Завдяки цьому збільшується ефективність РПЕ та зменшується ступінь перевиробництва пари, яку необхідно повертати в цикл від зовнішнього джерела.

Були виявлені наступні особливості. Для роботи пароструминного ежектора необхідна постійна зовнішня генерація котельної пари заданих параметрів. Це особливо важко забезпечити, якщо на виробництві немає постійного джерела цієї пари, тому що її витрата на різних режимах роботи становить в межах 350–700 кг/с.

Обидва запропоновані рішення дозволяють уникнути таких проблем, завдяки тому, що генерація робочої пари відбувається всередині рідинно-парового ежектора, а саме в соплі активного потоку. В дифузійній частині сопла недогріта до насичення вода починає закипати та створювати робочу пару для ежекування пасивного потоку. Саме це дозволило отримати такі показники його ефективності.

Найбільш близькими по конструкції до запропонованих є однофазні пароежекторні агрегати, в яких застосовуються пароструминні ежектори з робочим

середовищем – котельна пара. Але вони, як правило, є багатоступеневими та їх загальна ефективність зазвичай не перевищує 2–5 %. Це зумовлено тим, що одному ступені пароструминного ежектора можна створити перепад тисків лише у 2–3 рази. В одному рідинно-паровому ежекторі такий перепад є на рівні 8–10.

Обмеженнями в області застосування даного виду ежекторів можна вважати ступінь підвищення тиску пасивного потоку в одному рідинно-паровому ежекторі. Якщо необхідно значне підвищення тиску більше 10–12, то все одно необхідно застосовувати двоступеневий агрегат або форвакуумні насоси (бустерні чи молекулярні).

Дане дослідження можна продовжити і в подальшому застосувати для підвищення ефективності схожих парогазових установок. Проте обмеження ступеня підвищення тиску в одному рідинно-паровому ежекторі стримує цю сферу застосування. Але ведуться дослідження по впливу масштабного фактора на його ефективність і можливим виходом є збільшення діаметру критичного перерізу сопла активного потоку чи додаткове профілювання його проточної частини.

## 7 Висновки

1. Виконано опис та аналіз традиційної конденсаційної установки на базі двоступеневого пароструминного ежектора з виявленням основних недоліків даної схеми. Запропоновано альтернативні схемні рішення на базі рідинно-парового ежектора та рідинно-парового ежектора і рідинно-кільцевого вакуумного насоса.

2. У результаті термодинамічного розрахунку було виявлено, що застосування рідинно-парового ежектора, який працює за принципом струминної термокомпресії, є перспективним у конденсаційних установках парових турбін. Також він може бути застосований разом з рідинно-кільцевим вакуумним насосом як форвакуумний агрегат.

3. У результаті ексергетичного аналізу визначено ексергетичну ефективність рідинно-парового ежектора у складі конденсаційної установки та доцільність його застосування для паротурбінних установок. Ексергетична ефективність нового устаткування становить 0,713, що в 2,3 рази вище, ніж у традиційних. Додатково можна збільшити ефективність на 17 % шляхом застосування даного ежектора як форвакуумного разом з РКВН. Такі показники досягаються за рахунок переходу на менші ступені підвищення тиску в РПЕ, що призводить до зменшення теплових навантажень на допоміжне устаткування схеми, зниження ексергії потоку палива і підвищення загальної ефективності.

4. У результаті термоекономічного аналізу визначено загальну вартість палива та питому вартість одиниці продукту у нових та традиційній схемі конденсаційної установки. Застосування РПЕ дає змогу зменшити загальну вартість палива в середньому на 704,28 у. о. на рік. Також можливо зменшити питому вартість одиниці продукту в середньому на 51 % без урахування витрат на генерацію котельної пари у традиційних схемах. Застосування схеми РПЕ+РКВН збільшує питому вартість одиниці продукту на 2 %, що є наслідком додаткових витрат на привід допоміжного обладнання (насосів, вентилятора градирні тощо).

## Подяка

Автори висловлюють подяку професору кафедри технічної теплофізики, кандидату технічних наук Арсеньєву Вячеславу Михайловичу (Сумський державний університет, Україна) за допомогу у виборі методів дослідження та пошуку актуальних інформаційних джерел.

## Література

1. Šarevski, M. N., Šarevski, V. N. (2016). Water (R718) Turbo Compressor and Ejector Refrigeration / Heat Pump Technology. Butterworth-Heinemann. doi: <https://doi.org/10.1016/C2015-0-01782-8>
2. El-Dessouky, H., Ettouney, H., Alatiqi, I., Al-Nuwaibit, G. (2002). Evaluation of steam jet ejectors. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 41 (6), 551–561. doi: [https://doi.org/10.1016/s0255-2701\(01\)00176-3](https://doi.org/10.1016/s0255-2701(01)00176-3)
3. Akteriana, S. (2011). Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet-ejector vacuum systems for deodorizing edible oils. *Procedia Food Science*, 1, 1785–1791. doi: <https://doi.org/10.1016/j.profoo.2011.09.262>
4. Ahmadi, P., Fakhari, I., Rosen, M. A. (2022). A comprehensive approach for tri-objective optimization of a novel advanced energy system with gas turbine prime mover, ejector cooling system and multi-effect desalination. *Energy*, 254, 124352. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124352>
5. Bhowmick, A., Kundu, B. (2022). Extremum analysis based on exergy and economic principle for ejector-absorption cycles combined with regenerative organic-Rankine and gas-turbine cycles. *Energy Conversion and Management*, 253, 115174. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.115174>
6. Woodland, B. J., Ziviani, D., Braun, J. E., Groll, E. A. (2020). Considerations on alternative organic Rankine Cycle configurations for low-grade waste heat recovery. *Energy*, 193, 116810. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116810>
7. Zheng, L., Hu, Y., Mi, C., Deng, J. (2022). Advanced exergy analysis of a CO<sub>2</sub> two-phase ejector. *Applied Thermal Engineering*, 209, 118247. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118247>
8. Assari M.R., Tabrizi, H. B., Beik, A. J. G., Shamesri, K. (2022). Numerical Study of Water-air Ejector using Mixture and Two-phase Models. *International Journal of Engineering*, 35 (2), 307–318. doi: <https://doi.org/10.5829/ije.2022.35.02b.06>
9. Sharapov, S., Husiev, D., Panchenko, V., Kozin, V., Baha, V. (2020). Analysis of the possibility of using R718 for a heat pump of a heating system based on a liquid-vapor ejector. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (8 (108)), 39–44. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217274>
10. Rahvard, A. J., Lakzian, E., Foroozesh, F., Khoshnevis, A. (2022). An applicable surface heating in a two-phase ejector refrigeration. *The European Physical Journal Plus*, 137 (2). doi: <https://doi.org/10.1140/epjp/s13360-021-02203-3>
11. Арсеньєв, В. М., Мелєйчук, С. С. (2018). Теплові насоси: основи теорії і розрахунку. Суми: Сумський державний університет, 364. URL: <https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/70532>

12. Tsatsaronis, G. (2006). Application of Thermoconomics to the Design and Synthesis of Energy Plants. Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS). URL: [https://www.academia.edu/28447880/Application\\_of\\_Thermoconomics\\_to\\_the\\_Design\\_and\\_Synthesis\\_of\\_Energy\\_Plants](https://www.academia.edu/28447880/Application_of_Thermoconomics_to_the_Design_and_Synthesis_of_Energy_Plants)

13. Тсатсаронис, Дж. (2002). Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. Одесса: ООО «Студия «Негоциант», 152. URL: <http://catalog.odnb.odessa.ua/opac/index.php?url=/notices/index/IdNotice:21748/Source:default>

14. Sharapov, S., Arsenyev, V., Protsenko, M. (2013). The use of liquid-vapor ejector in vacuum systems. Compressors 2013 - 8th International Conference on Compressors and Coolants. URL: <https://szchkt.org/compressors/Contents/2013/proceedings.pdf>

For reading only