

УДК 621.165.5

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОФІКАЦІЙНИХ БЛОКІВ ТЕЦ ЗА РАХУНОК ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ ВІДПУСКУ ТЕПЛОТИ

¹ **О. Л. Шубенко**, член-кор. НАН України
shuben@ipmach.kharkov.ua
 ORCID: 0000-0001-9014-1357

² **S. V. Alyokhina**, д-р техн. наук
svitlana.al yokhina@gmail.com
 ORCID: 0000-0002-2967-0150

¹ **В. М. Голощанов**, канд. техн. наук
goloshchapov36@gmail.com
 ORCID: 0000-0002-2075-5326

¹ **О. А. Бабенко**, канд. техн. наук
ola_babenko@meta.ua
 ORCID: 0000-0002-7587-8470

¹ **О. В. Котульська**
kot2017ov@gmail.com
 ORCID: 0000-0002-5902-9313

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10

² Університет прикладних наук Technikum Wien, Höchstädtplatz 6, 1200 Відень, Австрія

Проаналізовано можливості підвищення економічності теплофікаційних турбін теплоелектроцентралей за рахунок вибору раціональних режимів експлуатації підігрівачів сітрової води. За допомогою програмно-обчислювального комплексу, розробленого в Інституті проблем машинобудування НАН України та адаптованого авторами до умов експлуатації генеруючого обладнання ТЕЦ з одним або двома мережевими підігрівачами, у роботі проведено комплекс розрахункових досліджень різних способів їх підключення залежно від температури зовнішнього повітря. Встановлено області позитивного ефекту, пов'язаного з підвищенням електричної потужності турбоустановки. Розрахункове дослідження виконано при типових для турбоустановки витратах сітрової води від 1000 т/год до 4500 т/год, в діапазоні зміни температури зовнішнього повітря від -11 °С до 10 °С (опалювальний сезон) і більше 10 °С (гаряче водопостачання). Зміна навантаження енергоблоку здійснювалася за рахунок витрати свіжої пари при постійному тиску й температурі на вході в турбіну. Як показали результати роботи теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 в умовах експлуатації з одним або двома теплофікаційними відборами пари, в області позитивних температур зовнішнього повітря вище 2 °С при всіх витратах сітрової води доцільно використовувати один нижній відбір (при відключеному верхньому). При цьому додаткова електрична потужність в області температур зовнішнього повітря більше 6 °С може скласти від 0,25 МВт до 2,15 МВт. Проте при температурі зовнішнього повітря менше 2 °С робота з одним нижнім теплофікаційним відбором стає нераціональною. Із точки зору обрання раціональних режимів експлуатації турбоустановок найбільш важливими є результати з визначення оптимального розподілу теплового навантаження між сітовими підігрівачами. Виграш у електричній потужності турбіни може становити на номінальному режимі експлуатації з двома підігрівачами до 2,46 МВт, а в порівнянні з використанням одноступінчатого підігріву – до 7,84 МВт. Характер впливу розподілу теплового навантаження вказує на те, що при відході від інструкційного рівномірного розподілу теплового навантаження між сітовими підігрівачами можна отримувати додаткову електроенергію.

Ключові слова: математичне моделювання, підігрівач сітрової води, режими роботи, теплоелектроцентрально, теплофікаційна турбоустановка.

Вступ

Одним із напрямків підвищення економічності основного генеруючого обладнання теплоелектроцентралей (ТЕЦ) є вибір раціональних режимів експлуатації турбоустановок з урахуванням споживання теплової енергії тепловими мережами міста, що визначається температурним графіком, станом теплового фонду, промислових споживачів і безпосередньо теплових мереж, які суттєво змінили свої теплові характеристики після введення їх в експлуатацію [1–5]. Це зумовлює необхідність корегувати режими відпуску теплової енергії в порівнянні із заданим температурним графіком.

Постановка задачі

Теплофікаційна установка ТЕЦ працює у складі турбоустановки, використовуючи пар знижених параметрів із верхнього й нижнього теплофікаційних відборів.

Статтю ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution» («Атрибуція») 4.0 Міжнародна.
 © О. Л. Шубенко, S. V. Alyokhina, В. М. Голощанов, О. А. Бабенко, О. В. Котульська, 2024

Двоступінчаста теплофікаційна установка (рис. 1) підключена до відбору 6 циліндру середнього тиску (ЦСТ), з якого отримує пару підвищеного тиску p_v (від 0,06 МПа до 0,25 МПа) підігрівач сільової води верхнього ступеня ПС-2, і до регульованого відбору 7 циліндра низького тиску (ЦНТ), розташованого між вихлопом ЦСТ і входом у ЦНТ, з якого отримує пару з тиском p_n (від 0,05 МПа до 0,20 МПа) підігрівач сільової води нижнього ступеня ПС-1 [6–10].

Підігрівачі ПС-1 і ПС-2 підключені по сільовій воді послідовно, що забезпечує на виході з теплофікаційної установки температуру сільової води, яка визначається температурним графіком споживача. Для регулювання цієї температури використовуються засувки 1–3 й перемички із засувками 4, 5.

Регулювання кількості тепла, що відпускається, здійснюється поворотною діафрагмою, розташованою на вході в проточну частину ЦНТ, приводом для неї служить сервомотор. Поворотом кільця регулюючої діафрагми проводиться розподіл потоків пари в ПС-1 і проточну частину ЦНТ, від чого залежить кількість тепла, що віддається сільовій воді в ПС-1, і вироблення потужності в ЦНТ, що передається електрогенератору.

При цьому збільшення витрати пари в ПС пов'язане зі зниженням витрати пари в ЦНТ, що призводить до роботи ступенів ЦНТ у режимі споживання потужності, при якому зменшується вироблення електроенергії. Це зумовлює необхідність вибору раціональних режимів відпуску тепла ПС й узгодження їх роботи з режимом експлуатації ЦНТ.

Мета роботи

Мета дослідження – проаналізувати роботу теплофікаційної установки на прикладі турбіни Т-100/120-130 і визначити раціональні режими експлуатації турбіни при використанні тільки сільового підігрівача нижнього ступеня і при оптимальному розподілі теплового навантаження між підігрівачами нижнього й верхнього ступеня.

Методи дослідження

Для підвищення ефективності використання паротурбінних установок ТЕЦ застосовується математична модель і базовий програмний комплекс для дослідження осьових турбін SCAT, розроблений в ІПМаш НАН України і адаптований авторами до умов компоновки й експлуатації енергетичного обладнання потужних теплофікаційних енергоустановок [2, 11–14].

При створенні гнучкої математичної моделі енергоустановки, орієнтованої на визначення оптимальної роботи теплофікаційної турбоустановки з урахуванням максимальної кількості факторів, що впливають на економічні показники, перш за все необхідно обрати критерій ефективності її роботи. При цьому як критерій ефективності експлуатації в загальному випадку можна використовувати: максимальний обсяг вироблюваної електроенергії – N_{sum} , мінімальну питому витрату палива – q_{Σ} , мінімальні сумарні витрати палива – B_{Σ} , мінімальний строк окупності проекту розширення ТЕЦ – $\tau_{ок}$ та інші.

Аналіз методів пошуку раціонального режиму експлуатації показав, що при вирішенні задач розподілу теплових і електричних навантажень турбін ТЕЦ найбільш ефективним вважається метод планування експерименту [13].

Для застосування цього методу створена макромодель теплової схеми, що коротко описана нижче й являє собою залежність типу «чорної скриньки» [11].

Залежно від поставленої задачі необхідно мінімізувати або максимізувати нелінійну функцію мети. Математичне формулювання задачі пошуку найкращих параметрів і профілю теплоенергетичної установки може бути записано наступним чином

$$N = N(X, Y, Z); X \in XD, \quad (1)$$

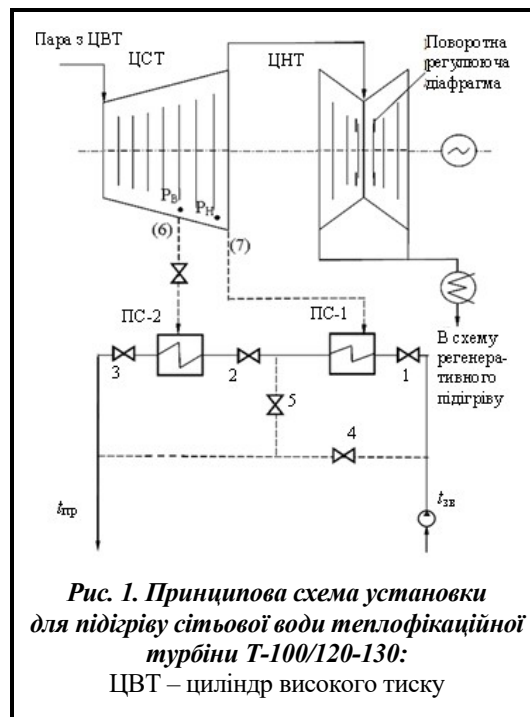


Рис. 1. Принципова схема установки для підігріву сільової води теплофікаційної турбіни Т-100/120-130:
ЦВТ – циліндр високого тиску

де N – цільова функція розв’язуваної задачі; X – безліч конструктивних параметрів енергоустановки; Y – безліч визначених параметрів стану (термодинамічні параметри і коефіцієнт корисної дії); Z – безліч заданих зовнішніх факторів (температура зовнішнього повітря, параметри і витрата пари у відбори, сумарна витрата пари); XD – допустима область зміни N , обумовлена системою нелінійних обмежень:

– у вигляді рівностей

$$\Phi_j(X_j, Y_j, Z_j) = 0, j = 1, 2, \dots, n_{тс}; \quad (2)$$

– у вигляді нерівностей

$$[F_{\min}] \leq F(X, Y, Z) \leq [F_{\max}]; [U_{\min}] < U(X, Y, Z) < [U_{\max}], \quad (3)$$

а також обмежень на незалежні параметри зв’язку

$$Y_{\min i} < Y_i < Y_{\max i} \quad i = 1, 2, \dots, k_x; \quad (4)$$

і конструктивні параметри

$$X_{\min i} < X_i < X_{\max i} \quad i = 1, 2, \dots, k_x. \quad (5)$$

Рівності (2) включають рівняння збереження балансів, витрат, тисків, зміни ентальпій для всіх $n_{тс}$ елементів енергоустановки, на базі яких і будується математична модель енергоустановки. У цих рівняннях індекс j визначає підмножини X , Y і Z , що належать до j -го елемента теплової схеми. Конструктивні параметри енергоустановки X включають як дискретно змінні (кількість включених насосів групи, ознаки, що визначають конфігурацію теплової схеми та ін.), так і безперервно змінні параметри. Розв’язність системи (1) (задоволення відповідних обмежень задачі (2)) досягається при моделюванні за рахунок особливостей математичної моделі енергоустановки, пов’язаних із можливістю побудови такої послідовності цих рівнянь, з якої безпосередньо можна обчислити шукані Y . Φ_j – сукупність рівнянь балансів для всіх елементів обладнання установок.

Нерівності (3) визначають допустимий діапазон зміни $F(X, Y)$, ..., $U(X, Y)$ технологічних характеристик і параметрів енергоустановки. $[F_{\min}]$, $[F_{\max}]$, $[U_{\min}]$, $[U_{\max}]$ – мінімально і максимально допустимі значення цих характеристик і параметрів.

До складу співвідношень, що формують допустиму область задачі (1), включаються також обмеження (4) на незалежні параметри зв’язку елементів енергоустановки (за термінологією оптимального проектування – параметри стану й витратні характеристики) й обмеження (5) на конструктивні параметри, що визначають площі поверхонь теплообміну, недогрів, кількість насосів, конфігурацію теплової схеми та ін. Такий підхід до вирішення задачі пошуку (1), коли на кожному її кроці розраховується тепла схема (задовольняються умови (2)), прийнято називати моделюванням у просторі станів.

Завданням проведення дослідження є визначення виробництва електроенергії енергоблоком при заданих режимах роботи теплофікаційної турбоустановки по витраті свіжої пари й кількості тепла, що відпускається. З огляду на це критерієм оцінки ефективності роботи теплофікаційної турбіни приймається додаткова електрична потужність, яка виробляється при заданому режимі роботи турбіни.

Критерій оцінки ефективності роботи

$$\Delta N_T = N_T - N_T^{ih} = f(G_0, Q_{T1}, Q_{T2}, t_{зп}, G_{св}),$$

де N_T – потужність турбіни при заданих умовах роботи, МВт; N_T^{ih} – потужність турбіни при інструкційних характеристиках режиму роботи, МВт; G_0 – витрата свіжої пари, т/год; Q_{T1} , Q_{T2} – теплове навантаження сітьових підігрівачів № 1 та № 2, МВт; $t_{зп}$ – температура зовнішнього повітря, °С; $G_{св}$ – витрата сітьової води, т/год.

Результати й обговорення

Розрахункове дослідження виконано при типових для турбоустановки витратах сітьової води $G_{св}$ від 1000 т/год до 4500 т/год, в діапазоні зміни температури зовнішнього повітря $t_{зп}$ від -11 °С до 10 °С (опалювальний сезон) та $t_{зп} > 10$ °С (гаряче водопостачання) [6].

Зміна навантаження енергоблоку провадилася за рахунок витрати свіжої пари при постійному тиску й температурі на вході в турбіну. Витрата свіжої пари для розглянутих навантажень у регульованому діапазоні дорівнює [10]:

$G_0=295$ т/год – нижнє значення регульовального діапазону турбіни;

$G_0=440$ т/год – номінальний режим роботи турбіни;

$G_0=485$ т/год – робота турбіни в режимі максимальної потужності і в чисто конденсаційному режимі (при розрахунковому дослідженні робота турбіни без відпуску тепла не бралася до уваги).

Розглянуто режими роботи теплофікаційної турбіни Т-100/120-130:
 – при відпуску тепла від нижнього відбору за допомогою ПС-1

$$\bar{Q}_{T1} = Q_{T1}/Q_T = 1,0;$$

– при відпуску тепла від двох відборів, коли послідовно включені сітвові підігрівачі ПС-1 й ПС-2 при рівному тепловому навантаженні (штатний режим роботи);

$$\bar{Q}_{T1} = Q_{T1}/Q_T = 0,5 \text{ або } Q_{T1} = Q_{T2} = 0,5Q_T$$

– при оптимальному розподілі теплового навантаження між ними

$$\bar{Q}_{T1} = \bar{Q}_{T1}^{\text{опт}},$$

де Q_{T1} , Q_{T2} – кількість тепла, що підводиться в нижньому ПС-1 й верхньому ПС-2 підігрівачах сітвової води; Q_T – кількість тепла, що відпускається теплофікаційною турбіною.

На рис. 2 наведено результат розрахункового дослідження роботи сітвових підігрівачів теплофікаційної установки залежно від температури зовнішнього повітря й навантаження турбіни Т-100/120-130 при витраті сітвової води $G_{св}=2000$ т/год.

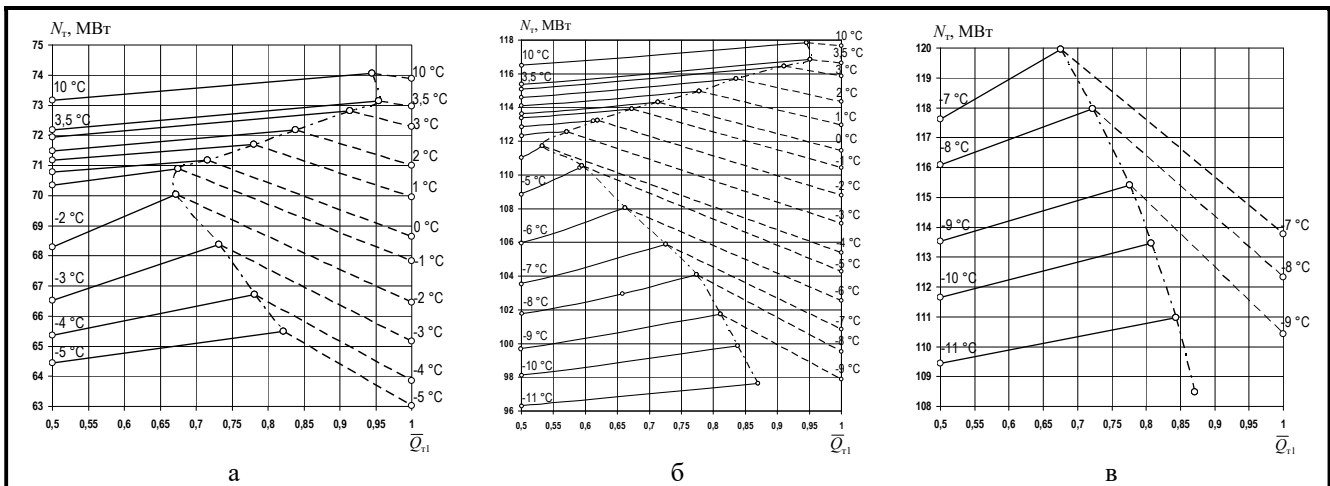


Рис. 2. Вплив розподілу теплового навантаження між сітвовими підігрівачами теплофікаційної установки на зміну потужності турбіни Т-100/120-130 при витраті сітвової води $G_{св}=2000$ т/год:

а – $G_0=295$ т/год; б – $G_0^{\text{ном}}=440$ т/год; в – $G_0^{\text{max}}=485$ т/год

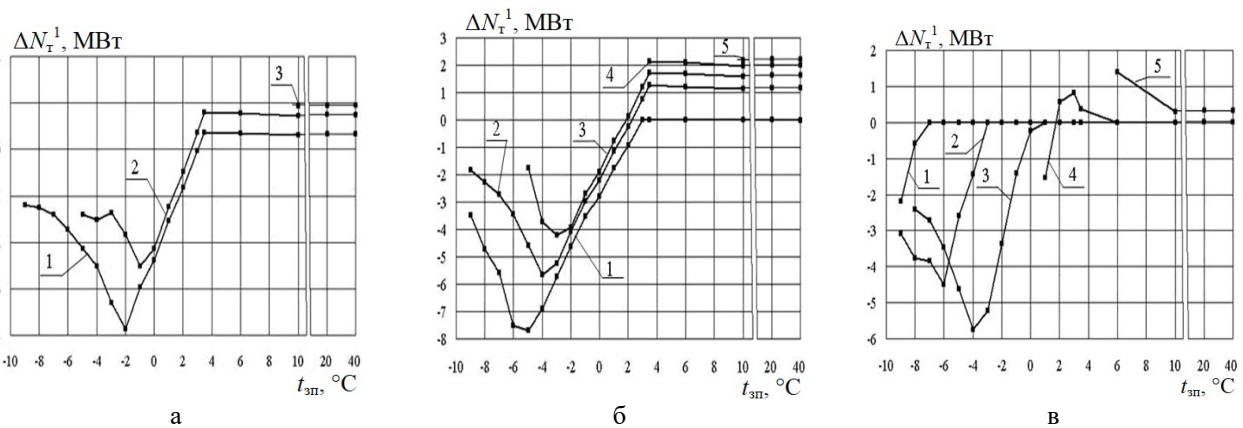


Рис. 3. Різниця потужностей турбіни при роботі з одноступінчастим і двоступінчастим підігрівом сітвової води з рівним розподілом теплового навантаження:

а – $G_0=295$ т/год; б – $G_0^{\text{ном}}=440$ т/год; в – $G_0^{\text{max}}=485$ т/год;
 1 – $G_{св}=1000$ т/год; 2 – $G_{св}=2000$ т/год; 3 – $G_{св}=3000$ т/год; 4 – $G_{св}=4000$ т/год; 5 – $G_{св}=4500$ т/год

Для оцінки ефекту при роботі з одним або двома підігрівачами сітьової води розглянуто різницю потужності турбіни ΔN_T , отриману при використанні одного підігрівача, коли все тепло, що відпускається споживачу, формується в ньому ($\bar{Q}_{T1} = Q_{T1}/Q_T = 1,0$), або при використанні двох сітьових підігрівачів з рівною розбивкою тепла, що відпускається, по підігрівачах ($\bar{Q}_{T1} = 0,5$) при різній температурі зовнішнього повітря $t_{зп}$ і рівних інших умовах

$$\Delta N_T^1 = N_T^1 - N_T^2,$$

де ΔN_T^1 – приріст потужності при роботі теплофікаційної турбоустановки з одним нижнім сітьовим підігрівачем ПС-1, МВт; N_T^1 – потужність при одноступінчастому підігріві сітьової води, МВт; N_T^2 – потужність при двоступінчастому підігріві сітьової води й рівному розподілі теплового навантаження між підігрівачами ПС-1 й ПС-2, МВт.

На рис. 3 наведена зміна цієї різниці для режимів роботи турбіни Т-100/120-130 при різних витратах сітьової води та свіжої пари.

Видно, що для $G_0=295$ т/год (рис. 3, а) при температурі зовнішнього повітря $t_{зп} \geq 6$ °С та $G_{св}=1000$ т/год потужність турбіни при одноступінчастому підігріві сітьової води перевищує потужність при двоступінчастому на 0,25 МВт, при $3 \leq t_{зп} < 6$ °С значення ΔN_T^1 досягає максимальної величини і дорівнює 0,4 МВт. При збільшенні витрати сітьової води до $G_{св}=2000$ т/год (лінія 2) і при $t_{зп} \geq 6$ °С потужність турбоустановки при одноступінчастому підігріві сітьової води перевищила потужність при двоступінчастому на 0,73 МВт, максимальне перевищення складає 0,8 МВт при $t_{зп}=3,5$ °С. Нульове значення ΔN_T^1 відповідає $t_{зп}=2,5$ °С (рис. 3, а).

Подальше збільшення витрати сітьової води до $G_{св}=3000$ т/год (лінія 3) при $t_{зп} \geq 10$ °С призводить до перевищення потужності турбіни при одноступінчастому підігріві приблизно на 1 МВт.

При значеннях температури зовнішнього повітря $t_{зп} < 2,5$ °С робота турбіни з одноступінчастим підігрівом сітьової води нераціональна й призводить до втрати потужності. Так, для $G_{св}=1000$ т/год втрата потужності при одноступінчастому підігріві в порівнянні з двоступінчастим може скласти 3,87 МВт. Ця втрата потужності відбувається при $t_{зп} = -2$ °С. Для $G_{св}=2000$ т/год подібна втрата потужності становить 2,65 МВт при $t_{зп} = -0,7$ °С.

Для номінального режиму роботи турбіни (рис. 3, б) перевищення потужності при одноступінчастому підігріві води в діапазоні зміни температури зовнішнього повітря $t_{зп} > 2$ °С і витратах сітьової води $G_{св} > 1000$ т/год більш істотне.

Для витрати $G_{св}=1000$ т/год при $t_{зп} \geq 3$ °С спостерігається нульовий приріст потужності.

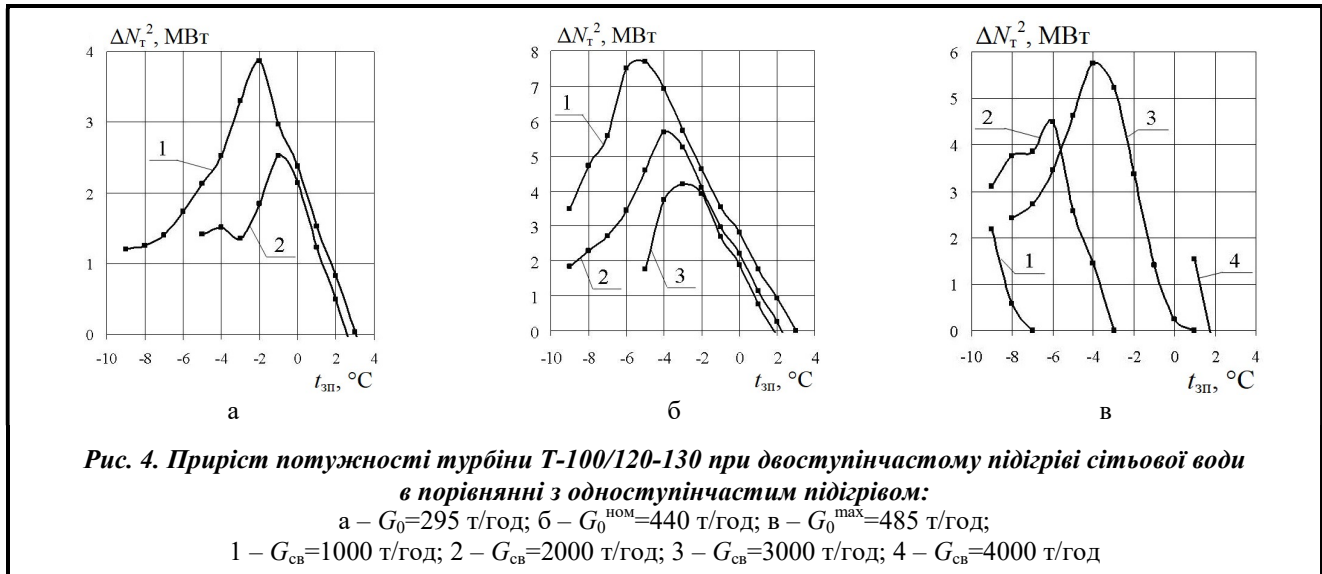
Максимальний вигравш у потужності спостерігається при $t_{зп}=3,5$ °С (точка зламу температурного графіка) і відповідає $\Delta N_T^1=1,25$ МВт для $G_{св}=2000$ т/год, $\Delta N_T^1=1,7$ МВт для $G_{св}=3000$ т/год, $\Delta N_T^1=2,15$ МВт для $G_{св}=4000$ т/год. При $t_{зп} \geq 6$ °С можливе збільшення потужності складе $\Delta N_T^1=1,05$ МВт для $G_{св}=2000$ т/год, $\Delta N_T^1=1,55$ МВт для $G_{св}=3000$ т/год, $\Delta N_T^1=2$ МВт для $G_{св}=4000$ т/год, $\Delta N_T^1=2,15$ МВт для $G_{св}=4500$ т/год.

При $t_{зп}=2,3$ °С та $G_{св}=2000$ т/год приріст потужності стає рівним $\Delta N_T^1=0$, при $t_{зп}=1,6$ °С та $G_{св}=3000$ т/год $\Delta N_T^1=0$, при $t_{зп}=3,5$ °С і $G_{св}=4000$ т/год $\Delta N_T^1=2,15$ МВт. Діапазон приросту потужності для $G_{св}=4500$ т/год обмежується температурою $t_{зп} \geq 10$ °С.

Для режиму максимального навантаження $G_0^{\max}=485$ т/год (рис. 3, в) при витраті сітьової води $G_{св} \leq 4000$ т/год приріст потужності не спостерігається у всьому діапазоні зміни $t_{зп} \geq 6$ °С. Тільки для $G_{св}=4500$ т/год $\Delta N_T^1=1,4$ МВт. Для діапазону $t_{зп} < 6$ °С збільшення потужності до $\Delta N_T^1=0,8$ МВт може бути отримане при $t_{зп}=3$ °С, а при $t_{зп}=1,8$ °С маємо $\Delta N_T^1=0$.

Враховуючи вузький температурний діапазон збільшення потужності, погрішність визначення температури $t_{зп}$, точність регулювання та інші експлуатаційні фактори, слід прийняти, що для режиму роботи турбіни при $G_0^{\max}=485$ т/год і $G_{св} \leq 4000$ т/год приріст потужності є несуттєвим ($N_T=120$ МВт для обох варіантів використання теплофікаційних відборів).

Використання одноступінчастого підігріву сітьової води можливе в діапазоні зміни температури зовнішнього повітря $t_{зп} > -7$ °С для $G_{св}=1000$ т/год, $t_{зп} > -3$ °С для $G_{св}=2000$ т/год, $t_{зп} > 1$ °С для $G_{св}=3000$ т/год і $t_{зп} > 1,8$ °С для $G_{св}=4000$ т/год.



Для наочності оцінки ефекту роботи турбоустановки Т-100/120-130 з двоступінчастим підігрівом сітьової води доцільно розглянути різницю потужності

$$\Delta N_T^2 = N_T^2 - N_T^1$$

при різних витратах сітьової води (рис. 4).

На режимі роботи турбіни $G_0=295$ т/год (рис. 4, а) максимальний приріст потужності відбувається при витраті сітьової води $G_{\text{св}}=1000$ т/год і температурі зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}=-2$ °С. Потужність турбіни при роботі з двоступінчастим підігрівом сітьової води з рівним тепловим навантаженням на обидва підігрівачі ($\bar{Q}_{\text{T1}}=0,5$) становить $N_T^2=75,49$ МВт, з одноступінчастим підігрівом ($\bar{Q}_{\text{T1}}=1,0$) потужність турбіни дорівнює $N_T^1=71,63$ МВт. Максимальний приріст становить $\Delta N_T^2=3,86$ МВт.

Для номінального режиму $G_0^{\text{ном}}=440$ т/год (рис. 4, б) найбільше зростання потужності турбоустановки при роботі з двоступінчастим підігрівом сітьової води з рівним розподілом теплового навантаження між підігрівачами ПС-1 й ПС-2 досягає $\Delta N_T^2=7,7$ МВт при $G_{\text{св}}=1000$ т/год, $t_{\text{зп}}=-5$ °С, $Q_T=56,99$ МВт, коли $N_T^2=118,38$ МВт.

Для режиму максимальної потужності $G_0^{\text{max}}=485$ т/год (рис. 4, в) $\Delta N_T^2=5,76$ МВт при $G_{\text{св}}=3000$ т/год, $t_{\text{зп}}=-4$ °С, $Q_T=167,47$ МВт, коли $N_T^2=118,45$ МВт.

Найбільший інтерес становить порівняння режимів роботи турбіни Т-100/120-130 з двоступінчастим підігрівом сітьової води при оптимальному розподілі теплового навантаження між сітьовими підігрівачами і при рівному їх навантаженні (рис. 5)

$$\Delta N_T^{\text{опт1}} = N_T^{\text{опт}} - N_T^2,$$

де $\Delta N_T^{\text{опт1}}$ – приріст потужності при роботі теплофікаційної турбоустановки з оптимальним відносно рівного розподілу теплового навантаження між сітьовими підігрівачами, МВт; $N_T^{\text{опт}}$ – потужність, що виробляється при двоступінчастому підігріві сітьової води з оптимальним розподілом теплового навантаження між ПС-1 й ПС-2, МВт, а також з варіантом одноступінчастого підігріву сітьової води (рис. 6)

$$\Delta N_T^{\text{опт2}} = N_T^{\text{опт}} - N_T^1,$$

де $\Delta N_T^{\text{опт2}}$ – приріст потужності при роботі теплофікаційної турбоустановки з оптимальним розподілом теплового навантаження між сітьовими підігрівачами відносно одноступінчастого підігріву сітьової води, МВт.

Як видно з рис. 5, найбільші вигоди досягаються в номінальному режимі експлуатації турбоустановки $G_0^{\text{ном}}=440$ т/год.

Так, при $t_{\text{зп}}$ від -7 °С до -8 °С та $G_{\text{св}}=2000$ т/год $\Delta N_T^{\text{опт1}}=2,3$ МВт (лінія 2, рис. 5, б), при $t_{\text{зп}}=3,5$ °С та $G_{\text{св}}=4000$ т/год $\Delta N_T^{\text{опт1}}=2,2$ МВт (лінія 4, рис. 5, б), при $t_{\text{зп}} \geq 10$ °С та $G_{\text{св}}=4500$ т/год $\Delta N_T^{\text{опт1}}=2,46$ МВт (лінія 5, рис. 5, б).

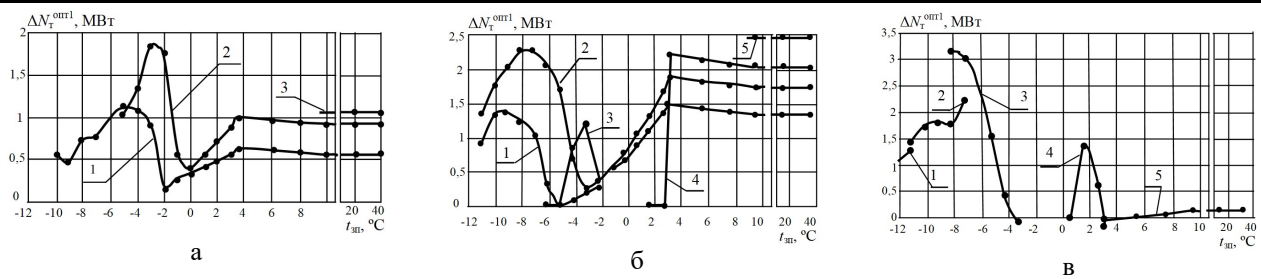


Рис. 5. Різниця потужностей турбіни при роботі з двоступінчастим підігрівом сітрової води з рівним та оптимальним розподілом теплового навантаження:

а – $G_0=295$ т/год; б – $G_0^{\text{НОМ}}=440$ т/год; в – $G_0^{\text{МАХ}}=485$ т/год;
 1 – $G_{\text{св}}=1000$ т/год; 2 – $G_{\text{св}}=2000$ т/год; 3 – $G_{\text{св}}=3000$ т/год; 4 – $G_{\text{св}}=4000$ т/год; 5 – $G_{\text{св}}=4500$ т/год

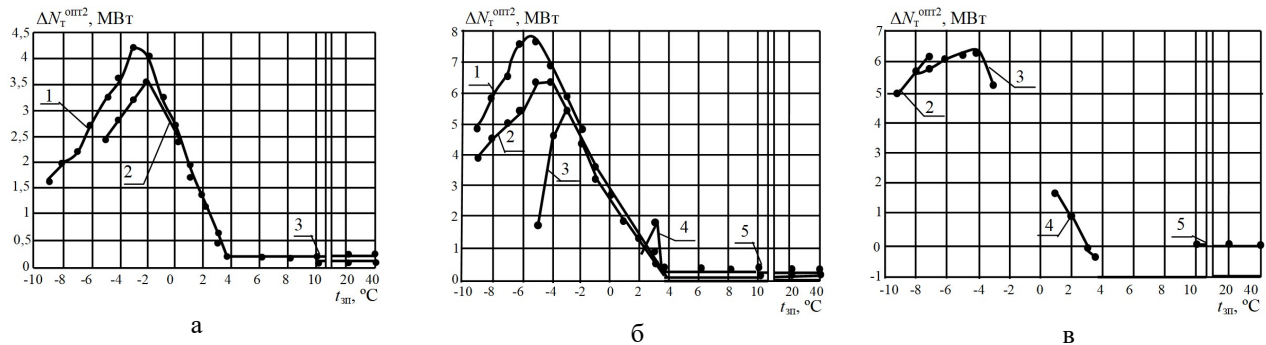


Рис. 6. Різниця потужностей турбіни при роботі з двоступінчастим підігрівом сітрової води з оптимальним розподілом теплового навантаження між підігрівачами та одноступінчастим підігрівом сітрової води:

а – $G_0=295$ т/год; б – $G_0^{\text{НОМ}}=440$ т/год; в – $G_0^{\text{МАХ}}=485$ т/год;
 1 – $G_{\text{св}}=1000$ т/год; 2 – $G_{\text{св}}=2000$ т/год; 3 – $G_{\text{св}}=3000$ т/год; 4 – $G_{\text{св}}=4000$ т/год; 5 – $G_{\text{св}}=4500$ т/год

Для максимального режиму роботи турбоустановки Т-100/120-130 $G_0^{\text{МАХ}}=485$ т/год ці вигоди можуть бути ще більшими (рис. 5, в) й досягати від 2,6 МВт до 3,2 МВт, але в невеликому діапазоні $t_{\text{зп}}$ від -6°C до -8°C .

Очевидно, що значення вигод потужності будуть ще більшими при порівнянні з варіантом одноступінчастого підігріву сітрової води (рис. 6).

На режимі роботи турбіни $G_0=295$ т/год (рис. 6, а) максимальний приріст потужності відбувається при витраті сітрової води $G_{\text{св}}=1000$ т/год і температурі зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}=-3^{\circ}\text{C}$ і дорівнює $\Delta N_T^{\text{opt2}}=4,2$ МВт.

Для номінального режиму $G_0^{\text{НОМ}}=440$ т/год (рис. 6, б) найбільше зростання потужності турбоустановки при роботі з двоступінчастим підігрівом сітрової води з оптимальним розподілом теплового навантаження між підігрівачами ПС-1 й ПС-2 досягає $\Delta N_T^{\text{opt2}}=7,84$ МВт при $G_{\text{св}}=1000$ т/год та $t_{\text{зп}}=-6^{\circ}\text{C}$.

Для режиму максимального навантаження $G_0^{\text{МАХ}}=485$ т/год (рис. 6, в) при витраті сітрової води $G_{\text{св}}=3000$ т/год та температурі зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}=-4^{\circ}\text{C}$ приріст потужності складає $\Delta N_T^{\text{opt2}}=6,33$ МВт.

Висновки

1. За допомогою програмного комплексу, розробленого в Інституті проблем машинобудування НАН України, проведено розрахункові дослідження щодо визначення можливостей підвищення економічності теплофікаційних турбін ТЕЦ за рахунок вибору раціональних режимів роботи підігрівачів сітрової води.

2. Розрахункове дослідження роботи теплофікаційної турбіни Т-100/120-130 в умовах експлуатації з одним або двома теплофікаційними відборами пари показало, що в області позитивних температур зовнішнього повітря $t_{\text{зп}} > 2^{\circ}\text{C}$ при всіх витратах сітрової води $G_{\text{св}}$ доцільна робота з одним нижнім відбором (при відключеному верхньому). При цьому додаткова електрична потужність в області температур зовнішнього повітря $t_{\text{зп}} \geq 6^{\circ}\text{C}$ може залежно від $G_{\text{св}}$, тобто кількості тепла, що відпуска-

ється в теплову мережу, скласти у порівнянні з навантаженням, що регламентується інструкцією з експлуатації турбін ($Q_{T1}=Q_{T2}=0,5 \cdot Q_T$), від 0,25 МВт до 2,15 МВт. При $t_{zn} < 2^\circ\text{C}$ робота з одним нижнім теплофікаційним відбором стає нераціональною.

3. Найбільш важливими, з точки зору організації раціональних режимів експлуатації турбоустановок, є результати з визначення оптимального розподілу теплового навантаження між сітовими підігрівачами. Показано, що у цьому випадку вираш у електричній потужності турбіни може становити на номінальному режимі експлуатації з двома підігрівачами до 2,46 МВт, а в порівнянні з використанням одноступінчастого підігріву до 7,84 МВт.

Таким чином, у дослідженому діапазоні зміни температури зовнішнього повітря від -11°C до 30°C є оптимум розподілу навантаження між сітовими підігрівачами нижнього й верхнього ступенів, причому більше теплове навантаження має припадати на нижній теплофікаційний відбір ($\bar{Q}_{T1} > 0,5$).

4. Характер впливу розподілу \bar{Q}_{T1} вказує на те, що при відході від інструкційного рівномірного розподілу теплового навантаження між сітовими підігрівачами можна одержувати додатково електроенергію, а тому слід розглядати оптимальну роботу теплофікаційної установки при різному тепловому й електричному навантаженні турбіни. Це вказує на важливість створення у подальшому програмного забезпечення для зручності представлення отриманих результатів чисельних досліджень для їх використання на ТЕЦ при роботі енергоблоку, що дозволить оперативному персоналу обрати раціональний розподіл навантажень між сітовими підігрівачами при зміні режимів експлуатації.

Література

1. Шубенко А. Л., Бабенко О. А., Голощанов В. Н., Лыхвар Н. В., Козлоков А. Ю. Работа теплофикационной турбоустановки Т-100/120-130 при нагреве сетевой воды в подогревателе верхней ступени. *Проблемы машиностроения*. 2013. Т. 16. № 1. С. 4–9.
2. Rusanov A., Shubenko A., Senetskyi O., Babenko O., Rusanov R. Heating modes and design optimization of cogeneration steam turbines of powerful units of combined heat and power plant. *Enrgetika*. 2019. Vol. 65. No. 1. P. 39–50. <https://doi.org/10.6001/energetika.v65i1.3974>.
3. Шубенко О. Л., Сенецький О. В., Бабенко О. А. Підвищення ефективності паротурбінних установок різної потужності. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2014. Т. 2. № 8 (68). С. 13–19. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.23387>.
4. Smith A. D., Mago P. J. Effects of load-following operational methods on combined heat and power system efficiency. *Applied Energy*. 2014. Vol. 115. P. 337–351. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.10.063>.
5. Rušeljuk P., Lepiksaar K., Siirde A., Volkova A. Economic dispatch of CHP units through district heating network's demand-side management. *Energies*. 2021. Vol. 14. Iss. 15. Article ID 4553. 20 p. <https://doi.org/10.3390/en14154553>.
6. Инструкция по эксплуатации паровой турбины Т-100/120-130. Харьков: Харьковская ТЭЦ-5, 1989. 121 с.
7. Инструкция по эксплуатации турбоагрегата с турбиной типа Т-250/300-240. Киев: Киевская ТЭЦ-5, 1979. 214 с.
8. Нормативные энергетические характеристики блока Т-250 МВт Харьковской ТЭЦ-5. Харьков: Харьковская ТЭЦ-5, 2000. 110 с.
9. Трухний А. Д., Ломакин Б. В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. 540 с.
10. Инструкция по эксплуатации теплофикационной установки Харьковской ТЭЦ-5. Харьков: Харьковская ТЭЦ-5, 2006. 31 с.
11. Лыхвар Н. В. Диагностирование состояния оборудования турбоустановок ТЭС и АЭС по термодинамическим параметрам на основе математического моделирования. *Авиационная космическая техника и технология: сб. науч. тр.* 1998. Вып. 5. С. 362–365.
12. Лыхвар Н. В. Гибкие математические модели энергоустановок для оптимизации режимов ТЭЦ. *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: сб. науч. тр.* 2003. С. 413–419.
13. Лыхвар Н. В., Говорущенко Ю. Н., Яковлев В. А. Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6. № 1. С. 30–41.
14. Лыхвар Н. В., Косяк Ю. Ф. Математическое моделирование и оптимальное проектирование паротурбинной установки. *Теплоэнергетика*. 1986. № 2. С. 69–72.

Надійшла до редакції 30.11.2023