

О. Л. ШУБЕНКО, О. П. УСАТИЙ, М. Ю. БАБАК, Я. Б. ФОРКУН, О. В. СЕНЕЦЬКИЙ

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ АБСОРБЦІЙНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ПРИ ІНТЕГРАЦІЇ ДО ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПТ-60/70-130/13

Вирішується задача визначення оптимальної теплової потужності абсорбційного теплового насоса з паровим нагріванням при одноступеневій регенерації (COP = 1,71). Розглядуваний тепловий насос інтегрований в теплову схему парової турбіни ПТ-60/70-130/13. Графік теплопостачання для даного паротурбінного циклу становить 150/70 °С. Також установкою виробляється пар на технологічні потреби. Визначення теплових та витратних характеристик абсорбційного теплового насоса здійснюється з використанням побудованої та запропонованої апроксимаційної математичної моделі. На підставі проведеного аналізу та наявного досвіду сформульовано оптимізаційну задачу. Функцією мети є вибір оптимальної потужності інтегрованого абсорбційного теплового насоса за умови оптимальної витрати енергетичного палива. Пошук оптимальної теплової потужності абсорбційного теплового насоса здійснювався за умови відпуску пари через регульований виробничий відбір турбіни з параметрами 1,296 МПа, 280 °С. Були розглянуті варіанти для змінної витрати пари на технологічні потреби (0, 20, 50 та 80 т/год). Умовою була постійність витрати протягом року. Отримані результати показали, що щодо всіх розглянутих режимів завантаження турбіни, оптимальне значення потужності абсорбційного теплового насоса є ідентичним і становить ~ 17,25 МВт. Розрахункові дослідження показали, що за вартості електроенергії 0,13 дол./кВт·ч та умовного палива 309 дол./т енергоблок з турбіною ПТ-60/70-130/13 та інтегрований абсорбційний тепловий насос (тепловою потужністю 15–18 МВт) при виробничому навантаженні понад 20 т/год пари, а також витраті оборотної мережної води на теплопостачання понад 1550 т/год дозволить отримати окупність проекту енергозбереження менше 3 років. Наступним позитивним ефектом є те, що економія палива дозволяє знизити викиди CO₂ на 9321 т і NO_x на 48 т. За результатами досліджень спостерігаємо позитивний екологічний ефект від інтеграції абсорбційного теплового насоса в існуючу теплову схему.

Ключові слова: парова турбіна, абсорбційний тепловий насос, гаряче водопостачання, теплова схема, енергозбереження, оптимізація, прибуток, простий термін окупності.

O. SHUBENKO, O. USATYI, M. BABAK, YA. FORKUN, O. SENESTKYI

DETERMINING THE OPTIMUM POWER OF AN ABSORPTION HEAT PUMP WHEN IT INTEGRATING TO PT-60/70-130/13 THERMAL SCHEME

The problem of determining the optimal thermal power of an absorption heat pump with steam heating at one-stage regeneration (COP = 1.71) is solved. The heat pump is integrated into the thermal scheme of PT-60/70-130/13 steam turbine. The heat supply schedule for this steam turbine cycle is 150/70 °C. The installation also produces steam for technological needs. The thermal and flow rate characteristics of an absorption heat pump are determined using the constructed and proposed approximation mathematical model. Based on the analysis and existing experience, an optimization problem was formulated. The goal function is to select the integrated absorption heat optimal power pump with the condition of optimal energy fuel consumption. The search for the optimal thermal power of an absorption heat pump was carried out under the condition of steam release through a controlled production turbine extraction with parameters of 1.296 MPa, 280 °C. Options for variable steam consumption for process needs (0, 20, 50 and 80 t/h) were considered. The condition was constancy of consumption throughout the year. The results obtained showed that, relative to all considered turbine loading modes, the optimal power value of the absorption heat pump is identical and amounts to ~ 17.25 MW. Calculation studies have shown that at a cost of electricity of 0.13 USD/(kWh) and equivalent fuel of 309 USD/t, a power unit with PT-60/70-130/13 turbine and an integrated absorption heat pump (thermal power 15–18 MW) with a production load of more than 20 t/h of steam, as well as a consumption of recycled network water for heat supply of more than ~ 1550 t/h, the payback of the energy saving project will be achieved in less than 3 years. The next positive effect is that fuel savings can reduce CO₂ emissions by 9321 tons and NO_x by 48 tons. According to research results, we observe a positive environmental effect from the integration of an absorption heat pump into the existing thermal scheme.

Keywords: steam turbine, absorption heat pump, hot water supply, thermal scheme, energy saving, optimization, profit, simple payback period.

Вступ. До теплових потоків, що є у складі турбогенератора електростанції можна віднести: димових газів, води охолодження конденсатора (парової турбіни), генератора та системи змазки. У більшості випадків вони розсіюються до навколишнього середовища.

Що стосується парової турбіни ПТ-60/70-130/13 ЛМЗ [1], то потужність потоку охолоджуючої води конденсатора за умови номінального навантаження $Q_{нк} \sim 6,3$ Гкал/год (витрата пари ~ 12 т/год), сумарна потужність систем охолодження змазки (СОЗ) і генератора (СОГ) $Q_{СОМ+СОГ} \sim 0,47$ МВт. Як наслідок в градирні в атмосферу скидається $Q_{\Sigma} \sim 6,7$ Гкал/год теплоти.

Сучасним енергоощадним підходом при утилізації Q_{Σ} є інтеграція до теплової схеми (ТС) енергоблоку абсорбційного теплового насоса (АБТН). Відповідні проекти реалізовані у багатьох провідних державах. Це забезпечує прибуток за рахунок економії

палива, води й поліпшення екологічного стану навколишнього середовища. У Китаї впровадження АБТН на ТЕЦ визначається на законодавчому рівні [2, 3]. В Україні впроваджувати АБТН на ТЕЦ КП «КІЙВТЕПЛОЕНЕРГО» лише планується [4].

Дослідженням з енергозбереження при інтеграції АБТН з паровим обігрівом у ТС парових турбін приділяється чимало уваги: [1, 5–10], в тому числі і українськими фахівцями [11–13].

При дослідженні інтеграції АБТН до складу ТС турбоустановок, як в нашій роботі [13] так й інших, недостатньо уваги приділено питанням вирішення оптимізаційних завдань з вибору: потужності теплонасосної установки (ТНУ), дослідження режимів її функціонування.

Мета роботи. Визначити оптимальну теплову потужність і режими роботи АБТН при інтеграції його до технологічної ТС паротурбінної установки, та оцінити робочі умови навантаження турбінного циклу,

які при цінах на енергоносії в Україні дадуть підстави для реалізації такого енергоощадного заходу.

Загальні характеристики АБТН. Найпростіший АБТН з паровим обігрівом при одноступінчастій регенерації (або термотрансформатор, що понижує) являє собою поєднання чотирьох теплообмінників, розміщених в одному інтегрованому корпусі [14].

Два теплообмінники (генератор і конденсатор) працюють при більш високому тиску, їх призначення – отримати легко киплячу рідину (воду); два інших теплообмінника (випарник і абсорбер) – при зниженому тиску, відводять теплову енергію від джерела, і перетворюють отриманий пар в компонент рідкого розчину, див. [14].

Ефективність АБТН оцінюється коефіцієнтом перетворення μ (або COP), який визначається

$$\text{COP} = Q_{\text{АБТН}} / Q_h,$$

де $Q_{\text{АБТН}}$, Q_h – кількість теплоти, яка відводиться від ТНУ (далі використовується) і відповідно та, яка його обігріває.

Основні переваги АБТН:

- джерелом теплоти, що гріє, можуть виступати гарячі технологічні рідини, вода, газ, водяна пара;
- у якості теплоносія, що нагрівається, можуть використовуватися любі джерела з температурою до + 60 °С;
- триваліший термін експлуатації ніж у парокompресійного теплового насоса;
- не використовуються відносно дорогі і шкідливі аміак і фреони;
- висока надійність (немає рухомих частин), відсутні вібрація і шуми;
- менші витрати на експлуатацію (після 3 років роботи не потрібен капітальний ремонт та заміна масла).

До недоліків АБТН відносять:

- періодичність роботи призводить до витрат додаткової енергії на нагрів / охолодження не тільки сорбенту, а й корпусу адсорбера;
- відносно невисокі параметри потоку теплоти, що виходить (до + 90 °С), і як наслідок – рівень ефективності;
- досить високі металоємність (частина теплообмінників знаходиться під розрядженням) і, як слідство – капітальні витрати.

Вибір об'єкту дослідження інтеграції АБТН у ТС турбіни. Аналіз стану проблеми показав, що найбільш перспективними для впровадження АБТН до складу ТС парової турбіни є потужні «Т» та «ПТ» турбіни [12], які працюють з великим тепловим навантаженням (при морозі у кілька градусів необхідно включати піковий водогрійний котел (ПВК), при цьому парова турбіна працює з зафіксованою електричною потужністю, що є сприятливим для ТНУ).

Перспективними об'єктами для досліджень з інтеграції АБТН в Україні слід вважати парові турбіни ПТ-60/70-130/13 та Т-110/120-130 (відносно потужні та розповсюджені: перших – три і достатньо близьких до них ПТ-60-90/13 – сім, а других – вісім). В цій

роботі в якості такого об'єкту обрано турбіну ПТ-60/70-130/13 (ПТ-60) – найбільш тиражну серед виготовлених в радянський час (більш ніж 100 од.).

Парова турбіна ПТ-60 з конденсаційної установкою і двома регульованими відборами пари, являє собою двоциліндровий одновальний агрегат (циліндри високого і низького тиску, останній включає дві частини: середнього і низького тиску, відповідно ЧСТ та ЧНТ).

ПТ-60 має 7 відборів пари, два з яких регульовані, 3 підігрівача високого тиску (ПВТ) і 4 підігрівача низького тиску (ПНТ), і має такі основні характеристики [15]:

- номінальна потужність турбіни 60 МВт;
 - число оборотів 3000 об/хв;
 - параметри свіжої пари перед стопорним клапаном: тиск $P_0 = 12,75$ МПа, температура $T_0 = 565$ °С;
 - максимальна витрата пари у голову турбіни $[G_T]_{\text{max}} = 387$ т/год;
 - максимальний пропуск пари в конденсатор $[G_K]_{\text{max}} = 160$ т/год.
- Тиск пари регульованих відборів:
- виробничого 0,686–1,666 МПа;
 - теплофікаційного 0,0294–0,147 МПа.

Мінімальний пропуск пари в ЧНТ при закритій поворотній регулюючій діафрагмі (ПРД) з тиском в камері відбору 0,0196 МПа становить при ущільненій діафрагмі 10 т/год ПТ-60 в Україні радянського виробництва, у них ПРД не ущільнена, витрата пари в ЧНТ перевищує 24 т/год.

Математичні моделі АБТН та ТС турбіни на базі заводських характеристик. В загальному випадку моделювання теплообмінних процесів в АБТН є складним, оскільки ТНУ включає теплообмінники, де протікають процеси абсорбції – десорбції, потрібні знання характеристик кожного з елементів машини, термодинамічних властивостей теплоносіїв, їх витрат [14].

АБТН працює з трьома потоками енергоносіїв, в умовах електростанції при паровому обігріві це:

- водяна пара з витратою G_h , що гріє ТНУ (береться з відбору турбіни, у випадку ПТ-60 з виробничого), з початковими параметрами: тиск P_{h1} 0,14–0,6 МПа, температура t_{h1} 130 – 165 °С;
- технічна вода з витратою G_s з початковою температурою $t_{s1} + 7-35$ °С, теплота якої утилізується (циркуляційна вода (ЦВ) систем охолодження: конденсатора, СОЗ та СОГ);
- вода з витратою G_w з початковою температурою t_{w1} , що нагрівається (зворотна сітлова вода (ЗСВ), вода підживлення турбоустановки та тепломережі), температура якої на виході з ТНУ t_{w2} не перевищує 90 °С.

Для моделювання характеристик АБТН були використані: криві продуктивності ТНУ Корпорації Broad, Китай, (див. рис. 1), номограми СКБ «Теплосибмаш» (див. рис. 2), та загальні характеристики їх ТНУ.

Для кожного з тисків пари $P_{h1i} = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$ та 0,6 МПа (див. рис. 1), що гріє ТНУ, для відомих

температур: ЦВ, яка охолоджується, на виході з ТНУ t_{s2j} (15; 20; 25; 30 та 35 °C) та ЗСВ, яка нагрівається, на вході в ТНУ t_{w1k} (40; 50; 60 та 70 °C) були визначені $t_{w2i,j,k}$. Таблиця останніх є основою інтерполяційного алгоритму, який реалізує залежність

$$t_{w2}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}). \quad (1)$$

Залежності на номограмах (рис. 2, а і б) мають лінійний характер, тому для апроксимації кожної з 4-х прямих з правої частини та 5-х з лівої достатньо задати координати двох точок. Таблиця значень цих базових точок покладена в основу інтерполяційного алгоритму, який реалізує залежність

$$\bar{Q}_{\text{АБТН}}(t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}). \quad (2)$$

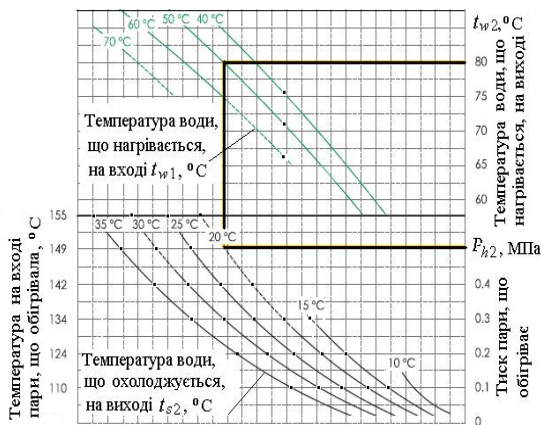


Рис. 1. Криві продуктивності АБТН Корпорації Broad з відображенням параметрів функціонування ТНУ [16]:
 — АБТН обігривається паром з нормативними параметрами: 0,5 МПа, 149 °C

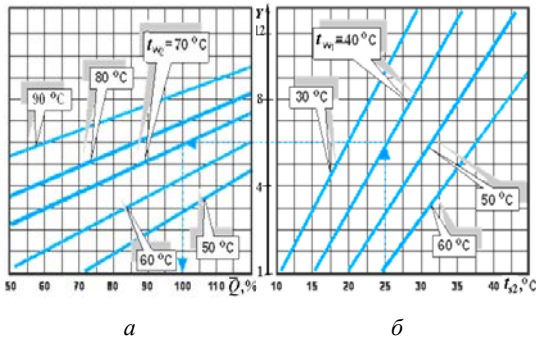


Рис. 2. Зміна відносної теплової продуктивності АБТН \bar{Q} (а) та температури охолодженої води після ТНУ t_{s2} (б) в залежності від температур води, що нагрівається: t_{w1} – на вході, t_{w2} – на виході з ТНУ [17]

Для інтерполяції по базових точках при визначенні t_{w2} та $\bar{Q}_{\text{АБТН}}$ використовувалася одномірна кубічна сплайн інтерполяція.

Крім цього з використанням даних про характеристики АБТН Корпорації Broad з COP = 1,71 (див. табл. 1) побудовано апроксимаційні вирази в залежності від $Q_{\text{н АБТН}}$ у кВт для визначення:

- втрат тиску для теплоносіїв ТНУ: того, який охолоджується ΔP_{s1} , і того, який нагрівається ΔP_{w1} ;
- нормативних витрат теплоносіїв АБТН: $G_{hн}$,

$G_{sн}$, $G_{wн}$ того, що гріє, того, що охолоджується та того, що нагрівається;

- для визначення електричної потужності $N_{\text{е АБТН}}$, яку потребує АБТН.

Таблиця 1 – Характеристики потужних АБТН з паровим обігривом з одноступінчастою схемою регенерації китайської Корпорації Broad марки BDS [16] ($\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1} = 30$ °C)

Теплова потужність $Q_{\text{н АБТН}} / Q_{s1}$, кВт	ЦВ:		ЗСВ:		Витрати:	
	G_{s1} , м ³ /год	ΔP_{s1} , кПа	G_{w1} , м ³ /год	ΔP_{w1} , кПа	G_{h1} , кг/год	$N_{\text{АБТН}}$, кВт
16947 / 6980	15188	58	1200	83	486	38,8
22595 / 9304	20240	58	1600	83	648	50,4
28244 / 11630	25315	58	2000	83	810	52,4

Номінальні параметри теплоносіїв:

- температури води, вхід / вихід: тієї, що охолоджується, 30 / 25 °C ($\Delta t_s = 5$ °C); тієї, яка нагрівається 50 / 80 °C;

- тиск пари, що гріє, 0,5 МПа абс.

На базі (1), (2), перелічених апроксимаційних виразів та рівнянь збереження було побудовано алгоритм і програмні засоби (реалізовані на фортрані G95) з визначення характеристик АБТН.

Моделювання ТС ПТ-60 реалізовано енергетичним методом [18, 19]. До особливостей моделювання, які пов'язані з бажанням наблизити результати розрахунків до дійсних, слід віднести використання заводської апроксимації $N_{\text{ЧНТ}} = F_N(G_{\text{ЧНТ}})$ для визначення $N_{\text{ЧНТ}}$ – потужності частини низького тиску (ЧНТ) в залежності від витрати пари на вході в неї $G_{\text{ЧНТ}}$ (див. формулу на рис. 3).

При інтеграції АБТН у ТС турбіни слід збільшувати тиск пари в конденсаторі P_k порівняно з нормативними 0,04 ата, для яких визначена залежність на рис. 3. Це призвело до необхідності робити поправку до $N_{\text{ЧНТ}}$ від P_k .

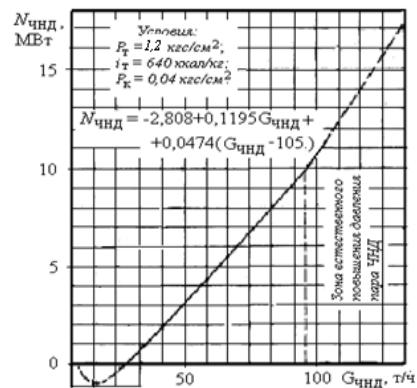


Рис. 3. Внутрішня потужність ЧНТ ПТ-60 в залежності від витрати пари по заводських даних [14]

Ця поправка визначається з подоби трикутників, що відображують процес розширення пари у ЧНТ в IS діаграмі при нормативному значенні тиску і

реальному, дає змогу встановити множник до $N_{\text{ЧНТ}}$, що враховує зміну P_k .

Розглянуті особливості моделювання ПТ-60 знайшли відображення в програмному комплексі з розрахунку ТС парової турбіни, що розроблений в ІПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України.

Постановка і розв'язання завдання з вибору оптимальної потужності АБТН. В загальному вигляді задача оптимізації функціонування ТС парової турбіни з інтегрованим АБТН при змінних у часі режимах експлуатації є достатньо складною [19]. Вибір критерію якості (це показано, наприклад, у [7]) відчутно впливає на результати визначення оптимальної потужності АБТН.

Інтеграція АБТН в першу чергу впливає на зменшення кількості палива, що спалюється на ТЕЦ. Тому і критерієм ефективності оптимізаційної задачі з вибору потужності ТНУ далі обрано цей показник, який не потребує додаткових розрахунків. Традиційний вибір в якості критерію питомої витрати палива на тепло, зараз не є обов'язковим у зв'язку із переходом до вільного ціноутворення відповідно до Закону України «Про ринок електричної енергії».

Традиційна технологія її вирішення базується на переході від змінних у часі функцій до осереднених характеристик.

Після осереднення у часі температур зовнішнього повітря (переходу до середньо-місячних температур $\bar{t}_{z,n}^c$ тривалістю \bar{t} і відповідно значень параметрів замість функцій) завдання з визначення оптимальної потужності АБТН, який інтегрований до ТС парової турбіни і забезпечує мінімальні річні витрати умовного палива $B_{\Sigma \text{АБТН}}$, формулюються таким чином: знайти

$$\min\left(\sum_{j=1}^{n_{\text{м.оп}}+1} B_{\Sigma \text{АБТН } j}(Q_{\text{нАБТН}}, G_{Tj}, \bar{x}_{oj}, \bar{z}_{z,r}) \cdot \tau_j\right); \quad (3)$$

$$\bar{v}(Q_{\text{нАБТН}}, G_T, \bar{x}_{oj}, \bar{z}_{z,r}) \in V;$$

$$K_{V \text{ min}} \leq |V| \leq K_{V \text{ max}} < \infty,$$

де $Q_{\text{нАБТН}}$ – номінальна теплова потужність АБТН, оптимальне значення якої шукається;

G_{Tj} – витрата пари в голову турбіни ПТ-60 у j -й місяць опалювального сезону є параметром, визначення якого дає змогу розв'язати стан ТС;

$\bar{v}(Q_{\text{нАБТН}}, G_T, \bar{x}_{oj}, \bar{z}_{z,r})$ – вектор функціональних обмежень;

V – область існування функціональних обмежень;

$K_{V \text{ min}}, K_{V \text{ max}}$ – границі існування обмежень.

Маємо такий вектор змінних режимних параметрів, якими слід керувати:

$$\bar{x}_{o,r} = \{P_{kj}, P_{hj}\} + \{P_{k \text{ міжоп}}, P_{h \text{ міжоп}}\}, j = 1, 2, \dots, n_{\text{м.оп}}$$

де тиски P_{kj} – пари у конденсаторі (при інтеграції АБТН за рахунок його вибору забезпечується ефективна робота ТНУ); P_{h1} – пари, що гріє АБТН; $n_{\text{м.оп}} = 6$ місяців – тривалість сезону опалення в Україні.

Маємо також задані вектори:

$$\bar{t}_{z,n}^c = \{t_{z,n1}^c, t_{z,n2}^c, \dots, t_{z,n,n_{\text{м.оп}}}^c, t_{z,n \text{ міжоп}}^c\} - \text{середньомісячних}$$

температур зовнішнього повітря у $^{\circ}\text{C}$;

$$\bar{t} = \{\tau_I, \tau_{II}, \tau_{III}, \tau_{IV-X}, \tau_{XI}, \tau_{XII}, \tau_{\text{міжоп}}\} = \{744, 672, 744, 732, 720, 744, 4404\} - \text{термінів тривалості стояння}$$

$\bar{t}_{z,n}^c$ (січень – половини квітня і жовтня – грудень) у год;

$$\bar{z}_{z,r} = \{P_{\text{вироб}}, G_{\text{вироб}}, G_{\text{зсв}}, \dots\} - \text{вектор заданих незмінних режимних параметрів,}$$

де $P_{\text{вироб}}, G_{\text{вироб}}$ – тиск і витрата пари у регульований виробничий відбір ПТ-60 (далі вважається, що $P_{\text{вироб}} = 1,296$ МПа, а $G_{\text{вироб}}$ незмінна для одного варіанту вирішення задачі (3) як і потужність теплопостачання паром з цього відбору $Q_{\text{вироб}} = \text{const}$, $G_{\text{зсв}}$ – витрата ЗСВ, ще включає ~ 40 характеристик (ККД елементів ТС, тиск у деаераторах, відносні втрати: тиску у елементах ТС, в ущільненнях і таке інше).

Функція мети задачі (3) має адитивні властивості, що дає змогу записати

$$\begin{aligned} \min\left(\sum_{j=1}^{n_{\text{м.оп}}+1} B_{\Sigma \text{АБТН } j}(Q_{\text{нАБТН}}, G_{Tj}, \bar{x}_{oj}, \bar{z}_{z,r}) \cdot \tau_j\right) = \\ = \sum_{j=1}^{n_{\text{м.оп}}+1} \min(B_{\Sigma \text{АБТН } j}(Q_{\text{нАБТН}}, G_{Tj}, \bar{x}_{oj}, \bar{z}_{z,r}) \cdot \tau_j). \end{aligned} \quad (4)$$

Зазначимо, що міжопалювальний сезон в Україні триває в середньому ~ 4404 год, потужна «ПТ» або «Т» турбіна в цей час на ТЕЦ перебуває в одній з зазначених ситуацій:

- працює на ГВП (як правило з частковим навантаженням) або у конденсаційному режимі (якщо паливо – вугілля);

- не працює (нема потреби включати при наявності на ТЕЦ кількох турбін, бо теоретично по підручниках теплове навантаження ГВП у 5–6 разів менше ніж при опаленні).

По попередніх розрахунках, якщо робота ПТ-60 з інтегрованим АБТН у міжопалювальний сезон на ГВП можлива, то дає непоганий прибуток, але є темою іншого дослідження.

Далі розв'язання задачі (4) будемо розглядати тільки для опалювального сезону.

Схема інтеграції АБТН у ТС ПТ-60 представлена на рис. 4 (принципову ТС цієї турбіни див. [14]). Як видно з цієї схеми, пара для обігріву АБТН береться з регульованого виробничого відбору ПТ-60, який працює з тиском $\sim 1,296$ МПа. ТНУ обігривається паром з тиском 0,233 МПа, яка поступає з вихлопу УПГМ потужністю 1 МВт, що встановлюється для енергозбереження.

З урахуванням (4) задача пошуку оптимальної потужності АБТН, що працює у складі ТС ПТ-60 в оптимальному режимі в опалювальний сезон, зводиться до розв'язання 6 (по кількості $n_{\text{м.оп}}$) допоміжних оптимізаційних задач, при вирішенні кожної із яких $N_{\text{нАБТН}}$ та $\bar{z}_{z,r}$ вважаються заданими. Критерієм якості такої задачі є кількість палива, яка спалюється за місяць, для забезпечення роботи ТС турбіни з інтегрованим АБТН.

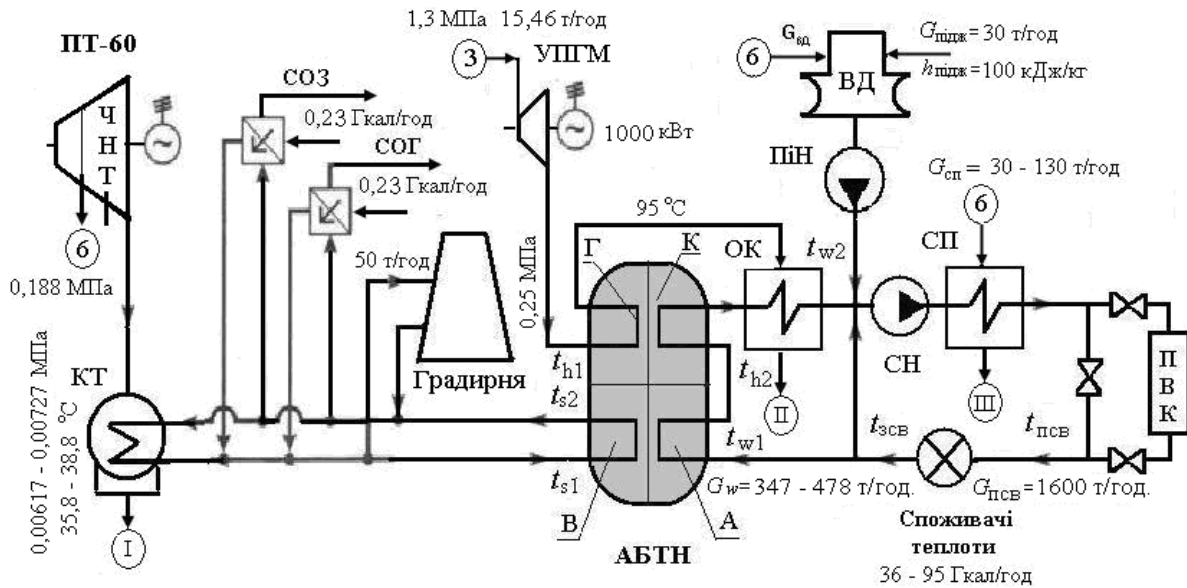


Рис. 4. Схема системи охолодження конденсатору турбіни ПТ-60 при інтеграції АБТН потужністю 17 МВт:

АБТН: А – абсорбер, Г – генератор, В – випарник, К – конденсатор, ОК – охолоджувач конденсату; ВД – вакуумний деаератор; КТ – конденсатор ПТ-60; МТ – енергозберігаюча парова турбіна малої потужності з протитиском; насоси: ПН – підживлювальний теплової мережі, СН – сільовий; ПВК – піковий водогрійний котел; системи охолодження: СОГ – генератора, СОЗ – змазки; СП – сільовий підігрівач, ЧНТ – частина низького тиску; відбори, що регулюються: 3 – виробничий, 6 – теплофікаційний; I, II, III – зв'язки з елементами теплової схеми ПТ-60

Відповідна допоміжна оптимізаційна задача, при розв'язанні якої визначаються і характеристики ТС ПТ-60, формулюється таким чином (вказано основні рівняння та активні обмеження) – для спрощення запису індекси, що відповідають порядковому номеру опалювального місяця, у постановці задачі (5) і далі, де можливо, опущені:
знайти:

$$\min(B_{у.п. АБТН}(Q_{н. АБТН}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}); \quad (5)$$

$$Q_{АБТН}(Q_{н. АБТН}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) =$$

$$= \bar{Q}_{АБТН}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) \cdot Q_{н. АБТН};$$

$$t_{s2} = t_{s1}(P_K) - 5;$$

$$G_K(t_{з.п.}, Q_{н. АБТН}, G_T, P_{h1}, P_K, \bar{z}_{z,r}) = 26 \text{ т/ГОД};$$

$$G_K(t_{з.п.}, Q_{н. АБТН}, G_T, P_{h1}, P_K, \bar{z}_{z,r}) \cdot (i_K(P_K, t_K) -$$

$$- t_{s1}(P_K) \cdot 4,19) + Q_{СОГ + СОМ} = Q_s + k_{крат} G_{град};$$

$$Q_s = 4,19 G_s \cdot (t_{s1}(P_K) - t_{s2});$$

$$Q_{АБТН}(Q_{н. АБТН}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) =$$

$$= Q_{150/70}(t_{з.п.}, G_{ПСВ}) - G_{теп. від} \cdot t_{теп. від}(P_{теп. від}, t_{теп. від});$$

$$G_{ПСВ} = G_{ЗСВ}(1 + \bar{G}_{ндЗСВ});$$

$$1,1 < COP(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2}) \leq 1,71;$$

$$30 \text{ МВт} \leq N_{ек}(t_{з.п.}, Q_{н. АБТН}, G_T, P_{h1}, P_K, \bar{z}_{z,r}) \leq 70 \text{ МВт};$$

$$0 \text{ т/ГОД} < G_{теп. від} < 150 \text{ т/ГОД};$$

$$13 \text{ МВт} \leq Q_{н. АБТН} \leq 20 \text{ МВт};$$

$$140 \text{ т/ГОД} < G_T \leq 387 \text{ т/ГОД} [15];$$

$$0,233 \text{ МПа} \leq P_{h1} < 0,6 \text{ МПа};$$

$$20 \text{ }^\circ\text{C} \leq t_{s1}(P_K) \leq 40 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$30 \text{ }^\circ\text{C} \leq t_{w1}(t_{з.п.}) \leq 60 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{w2}(P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}) < 90 \text{ }^\circ\text{C}.$$

В постановці (5) масмо теплові потужності:

$Q_{АБТН}(Q_{н. АБТН}, P_{h1}, t_{s2}, t_{w1}, t_{w2})$ – реальна, яка передається до ЗСВ у АБТН;

$Q_{150/70}(t_{з.п.}, G_{ПСВ})$ – що подається від ТЕЦ споживачеві в опалювальний період по заданому температурному графіку 150/70 °C;

$Q_{СОЗ + СОГ}$ – сумарна систем охолодження змазки та генератора;

Q_s – ЦВ, що охолоджується у АБТН;

$k_{крат} G_{град}$ – що знімається з ЦВ у градирні, тут $G_{град}$ – витрата пари у градирню, $k_{крат} = 50$ – коефіцієнт кратності охолодження;

$i_K(P_K, t_K)$ – тепловміст пари у конденсаторі;

$P_{теп. від} = 0,1869 \text{ МПа}$, $t_{теп. від} = 118,1 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_{теп. від}$, $t_{теп. від}(P_{теп. від}, t_{теп. від})$ – тиск, температура, витрата та тепловміст пари у регульований теплофікаційний відбір ПТ-60 (при роботі на тепловому навантаженні ПРД практично закрити);

$G_{ПСВ}$ – витрата прямої сільової води (ПСВ), а $\bar{G}_{ндЗСВ} = 2\%$ – відносно підживлення.

Параметрами, що змінюються при вирішенні задачі (5), являються: $Q_{н. АБТН}$, P_{h1} , P_K та G_T (останній забезпечує розрахунок ТС), розв'язується вона методом по координатного спуску.

При розв'язанні (5) виявлений односторонній вплив P_{h1} на $B_{у.п. АБТН}$, і оптимальне значення $P_{h1}^{опт} = P_{h1 \text{ min}} = 0,233 \text{ МПа}$ лежить на нижній границі діапазону зміни.

В якості прикладу результати вирішення двох локальних задач оптимізації (5) представлені на рис. 5.

При $t_{3,п}^c = +5 \text{ }^\circ\text{C}$ особливість вирішення задачі (5) полягає у тому, що при цій температурі обмеження $N_{ек} \geq 30 \text{ МВт}$ стає активним і, як наслідок, $\text{COP} < 1,71$ (при $t_{3,п}^c < +5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\text{COP} = 1,71$).

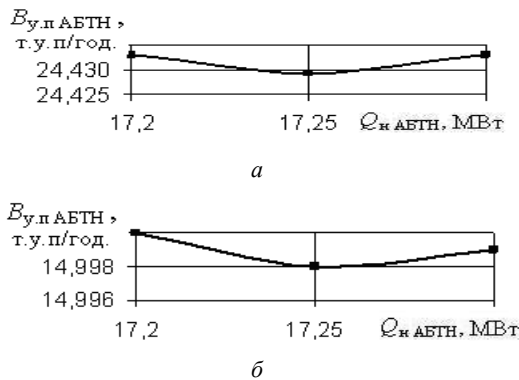


Рис. 5. Залежності витрати умовного палива $B_{у,п}$ АБТН від $Q_{к}$ АБТН при $t_{3,п}^c = -5,4 \text{ }^\circ\text{C}$ (а) та $t_{3,п}^c = +5 \text{ }^\circ\text{C}$ в оточенні точки оптимуму

Вирішив 6 допоміжних задач оптимізації (5), отримуємо рішення задачі (4), яке слід оцінити з економічної точки зору, чи має воно перспективи для впровадження.

Економічна оцінка інтеграції АБТН. Визначення прибутку, інвестиційних витрат. В умовах України, яка воює і не мала сталої економіки в якості критерію економічної оцінки технічного рішення з інтеграції АБТН достатньо обрати простий термін окупності.

Простий термін окупності енергозберігаючої технології з використанням АБТН визначається:

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

де $I_{\Sigma} \text{ АБТН} = c_{АБТН} \cdot Q_{к} \text{ АБТН} + c_{УПГМ} \cdot N_{УПГМ}$ – сумарні інвестиції на реалізацію енерготехнології, тут $c_{АБТН}$ – питома вартість АБТН, $N_{УПГМ}$ – номінальна потужність утилізаційної парової гвинтової машини (УПГМ) з питомою вартістю $c_{УПГМ}$. Ця машина для інтегрованої ПТ-60 необхідна для утилізації тиску пари з виробничого відбору, що обігріває ТНУ. Вартість УПГМ на 30–40 % менша вартості малої парової турбіни з протитиском аналогічної потужності [20, 21].

Прибуток (profit) за опалювальний сезон при інтеграції АБТН до складу ТС парової турбіни при осередненні по $t_{3,п}^c$ визначається таким чином:

$$Pr_{оп} = \sum_{i=1}^{n_{оп}} (\Delta Pr_{оп,i}(t_{3,п,i}) \cdot \tau_{оп,i} - Expen/n_{м,оп}), \quad (6)$$

де $\Delta Pr_{оп,i}(t_{3,п,i})$ – сумарні зміни за годину вартості матеріальних потоків, що мають місце при роботі ПТ-60 з інтегрованим АБТН порівняно з варіантом без ТНУ за місяць в опалювальний сезон, які визначені при вирішенні відповідної задачі (5);

$Ex = 0,075 I_{АБТН} + 56,5$ – зміна річних умовно-постійних витрат (expenses), що пов'язані з

інтеграцією АБТН (зарплата додаткового персоналу, витрати на запчастини і матеріали, тощо).

Таким чином, при зміні $t_{3,п}^c$, та $\bar{z}_{z,r}$ для визначення $Pr_{оп}$ кожний раз слід розраховувати стан ТС ПТ-60 без ТНУ. Як приклад, в табл. 2 наведено результати розрахунків базових режимів ПТ-60 на теплофікаційному навантаженні без АБТН, які потрібні для визначення зміни характеристик турбіни з інтегрованим АБТН.

При розрахунку кожного режиму ТС без АБТН підбирається витрата пари на вході у турбіну G_t , яка забезпечує необхідну температуру ПСВ та $[G_k]_{min} = 26 \text{ т/год}$.

При розрахунках приймалося (компоненти $\bar{z}_{z,r}$):

- ККД котельної установки як і ПВК 0,9;
- відносний ефективний ККД проточної частини: ЦВТ 0,800, ЧСТ 0,820, ЧНТ 0,555;
- повернення конденсату з виробничого відбору 75 % з температурою $40 \text{ }^\circ\text{C}$;
- циркуляційна система охолодження турбогенератора працює з витратою води $G_{ЦВ} = 1300 \text{ т/год}$, підживлення 0,2 %.

З аналізу даних табл. 2 видно:

- починаючи з $t_{3,п}^c = -2,5 \text{ }^\circ\text{C}$, ПТ-60 працює у одному режимі («корисна» генерація $N_{ек} = 47,167 \text{ МВт}$), оскільки теплофікаційний відбір практично максимально завантажений ($G_{теп.в} = 144,7 \text{ т/год} < 150 \text{ т/год}$) догрів ЗСВ реалізується у ПВК. Таке досить велике теплофікаційне завантаження турбіни призводить до зменшення електрогенерації (працює на користь АБТН);
- найбільша витрата палива $25,3 \text{ т у.п./год}$ у найхолодніший місяць січень $t_{3,п}^c = -5,4 \text{ }^\circ\text{C}$ (при $G_{ЗСВ} < 1330 \text{ т/год}$ зогрівання у ПВК непотрібне), найменша – у перехідний період.

За даними табл. 2 було визначено об'єми ресурсів, які витрачені турбоустановкою ПТ-60 за опалювальний сезон, і які змінюються при інтеграції АБТН: продано електроенергії 189,8 ГВт·год, спалено 97,6 тис. т у.п. палива, на підживлення витрачено: 113,3 тис. т технічної води (ЦВ), 83,3 тис. т пом'якшеної.

В якості розрахункових температур $t_{3,п}$ для визначення показників роботи ПТ-60 в опалювальний сезон (листопад–березень) обрано компоненти вектора $\{-5,4; -4,5; +0,9; +5; +1,5; -3\}$, що відповідають по ДСТУ з кліматології середнім місячним температурам міст України з цими турбінами. В перехідні періоди (половини жовтня та квітня) прийнято $t_{3,п}^c = +5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Основний вклад у зміну річних витрат при інтеграції АБТН до ТС парової турбіни дає економія палива, висока ціна якого підвищує шанси на отримання спроможних результатів задачі (6). Тому паливом у дослідженні обраний природний газ (теплотворна здатність $\sim 35000 \text{ кДж/м}^3$ при густині $\sim 0,7 \text{ кг/м}^3$).

Член під знаком суми з виразу (6) розраховується:

$$\Delta Pr(t_{3,п}) = \Delta N_{ек} \cdot c_e + \Delta B \cdot c_{у,п} + \Delta G_{ХОВ} \cdot c_{ХОВ} + \Delta G_{Тех} \cdot c_{Тех\text{ в}} + \Delta tax,$$

Таблиця 2 – Характеристика стану ТС ПТ-60/70-130/13 при середньомісячних режимах навантаження без АБТН при забезпеченні тепlopостачання по графіку 150/70 °С з витратою сільової води 1600 т/год та відпуску з виробничого відбору* 20 т/год пари

Найменування показника		Місяці:					
		I	II	III	IV, X	XI	XII
Середньомісячна температура $t_{\text{сп}}$, °С		-5,4	-4,5	+0,9	+5	+1,5	-3
Час стояння цієї температури, год		744	672	744	732	720	744
Живильна вода котла	- температура, °С	237,7	237,7	235,4	223,5	234,7	237,7
	- витрата, т/год	259,3	259,3	243,9	173,09	239,38	259,3
Витрата пари на турбіну, т/год		249,20	249,20	234,42	166,36	230,07	249,20
Витрата пари на:	- виробничий відбір, т/год звідки*:	34,14	34,14	33,39	29,83	33,17	34,14
	- ПВТ 3 на регенерацію, т/год	11,47	11,47	10,85	7,93	10,67	11,47
	- ПНТ 4 на регенерацію, т/год	10,22	10,22	9,67	7,05	9,50	10,22
	- ПНТ 3 на регенерацію, т/год	6,23	6,23	5,96	4,66	5,88	6,23
	- теплофікаційний відбір, т/год, звідки:	144,47	144,47	123,68	85,36	120,64	144,47
	- ПНТ 2 на регенерацію, т/год	7,07	7,07	7,00	6,51	6,99	7,07
	- бойлер	т/год (відпущена теплота, Гкал/год)	133,92 (70,00)	133,92 (70,00)	123,68 (64,64)	75,37 (39,40)	120,64 (63,06)
Теплота підведена у ПВК, Гкал/год		11,43	9,03	0,0	0,0	0,0	5,02
Витрата:	Пари в конденсатор, т/год	26,0 (тиск 0,00334 МПа, температура 25,9 °С)					
	ЦВ підживлення за час стояння температури, тис. т	19,34	17,47	19,34	19,03	18,72	19,34
Витрата води на підживлення турбоустановки:	- годинна, т/год	16,623	16,623	16,03	13,309	15,858	16,623
	- за час стояння температури, тис. т	12,37	11,17	26,23	9,74	11,42	12,37
Сільова вода	- витрата (підживлення), м ³ /год	1600 (32)					
	- температура ЗСВ, °С	52,06	51,15	45,65	52,24	45,03	49,62
	- температура ПСВ*, °С	103,5	101,13	86,87	78,0	85,28	97,17
Електрична потужність:	- власних потреб, МВт	1,189	1,189	1,1123	0,824	1,104	1,189
	- «корисна», МВт	47,167	47,167	44,492	31,901	43,700	47,167
«Корисна» електрична енергія за час стояння температури, ГВт·год		35,09	31,70	33,10	23,35	31,46	35,09
ККД електричний, %		0,28096	0,28096	0,28051	0,27735	0,28040	0,28096
Сумарно витрачено теплоти, Гкал/год		82,39	79,98	65,62	40,36	64,03	75,98
Годинна витрата умовного палива	- котел, т у.п./год	23,486	23,486	22,190	16,100	21,805	23,486
	- ПВК, т у.п./год	1,815	1,433	0	0	0	0,796
	- сумарна, т у.п./год	25,300	24,918	22,190	16,100	21,805	24,282
Витрата умовного палива за час стояння температури, тис. т у.п.		18,82	16,74	16,51	11,79	15,70	18,07

де після інтеграції АБТН маємо годинні зміни вартостей в місяць опалювального сезону таких енергетичних складових:

$\Delta N_{\text{ек}}$ – «корисної» електричної потужності турбогенератора;

ΔB – витрати умовного палива;

$\Delta G_{\text{ХОВ}}$ – витрати пом'якшеної води підживлення турбоустановки;

$\Delta G_{\text{тех.в}}$ = $G_{\text{к мин}} - G_{\text{град}}$ – витрати підживлення технічною водою (зменшується витрата ЦВ на градирню і, як наслідок, об'єми її випарювання);

$c_e, c_{\text{у.п.}}, c_{\text{ХОВ}}, c_{\text{тех.в}}$ – відповідно ціни одиниць виміру перелічених енергетичних складових;

$\Delta t_{\text{ax}} = \Delta B_{\text{ПГ}} (m_{\text{CO}_2} \cdot h_{\text{CO}_2} + m_{\text{NO}_x} \cdot h_{\text{NO}_x})$ – різниця у сплаті екологічного податку за шкідливі викиди до атмосфери після інтеграції АБТН, тут $\Delta B_{\text{ПГ}}$ – різниця у витраті природного газу у котлоагрегаті до і після інтеграції АБТН,

$m_{\text{CO}_2}, m_{\text{NO}_x}$ – маси шкідливих викидів CO_2 та NO_x в атмосферу, що утворюються при спалюванні 1 т природного газу,

$h_{\text{CO}_2} = 0,8047 \text{ USD/т}, h_{\text{NO}_x} = 69,045 \text{ USD/т}$ – ставки

екологічного податку у 2023 році за ці шкідливі викиди до атмосфери в Україні.

Для визначення розміру шкідливих викидів CO_2 та NO_x до атмосфери скористаємося [22], де наведено, що при спалюванні 1 т природного газу (відповідає ~ 1,704 т у.п.) утворюються така кількість шкідливих викидів: $m_{\text{CO}_2} = 2,726 \text{ т/т}, m_{\text{NO}_x} = 0,0143 \text{ т/т}$.

Залежності питомої ціни $c_{\text{АБТН}}$, вартості $I_{\text{АБТН}}$ АБТН та сумарних інвестицій від його теплової потужності $Q_{\text{н АБТН}}$ представлені на рис. 6.

Вартість встановлення УПГМ потужністю $N_{\text{УПГМ}} = 1 \text{ МВт}$ складає $I_{\text{УПГМ}} \approx 350 \text{ тис. USD}$ [20, 21]. В результаті маємо:

$$I_{\text{УПГМ}} = \begin{cases} 350 \text{ тис. USD}, & 600 \text{ кВт} < N_{\text{УПГМ}} \leq 1000 \text{ кВт}, \\ N_{\text{УПГМ}} \cdot c_{\text{УПГМ}}, & \text{якщо } N_{\text{УПГМ}} > 1000 \text{ МВт}, \end{cases}$$

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

Результати вирішення задачі вибору оптимальної потужності $Q_{\text{н АБТН}}$. Результати визначення прибутку за опалювальний сезон та $\tau_{\text{ок}}$ для трьох $G_{\text{вироб}}$: 20, 50 та 80 т/год з тиском 1,296 МПа для ряду номінальних теплових потужностей АБТН, що

інтегрований до ТС ПТ-60, які ілюструють результати пошуку оптимальної потужності АБТН наведено на рис. 7. Витрати $G_{ЗСВ}$, що задавалися при розрахунках і відображені на цьому рисунку, обиралися з умов досягнення рівня окупності інвестицій, який є наближеним до перспективних значень.

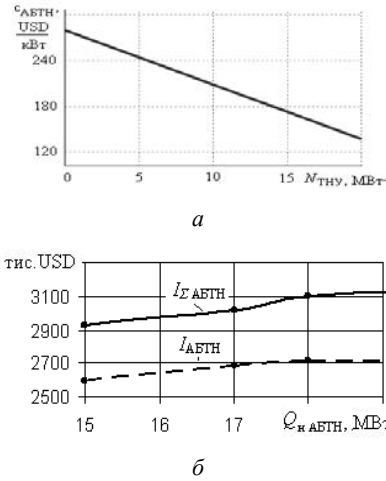


Рис. 6. Залежності питомої ціни c_{ABTH} (для потужних ТНУ за даними [23]) (а), вартості I_{ABTH} та сумарних інвестицій $I_{\Sigma ABTH}$ (б) від номінальної теплової потужності АБТН

Оптимізаційні розрахунки виконувалися при цінах на початок 2023 року: на електроенергію $c_e = 0,13$ USD/(кВт·год) – денна ціна по тарифу напруги II класу і паливо – природний газ

$c_{y.p.} = 309$ USD/т у.п. (16,5 грн/м³ з ПДВ, курс 1 USD – 37,28 грн.).

За експертними оцінками фахівців з ПМаш ім. А. М. Підгорного НАН України, що досліджують питання з очистки води для ТЕЦ, маємо: $c_{ХОВ} = 10$ USD/т, $c_{тех.в} = 0,2$ USD/т.

Згідно рис. 7:

- прибуток від впровадження АБТН до потужності 17,25 МВт зростає, а потім падає, що пояснюється зменшенням COP;

- мінімальний простий термін окупності технічного рішення з інтеграції АБТН до ТС ПТ-60 складає 2,3–4,3 роки в залежності від рівня $G_{вироб}$ та $G_{ЗСВ}$. Причому для усіх трьох варіантів $G_{вироб}$ (покривають значний діапазон зміни цих витрат) маємо одне значення $Q_{н, ABTH}^{opt} \approx 17,25$ МВт. На цей результат працюють два фактори: до цієї позначки потужність УПГМ не перевищувала 1 МВт, тобто можливо було застосувати більш дешеву машину, при цій потужності ТНУ $G_k \approx G_s$.

Відзначимо такі особливості інтеграції АБТН:

- при $G_{вироб} = 0$, $t_{з.п.} \geq 5$ °С, якщо $G_{ЗСВ} < 1820$ т/год, складно забезпечити роботу ПТ-60 без АБТН ($N_{ск} < 30$ МВт). З аналогічних причин при цих $t_{з.п.}$ неможливо використовувати АБТН (ТНУ приходить виключати);

- при прийнятих цінах на енергоносії для АБТН з $Q_{н, ABTH} > 15$ МВт при $G_{вироб} > 20$ т/год та $G_{ЗСВ} > 1550$ т/год очікується перспективний для впровадження ($\tau_{ок} < 3$ років) термін окупності;

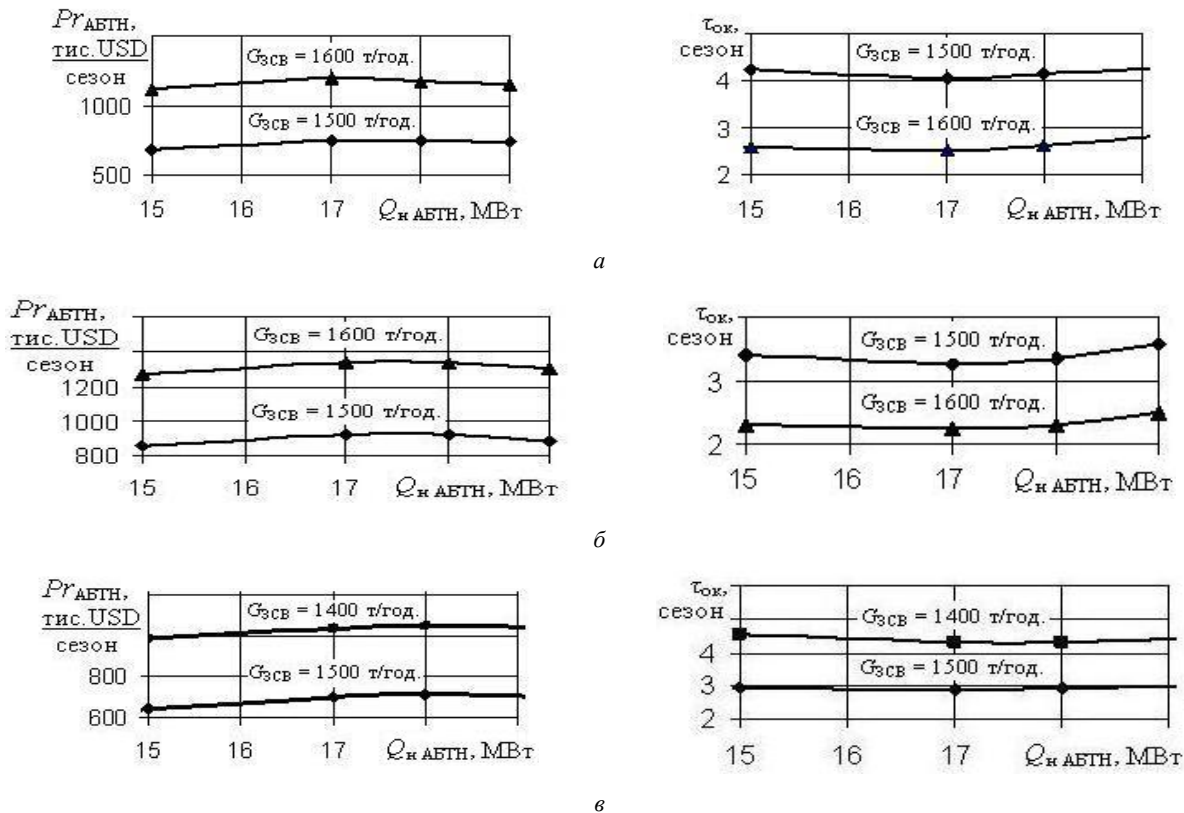


Рис. 7. Залежність при роботі турбіни на режимі тепlopостачання прибутку за опалювальний сезон Pr_{ABTH} та простого терміну окупності $\tau_{ок}$ від номінальної теплової потужності АБТН N_{ABTH} , що інтегрований до ТС ПТ-60, при різних витратах: $G_{вироб}$ та $G_{ЗСВ}$:

а – $G_{вироб} = 20$ т/год; б – $G_{вироб} = 50$ т/год; в – $G_{вироб} = 80$ т/год

- при $Q_{н\text{ АБТН}} \geq 18$ МВт і $t_{з.п.} \geq +2,3$ °С інтегрована ТНУ вимушено працює з малим COP 1,1–1,4 (на більш низьких $t_{з.п.}$ COP $\approx 1,71$).

Результати розрахунків характеристик ТС ПТ-60 з інтегрованим АБТН оптимальною потужністю ~ 17 МВт на навантаженнях, що відповідають зазначеним $t_{з.п.}$ при $G_{\text{вироб}} = 20$ т/год, $G_{\text{ЗСВ}} = 1600$ т/год, $P_{h1} = 0,233$ МПа (тиск пари на вихлопі УПГМ $\sim 0,25$ МПа) наведено у табл. 3.

Як видно з табл. 3, при інтеграції АБТН $Q_{н\text{ АБТН}}^{\text{ор}} = 17,25$ МВт до ТС ПТ-60:

- в ТНУ нагрівається тільки частина ЗСВ ($G_w = 368\text{--}472$ т/год) тому про прямий підігрів води підживлення нема мови;

- до $t_{з.п.} = -5,4$ °С не використовується ПВК.

Результати розрахунку зміни показників турбоустановки ПТ-60 після інтеграції АБТН 17,25 МВт до її ТС представлені у табл. 4,

$C_{\text{вироб}} = 20$ т/год, $G_{\text{ЗСВ}} = 1600$ т/год.

При інтеграції АБТН 17,25 МВт до ТС ПТ-60 за опалювальний сезон маємо прибуток 1257,7 тис. USD, при інвестиціях ~ 3050 тис. USD отримуємо простий термін окупності 2,42 роки.

Як свідчать данні з табл. 4, при інтеграції АБТН до ТС ПТ-60 стійку тенденцію до зменшення вартості за опалювальний сезон мають витрати палива і технічної води підживлення циркуляційної системи охолодження при недогенерації ($\sim 4,4$ ГВт·год), яка зменшує прибуток, хоча за холодні місяця (у варіанті без АБТН включений ПВК) була додаткова електрогенерація.

Висновки. З використанням побудованої математичної моделі та сформульованої задачі пошуку оптимальної потужності АБТН з паровим обігрівом, при інтеграції його до теплової схеми ПТ-60/70-130/13 розв'язано задачу визначення номінальної теплової потужності АБТН.

Таблиця 3 – Стан ТС ПТ-60 при середньомісячних режимах навантаження з інтегрованим АБТН 17,25 МВт при забезпеченні теплопостачання по графіку 150/70 °С з витратою сільової води 1600 т/год та відпуску з виробничого відбору* 20 т/год пари, $P_{h1} = 0,233$ МПа. Потужність УПГМ 971 кВт

Найменування показника		Місяці:						
		I	II	III	IV, X	XI	XII	
Середньомісячна температура $t_{з.п.}$, °С		-5,4	-4,5	+0,9	+5	+1,5	-3	
Витрата пари на турбіну, т/год		260,05	253,39	214,12	154,30	209,85	242,37	
Витрата пари у відборі турбіни:	- у виробничий, т/год; звідки*:	50,15	49,81	47,82	44,64	47,59	49,26	
	- ПВТ 3 на регенерацію, т/год	11,92	11,65	10,00	7,40	9,82	11,19	
	- на АБТН, т/год	15,46						
	- ПНТ 4 на регенерацію, т/год	10,62	10,37	8,90	6,58	8,74	9,96	
	- ПНТ 3 на регенерацію, т/год	6,72	6,60	5,87	4,72	5,79	6,40	
	- у теплофікаційний, т/год; звідки:	136,88	132,29	104,79	61,31	101,73	124,63	
	- ПНТ 2	6,71	6,67	6,54	6,40	6,53	6,62	
- бойлер	- т/год	126,70	122,13	104,79	51,43	91,72	114,53	
	(теплота, Гкал/год)	(66,22)	(63,84)	(49,53)	(26,88)	(47,94)	(59,86)	
Абсорбційний тепловий насос	Пара, що гріє	Вхід:	$P_{h1} = 0,233$ МПа, $t_{h1} = 146$ °С					
		Вихід:	$P_{h2} = 0,099$ МПа, $t_{h1} = t_{w2}$					
	Вода, що охолоджується	Теплота на регенерацію, Гкал/год	1,283	1,294	1,342	1,280	1,345	1,310
		Вхід: $P_{s1} = 0,02$ МПа, t_{s1} , °С:	38,7	38,4	36,2	36,9	35,9	37,8
		Вихід: $P_{s2} = 0,15$ МПа, t_{s2} , °С:	33,7	33,4	31,2	31,9	30,9	32,8
		Витрата G_{s2} , т/год	1249	1249	1246	734	1247	1248
	Вода, що гріється	Відведено теплоти Q_s , МВт	6,155	6,156	6,153	3,620	6,158	6,156
		Вхід:	$P_{w1} = 0,25$ МПа, $t_{w1} = t_{з.п.}$					
		Вихід: $P_{w1} = 0,165$ МПа, t_{w2} , °С:	82,97	83,68	86,8	82,8	87,0	84,75
	Підвід теплоти до ЗСВ, Гкал/год	Витрата G_w , т/год	478	455	359	476	347	421
Підвід теплоти до ЗСВ, Гкал/год		17,248	17,249	17,246	14,299	17,250	17,249	
Електрична потужність насосів, кВт		40	40	40	33	39	40	
Відносна теплова потужність		0,9999	0,9999	0,9997	0,8289	1,0000	0,9999	
COP		1,710	1,710	1,710	1,417	1,710	1,710	
Конденсатор	- тиск $P_k \cdot 10^3$, МПа	7,217	7,099	6,302	6,546	6,210	6,891	
	- витрата, т/год	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	
Сільова вода зворотна (ЗСВ), пряма (ПСВ)		витрату (підживлення) та температуру ЗСВ та ПСВ див. у табл. 2						
Витрата	- ЦВ на градирню, т/год	50 (підживлення 1 т/год)						
	- води на підживлення ТУ, т/год	17,057	16,791	15,221	12,826	15,049	16,350	
Електрична потужність:	- власних потреб, МВт	1,198	1,168	0,996	0,738	0,977	1,120	
	- «корисна», МВт	49,501	48,306	41,176	30000	40,385	46,318	
ККД електричний, %		0,27769	0,27741	0,27548	0,27069	0,27527	0,27695	
Теплота підведена до ЗСВ, Гкал/год		81,46	79,06	64,64	40,12	63,06	75,05	
Витрата умовного палива	- котел, т у.п./год	24,429	23,852	20,402	14,998	20,016	22,888	
	- ПВК, т у.п./год	0	0	0	0	0	0	

Таблиця 4 – Зміна показників ПТ-60 після інтеграції $Q_{\text{н.АБТН}}^{\text{опт}} \approx 17,25$ МВт (див. табл. 2 та табл. 3)

Найменування показника		Місяці:					
		I	II	III	IV, X	XI	XII
Середньомісячна температура $t_{\text{зн}}$, °C		-5,4	-4,5	+0,9	+5	+1,5	-3
Час стояння цієї температури, год		744	672	744	732	720	744
Зміни за час стояння:	- електроенергії на продаж, ГВт·год	1,736	0,765	-2,467	-1,392	-2,387	-0,632
	- сумарних витрат умовного палива, т у.п	648	716	1330	807	1288	1037
	- витрат на підживлення:						
	- ЦВ на градирню, тис. т	18,6	16,8	18,6	18,3	18	18,6
	- пом'якшеної води, т	-323	-113	602	354	582	203
	- у викидах CO ₂ , т	1037	1146	2128	1290	2061	1659
- у викидах NO _x , т	5,438	6,011	11,163	6,769	10,809	8,703	
Вартість зміни після інтеграції АБТН	- електроенергії на продаж, тис. USD	225,7	99,5	-320,7	-180,9	-310,3	-82,1
	- сумарних витрат умовного палива, тис. USD	200,2	221,4	411,1	249,3	398,0	320,5
	- витрат на підживлення:						
	- ЦВ, тис. USD	0,372	0,336	0,372	0,366	0,360	0,372
	- пом'якшеної води, тис. USD	-3,229	-1,129	6,019	3,536	5,825	2,031
	- сплати екологічного податку за викиди зі стаціонарних джерел						
	- CO ₂ , тис. USD	0,834	0,922	1,712	1,038	1,658	1,335
	- NO _x , тис. USD	0,375	0,415	0,771	0,467	0,746	0,601
- сума, тис. USD	1,109	1,337	2,483	1,505	2,404	1,936	
Сумарна економія за місяць, тис. USD		424,3	321,4	99,2	73,8	96,3	242,7

Визначені оптимальні рішення при різних витратах зворотної сітьової води та пари (0, 20, 50 та 80 т/год), яка відпускається з тиском 1,296 МПа від виробничого відбору турбіни ПТ-60/70-130/13.

Знайдено оптимальну номінальну теплову потужність АБТН, за умов обігріву парою тиском 0,233 МПа для розглянутих варіантів. Рациональна теплова потужність АБТН становить 17,4 МВт. За цієї теплової потужності витрати води, що охолоджується у ТНУ, й та, що охолоджує конденсатор й системи змазки і генератора близькі до мінімальної витрати пари у конденсатор на теплофікаційному режимі.

Отримано, що простий термін окупності АБТН (~ 17,25 МВт) при інтеграції до ТС ПТ-60/70-130/13, становить 2,3–4,3 роки залежно від $G_{\text{вироб}}$ і $G_{\text{ЗСВ}}$. При $G_{\text{ЗСВ}} > 1550$ т/год та $G_{\text{вироб}} > 20$ т/год $\tau_{\text{ок}} < 3$ років тому реалізація АБТН є перспективним.

Результати дослідження показали, що наслідком інтеграції АБТН оптимальної потужності (17,25 МВт) до ТС ПТ-60/70-130/13 протягом опалювального сезону ($G_{\text{вироб}} = 20$ т/год, $G_{\text{ЗСВ}} = 1600$ т/год) є:

- зменшення електрогенерації на 2,3 %;
- економія: палива на ~ 6 %, технічної води на підживлення циркуляційної системи на 96 %, – пом'якшеної води на підживлення на 1,9 %.

Економія палива дає можливість зменшити протягом опалювального сезону шкідливі викиди до атмосфери: CO₂ на 9321 т, NO_x на 48 т, зберегти 108,9 тис. т води – важливий екологічний ефект від інтеграції АБТН.

Дослідження питання інтеграції АБТН до більш потужних енергоблоків слід продовжити, у зв'язку з тим, що стосовно турбіни Т-110/120-130, слід очікувати зменшення $\tau_{\text{ок}}$ за рахунок скорочення інвестицій зниження питомої вартості устаткування.

Список літератури

1. Романюк В. Н., Мусліна Д. Б., Бобіч А. А., Коломицька Н. А., Бубирь Т. В., Мальков С. В. Абсорбційні теплові насоси у

тепловій схемі ТЕЦ для підвищення її енергетичної ефективності. *Енергія і менеджмент*. 2013. № 1. С. 14–19.

2. *Absorption heat pumps*. URL: <https://est-rus.eu/oborudovanie/teplovie-nasosy> (дата звернення: 02.12.2022).
3. *Absorption heat pump water chilling unit energy-saving reconstruction project of Cangzhou Huarun Thermal Power Plant*. URL: http://en.thholding.com.cn/2016-08/03/c_54899.htm (дата звернення: 10.11.2016).
4. *Типові вимоги до обладнання та матеріалів при будівництві, реконструкції та ремонті енергооб'єктів структурних підрозділів КП «КІВТЕПЛОЕНЕРГО». Технічна політика. Теплотехнічне обладнання. ТП-4/01/1-87-21*. Київ, 2021. 86 с. URL: <http://kte.kmda.gov.ua/wp-content/uploads/2921/09/Tehn.-polityka-KP-KTE-teplo-2021-zatverdzh.pdf> (дата звернення: 10.11.2021).
5. Deng T., Controls J., Liu Z., Yin P. Waste-heat Recovery from Power Plant for District Heating. *Heat Transfer*. 2019. Vol. 26, no. 8. P. 39–41.
6. Zhang L., Zhang Yu, Zhou L., E Z., 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 Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 121, issue 4. Sanya: IOP, 2018. 4 p. doi: 10.1088/1755-1315/121/4/0
7. 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, no. 23. doi: 10.3390/en13236256
8. Yavorovsky Yu. V., Bartenev A. I., Sultanguzin I. A., Alimgazin A. Sh., Prishchepova S. A., Kalyakin I. D. Improving Energy and Environmental Efficiency of Combined Heat-and Power Plant Based on Absorption Heat Transformers. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 178. 6 p. doi: 10.1051/e3sconf/202017801010
9. 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. P. 113072.
10. 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. 4 p. doi: 10.1051/e3sconf/202125602011
11. Чиркін М. Б., Кузнецов М. А., Шерстов Є. В., Стенников В. Н. Потенційна можливість та технічна раціональність застосування теплонасосних технологій при комбінованому виробництві електричної та теплової енергії. *Проблеми машинобудування*. 2014. Т. 17, № 1. С. 11–20.
12. Шубенко О. Л., Бабак М. Ю., Сенечький О. В. Оцінка доцільності інтеграції абсорбційного теплового насоса до технологічної схеми конденсаційної турбіни. *Матеріали*

- міжнародної науково-технічної конференції «Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення» (19 червня 2019 р., Харків). Харків: Видавництво ХНУ ім. В. Н. Каразіна, 2019. С. 30–31.
13. Redko A., Redko I., Pavlovskiy S., Burda Y., Pivnenko Y., Alforov S. Application of an absorption heat pump in the conditions of an existing combined heat and power plant. *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. 2020. Вип. 34. С. 57–62. doi: 10.32347/2409-2606.2020.34.57-62
 14. Арсенъев В. М., Мелейчук С. С. *Теплові насоси: основи теорії і розрахунку*. Суми: СумДУ, 2018. 364 с.
 15. *Типова нормативна характеристика турбоагрегату ПТ-60-130-13 РД 34.30.711*. Київ: Спеціалізований центр науково-технічної інформації ОРГРЕС, 1975. 36 с.
 16. *Broad absorption heat pump*. URL: <http://www/en.broad.com/Storage/Largedownloads/enydfdrb.pdf> (дата звернення: 02.12.2022).
 17. *Absorption lithium bromide heat pumps TEPOSIBMASH*. URL: <http://www.teposibmash.en/catalog/id/7/> (дата звернення: 03.12.2022).
 18. *Absorption lithium bromide heat pumps TEPOSIBMASH*. 2003. No. 1. P. 30–41. URL: <http://www.teposibmash.en> (дата звернення: 03.12.2022).
 19. Усатий О. П., Животченко Ю. В. Аналіз впливу ефективності окремих відсіків потужної парової турбіни на результати оптимізації теплової схеми турбоблока. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*. Сер.: *Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. № 10. С. 19–25.
 20. Мальяренко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенецький О. В. *Когенераційні технології в малій енергетиці: монографія*. Харків. нац. ун-т міськ. гоп-ва ім. О. М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А. М. Підгорного. Харків: ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. 454 с.
 21. Ротач Р. Р., Ваньков Ю. В., Зіганшин Ш. Г., Ізмайлова О. В. Оптимізація теплової схеми шляхом впровадження парової гвинтової машини. *Вісті вищих навчальних закладів. Проблеми енергетики*. 2019. Т. 19. № 5. С. 14–21.
 22. Shubenko A., Babak M., Senetskiy O., Sarapin V., Forkun Ya. Turboexpander unit use for efficiency increase of gas compressor station. *Advances in Mechanical and Power Engineering. CAMPE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2023. P. 34–43. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_4
 23. *Heat pumps in modern industry and municipal infrastructure. Informational and methodological publication*. Pero Publishing House, 2016. 204 p.
- References (transliterated)**
1. Romanyuk V. N., Muslina D. B., Bobich A. A., Kolomyts'ka N. A., Bubyr' T. V., Mal'kov S. V. Absorbtsiyni teplovi nasosy u teplovyi skhemi TETs dlya pidvyshchennya yiyi enerhetychnoyi efektyvnosti [Absorption heat pumps in the thermal circuit of the CHP to increase its energy efficiency]. *Enerhiya i menedzhment*. 2013, no. 1, pp. 14–19.
 2. *Absorption heat pumps*. Available at: <https://est-rus.en/oborudovanie/teplovie-nasosy> (accessed 02.12.2022).
 3. *Absorption heat pump water chilling unit energy-saving reconstruction project of Cangzhou Huarun Thermal Power Plant*. Available at: http://en.thholding.com.cn/2016-08/03/c_54899.htm (accessed 10.11.2016).
 4. *Typovi vymohy do obladnannya ta materialiv pry budivnytstvi, rekonstruktsiyi ta remonty enerhoob'ektivnykh pidrozdiliv KP "KYIVTEPLOENERHO"*. *Tekhnichna polityka. Teplotekhnichne obladnannya*. TP-4/01/1-87-21 [Standard requirements for equipment and materials for the construction, reconstruction and repair of power facilities of the structural units of KIEVTEPLOENERGO. Technical policy. Heat engineering equipment. TP-4/01/1-87-21]. Kyiv, 2021. 86 p. Available at: <http://kte.kmda.gov.ua/wp-content/uploads/2921/09/Tehn.-polityka-KP-KTE-teplo-2021-zatverdzh.pdf> (accessed 10.11.2021).
 5. Deng T., Controls J., Liu Z., Yin P. Waste-heat Recovery from Power Plant for District Heating. *Heat Transfer*. 2019, vol. 26, no. 8, pp. 39–41.
 6. Zhang L., Zhang Yu, Zhou L., E Z., 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 Conf. Series: Earth and Environmental Science*. Vol. 121, issue 4. Sanya, IOP Publ., 2018, 4 p. doi: 10.1088/1755-1315/121/4/0
 7. 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, no. 23. doi: 10.3390/en13236256
 8. Yavorovsky Yu. V., Bartenev A. I., Sultanguzin I. A., Alimgazin A. Sh., Prishchepova S. A., Kalyakin I. D. Improving Energy and Environmental Efficiency of Combined Heat-and Power Plant Based on Absorption Heat Transformers. *E3S Web of Conferences*. 2020, vol. 178, 6 p. doi: 10.1051/e3sconf/202017801010
 9. 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. P. 113072.
 10. 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, 4 p. doi: 10.1051/e3sconf/202125602011
 11. Chyrkin M. B., Kuznyetsov M. A., Sherstov Ye. V., Stennykov V. N. Potentsiyna mozhlyvist' ta tekhnichna ratsionalnist' zastosuvannya teplonasosnykh tekhnolohiy pry kombinovanomu vyrobnytstvi elektrychnoyi ta teplovyi enerhiyi [Potential possibility and technical rationality of using heat pump technologies in combined heat and power generation]. *Problemy mashynobuduvannya*. 2014, vol. 17, no. 1, pp. 11–20.
 12. Shubenko O. L., Babak M. Yu., Senets'kyy O. V. Otsinka dotsil'nosti intehratsiyi absorbtsiynoho teplovoho nasosa do tekhnolohichnoyi skhemy kondensatsiynoyi turbiny [Assessment of the feasibility of integrating an absorption heat pump into a condensing turbine process flow diagram]. *Materialy mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi "Fizyko-tekhnichni problemy enerhetyky ta shlyakhy yikh vyrishennya" (19 chervnya 2019 r., Kharkiv)* [Proc. of the Int. Sci.-Techn. Conf. "Physical and Technical Problems of Energy and Ways to Solve Them" (19 June 2019, Kharkiv)]. Kharkiv, V. N. Karazin Kharkiv National University Publ., 2019, pp. 30–31.
 13. Redko A., Redko I., Pavlovskiy S., Burda Y., Pivnenko Y., Alforov S. Application of an absorption heat pump in the conditions of an existing combined heat and power plant. *Ventylyatsiya, osvittleniya ta teplohapostachannya*. 2020, issue 34, pp. 57–62. doi: 10.32347/2409-2606.2020.34.57-62
 14. Arsen'yev V. M., Meleychuk S. S. *Teplovi nasosy: osnovy teorii i rozrakhunku* [Heat pumps: the basics of theory and calculation]. Sumy, SumDU Publ., 2018. 364 p.
 15. *Typova normatyvna kharakterystyka turboahrehatu PT-60-130-13 RD 34.30.711*. [Typical regulatory characteristics of PT-60-130-13 RD 34.30.711]. Kyiv, Spetsializovanyy tsentr naukovo-tekhnichnoyi informatsiyi ORHRES Publ., 1975. 36 p.
 16. *Broad absorption heat pump*. Available at: <http://www/en.broad.com/Storage/Largedownloads/enydfdrb.pdf> (accessed 02.12.2022).
 17. *Absorption lithium bromide heat pumps TEPOSIBMASH*. Available at: <http://www.teposibmash.en/catalog/id/7/> (accessed 03.12.2022).
 18. *Absorption lithium bromide heat pumps TEPOSIBMASH*. 2003, no. 1, pp. 30–41. Available at: <http://www.teposibmash.en> (accessed 03.12.2022).
 19. Usaty O. P., Zhivotchenko Yu. V. Analiz vplyvu efektyvnosti okremykh vidsikiv potuzhnoyi parovoyi turbiny na rezul'taty optymizatsiyi teplovoyi skhemy turbobloka [Analysis of the influence of the efficiency of individual compartments of a powerful steam turbine on the results of optimisation of the turbine unit thermal scheme]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 10, pp. 19–25.
 20. Malyarenko V. A., Shubenko O. L., Andryeyev S. Yu., Babak M. Yu., Senets'kyy O. V. *Koheneratsiyni tekhnolohiyi v maliy enerhetytsi: monohrafiya* [Cogeneration technologies in small energy]. Kharkiv. nats. un-t mis'k. hop-va im. O. M. Bektetova, In-t problem mashynobud. im. A. M. Pidhornoho [O. M. Bektetov National University of Urban Economy in Kharkiv, A. Podgorny Institute of Problems of Mechanical Engineering NAS Ukraine]. Kharkiv, O. M. Bektetov KhNUMG Publ., 2018. 454 p.
 21. Rotach R. R., Van'kov Yu. V., Zihanshyn Sh. H., Izmaylova O. V.

- Optymizatsiya teplovoyi skhemy shlyakhom vprovadzhennya parovoyi hvyntovoyi mashyny [Optimisation of the thermal scheme by introducing a steam screw machine]. *Visti vyshchykh navchal'nykh zakladiv. Problemy enerhetyky*. 2019, vol. 19, no. 5, pp. 14–21.
22. Shubenko A., Babak M., Senetskyi O., Sarapin V., Forkun Ya. Turboexpander unit use for efficiency increase of gas compressor station. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. CAMPE

2021. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham, Springer Publ., 2023. P. 34–43. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_4
23. *Heat pumps in modern industry and municipal infrastructure. Informational and methodological publication*. Pero Publishing House, 2016. 204 p.

Надійшла (received) 13.12.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Усатий Олександр Павлович (Usatyi Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Турбінобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8568-5007>; e-mail: alpaus@ukr.net

Бабак Микола Юрійович (Babak Mikola) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4281-2790>; e-mail: babak@ipmach.kharkov.ua

Форкун Яна Борисівна (Forkun Yana) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, доцент кафедри «Альтернативна електроенергетика та електротехніка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5718-1426>; e-mail: jana.forkun@gmail.com

Сенецький Олександр Володимирович (Senetskyi Oleksandr) – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова, доцент кафедри «Альтернативна електроенергетика та електротехніка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8146-2562>; e-mail: aleksandr-seneckij@ukr.net