

УДК 621.165 / 621.577

## ОПТИМАЛЬНА ТЕПЛОВА ПОТУЖНІСТЬ АБСОРБЦІЙНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ З ПАРОВИМ ОБІГРІВОМ, ЩО ІНТЕГРОВАНІЙ В ПАРОВУ ТУРБІНУ ПТ-60/70-130/13

**О. Л. Шубенко**, член-кор. НАН України

[shuben@ipmach.kharkov.ua](mailto:shuben@ipmach.kharkov.ua)

ORCID: 0000-0001-9014-1357

**В. О. Тарасова**, д-р техн. наук

[vat523710@gmail.com](mailto:vat523710@gmail.com),

ORCID: 0000-0003-3252-7619

**М. Ю. Бабак**, канд. техн. наук

[Bab67Nik@gmail.com](mailto:Bab67Nik@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-4281-2790

**О. Ю. Бояршинов**, канд. техн. наук

[aleksey.boiarshynov@gmail.com](mailto:aleksey.boiarshynov@gmail.com)

ORCID: 0000-0003-3412-3212

Інститут енергетичних машин і систем  
ім. А. М. Підгорного НАН України,  
61046, Україна, м. Харків,  
вул. Комунальників, 2/10

Сформульована і вирішена задача з визначення оптимальної теплової потужності абсорбційного бромісто-літійового теплового насоса (АБТН) з паровим обігрівом, інтегрованого в теплову схему парової турбіни ПТ-60/70-130/13 при роботі на режимі з незначним відкриттям поворотної регулюючої діафрагми. Турбоустановка відпускала пару користувачам і забезпечувала теплопостачання за графіком 150 / 70 °С. Характеристики АБТН моделювалися з використанням апроксимаційних залежностей, заснованих на характеристиках виробників термотрансформаторів. АБТН обігрівався парою з виробничого відбору турбіни після парової гвинтової машини, встановленої для енергозбереження. Загальна оптимізаційна задача з функцією цілі сумарні зміни місячних витрат палива після інтеграції АБТН, виходячи з середньомісячної температури зовнішнього повітря в опалювальному сезоні в Україні, розбивалася на 6 допоміжних оптимізаційних задач. Параметри управління цих задач виступали: тепла потужність АБТН, тиск пари у конденсаторі турбіни і на вході у тепловий насос, витрата пари в голову турбіни. Дана задача вирішувалася методом покоординатного спуску. Досліджувалися режими з витратами пари у виробничий відбір турбіни споживачам: 15, 30 і 45 т/год. (з параметрами: 1,296 МПа, 280 °С) і сітьової води: 1600, 1650 і 1700 м<sup>3</sup>/год. Їх особливість – забезпечення «корисної» генерації в об'ємах, що відповідають роботі ПТ-60/70-130/13 без АБТН із закритою поворотною діафрагмою. Для всіх розглянутих варіантів навантаження турбіни оптимальна потужність інтегрованого АБТН визначена в 20 МВт. За опалювальний період ПТ-60/70-130/13 з АБТН 20 МВт при роботі на режимі, близькому до теплового навантаження при менших за досліджені витрати виробничої пари та сітьової води, дозволяє зекономити: палива ~3,5%, пом'якшеної води 8,5%, технічної води 79,9%, а також дає помітний екологічний ефект за рахунок зменшення шкідливих викидів до атмосфери. Попередній строк окупності АБТН близький до 3 років. Відзначається, що варіант роботи інтегрованої турбіни з частково відкритою регулюючою діафрагмою за наявних цін на паливо та електроенергію програє по економічних показниках варіанту із закритою діафрагмою.

**Ключові слова:** енергозбереження, абсорбційний тепловий насос, тепла схема парової турбіни.

### Вступ

Одним із сучасних засобів енергозбереження для утилізації теплоти  $Q_{\Sigma}$ , що викидається в атмосферу паровим турбогенератором, є інтеграція в теплову схему теплофікаційної турбіни абсорбційного бромісто-літійового теплового насоса (АБТН) із паровим обігрівом, що підтверджується достатньою кількістю публікацій [1–22] та ін.

Проекти інтеграції таких АБТН у парову турбіну реалізовані у ряді країн, найбільше на Сході [5–7]. У Китаї вимога їхньої установки при будівництві ТЕЦ закріплена на законодавчому рівні. Це, як правило, АБТН тепловою потужністю 20–30 МВт.

Китайські АБТН встановлені, наприклад, у Ризі на ПГУ-ТЕЦ [8], на ВАТ «Світлогорськ-Хімволокно» в Білорусії [9].

У ЄС більший інтерес викликає встановлення АБТН, що обігрівуються димовими газами [4, 10].

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.

© О. Л. Шубенко, В. О. Тарасова, М. Ю. Бабак, О. Ю. Бояршинов, 2024

Вбачається, що перспективними для інтеграції АБТН насамперед є потужні «ПТ» і «Т» турбіни, що функціонують із великим тепловим навантаженням [1–3, 20–22]. За сучасних умов в Україні на ТЕЦ встановлені парові турбіни ПТ-60/70-130/13 (ПТ-60) і Т-100/110-130 (зокрема, на цей час перших – п'ять, ще сім досить близьких до них ПТ-60-90/13, а других – шість). Виходячи з цього, як об'єкт дослідження інтеграції АБТН розглянемо турбіну ПТ-60, найбільш тиражну серед випущених.

Турбіна ПТ-60 на номінальному навантаженні при витраті в конденсатор 12 т/год. пари (поворотна діафрагма ущільнена і закрита) з потоком води, що охолоджує, втрачає теплову потужність  $\sim 7,37$  МВт, до якої додається потужність систем охолодження генератора і масла  $Q_{\text{сog+сom}} \sim 0,47$  МВт [1]. Як наслідок, у градирні в атмосферу викидається  $Q_{\Sigma} \sim 7,84$  МВт теплоти.

В Україні використовуються ПТ-60 випуску 70-х років минулого століття, їх поворотна діафрагма зазвичай не ущільнена (за заводськими даними [23] витрата пари холостого ходу  $G_{\text{к}}=24$  т/год.), а тепла викидається вдвічі більше.

### Стан проблеми. Мета роботи

Інтеграції АБТН з паровим обігрівом у ПТ-60 присвячені публікації [1–2], у яких наведено кілька прикладів розрахунку режимів роботи цієї турбіни, інтегрованої АБТН  $\sim 17,5$  МВт, що обігривається паром з відбору з тиском  $\sim 0,52$  МПа, витрати сільової води від 1600 т/год. до 4200 т/год., витрати пари у конденсатор 12 т/год. При інтеграції АБТН має місце зменшення електрогенерації. Крім того, у згаданих роботах висвітлюються переваги цієї енергозберігаючої технології: за оцінками строк повернення інвестицій менше ніж 2,5 року. Окресленим питанням присвячені роботи авторів даної статті [20–22] та деяких інших вчених.

Розглянемо більш детально публікації авторів статті, оскільки дане дослідження є їх продовженням.

У статті [20] сформульована і вирішена задача визначення оптимальної номінальної теплової потужності АБТН  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}}$  з паровим обігрівом, інтегрованого в теплову схему ПТ-60, що працює в опалювальний період за значного теплового навантаження. Останнє визначалося витратами пари споживачеві у виробничий відбір турбіни  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}}$  та зворотної сільової води  $G_{\text{зсв}}$  на теплопостачання при закритій поворотній діафрагмі опалювального відбору ( $G_{\text{к}}=26$  т/год.). Використовувалася апроксимаційна математична модель АБТН [21], побудована на базі даних виробників термотрансформаторів. Інтеграція АБТН з паровим обігрівом досліджувалася при тиску пари у виробничому відборі ПТ-60 за умовами споживача 1,296 МПа, що для енергозбереження потребувало установки утилізаційної гвинтової парової машини потужністю 1 МВт.

Загальна оптимізаційна задача з функцією мети витрати палива інтегрованої турбоустановки розбивалася за кількістю місяців опалення на шість допоміжних оптимізаційних задач [20]. Кожна з них мала змінні параметри: номінальну потужність АБТН  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}$ , тиски пари: того, що гріє насос,  $P_{h1}$ , у конденсаторі турбіни  $P_{\text{к}}$ , а також витрата пари в голову ПТ-60  $G_{\text{т}}$ . Розв'язувалась вона методом поординатного спуску. Оптимальна потужність АБТН  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}}$  була визначена у  $\sim 17,3$  МВт (поворотна діафрагма не ущільнена, витрата пари в конденсатор  $G_{\text{к}}=26$  т/год. [20]).

При цьому для кожного з шести місяців опалювального сезону були розраховані (за середньомісячними температурами зовнішнього повітря України) термодинамічні характеристики теплової схеми турбіни ПТ-60 без АБТН та з ним, а потім – зміна економічних показників після інтеграції теплонасосної установки. При відповідній комбінації значень  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}}$  20–80 т/год. і  $G_{\text{зсв}}$  1200–1600 т/год. (менше з більшим і навпаки) інтегрований в ПТ-60 АБТН 17,3 МВт за опалювальний період може окупитися за  $\sim 2,5$  року [20].

Економічний ефект від інтеграції АБТН досягався переважно за рахунок економії палива (до 6% природного газу). Також мала місце економія води на підживлення. Спостерігався відчутний екологічний ефект за рахунок зменшення шкідливих викидів в атмосферу, а також збереження води [20].

При інтеграції АБТН відзначалося зменшення за опалювальний період електричної генерації на  $\sim 2,3\%$  за рахунок використання пари на обігрів теплонасосної установки [20] (при температурах зовнішнього повітря  $t_{\text{зн}}^{\text{с}} > -3,3^{\circ}\text{C}$ ).

У [22] досліджено зміну термодинамічних характеристик ПТ-60, інтегрованої АБТН 17,3 МВт за різних величин теплового навантаження, у міжопалювальний період. Показано, що робота АБТН у цей період скорочує строк його окупності на 10–11%.

Вибір оптимальної теплової потужності АБТН з паровим обігрівом, що інтегрується в парову турбоустановку іншої потужності (не ПТ-60), працюючої в умовах, відмінних від досліджуваних, розглядалися й іншими авторами [2, 13–14, 16]. Наприклад, у роботі [2] на основі методів планування пасивного експерименту та численного дослідження теплової схеми визначена величина потоку теплоти, що утилізується АБТН, на який слід обирати потужність насосу, виходячи з техніко-економічної доцільності.

У статтях [20–22] досліджувалася робота ПТ-60 з АБТН на режимі теплового навантаження, тобто при закритій поворотній діафрагмі із зафіксованою витратою пари в конденсатор  $G_k=26$  т/год., тиск пари в опалювальному відборі  $\sim 0,146$  МПа при незмінній температурі. Оскільки АБТН відбирає теплоту у циркуляційної води, підігриваючи сільову, збільшення кількості пари, що надходить у конденсатор, шляхом відкриття поворотної діафрагми теоретично підвищує кількість теплоти, яку теплонасосна установка може утилізувати. Ці міркування, а також бажання перевірити вплив зміни тиску пари в опалювальному відборі відповідно до температури зовнішнього повітря на показники інтегрованої ПТ-60 стали причиною проведення даного дослідження.

**Мета роботи** – визначити оптимальну теплову потужність АБТН з паровим обігрівом, що інтегрується у турбіну ПТ-60, яка працює з частково відкритою поворотною діафрагмою ( $26 \text{ т/год.} \leq G_k < 50 \text{ т/год.}$ ). При цьому після інтеграції теплонасосної установки сумарна за місяць величина «корисної» електричної генерації  $[N_k^e]$  не змінюється (на відміну від [20–22], де поворотна діафрагма закрита:  $G_k=26 \text{ т/год.} = \text{const}$ , а  $N_k^e < [N_k^e]$ ). Отримані дані слід порівняти з результатами [20], щоб визначити найбільш ефективний режим роботи інтегрованої ПТ-60.

### Математичне моделювання

**Математична модель АБТН.** Апроксимаційна математична модель теплонасосної установки з паровим обігрівом досить докладно представлена у [21], нагадаємо її особливості.

Ефективність АБТН оцінюється коефіцієнтом перетворення  $COP$

$$COP = Q_{\text{АБТН}} / Q_h,$$

де  $Q_{\text{АБТН}}$ ,  $Q_h$  – кількість теплоти, що передається в теплонасосну установку теплоносію, який нагрівається, і та, яка гріє насос, відповідно. Простий АБТН із паровим обігрівом при одноступінчастій генерації має в середньому  $COP=1,71$  [24].

У нашому випадку АБТН працює з трьома потоками енергоносіїв, в умовах електростанції при паровому обігріві це (див. рис. 1 і 2) [20–22]:

– водяна пара з витратою  $G_h$ , що гріє теплонасосну установку, (у разі ПТ-60 береться з виробничого відбору після розширення у гвинтовій машині) з початковими параметрами: тиск  $P_{h1}$  варіюється в діапазоні 0,14–0,6 МПа, температура  $t_{h1}$  110–150 °С відповідно;

– вода з початковою температурою  $t_{s1}$ , що змінюється від +7 до +35 °С, теплота якої утилізується (циркуляційна вода систем охолодження конденсатора, генератора і масла), має витрату  $G_s$ , після теплонасосної установки охолоджується на  $\sim 5$  °С;

– вода, що нагрівається до  $t_{w2}$  20–35 °С (частина або вся зворотна сільова вода), має витрату  $G_w$ , початкова температура  $t_{w1}$ .

Для моделювання показників роботи АБТН були використані: криві продуктивності теплонасосної установки Air Conditioning (BROAD), Китай (рис. 1), номограми СКБ «Теплосибмаш» (рис. 2) і ряд загальних характеристик (більше див. у [21]).

Для кожного із тисків пари  $P_{h1}$  (рис. 1), що гріє АБТН, для відомих температур: охолоджуваної циркуляційної води на виході з теплонасосної установки  $t_{s2}$  і зворотної сільової води на вході  $t_{w1}$  була визначена  $t_{w2}$  – температура нагрітої в насосі сільової води. Таблиця цих значень є основою інтерполяційного алгоритму, що реалізує залежність  $t_{w2}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1})$ .

Таблиця значень базових точок прямих на номограмах рис. 2 покладена в основу інтерполяційного алгоритму, що визначає відносну теплову потужність АБТН  $\bar{Q}_{\text{АБТН}}(t_{s2}, t_{w1}, t_{w2})$ .

Із використанням даних BROAD [25] також були побудовані апроксимаційні вирази для визначення характеристик АБТН:

- витрат електричної потужності  $N_{\text{АБТН}}^{\text{е}}$ ;
- втрат тиску для теплоносіїв:  $\Delta P_s$ , що охолоджується, і  $\Delta P_w$ , що нагрівається;
- нормативної витрати пари, що гріє (в кг/с), залежно від  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}}$  у кВт

$$G_h^{\text{НОРМ}} = 0,895 \cdot Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}} / 3600 = \text{const.}$$

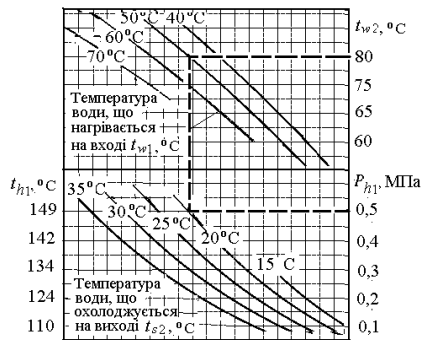


Рис. 1. Криві продуктивності АБТН BROAD з відображенням параметрів функціонування [25]:

— — АБТН обігрівается паром з нормативними параметрами: 0,5 МПа, 149 °С

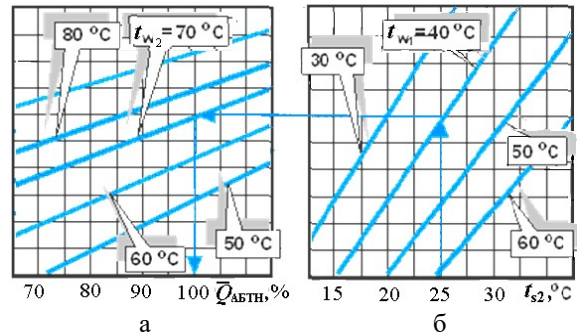


Рис. 2. Зміна відносної теплової продуктивності АБТН (а) і температури охолодженої води після теплонасосної установки  $t_{s2}=t_{s1}-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  (б) залежно від температур води, що нагрівається:  $t_{w1}$  – на вході,  $t_{w2}$  – на виході [26]

**Модельовання теплової схеми турбіни на базі заводських характеристик.** ПТ-60 – це парова турбіна з конденсаційною установкою і двома відборами пари, що регулюються. Вона являє собою двоциліндровий одновальний агрегат, який має циліндри високого й низького тиску (з частинами середнього і низького тиску), сім відборів пари, три підігрівачі високого і чотири підігрівачі низького тиску. А також такі основні характеристики [23]:

- номінальна потужність турбіни 60 МВт;
- число обертів 3000 об/хв.;
- параметри свіжої пари перед стопорним клапаном: 12,75 МПа, 565 °С;
- тиск пари відборів, що регулюються: виробничого  $P_{\text{вироб}}$  0,686–1,666 МПа, теплофікаційного

$P_{\text{теп}}$  0,0294–0,147 МПа.

Нагадаємо, що в Україні ПТ-60 виробництва 60–70-х років минулого століття, в них поворотна діафрагма не ущільнена.

Бажання наблизити результати розрахунків до реальних даних зумовило використання заводської апроксимації з визначення потужності частини низького тиску  $N_{\text{чнт}}=F_N(G_{\text{чнт}})$  (див. формулу на рис. 3), де  $G_{\text{чнт}}$  – витрата пари на вході в частину низького тиску і поправки до  $N_{\text{чнт}}$  від  $P_{\text{теп}}$  [23].

При інтеграції АБТН у теплову схему турбіни тиск пари в конденсаторі  $P_k$  зазвичай перевищує нормативні 0,04 кг/см<sup>2</sup> (див. рис. 3). Це призвело до необхідності робити поправки до  $N_{\text{чнт}}$  (множники) від  $P_k$  і  $P_{\text{теп}}$ , які визначали з подоби трикутників, що відображають процес розширення пари в ІS діаграмі, див. [20–21].

Представлені особливості моделювання енергетичним методом теплової схеми парової турбіни, інтегрованої АБТН із паровим обігрівом, знайшли відображення у програмному комплексі, розробленому в ІЕМС НАН України.

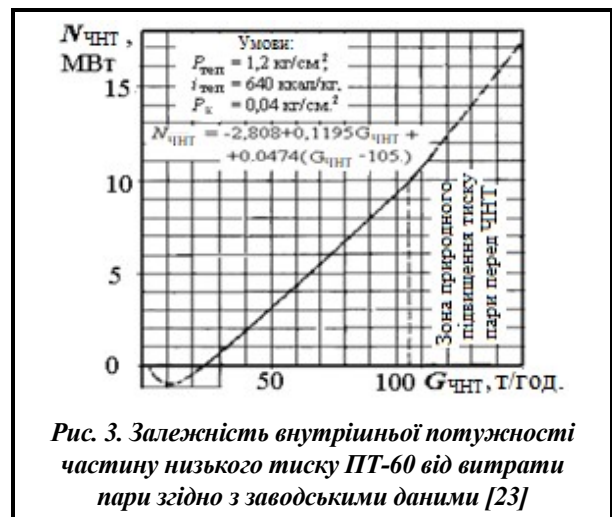
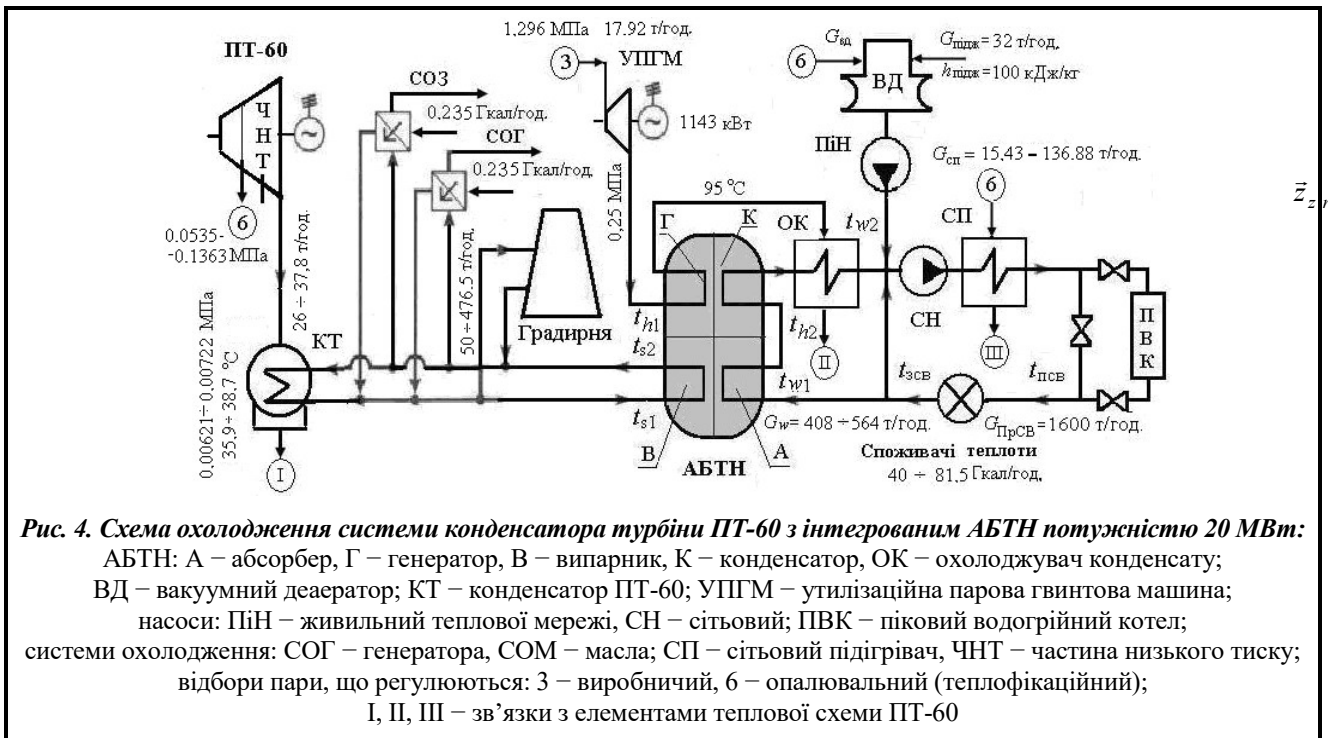


Рис. 3. Залежність внутрішньої потужності частини низького тиску ПТ-60 від витрати пари згідно з заводськими даними [23]

**Постановка завдання з вибору оптимальної потужності АБТН**

Схема інтеграції АБТН 20 МВт у ПТ-60 представлена на рис. 4 (принципову теплову схему цієї турбіни див. у [23]). Як видно з цієї схеми, пара для обігріву АБТН береться з регульованого виробничого відбору турбіни з тиском 1,296 МПа (як на Краматорській ТЕЦ). Теплонасосна установка обігривається парою з тиском 0,233 МПа із вихлопу утилізаційної парової гвинтової машини потужністю 1143 кВт, що встановлюється для енергозбереження.

Завдання пошуку оптимальної номінальної потужності АБТН  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}}$  у складі теплової схеми ПТ-60, що працює в опалювальний сезон на режимі, близькому до теплового навантаження, із заданими  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}}$  та  $G_{\text{зсв}}$  за аналогією з [20] зведено до рішення шести (за кількістю місяців опалення в Україні  $n_{\text{оп}}$ ) допоміжних оптимізаційних задач.



**Рис. 4. Схема охолодження системи конденсатора турбіни ПТ-60 з інтегрованим АБТН потужністю 20 МВт:**  
 АБТН: А – абсорбер, Г – генератор, В – випарник, К – конденсатор, ОК – охолоджувач конденсату;  
 ВД – вакуумний деаератор; КТ – конденсатор ПТ-60; УПГМ – утилізаційна парова гвинтова машина;  
 насоси: Пін – живильний теплової мережі, СН – сільовий; ПВК – піковий водогрійний котел;  
 системи охолодження: СОГ – генератора, СОМ – масла; СП – сільовий підігрівач, ЧНТ – частина низького тиску;  
 відбори пари, що регулюються: 3 – виробничий, 6 – опалювальний (теплофікаційний);  
 I, II, III – зв’язки з елементами теплової схеми ПТ-60

При вирішенні кожної з допоміжних оптимізаційних задач варіюються  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}$ ,  $P_{h1}$ ,  $P_k$  і  $G_t$ , а такі вектори вважаються заданими:

$$\vec{t}_{\text{зп}}^{\text{с}} = \{-5.4, -4.5, +0.9, +5, +1, -3, +20\} \text{ – середньомісячних температур зовнішнього повітря в } ^\circ\text{C};$$

$$\vec{\tau} = \{744, 672, 744, 732, 720, 744\} \text{ – тривалість місяців стояння } \vec{t}_{\text{зп}}^{\text{с}} \text{ у годинах (січень, ... , половина квітня + жовтня, ... , грудень), а також міжопалювального періоду 4404 години};$$

$$\vec{z}_{\text{р}} = \{P_{\text{вироб}}, G_{\text{пари}}^{\text{спож}}, G_{\text{зсв}}, \dots\} \text{ – режимних параметрів, що включає у випадку, який розглядається, } \sim 40 \text{ характеристик.}$$

Критерієм якості кожної допоміжної оптимізаційної задачі є зміна витрати палива  $\Delta B_{\text{пал АБТН}}^{\text{ум}}$ , що спалюється за місяць після інтеграції АБТН і є різницею між витратами палива турбоустановки без теплонасосної установки й інтегрованої. Формулюється вона таким чином (показано основні рівняння й активні обмеження):

$$\text{Знайти: } \max(\Delta B_{\text{пал АБТН}}^{\text{ум}}(Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}, \vec{z}_{\text{р}})); \tag{1}$$

$$\Delta B_{\text{пал АБТН}}^{\text{ум}}(Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}, \vec{z}_{\text{р}}) = -B_{\text{пал без АБТН}}^{\text{ум}}(\vec{z}_{\text{р}}) + B_{\text{пал АБТН}}^{\text{ум}}(Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}, \vec{z}_{\text{р}});$$

$$G_k = G_k^{\text{факт}}(t_{\text{зп}}^{\text{с}}, Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}, G_t, P_{h1}, P_k, \vec{z}_{\text{р}});$$

$$\begin{aligned}
t_{s2} &= t_{s1}(P_k) - 5 \text{ }^\circ\text{C}; \\
t_{w1} &= t_{зсв}; \\
t_{w2} &= t_{w2}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}); \\
Q_{\text{АБТН}}^{\text{реал}} &= \bar{Q}_{\text{АБТН}}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) \cdot Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}}; \\
G_h^{\text{НОРМ}} &= 0,895 \cdot Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}} / 3600 = \text{const}; \\
t_{h2} &\approx t_{w2}; \\
Q_h &= G_h^{\text{НОРМ}} (i_{h1}(P_{\text{вироб}}, t_{\text{вироб}}) - i_{h2}(P_{h2}, t_{h2})); \\
Q_s &= Q_{\text{АБТН}}^{\text{реал}} - Q_h; \\
G_s &= Q_s / 4,19 / (t_{s1}(P_k) - t_{s2}); \\
1,36 &\leq \text{COP}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) \leq 1,71; \\
G_w &= Q_{\text{АБТН}}^{\text{реал}} / 4,19 / (t_{w2} - t_{w1}); \\
N_{\text{упмг}}^{\text{е}} &= G_h^{\text{НОРМ}} (i_{\text{вироб}} - i_{h1}(P_{h1}, t_{h1})) \cdot \eta_{\text{упмг}}; \\
G_k(i_k(P_k, t_k) - t_{s1}(P_k) \cdot 4,19) + Q_{\text{сог+сом}} &= Q_s + Q_{\text{град}}; \\
Q_{\text{АБТН}}^{\text{реал}} &= Q_{150/70}(t_{зп}^{\text{е}}, G_{\text{псв}}) - G_{\text{теп}} \cdot i_{\text{теп}}(P_{\text{теп}}, t_{\text{теп}}); \\
G_{\text{псв}} &= G_{зсв} (1 + \bar{G}_{зсв}^{\text{живл}}); \\
[N_k^{\text{е}}] &= N_k^{\text{е}}(t_{зп}^{\text{е}}, Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}}, G_{\text{т}}, P_{h1}, P_k, \bar{z}_{zr}) + N_{\text{упмг}}^{\text{е}} - N_{\text{АБТН}}^{\text{е}} \leq 70 \text{ МВт}; \\
k_{\text{крат}} \cdot G_k &= G_{\text{град}} + G_s; \\
26 \text{ т/год.} &\leq G_k < 50 \text{ т/год.}; \\
15 \text{ т/год.} &\leq G_{\text{теп}} < 150 \text{ т/год.} [23]; \\
15 \text{ МВт} &\leq Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}} \leq 40 \text{ МВт}; \\
140 \text{ т/год.} &< G_{\text{т}} \leq 387 \text{ т/год.} [23]; \\
0,233 \text{ МПа} &\leq P_{h1} < 0,6 \text{ МПа}; \\
50 \text{ т/год.} &= [G_{\text{град}}] \leq G_{\text{град}}; \\
20 \text{ }^\circ\text{C} &\leq t_{s1}(P_k) \leq 40 \text{ }^\circ\text{C}; \\
30 \text{ }^\circ\text{C} &\leq t_{w1}(t_{зп}^{\text{е}}) \leq 60 \text{ }^\circ\text{C}; \\
50 \text{ }^\circ\text{C} &< t_{w2}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}) < 90 \text{ }^\circ\text{C}.
\end{aligned}$$

У постановці (1) маємо такі теплові потужності:

- $Q_{\text{АБТН}}^{\text{реал}}(Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2})$  – реальна, що передається в АБТН сітвовій воді;
- $Q_{\text{сог+сом}}$  – сумарна потоку систем охолодження генератора і масла;
- $Q_s$  – потоку циркуляційної води, що охолоджується в АБТН;
- $Q_{150/70}(t_{зп}^{\text{е}}, G_{\text{псв}})$  – подається споживачеві від ТЕЦ за температурним графіком 150 / 70 °С;
- $Q_{\text{град}} \approx 4,19 \cdot k_{\text{крат}} G_{\text{град}}$  – потоку, що знімається з циркуляційної води у градирні, тут  $G_{\text{град}}$  – витрата пари в градирню в кг/с,  $k_{\text{крат}} = 50$  – коефіцієнт кратності охолодження.

Маємо також компоненти вектора  $\bar{z}_{zr}$ :  $G_{\text{псв}}$  – витрата прямої сітвової води, відносна витрата її підживлення  $\bar{G}_{зсв}^{\text{живл}}$ ,  $\eta_{\text{упмг}} = 0,8$  – ККД утилізаційної парової гвинтової машини.

У ході розрахунку теплової схеми були також визначені:  $N_k^{\text{е}}$  – «корисна» електрична потужність, згенерована інтегрованою ПТ-60 (повинна відповідати  $[N_k^{\text{е}}]$  – «корисній» генерації турбіни без



теплонасосної установки);  $i_{h1}(P_{h1}, t_{h1})$ ,  $i_{h2}(P_{h2}, t_{h2})$ ,  $i_k(P_k, t_k)$  – питомий тепловміст пари, яка гріє АБТН, на вході і виході відповідно, та в конденсаторі. Крім того, тиск, температура, витрата й питомий тепловміст пари у відборі ПТ-60:  $P_{\text{вироб}}$ ,  $t_{\text{вироб}}$ ,  $G_{\text{вироб}}$ ,  $i_{\text{вироб}}(P_{\text{вироб}}, t_{\text{вироб}})$  – у виробничий,  $P_{\text{теп}}$ ,  $t_{\text{теп}}$ ,  $G_{\text{теп}}$ ,  $i_{\text{теп}}(P_{\text{теп}}, t_{\text{теп}})$  – у теплофікаційний (поворотна діафрагма частково відкрита).

### Результати визначення оптимальної потужності АБТН

При розрахунках  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}}$  також приймалося (компоненти вектора  $\vec{z}_r$ ):

- на вході в ПТ-60 задані номінальні параметри пари;
- витрата пари у виробничий відбір  $G_{\text{вироб}}$ ,  $[G_{\text{вироб}}]^{\text{max}}=150$  т/год. (на виробництво, на три підігрівача високого тиску, на деаератор живильної води, утилізаційну парову гвинтову машину) з параметрами: 1,296 МПа, 280 °С. Повернення конденсату 75% з температурою 40 °С;
- підживлення сітрової води 2%  $G_{\text{зсв}}$  з температурою 20 °С;
- витрата пари в конденсатор  $G_k < 50$  т/ч,  $[G_k]^{\text{max}}=160$  т/ч, один підігрівач низького тиску – відключений ( $G_7=0$ ), як і рециркуляція у збірник конденсату.

Витрата і параметри пари в теплофікаційний відбір (на бойлер, два підігрівача низького тиску, вакуумний та атмосферний деаератори) розраховуються; максимальна пропускна спроможність відбору  $[G_{\text{теп}}]^{\text{max}}=150$  т/год. Саме вона лімітує генерацію при роботі турбіни при низьких температурах повітря.

Параметрами оптимізації задачі (1) являлися:  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}$ ,  $P_{h1}$ ,  $P_k$ ,  $G_t$ . Вирішувалася вона методом покоординатного спуска. Виявлено односторонній вплив  $P_{h1}$  на  $\Delta B_{\text{пал АБТН}}^{\text{ум}}$ . У результаті  $P_{h1}^{\text{опт}} = P_{h1}^{\text{min}} = 0,233$  МПа лежить на нижній границі діапазону зміни.

При розв’язанні кожної з шести допоміжних оптимізаційних задач (1) попередньо розраховувалися характеристики теплової схеми ПТ-60 без АБТН при роботі в опалювальний період з незмінним вектором  $\vec{z}_r$  (із заданими витратами пари  $G_{\text{пар}}^{\text{спож}}$  і сітрової води  $G_{\text{зсв}}$  при  $P_k=0,0034$  МПа). Визначалася «корисна» електрична потужність, що генерується без теплонасосної установки  $[N_k^c]$  (слід витримувати при розрахунку інтегрованої ПТ-60).

Якщо тиск пари виробничого відбору, що гріє АБТН, перевищує 0,7–0,8 МПа, для утилізації надлишкового тиску раціонально застосовувати утилізаційну парову гвинтову машину або малу парову турбіну з протитиском. Як потужність останньої залежить від потужності АБТН показано на рис. 5. Мінімальне значення  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}=17,3$  МВт на цьому рисунку і далі під час досліджень обиралося за результатами [20].

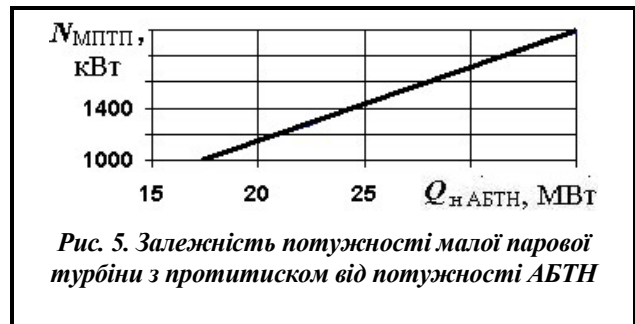


Рис. 5. Залежність потужності малої парової турбіни з протитиском від потужності АБТН

У ході розв’язання допоміжної оптимізаційної задачі (1) при  $t_{\text{зп}}^c = -5,4$  °С (січень – найхолодніший місяць) з’ясувалося, що при інтеграції АБТН у теплову схему ПТ-60 неможливо одночасно забезпечити:  $G_k \geq 26$  т/год. і  $[N_k^c]=48,25$  МВт (генерація без теплонасосної установки). Для виконання цих умов довелося збільшити «корисну» генерацію в точці оптимуму до  $N_k^c=49,88$  МВт. При  $G_{\text{зсв}}=1700$  т/год. така сама проблема існує і при  $t_{\text{зп}}^c = -4,5$  °С і  $-3$  °С. Максимальне значення  $\Delta B_{\text{пал АБТН}}^{\text{ум}} \approx 24,05$  т.у.п/год. знаходиться на межі допустимої області з  $\text{COP} \geq 1,36$  (обмеження було обране через більший інтерес до діапазону зміни  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}} < 25$  МВт) при цьому  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}=35$  МВт,  $P_k=0,00641$  МПа,  $P_{h1}=0,233$  МПа.

Розв’язавши шість допоміжних оптимізаційних задач (1), знайшли рішення загальної оптимізаційної задачі. Оптимальна потужність АБТН в прийнятій постановці складала  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}}=35$  МВт.

При заданому тепловому навантаженні інтеграція АБТН призводить до зменшення кількості палива, що спалюється  $\Delta B_{\text{пал АБТН}}^{\text{ум}}$ , зміни генерованої електроенергії  $\Delta N_k^c$  (якщо  $[N_k^c] \neq N_k^c$ ), змен-

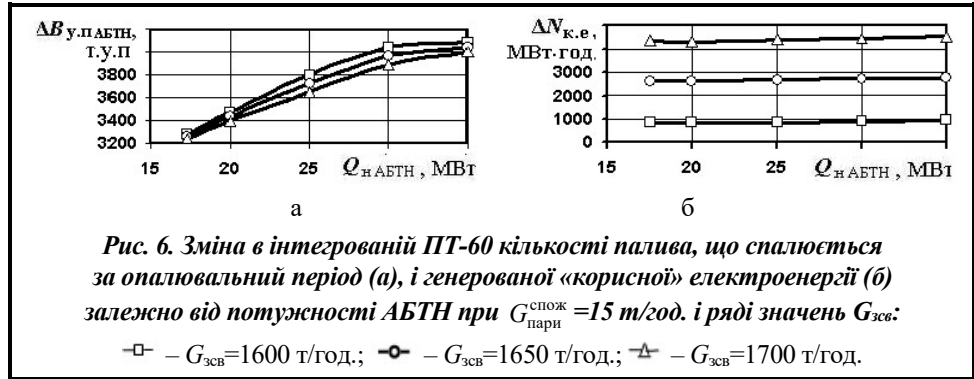
шення обсягів використаної води, шкідливих викидів в атмосферу. Результати розрахунку зміни за опалювальний період двох ключових характеристик інтегрованої ПТ-60 залежності від  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}}$  при різних  $G_{\text{зсв}}$  представлені на рис. 6.

Як видно з рис. 6, зі збільшенням потужності АБТН, інтегрованого до ПТ-60:

–  $\Delta B_{\text{пал.АБТН}}^{\text{УМ}}$  зростає, хоча темп цього процесу падає. Умова  $\text{COP} \geq 1,36$  є активною і при  $t_{\text{зп}}^{\text{с}} = -5,4$  °С обмежує  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}}$  значенням у 35 МВт (див. постановку допоміжної оптимізаційної задачі (1));

–  $\Delta N_{\text{к}}^{\text{с}}$  повільно зростає при заданому  $G_{\text{зсв}}$ .

Оскільки при пошуку  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ ОПТ}}$  забезпечити  $\Delta N_{\text{к}}^{\text{с}} = 0$  не вдалося, одночасно врахувати  $\Delta B_{\text{пал.АБТН}}^{\text{УМ}}$  і  $\Delta N_{\text{к}}^{\text{с}}$  можливо, якщо перейти до економічних оцінок.



### Економічне оцінювання інтеграції АБТН

В умовах воюючої України критерієм економічної оцінки технічного рішення допустимо обрати простий строк окупності [20], який визначається

$$\tau_{\text{ок}} = I_{\Sigma \text{ АБТН}} / Pr_{\Sigma \text{ АБТН}},$$

де  $I_{\Sigma \text{ АБТН}} = c_{\text{АБТН}} \cdot Q_{\text{АБТН}}^{\text{НОМ}} + c_{\text{УПГМ}} \cdot N_{\text{УПГМ}}$  – сумарні інвестиції на впровадження енерготехнології, тут  $N_{\text{УПГМ}}$  – номінальна потужність утилізаційної парової гвинтової машини, а  $c_{\text{АБТН}}$  і  $c_{\text{УПГМ}}$  – питомі вартості АБТН і гвинтової машини.

Прибуток (*Profit*) за опалювальний період при інтеграції АБТН у теплову схему парової турбіни при осередненні по  $t_{\text{зп}}^{\text{с}}$  визначається

$$Pr_{\text{оп}} = \sum_{i=1}^{n_{\text{оп}}} (\Delta Pr_{\text{оп}i}(t_{\text{зп}i}^{\text{с}})) \cdot \tau_{\text{ок}i} - Ex_{\text{р}} \quad (2)$$

де  $\Delta Pr_{\text{оп}i}(t_{\text{зп}i}^{\text{с}})$  – сумарна зміна вартості матеріальних потоків за годину роботи інтегрованої ПТ-60 в опалювальний період порівняно з варіантом без теплонасосної установки, яка розрахована при розв’язанні допоміжної оптимізаційної задачі (1);  $Ex = Ex_{\text{АБТН}} + Ex_{\text{УПГМ}}$  – зміна річних умовно-постійних витрат (*Expenses*), що пов’язані з інтеграцією АБТН і утилізаційної парової гвинтової машини відповідно (зарплата додаткового персоналу, витрати на запчастини і матеріали, ремонти та інше), з урахуванням малої потужності утилізаційної парової гвинтової машини [20] маємо у тис. USD:  $Ex_{\text{УПГМ}} = 0,075 \cdot I_{\text{УПГМ}} + 28,5$ ,  $Ex_{\text{АБТН}} = Ex_{\text{УПГМ}}$ .

Основний внесок у зміну витрат при інтеграції АБТН у теплову схему парової турбіни дає економія палива [20], висока ціна якого підвищує шанси на отримання перспективних результатів. Тому паливом обрано природний газ (теплотворна здатність  $Q_{\text{н.г}}^{\text{р}} \sim 35000$  кДж/м<sup>3</sup> при щільності  $\rho_{\text{г}} \sim 0,7$  кг/м<sup>3</sup>).

Детальну розшифровку члена під знаком суми у виразі (2) див. у [20–22]. Розрахунки виконувалися за цінами: на електроенергію  $c_{\text{е}} = 0,3$  USD/(кВт·год.), на паливо  $c_{\text{пал}}^{\text{УМ}} = 300$  USD/т.у.п.

За експертними оцінками фахівців ІЕМС НАН України, які займаються дослідженнями з очищення води для ТЕЦ [25], було прийнято такі ціни води: пом’якшеної (хімічно очищеної)  $c_{\text{хов}} = 10$  USD/т, технічної  $c_{\text{H}_2\text{O}} = 0,2$  USD/т.

**Інвестиції в інтеграцію АБТН.** Для попередньої оцінки вартості установки АБТН  $I_{\text{АБТН}}$  скористаємося даними літературних джерел, див. рис. 7, а. Вартість встановлення утилізаційної парової гвинтової машини на 30–40% менша за малу парову турбіну з протитиском такої ж потужності [20, 27]. У результаті маємо

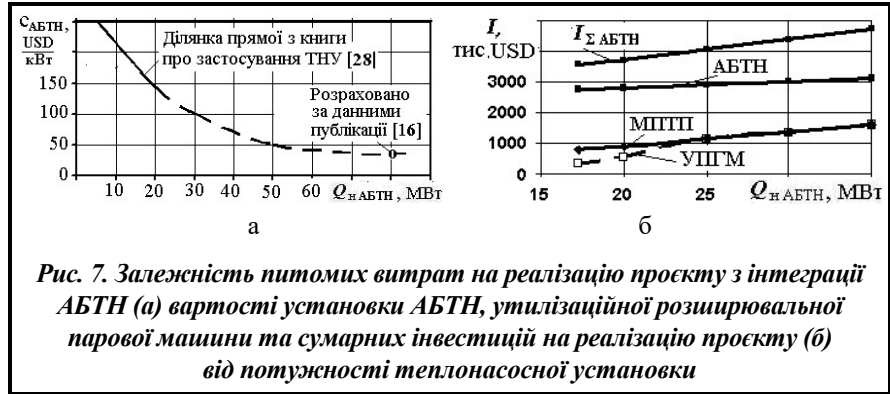


$$I_{\text{УПГМ}} = \begin{cases} 350 \text{ тис. USD, якщо } 0,6 \text{ МВт} < N_{\text{УПГМ}} \leq 1 \text{ МВт}; \\ N_{\text{УПГМ}} \cdot c_{\text{УПГМ}}, \text{ якщо } 1 \text{ МВт} \leq N_{\text{УПГМ}} \leq 1,4 \text{ МВт}, \end{cases}$$

де  $c_{\text{УПГМ}}=350 \text{ USD/кВт}$ .

Утилізаційні парові гвинтові машини потужністю більшою за 1,4 МВт зараз не виробляються. У разі, якщо  $N_{\text{УПГМ}} > 1,4 \text{ МВт}$ , то слід встановлювати малі парові турбіни з протитиском,  $c_{\text{МП}} \sim 800 \text{ USD/кВт}$  [27].

Зміна вартості установки утилізаційної розширювальної парової машини  $I_{\text{урпм}}$  (утилізаційної парової гвинтової машини або малої парової турбіни з протитиском), АБТН  $I_{\text{АБТН}}$ , а також сумарних інвестицій на реалізацію проекту  $I_{\Sigma \text{ АБТН}}$  залежно від потужності теплонасосної установки представлена на рис. 7, б.



### Результати та обговорення

З урахуванням даних рис. 7 було визначено зміну сумарного річного прибутку після інтеграції АБТН у ПТ-60 при заданих  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}}$  та  $G_{\text{зсв}}$  залежно від потужності теплонасосної установки. За результатами [22] дохід від інтеграції АБТН у міжопалювальний сезон було прийнято 50 тис. USD (половина можливого).

Інтеграція АБТН у ПТ-60 за прийнятих умов і  $G_{\text{зсв}}$  приносить досить значний річний дохід 1011–1686 тис. USD (див. рис. 8). Вартість генерованої додаткової «корисної» електроенергії складає 113–589 тис. USD (додається до вартості зекономленого палива при розрахунку прибутку). Зі збільшенням  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}$  та  $G_{\text{зсв}}$  дохід зростає.

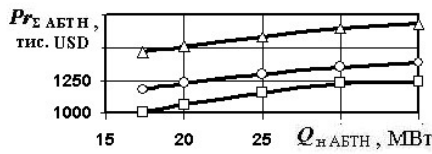
Був розрахований простий строк окупності проекту інтеграції АБТН  $\tau_{\text{ок}}$ , його зміна від теплової потужності насоса для трьох витрат зворотної сітьової води при трьох значеннях  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}}$ . Результати представлено на рис. 9.

Зі зростанням  $G_{\text{зсв}}$  строк окупності АБТН  $\tau_{\text{ок}}$  зменшується. Діапазон зміни витрати сітьової води на рис. 9 дає уявлення про теплове навантаження ПТ-60, за якого інтеграція АБТН є перспективною.

В інтервалі  $17,3 \text{ МВт} < Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}} < 20 \text{ МВт}$  строк окупності АБТН, як видно з рис. 9, а, має мінімальні значення  $2,4 < \tau_{\text{ок}} < 3,5$ , причому при заданому  $G_{\text{зсв}}$  він практично не змінюється. Як оптимальне може бути обрано будь-яке значення  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}}$  з цього інтервалу.

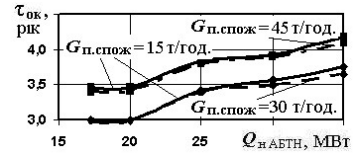
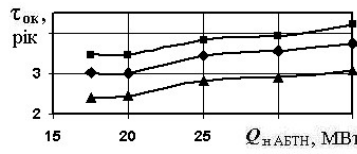
Досить слабкий вплив витрати пари, що відпускається споживачеві  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}}$ , на строк окупності проекту інтеграції АБТН з паровим обігрівом у тепловій схемі ПТ-60 демонструють залежності, представлені на рис. 9, б.

При  $G_{\text{зсв}} \geq 1650 \text{ т/год.}$   $G_{\text{пари}}^{\text{спож}} = 15\text{--}45 \text{ т/год.}$  і  $17,3 \text{ МВт} < Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном}} < 20 \text{ МВт}$ , як видно з рис. 9, строк окупності АБТН не перевищує 3 років, що свідчить про добрі перспективи впровадження теплонасосної установки. У результаті, керуючись оцінками, заснованими на дисконтуванні фінансових потоків у часі, було прийнято  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}} = 20 \text{ МВт}$ . При розрахунковому періоді дисконтування  $\tau_r = 30$  років (гарантійний строк роботи АБТН) різниця у прибутку за варіантами  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}} 17, \text{ МВт}$  і  $20 \text{ МВт}$  на користь більшої потужності склала  $\sim 1 \text{ млн. USD}$  ( $G_{\text{пари}}^{\text{спож}} = 15 \text{ т/год.}$ ,  $G_{\text{зсв}} = 1700 \text{ т/год.}$ , виплати інвестору 4%).



**Рис. 8.** Зміна річного прибутку від номінальної теплової потужності АБТН, що інтегрований у ПТ-60, при  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}} = 15 \text{ т/год.}$  і ряді  $G_{\text{зсв}}$ :

- –  $G_{\text{зсв}} = 1600 \text{ т/год.}$ ;
- –  $G_{\text{зсв}} = 1650 \text{ т/год.}$ ;
- △ –  $G_{\text{зсв}} = 1700 \text{ т/год.}$



**Рис. 9.** Зміна простого строку окупності проекту інтеграції АБТН у ПТ-60 за  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}} = 15 \text{ т/год.}$  (а),  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}} = 30 \text{ т/год.}$  і  $45 \text{ т/год.}$  (б) залежно

від теплової потужності насоса і за різних витрат зворотної сітрової води:

- –  $G_{\text{зсв}} = 1600 \text{ т/год.}$ ;
- –  $G_{\text{зсв}} = 1650 \text{ т/год.}$ ;
- △ –  $G_{\text{зсв}} = 1700 \text{ т/год.}$

Результати розрахунку зміни показників роботи ПТ-60 після інтеграції АБТН 20 МВт за кожен місяць і в цілому за опалювальний період представлені в табл. 1. Із таблиці видно, що чим нижча температура зовнішнього повітря  $t_{\text{зп}}^c$ , тим вищий місячний прибуток від застосування АБТН. Сумарний прибуток за опалювальний період склав ~1061 тис. USD.

Інтеграція АБТН оптимальної потужності  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}} = 20 \text{ МВт}$  у теплову схему ПТ-60 при роботі з  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}} = 15 \text{ т/год.}$ ,  $G_{\text{зсв}} = 1600 \text{ т/год.}$  на режимі, близькому до теплового навантаження (із частково відкритою поворотною діафрагмою, включеним регулятором тиску опалювального відбору), при зафіксованій (крім січня) «корисній» електрогенерації призводить до економії за опалювальний сезон: палива на 3,48%, технічної води на підживлення циркуляційної системи на 79,9%, пом'якшеної води на підживлення турбоустановки на 8,5%.

За опалювальний сезон має місце зменшення шкідливих викидів в атмосферу:  $\text{CO}_2$  на ~5451 т,  $\text{NO}_x$  на ~28,08 т, що поряд із збереженням 93,09 тис. т води є відчутним екологічним ефектом від інтеграції АБТН.

**Таблиця 1.** Зміна показників ПТ-60 після інтеграції  $Q_{\text{АБТН}}^{\text{ном опт}} = 20 \text{ МВт}$  при  $G_{\text{пари}}^{\text{спож}} = 15 \text{ т/год.}$ ,  $G_{\text{зсв}} = 1600 \text{ т/год.}$

**Потужність утилізаційної парової гвинтової машини ~1143 МВт**

Найменування показника		Місяці						Сумарно	
		I	II	III	IV, X	XI	XII		
Середньомісячна температура повітря $t_{\text{зп}}^c$ , °C		-5,4	-4,5	+0,9	+5,0	+1,5	-3,0		
Час стояння температури $t_{\text{зп}}^c$ , год.		744	672	744	732	720	744		
Зміна за місяць	електроенергії на продаж, ГВт·год.	852,00	-0,060	0,052	0,040	0,068	-0,043	852,057	
	витрата умовного палива, т.у.п	883	976	383	175	361	628	3406	
	витрата $\text{H}_2\text{O}$ на підживлення	циркуляційної, тис. т	19,15	19,53	13,13	12,61	12,62	16,05	93,09
		пом'якшеної, т	-102,0	79,8	173,0	76,3	163,0	156,0	546,1
	шкідливих викидів	$\text{CO}_2$ , т	1414	1561	613	280	578	1005	5451
$\text{NO}_x$ , т		7,415	8,189	3,214	1,468	3,033	4,762	28,081	
Зміна витрат від інтеграції АБТН	від продажу електроенергії, тис. USD	+111,00	-0,01	+0,01	+0,01	+0,01	-0,01	+111,01	
	на купівлю палива, тис. USD	-273,0	-302,0	-119,0	-54,8	-112,0	-194,0	-1054,8	
	$\text{H}_2\text{O}$ на підживлення	циркуляційної, тис. USD	-3,83	-3,91	-2,63	-2,52	-2,52	-3,31	-18,72
		пом'якшеної, тис. USD	1,02	-0,80	-1,73	-1,63	-1,63	-1,56	-6,33
	на сплату податку за шкідливі викиди	$\text{CO}_2$ , тис. USD	-1,140	-1,260	-0,490	-0,230	-0,466	-0,810	-4,396
		$\text{NO}_x$ , тис. USD	-0,510	-0,570	-0,222	-0,100	-0,209	-0,330	-1,941
		сума, тис. USD	-1,650	-1,830	-0,715	-0,330	-0,675	-1,140	-6,340
	Економія фінансів за місяць, тис. USD*		366,20	286,40	100,70	36,11	93,61	177,60	1060,62

\*Сумарні постійні місячні витрати складають  $E_{\text{Х}_2}/12 \approx 23,5 \text{ тис. USD/міс.}$

**Висновки**

1. На прикладі парової турбіни ПТ-60/70-130/13 вирішена задача визначення оптимальної номінальної (оголошеної виробником) теплової потужності інтегрованого АБТН з паровим обігрівом при роботі на режимі з частково відкритою регульовальною діафрагмою (витрата пари в конденсатор  $G_k \leq 50$  т/год.). Представлено нове формулювання цього оптимізаційного завдання, в якому вперше виділено апроксимаційну математичну модель АБТН, функція мети (шукається максимум) – місячна економія палива після інтеграції насоса. Загальна оптимізаційна задача, виходячи з середньомісячної температури зовнішнього повітря в опалювальний сезон в Україні, розбивалася на шість допоміжних оптимізаційних задач. Оптимальну номінальну теплову потужність АБТН з урахуванням дисконтування в часі визначено у 20 МВт. При заданому тепловому навантаженні інтеграція АБТН призводить до економії палива, обсягів використаної води, зменшення шкідливих викидів теплоти і парникових газів до атмосфери.

2. Розраховувалися варіанти інтеграції АБТН, що обігривається паром з виробничого відбору ПТ-60/70-130/13 із тиском 1,286 МПа, що змушує встановлювати для енергозбереження утилізаційну розширювальну машину і призводить до зростання інвестицій. У разі меншого тиску пари, що відпускається зі згаданого відбору, строк окупності досліджуваної енергозберігаючої технології, ймовірно, зменшиться. Перевірка цього твердження може бути предметом окремого дослідження.

3. Вперше показано, що з урахуванням зміни середньомісячних температур зовнішнього повітря для кліматичних умов України інтеграція АБТН з паровим обігрівом тепловою потужністю 20 МВт у парову турбіну ПТ-60/70-130/13, що працює в опалювальний період зі значним тепловим навантаженням (пари у виробничий відбір відпускається споживачеві 15–45 т/год., сільової води на опалення ~1650 т/год.) при витраті пари в конденсатор до 50 т/год. є перспективним енергозберігаючим рішенням з терміном окупності ~3 років (вартість палива 300 USD/т.у.п, електроенергії 0,13 USD/(кВт·год.). При цьому різниця між «корисною» генерацією турбіни з АБТН і без нього відсутня крім січня місяця, коли цього не вдається досягти через невиконання умови  $26 \text{ т/год.} \leq G_k \leq 50 \text{ т/год.}$ , яка характеризує ступінь відкриття поворотної діафрагми.

4. За попередніми оцінками інтеграція АБТН 20 МВт до ПТ-60/70-130/13 поряд із збереженням за опалювальний період технічної води в кількості 93,09 тис. т забезпечує зменшення шкідливих викидів від ТЕЦ в атмосферу: теплоти від циркуляційної води на 85,94 ГВт·год. (утилізується теплонасосною установкою), парникових газів на 3,48%. Як паливо обирався природний газ.

Із наведених даних видно, що інтеграція АБТН з паровим обігрівом у парові турбоустановки позитивно впливає на клімат. Зміна клімату є однією з головних глобальних проблем, що турбують світову спільноту. Комплексну оцінку впливу інтеграції АБТН у парову турбіну на покращення клімату з урахуванням використання різних палив слід вважати актуальною. Вона ж поки що, на наш погляд, не знайшла гідного відображення.

5. Зіставлення результатів статті [20] і цього дослідження (при однаковому тепловому навантаженні та цінах на енергоносії) свідчить, що робота ПТ-60/70-130/13 з АБТН 17,3 МВт  $G_{\text{парі}}^{\text{спож}} = 15$  т/год.,  $G_{\text{зсв}} = 1600$  т/год. із закритою поворотною діафрагмою за рахунок більшої економії палива (~6%) при меншій електрогенерації призводить до кращих економічних показників (прибуток за опалювальний сезон 1257 тис. USD) порівняно з варіантом із частково відкритою діафрагмою (аналогічний прибуток ~1011 тис. USD). Цей новий результат дослідження отримано при детальному моделюванні теплових процесів в інтегрованій турбоустановці.

6. При застосуванні парової утилізаційної розширювальної машини і малому  $G_k$  вперше слід відзначити таку особливість функціонування високонавантаженої «ПТ» парової турбіни, інтегрованої АБТН з паровим обігрівом, як «річний перекіс генерації» порівняно з варіантом роботи без теплонасосної установки, бо при низьких температурах зовнішнього повітря (-2,5 °C і нижче) є додаткова електрогенерація і зменшення її в теплу пору року, що сприяє роботі енергосистеми із забезпечення річного графіка споживання електричної енергії.

## Література

1. Романюк В. Н., Бобич А. А., Муслина Д. Б., Бубырь Т. В., Малков С. В. Абсорбционные тепловые насосы в теплоэнергетических системах промышленных предприятий для снижения энергетических и финансовых затрат. *Энергия и менеджмент*. 2013. № 1 (70). С. 14–19.
2. Романюк В. Н., Бобич А. А. Обоснование параметров АБТН для утилизации ВЭР на ТЭЦ с помощью пассивного эксперимента и определение соответствующих изменений различных оценок работы энергосистемы. *Энергия и менеджмент*. 2016. № 1 (88). С. 14–23.
3. Романюк В. Н., Седнин В. А., Бобич А. А., Бубырь Т. И., Бойко Е. Г. Время применения абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов на промышленных предприятиях Беларуси. *Энергоэффективность*. 2017. № 4. С. 12–14.
4. Blazek H., Barnick M. LiBr absorption heat pumps: Optimizing district heating systems and waste heat usage. Interreg Central Europe Entrain: presentation of conference (November 23, 2021, Vein, Austria). [Electronic resource]. 2021. 19 p. URL: <https://programme2014-20.interreg-central.eu/Content.Node/ENTRAIN/ENTRAIN-TT5-Absorption-heat-pumps-and-waste-heat.pdf>.
5. Lithium bromide absorption heat pump. Shuangliang Eco-Energy Systems Co., Ltd.: official site. 2024. 3 p. <http://sl-ecoenergy.com/1-5-lithium-bromide-absorption-heat-pump/163320/>.
6. Absorption heat pump/water chilling unit energy-saving reconstruction project of Cangzhou Huarun Thermal Power Plant (Tongfang Artificial Environment Co., Ltd). Tsinghua Holdings Co., Ltd.: official site, 2016. 1 p. [http://en.thholding.com.cn/2016-08/03/c\\_54899.htm](http://en.thholding.com.cn/2016-08/03/c_54899.htm).
7. Опыт использования бромисто-литиевых тепловых насосов в Южной Корее и Китайской Народной Республике. ЗАО Компания «Сервис тепло и хладооборудования»: официальный сайт. 2018. 3 с. <https://broad-ctx.by/stati/opyt-ispolzovaniya-abtn-v-koree-i-kitae>.
8. Cers A., Turlajs D., Zeltinsh N. Recovery of the waste heat by large capacity heat pumps for Riga city district heating system. *Modern Science: Researches, ideas, results, technologies*. 2013. Vol. 4. No. 2. P. 38–43.
9. Рудченко А. В., Кочемазов И. В., Дух А. П. Оцениваем экономический эффект самого мощного теплового насоса Беларуси. *Энергоэффективность*. 2018. № 4. С. 25.
10. Geyer R., Hangartner D., Lindahl M., Pedersen S. V., Betz M. IEA heat pumping technologies. Annex 47. Heat pumps in district heating and cooling systems. Task 2: Demonstration projects. International Energy Agency, Paris: official site. 2019. 6 p. <https://heatpumpingtechnologies.org/annex47/wp-content/uploads/sites/54/2019/07/task-2-summary-report.pdf>.
11. Чиркин Н. Б., Кузнецов М. А., Шерстов Е. В., Стенников В. Н. Потенциальная возможность и техническая рациональность применения теплонасосных технологий при комбинированном производстве электрической и тепловой энергии. *Проблемы машиностроения*. 2014. Т. 17. № 1. С. 11–20.
12. Xu Z. Y., Mao H. C., Liu D. S., Wang R. Z. Waste heat recovery of power plant with large scale serial absorption heat pumps. *Energy*. 2018. Vol. 165. Part B. P. 1097–1105. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.052>.
13. Zhang L., Zhang Y., Zhou L., Zhijun E., Wang K., Wang Z., Li G., Qu B. Research of waste heat energy efficiency for absorption heat pump recycling thermal power plant circulating water. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2018. Vol. 121. Iss. 4. Article 042005. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/121/4/042005>.
14. Zhang H., Zhao H., Li Z., Hu E. Optimization potentials for the waste heat recovery of a gas-steam combined cycle power plant based on absorption heat pump. *Journal of Thermal Science*. 2019. Vol. 28. P. 283–293. <https://doi.org/10.1007/s11630-018-1055-7>.
15. Ma C., Ren J., Li F., Hou X., Feng H., Zhang X. Energy saving analysis of circulating water waste heat recovery from water source heat pump. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019. Vol. 295. Article 052016. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/295/5/052016>.
16. Wang J., Liu W., Liu G., Sun W., Li G., Qiu B. Theoretical design and analysis of the waste heat recovery system of turbine exhaust steam using an absorption heat pump for heating supply. *Energies*. 2020. Vol. 13. Iss. 23. Article 6256. <https://doi.org/10.3390/en13236256>.
17. Xu Z. Y., Gao J. T., Mao H. C., Liu D. S., Wang R. Z. Double-section absorption heat pump for the deep recovery of low-grade waste heat. *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 220. Article 113072. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113072>.
18. Wang Z., Shen H., Gu Q., Wen D., Liu G., Gao W., Ren J. Economic analysis of heat pump recovery system for circulating water waste heat in power plant. *E3S Web of Conferences*. 2021. Vol. 256. Article 02011. 4 p. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202125602011>.
19. Редько А. О., Редько І. О., Павловський С. В., Бурда Ю. О., Півненко Ю. О., Алфьоров С. О. Застосування абсорбційного теплового насоса в умовах наявної теплоелектроцентралі. *Вентиляція, освітлення та теплозапобігання*. 2020. Т. 34. С. 57–62. <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2020.34.57-62>.

20. Шубенко О. Л., Усатий О. П., Бабак М. Ю., Форкун Я. Б., Сенецький О. В. Визначення оптимальної потужності абсорбційного теплового насосу при інтеграції до теплової схеми ПТ-60/70-130/13. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: Гідролічні машини та гідроагрегати. 2023. № 2. С. 4–15. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2023.2.01>.
21. Shubenko O. L., Babak M. Yu., Senetskyi O. V. Approximation mathematical model of an absorption heat pump with steam heating for integration in the steam turbine thermal scheme. *Science and Innovation*. 2024. Vol. 20. No. 1. P. 35–48. <https://doi.org/10.15407/scine20.01.035>.
22. Shubenko O., Babak M., Senetskyi O., Forkun Ya. Energy saving during the interheating period with the integration of a steam heated absorption heat pump to the thermal scheme of the steam turbine ПТ-60/70-130/13. *Energetika*. 2023. Vol. 69. No. 1. P. 36–48. <https://doi.org/10.6001/energetika.2023.69.1.3>.
23. Типовая нормативная характеристика турбоагрегата ПТ-60-1 30-13 ЛМЗ РД 34.30.711. М.: Специализированный центр научно-технической информации ОРГЭС, 1975. 36 с.
24. Арсеньев В. М., Мелейчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку: навчальний посібник. Суми: Сумський державний університет, 2018. 364 с.
25. Broad absorption heat pump: electronic catalog. BROAD Air Conditioning, 2016. 12 p. <http://en.broad.com/Storage/Largedownloads/enydfdrb.pdf>.
26. Абсорбционные бромисто-литиевые тепловые насосы Теплосибмаш [Электронный ресурс]. ООО СКБ «Теплосибмаш»: официальный сайт. 2018. <http://www.teplosibmash.ru/catalog>.
27. Малярченко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенецький О. В. Когенераційні технології в малій енергетиці. Харків: Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, 2018. 433 с.
28. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно-методическое издание. М.: Издательство «Перо», 2016. 204 с.

*Надійшла до редакції 01.09.2024*