

УДК 621.165.5

ШЛЯХИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС ПРИ ПЕРЕВЕДЕННІ ЇХ НА УЛЬТРА-СУПЕРКРИТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПАРИ

А. О. Костіков,

член-кор. НАН України

kostikov@ipmach.kharkov.ua

ORCID: 0000-0001-6076-1942

О. Л. Шубенко,

член-кор. НАН України

shuben@ipmach.kharkov.ua

ORCID: 0000-0001-9014-1357

В. О. Тарасова, д-р техн. наук

vats23710@gmail.com,

ORCID: 0000-0003-3252-7619

В. А. Яковлєв, канд. техн. наук

yava@ipmach.kharkov.ua

ORCID: 0000-0002-6174-3022

А. О. Мазур

drussmazur@gmail.com

ORCID: 0000-0003-2864-4943

Інститут проблем

машинобудування

ім. А. М. Підгорного

НАН України,

61046, Україна, м. Харків,

вул. Пожарського, 2/10

У роботі проаналізовано підхід до вирішення прикладної проблеми модернізації енергоблоків серії 300 МВт виробництва АТ «Українські енергетичні машини» шляхом переведення їх з суперкритичних на ультрасуперкритичні параметри пари за умови максимального можливого збереження системи регенерації підігріву живильної води, що приведе до підвищення енергоефективності ТЕС при мінімальному переобладнанні. Переведення турбоустановки К-300-240-2 на параметри свіжої пари 650 °С/30 МПа й пари проміжного перегріву 650 °С/7 МПа, що визначено як оптимальні в результаті попередніх досліджень, може бути здійснено шляхом повної заміни циліндру високого тиску наявного блоку на новий циліндр високого тиску із ультрасуперкритичними параметрами і надбудови додатковим циліндром середнього тиску при повному збереженні параметрів і конструкцій вихідних частин середнього й низького тиску. Розглянуто два варіанти модернізації структури теплової схеми енергоблоку серії 300 МВт й оцінено масштаби переобладнання системи регенерації підігріву живильної води. У першому варіанті теплової схеми 1-й відбір пари організовано з холодних ниток модернізованого циліндра високого тиску із ультрасуперкритичними параметрами, а 2-й – з холодних ниток надбудови циліндру середнього тиску. При цьому заміні підлягають два підігрівачі високого тиску та турбопривід живильного насосу. Недоліком цього варіанта є те, що через суттєве підвищення параметрів пари неможливо підібрати підігрівачі високого тиску з існуючого модельного ряду, а необхідно розробляти нову конструкцію. Електричний ККД для цього варіанта модернізації підвищується з 36,5% (вихідна теплова схема турбіни К-300-240-2) до 42,5%. У другому варіанті пропонується для збереження наявних підігрівачів високого тиску на один вал із турбопривідом живильного насосу встановити додаткову турбіну потужністю 3 МВт, на вхід якої подається пара з холодних ниток циліндра високого тиску із ультрасуперкритичними параметрами з витратою, що дорівнює сумі 1-го та 2-го відборів вихідного варіанта турбіни. Пара з відборів додаткової турбіни надходить до підігрівачів високого тиску ПВТ9 та ПВТ8 з параметрами, що відповідають вихідним даним наявної турбіни. Беручи це до уваги, підігрівачі високого тиску не підлягатимуть заміні. Крім того, потужності додаткової турбіни достатньо, щоб разом із турбопривідом живильного насосу забезпечити роботу живильного насосу для отримання тиску води 34 МПа. З огляду на це турбопривід живильного насосу теж залишається без змін, крім монтажу додаткової турбіни. Електричний ККД для другого варіанта схеми модернізації турбоустановки К-300-240-2 дорівнює 42,4%. Визначено, що строк окупності модернізації за першим варіантом складає 5 років з врахуванням модернізації котлоагрегату, а за другим – 4,5 роки. Запропоновано обрати варіант теплової схеми з додатковою турбіною, оскільки у цьому випадку можна провести модернізацію турбоустановки К-300-240-2 з максимально можливим збереженням системи регенерації підігріву живильної води при підвищенні її енергоефективності майже на 14%.

Ключові слова: ультрасуперкритичні параметри пари, теплова електростанція, енергоефективність, система регенеративного підігріву живильної води.

Вступ

Однією з актуальних проблем сучасної енергетики як України, так і всього світу є переведення діючих енергогенеруючих потужностей ТЕС на ультрасуперкритичні параметри пари. Модернізація ТЕС може продовжити строк експлуатації діючих парогенераторів, поліпшити екологічні та економічні показники. Наразі типовий діапазон суперкритичних параметрів пари є від 24 МПа до

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

© А. О. Костіков, О. Л. Шубенко, В. О. Тарасова, В. А. Яковлєв, А. О. Мазур, 2023

28,5 МПа при температурі від 540 °С до 596 °С [1–5]. Енергоефективність таких енергоблоків складає біля 37%. Відомо, що термічний ККД термодинамічного циклу енергоблоку тим більше, чим вище початкова температура і тиск свіжої пари на вході в турбіну високого тиску. За останнє десятиліття були проведені дослідження щодо обґрунтування модернізації існуючих вугільних електростанцій шляхом використання енергозберігаючих установок з більш високими параметрами пари [6–9].

Такі теплоелектростанції мають бути ще більш енергоефективними і менше забруднювати навколишнє середовище. За оцінками фахівців [10], теплова потужність енергоблоків при переведенні їх на роботу за суперкритичними параметрами циклу може зрости майже на 6–7% (відносних), що дуже істотно. У роботах [1, 4] показано, що при тиску свіжої пари 30 МПа і температурах свіжої пари й проміжного перегріву 610/620 °С енергоефективність електростанцій досягає 47%. Такі параметри гострої пари відносять до ультрасуперкритичних.

Однак реальні технічні можливості машинобудування накладають обмеження на параметри пари. Так, температура свіжої пари обмежується можливостями сталевих труб (поверхні нагріву, паропроводи) і металу роторів турбін (перш за все ротора циліндра середнього тиску) [10]. Тому вирішальним завданням для створення енергоблоку на суперкритичних параметрах пари є освоєння лінійки матеріалів із необхідними характеристиками тривалої міцності й малоциклової втоми [11]. Підвищення тиску свіжої пари також пов'язано зі збільшенням товщини стінок труб енергообладнання. Це призводить до збільшення маси котлів і зниження маневреності (здатності швидко сприймати зміни навантаження). Проте, незважаючи на ці недоліки, надкритичні котлоагрегати мають порівняно високий ККД (93,75%), більш низький рівень викидів у навколишнє середовище і меншу кількість золи [12]. Серед розглянутих методів модернізації теплових схем слід відзначити впровадження факельних котлоагрегатів і котлоагрегатів з циркулюючим киплячим шаром, розрахованих на ультрасуперкритичні параметри пари з двоступінчастим її перегрівом [13, 14].

На сьогодні світова теплоенергетика вже зробила реальні кроки до масового переходу до енергоблоків, які працюють на суперкритичних параметрах пари (30 МПа/600 °С, і, навіть, до 35 МПа/650 °С). У літературних джерелах є повідомлення про роботи з проектування енергоблоків, що працюють при початковій температурі пари понад 700 °С [5, 10].

У роботі [15] представлено аналіз продуктивності запланованої в майбутньому вдосконаленої ультрасуперкритичної (А-USC) вугільної електростанції потужністю 700 МВт, оснащеної технологією уловлювання і зберігання вуглецю після спалювання (CCS). Еталонна установка А-USC без CCS досягає чистої ефективності 47,6% з викидами CO₂ 700 кгCO₂/МВт-год. Порівняно з підкритичними установками чиста ефективність А-USC на 8% вища, а викиди CO₂ нижчі на 16,5%.

У роботах [16–18] наведені дані щодо можливої економії питомої витрати теплової енергії турбоустановки при різних параметрах її термодинамічного циклу. Так, при параметрах свіжої пари та проміжного перегріву 600/620 °С та 28,5/6 МПа енергоефективність нетто складає майже 45,5% [16], при параметрах пари 650/670 °С та 30/7 МПа – 47,58% [17], а при 590/610 °С та 30/5,7 МПа – 43,84% [18]. Найвища ефективність енергоустановки в роботі [17] досягається завдяки використанню циклу Шевальського з системою утилізації відпрацьованого тепла.

Однак збільшення діапазонів режимів експлуатації, що зумовлено введенням нових технологій і типів енергоустановки, вимагає докорінного перегляду підходів до якості проектування теплових схем. Відомо, що на розробку ТЕС витрачаються величезні кошти, тому в сучасних економічних умовах необхідно розвивати і вдосконалювати прогресивні методи аналізу і прийняття рішень при проектуванні теплових схем енергетичних систем [17, 19–21]. Водночас, при аналізі доцільності проведення модернізації теплової схеми ТЕС слід враховувати те, що робота замінного обладнання визначається ефективністю не тільки основних, а й допоміжних елементів енергоблоку. Енергоблоки складаються з великої кількості елементів, залежності між якими завжди складні. При цьому важливі не тільки параметри всередині енергоблоку, а й аналіз усіх можливих видів взаємодії потоків енергії на границях системи.

Термодинамічний аналіз надкритичного циклу Ренкіна з одноразовим та подвійним проміжним перегрівом для сучасної парової електростанції потужністю 1200 МВт було проведено у роботі [22]. За допомогою варіативних обчислень визначено, що на зростання його електричного ККД помітніше впливає підвищення температури, ніж підвищення тиску. Так, при параметрах свіжої пари 32,5 МПа / 700 °С ефективність циклу одноразового / подвійного проміжного підігріву становить

46,45% / 49,4%, а при 35 МПа / 650 °С ефективність циклу з одним та двома проміжними перегрівами становить 45,40% та 47,92% відповідно. Проте авторами не розглядався вплив параметрів пару проміжного перегріву і не визначено границі, до яких має сенс підвищувати параметри свіжої пари.

Дослідження у [23] присвячено розробці комп'ютерної моделі ультрасуперкритичної електростанції. Авторами проведено термодинамічний аналіз, розраховані втрати потоків ексергії в основних елементах енергоустановки. Встановлено, що максимальні значення дисипації енергії, майже 86% від загальних втрат ексергії, мають місце у котлоагрегаті і складають 615 МВт для розглянутої станції. У той же час втрати ексергії у конденсаторі становлять всього 15 МВт. Виходячи з цього, авторами зроблено спробу зменшити втрати ексергії у котлі, але при цьому вони не досліджували вплив незворотності термодинамічних процесів в інших елементах на деструкцію ексергії у котлі.

Слід зазначити, що роботи [4–23] присвячено створенню нових енергоблоків, обґрунтуванню досліджень нових циклів і теплових схем сучасними методами прикладної термодинаміки і конструюванню нового котельного обладнання тощо. Проте на сьогодні в Україні постає актуальне питання щодо переведення існуючих енергоблоків на більш високі параметри свіжої пари, визначення можливих шляхів модернізації теплових станцій за умови найменших капітальних витрат і часу в умовах складного економічного та військового стану.

Постановка задачі дослідження

Дана стаття є продовженням робіт щодо переведення енергоблоків серії 300 МВт виробництва АТ «Українські енергетичні машини» з суперкритичних параметрів пари (тиск 23,5 МПа; температура 540 °С) на ультрасуперкритичні.

У роботі [1, 2] було проведено проектний пошук оптимальної величини ультрасуперкритичних параметрів свіжої пари, а також структури теплової схеми, яка відповідала б енергетичним та економічним вимогам.

У статті [3] представлено термодинамічний та ексергетичний аналіз роботи енергоблоку ТЕС при варіюванні параметрів свіжої пари, якими обрано наступні: температура свіжої пари послідовно приймалася рівною 540 °С, 650 °С і 700 °С, а її тиск – 24 МПа, 30 МПа та 35 МПа. Як фіксовані параметри приймалися: тиск і температура пари перед частиною низького тиску $T_3=540$ °С, $P_3=3,6$ МПа; тиск і температура пари за частиною низького тиску $T_4=26,68$ °С, $P_4=0,0035$ МПа; ККД котла $\eta_{\text{котл}}=0,93$; внутрішній відносний ККД частини високого тиску $\eta_{\text{вт}}^{\text{турб}}=0,9$; внутрішній відносний ККД частини низького тиску $\eta_{\text{нт}}^{\text{турб}}=0,9$; електричний ККД генератора $\eta_{\text{ген}}^{\text{ел}}=0,98$; ККД насосів – 0,85. Для всіх розрахунків витрата пари задавалася однаковою і рівною $G_1=266,7$ кг/с. Слід також зазначити, що фіксованим параметром також приймалась відносна ступінь сухості пари 95% на виході з частини турбіни низького тиску.

У роботі [24] отримано регресійні рівняння взаємозв'язку ексергетичного ККД всієї системи й ексергетичних ККД елементів теплової схеми ТЕС. Встановлено залежності ексергетичної ефективності від контрольованих параметрів обладнання (наприклад, тиску, температури), а також показників теплотехнічної і ізоентропної ефективності обладнання. За ексергетичними показниками і капітальними витратами на реалізацію проекту, а також з врахуванням реальних технічних можливостей машинобудування як оптимальні обрано параметри свіжої пари 30 МПа та 650 °С, після проміжного перегріву – 7 МПа та 650 °С (рис. 1).

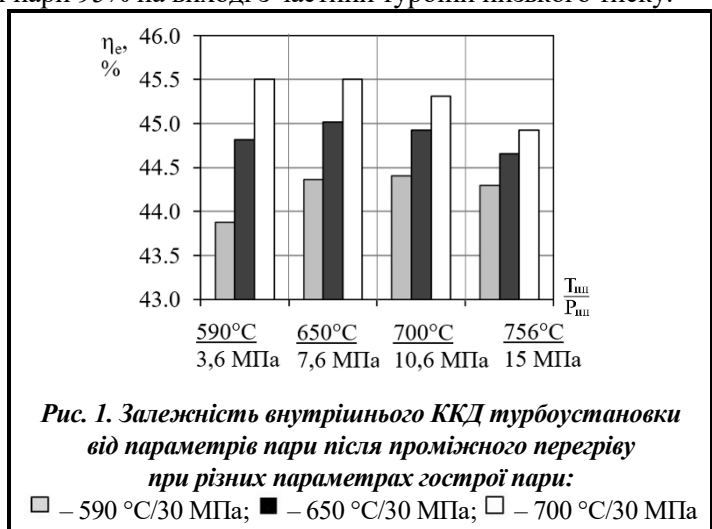


Рис. 1. Залежність внутрішнього ККД турбоустановки від параметрів пари після проміжного перегріву при різних параметрах гострої пари:

□ – 590 °С/30 МПа; ■ – 650 °С/30 МПа; □ – 700 °С/30 МПа

У роботі [1] показано, що переведення турбіни К-300-240-2 на такі параметри гострої пари й пари проміжного перегріву може бути здійснено шляхом повної заміни циліндра високого тиску наявного блоку на циліндр високого тиску із ультрасуперкритичними параметрами (ЦВТ УСКП) і над-

будови додатковим циліндром середнього тиску (НЦСТ) при повному збереженні параметрів і конструкцій вихідних частин середнього й низького тиску.

Таким чином, з урахуванням попередніх досліджень можна сформулювати наступну мету статті, яка полягає у вирішенні прикладної проблеми модернізації енергоблоків серії 300 МВт виробництва АТ «Українські енергетичні машини» шляхом переведення їх з надкритичних на ультранадкритичні параметри пари (650 °C/30 МПа та 650 °C/7 МПа) за умови максимально можливого збереження системи регенерації підігріву живильної води, що дозволить підвищити енергоефективність ТЕС при мінімальному переобладнанні.

Для досягнення цієї мети необхідно:

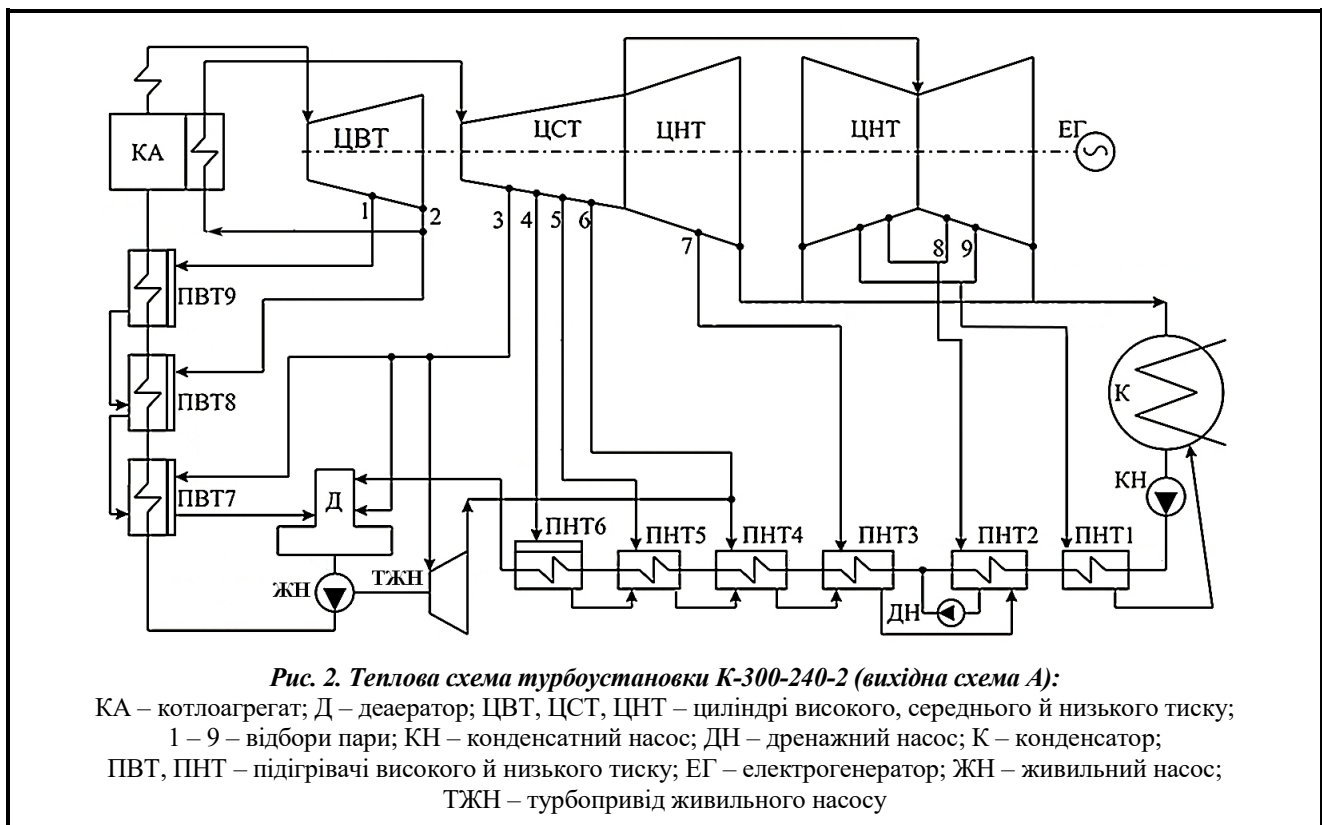
1) розробити варіанти структури теплової схеми енергоблоку серії 300 МВт при переведенні його на ультранадкритичні параметри пари (650 °C/30 МПа та 650 °C/7 МПа) й обрати найбільш раціональну схему за енергетичними показниками;

2) обґрунтувати вибір схеми з урахуванням мінімального переобладнання енергоблоку серії 300 МВт за умови зменшення викидів CO₂.

Розроблення структури теплової схеми енергоблоку серії 300 МВт при переведенні його на ультранадкритичні параметри пари

Турбіна парова конденсаційна без регульованих відборів пари з одним проміжним перегрівом і номінальною потужністю 300 МВт при 3000 об/хв забезпечена регенеративною системою для підігріву живильної води, в ній передбачено відбір на турбопривід живильного насоса (ТЖН).

На рис. 2 представлено вихідну теплову схему турбіни К-300-240-2 з основними параметрами (тиск, температура, ентальпія), а на рис. 3 – діаграму передачі теплоти у підігрівач високого тиску (ПВТ) схеми А при різниці температури живильної води на вході й температури насичення конденсату грюючої пари $\Delta t=3$ °C.



Регенеративна система для підігріву парою живильної води, що надходить у котел з проміжних нерегульованих відборів турбіни, виконана для турбіни К-300-240-2 одноступенчовою в частині низького і високого тиску [25].

На рис. 3 наведено діаграму передачі теплоти у ПВТ схеми А, а параметри гострої пари й пари по регенеративних відборах для вихідного варіанта схеми (рис. 2) представлено в табл. 1.

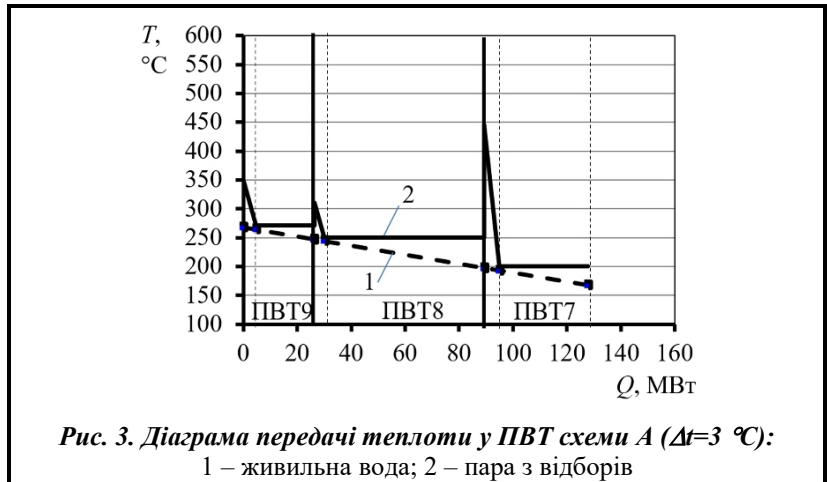


Рис. 3. Діаграма передачі теплоти у ПВТ схеми А ($\Delta t=3\text{ }^{\circ}\text{C}$):
1 – живильна вода; 2 – пара з відборів

Таблиця 1. Параметри гострої пари й пари по регенеративних відборах(вихідна схема А)

Точка процесу	Тиск, р, МПа	Температура, t, $^{\circ}\text{C}$	Ентальпія, кДж/кг	Ентропія, кДж/(кг·К)	Витрата, кг/с	Відбір на обладнання
Перед ЦВТ	23,5000	540,00	3324,800	6,187900	266,70	
Перший відбір пари	5,6000	350,00	3054,200	6,380500	17,50	ПВТ № 9
Другий відбір	4,0000	310,00	2964,794	6,328100	23,30	ПВТ № 8
Перед ЦСТ	3,7000	540,00	3540,400	7,246200	217,80	
Третій відбір	1,5600	445,00	3353,100	7,392200	10,00 30,47	ПВТ № 7 Турбопривід Деаератор
Четвертий відбір	0,6100	323,00	3109,600	7,447900	7,50	ПВТ № 6
П'ятий відбір	0,3600	262,00	2990,400	7,477300	5,40	ПВТ № 5
Шостий відбір	0,2100	205,00	2880,300	7,506000	7,50	ПВТ № 4
Перед ЦНТ	0,2600	192,00	2851,500	7,347500		
Сьомий відбір	0,1180	150,00	2775,300	7,535900	6,10	ПВТ № 3
Восьмий відбір	0,0540	90,00	2662,000	7,604600	2,80	ПВТ № 2
Дев'ятий відбір	0,0226	62,72	2508,900	7,553285	5,30	ПВТ № 1

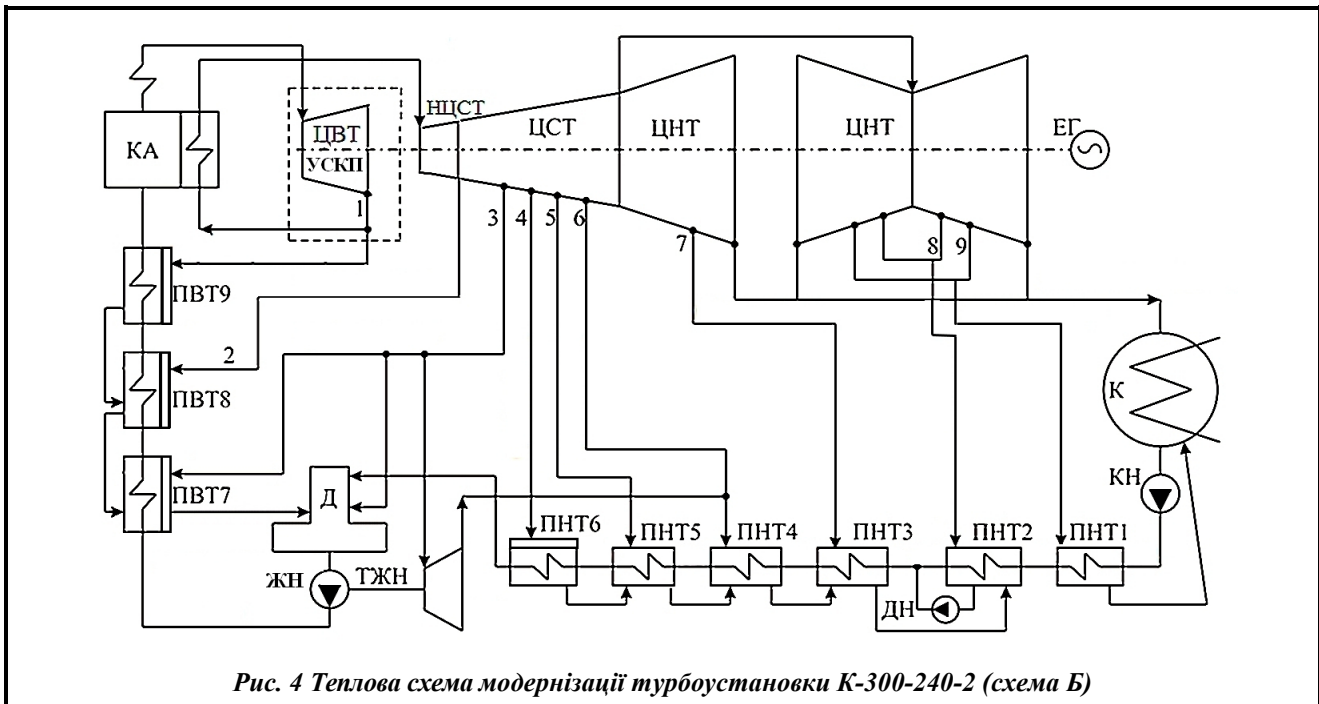


Рис. 4 Теплова схема модернізації турбоустановки К-300-240-2 (схема Б)

Розрахункові дослідження виконувалися за допомогою програмного комплексу, розробленого в Інституті проблем машинобудування ім. А. М. Підгірного НАН України [26]. Математичне забезпечення комплексу дозволяє розраховувати стаціонарні режими теплоенергетичних установок і легко адаптується для дослідження нових структур їх теплових схем. У результаті розрахунків теплової схеми (рис. 2) отримано електричний ККД вихідного енергоблоку, який дорівнює 36,5%.

На рис. 4 представлено перший варіант модернізації схеми, який обрано в результаті термодинамічного аналізу схемних рішень при варіюванні параметрів гострої пари і проміжного перегріву в попередніх дослідженнях [1], і запропоновано як найбільш раціональний.

Заходи з модернізації в цьому варіанті полягають в організації 1-го відбору пари з модернізованого ЦВТ УСКП, а 2-го – на виході з НЦСТ.

На рис. 5 показано діаграму передачі теплоти у ПВТ схеми Б, яку отримано з урахуванням нових параметрів пари у відборах 1 та 2. У табл. 2 представлено розрахункові параметри гострої пари і пари по регенеративних відборах у частині високого тиску.

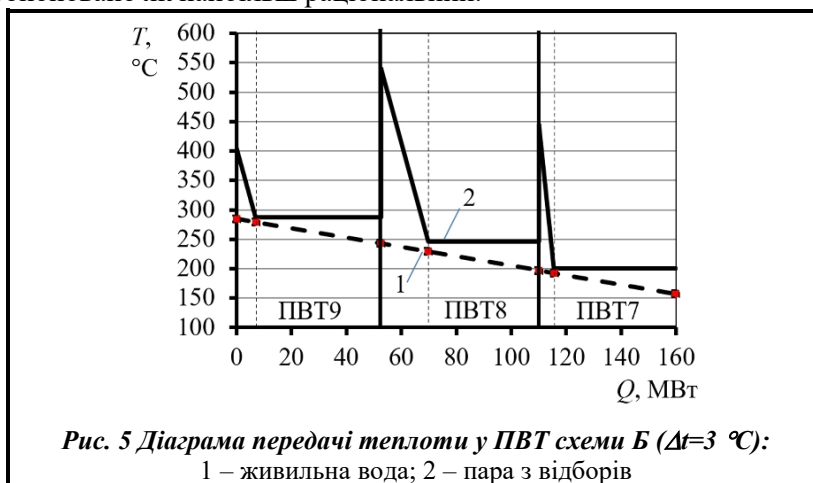


Рис. 5 Діаграма передачі теплоти у ПВТ схеми Б ($\Delta t=3$ °C):
1 – живильна вода; 2 – пара з відборів

Таблиця 2. Параметри гострої пари і пари по регенеративних відборах у частині високого тиску (схема Б)

Точка процесу	p , МПа	t , °C	Ентальпія, кДж/кг	Ентропія, кДж/(кг·К)	Витрата, кг/с
Перед ЦВТ УСКП	30,00	650,00	3599,4	6,4074	266,70
Перший відбір пари	7,19	405,95	3171,4	6,4572	17,50
Перед НЦСТ	6,79	650,00	3770,7	7,2384	249,20
Другий відбір (модернізований)	3,70	540,00	3540,4	7,2462	23,30

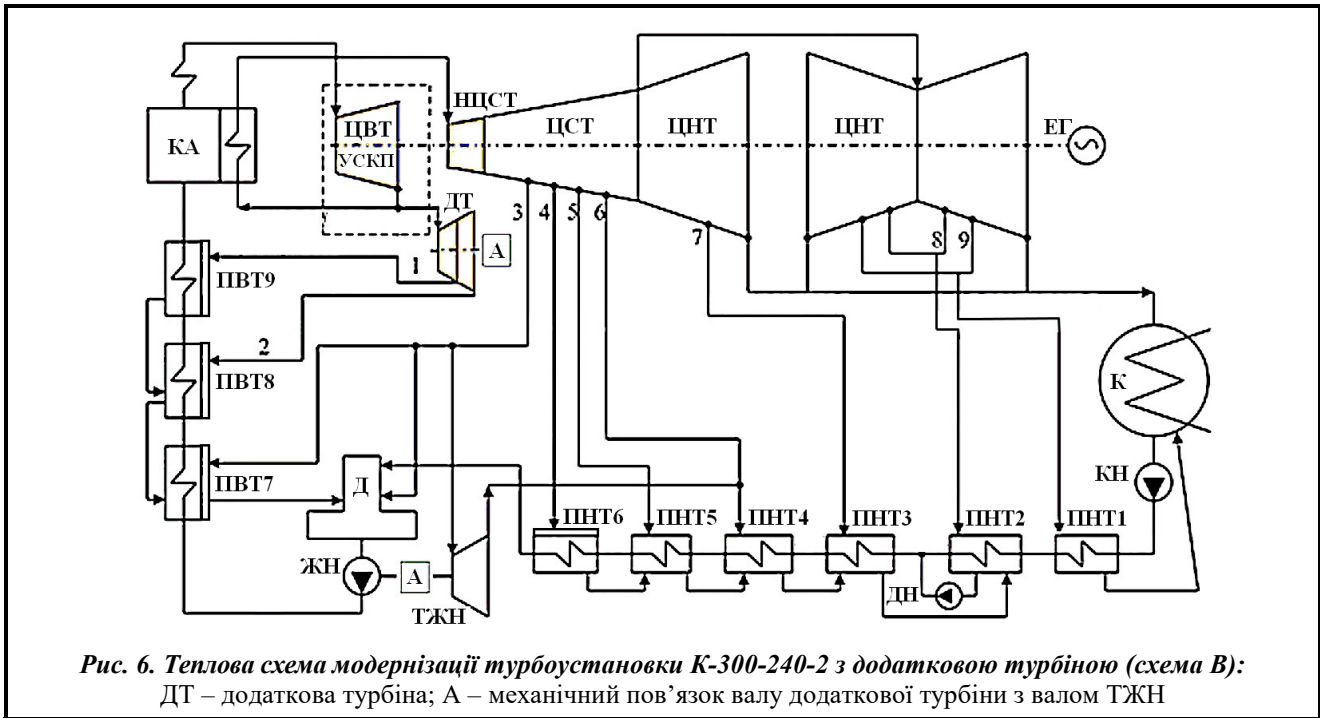
Визначено, що електричний ККД для варіанта схеми Б модернізації турбоустановки К-300-240-2 підвищується з 36,5% (схема А) до 42,5%.

За такого варіанта модернізації (рис. 4) заміні підлягають два ПВТ й ТЖН. Крім того, заміні підлягає 3-й відбір із циліндру середнього тиску через збільшення витрати пари, що йде до ТЖН. Недоліком цього варіанта є те, що через суттєве підвищення параметрів пари неможливо підібрати ПВТ з існуючого модельного ряду, необхідно розробляти нову конструкцію.

Виходячи з наведеного, для збереження наявних ПВТ, а також ТЖН запропоновано другий варіант схеми модернізації турбоустановки, за основу якого взято схемне рішення, відоме під назвою «Master Cycle» [21]. Так, у схемі В (рис. 6) пропонується встановити на один вал із ТЖН додаткову турбіну потужністю 3 МВт, на вхід якої подається пара з холодних ниток ЦВТ СПКП з витратою, яка дорівнює сумі 1-го та 2-го відборів вихідного варіанту турбіни К-300-240-2. З відборів додаткової турбіни пара до ПВТ надходить із параметрами, що відповідають вихідним даним наявної турбіни (табл. 3). З огляду на це ПВТ не підлягають заміні. Крім того, потужності додаткової турбіни достатньо, щоб разом із ТЖН забезпечити роботу живильного насоса для отримання тиску води 34 МПа. Отже, ТЖН також залишається без змін, крім монтажу додаткової турбіни.

Електричний ККД модернізованого енергоблоку (схема В) в цьому випадку становить 42,4%.

Методом, наведеним у [2], проведено техніко-економічний розрахунок і визначено строк окупності модернізації енергоблоку за двома варіантами: за першим варіантом строк окупності модернізації складає 5 років з урахуванням модернізації котлоагрегату, а за другим – 4,5 роки при орієнтовній вартості вугілля на вересень 2021 року 5500 грн/т й електроенергії 3 грн/(кВт·год) також з урахуванням модернізації котлоагрегату.



Таблиця 3 Параметри гострої пари і пари по регенеративних відборах у частині високого тиску (схема В)

Точка процесу	p , МПа	t , °С	Ентальпія, кДж/кг	Ентропія, кДж/(кг·К)	Витрата, кг/с
Перед ЦВТ УСВП	30,00	650,00	3599,4	6,4074	266,70
Перед додатковою турбіною	7,19	405,95	3171,4	6,4572	40,80
Перший відбір пари	5,60	369,40	3106,7	6,4634	17,50
Перед НЦСТ	6,79	650,00	3770,7	7,2384	241,10
Другий відбір (модернізований)	4,00	324,70	3028,7	6,4784	23,30

Висновки

1. Розглянуто два варіанти структури теплової схеми енергоблоку серії 300 МВт при переведенні його на ультрасуперкритичні параметри пари й оцінено масштаби переобладнання системи регенерації підігріву живильної води.

1.1. У першому варіанті теплової схеми 1-й відбір пари організовано з холодних ниток модернізованої ЦВТ УСВП, а 2-й – з холодних ниток НЦСТ. При цьому заміні підлягають два ПВТ і ТЖН. Крім того, змінюються відбори пари з ЦСТ через збільшення витрати пари, що йде до ТЖН. Недоліком цього варіанта є те, що через суттєве підвищення параметрів пари неможливо добрати ПВТ з існуючого модельного ряду, необхідно розробляти нову конструкцію. Встановлено, що електричний ККД для цього варіанта модернізації турбоустановки К-300-240-2 підвищується з 36,5% (вихідна теплова схема) до 42,5%.

1.2. У другому варіанті для збереження наявних ПВТ пропонується на один вал з ТЖН встановити додаткову турбіну потужністю 3 МВт, на вхід якої подається пара з холодних ниток ЦВТ УСВП з витратою, яка дорівнює сумі 1-го та 2-го відборів вихідного варіанта турбіни К-300-240-2. Пара з відборів додаткової турбіни надходить до ПВТ9 та ПВТ8 з параметрами, що відповідають вихідним даним наявної турбіни. З огляду на це ПВТ не підлягатимуть заміні. Крім того, потужності додаткової турбіни достатньо, щоб разом із ТЖН забезпечити роботу живильного насоса для отримання тиску води 34 МПа. Отже, ТЖН також залишається без змін, крім монтажу додаткової турбіни. Електричний ККД для другого варіанта схеми модернізації турбоустановки К-300-240-2 дорівнює 42,4%.

1.3. Визначено, що строк окупності модернізації за першим варіантом складає 5 років з врахуванням модернізації котлоагрегату, а за другим – 4,5 роки.

2. Запропоновано обрати варіант теплової схеми з додатковою турбіною, який дозволяє провести модернізацію турбоустановки К-300-240-2 з максимально можливим збереженням системи регенерації підігріву живильної води при підвищенні її енергоефективності майже на 14%.

Література

1. Kostikov A. O., Shubenko O. L., Subotin V. H., Senetskyi O. V., Tarasova V. O., Holoshchapov V. M., Babak M. Yu. Principal modernization solutions for a 300 MW power unit to be converted to operate at ultra-supercritical steam parameters. *Journal of Mechanical Engineering – Problemy Mashynobuduvannia*. 2021. Vol. 24. No. 4. P. 38–49. <https://doi.org/10.15407/pmach2021.04.038>.
2. Shubenko A., Babak M., Senetskyi O., Tarasova V., Goloshchapov V., Senetska D. Economic assessment of the modernization perspectives of a steam turbine power unit to the ultra-supercritical operation conditions. *International Journal of Energy Research*. 2022. Vol. 46. Iss. 15. P. 25530–25537. <https://doi.org/10.1002/er.8650>.
3. Tarasova V., Kostikov A., Kuznetsov M. Thermodynamic analysis and optimization of the cycle of a CHP plant power unit operating with ultra-supercritical steam parameters. In: Altenbach H., et al. *Advances in Mechanical and Power Engineering. CAMPE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2023. P. 44–54. https://doi.org/10.1007/978-3-031-18487-1_5.
4. Tumanovskii A. G., Shvarts A. L., Somova E. V., Verbovetskii E. Kh., Avrutskii G. D., Ermakova S. V., Kalugin R. N., Lazarev M. V. Review of the coal-fired, over-supercritical and ultra-supercritical steam power plants. *Thermal Engineering*. 2017. Vol. 64. P. 83–96. <https://doi.org/10.1134/S0040601517020082>.
5. Mohamed O., Khalil A., Wang J. Modeling and control of supercritical and ultra-supercritical power plants: A review. *Energies*. 2020. Vol. 13. Iss. 11. Paper ID 2935. <https://doi.org/10.3390/en13112935>.
6. Mohamed O. Study of energy-efficient supercritical coal-fired power plant dynamic responses and control strategies: Ph.D. Thesis. University of Birmingham, Birmingham, UK. 2012.
7. Draganescu M. Study of supercritical coal-fired power plant dynamic responses and control for grid code compliance: Ph.D. Thesis. University of Warwick, Coventry, UK. 2015.
8. Guo S. Model based analysis of power plant integrated with a post combustion carbon capture process: Ph.D. Thesis. University of Warwick, Coventry, UK. 2015.
9. Agbonghae E. O. Modelling and optimization of coal-fired power plant generation systems with CO₂ capture: Ph.D. Thesis. University of Leeds, Leeds, UK. 2015.
10. Restrepo A., Miyake R., Kleveston F., Bazzo E. Exergetic and environmental analysis of a pulverized coal power plant. *Energy*. 2012. Vol. 45. Iss. 1. P. 195–202. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.01.080>.
11. Li Y., Zhou L., Xu G., Fang Y., Zhao S., Yang Y. Thermodynamic analysis and optimization of a double reheat system in an ultra-supercritical power plant. *Energy*. 2014. Vol. 74. P. 202–214. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.05.057>.
12. Cui J., Chai T., Liu X. Deep-neural-network-based economic model predictive control for ultra-supercritical power plant. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*. 2020. Vol. 16. Iss. 9. P. 5905–5913. <https://doi.org/10.1109/tii.2020.2973721>.
13. Adibhatla S., Kaushik S. C. Energy and exergy analysis of a super critical thermal power plant at various load conditions under constant and pure sliding pressure operation. *Applied Thermal Engineering*. 2014. Vol. 73. Iss. 1. P. 51–65. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.030>.
14. Ahmadi Gh. R., Toghraie D. Energy and exergy analysis of Montazeri steam power plant in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 56. P. 454–463. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.074>.
15. Tramošljika B., Blecich P., Bonfacic I., Glažar V. Advanced ultra-supercritical coal-fired power plant with post-combustion carbon capture: Analysis of electricity penalty and CO₂ emission reduction. *Sustainability*. 2021. Vol. 13. Iss. 2. P. 801–820. <https://doi.org/10.3390/su13020801>.
16. Liebenthal U., Linnenberg S., Oexmann J., Kather A. Derivation of correlations to evaluate the impact of retro-fitted post-combustion CO₂ capture processes on steam power plant performance. *International Journal of Greenhouse Gas Control*. 2011. Vol. 5. Iss. 5. P. 1232–1239. <https://doi.org/10.1016/j.ijggc.2011.05.033>.
17. Kowalczyk T., Ziółkowski P., Badur J. Exergy analysis of the Szewalski cycle with a waste heat recovery system. *Archives of Thermodynamics*. 2015. Vol. 36. No. 3. P. 25–48. <https://doi.org/10.1515/aoter-2015-0020>.
18. Espatolero S., Cortés C., Romeo L. M. Optimization of boiler cold-end and integration with the steam cycle in supercritical units. *Applied Energy*. 2010. Vol. 87. Iss. 5. P. 1651–1660. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.10.008>.
19. Liu X. J., Kong X. B., Hou G. L., Wang J. H. Modeling of a 1000 MW power plant ultra super-critical boiler system using fuzzy-neural network methods. *Energy Conversion and Management*. 2013. Vol. 65. P. 518–527. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.07.028>.
20. Zhang H., Liu X., Kong X., Lee K. Y. Stacked auto-encoder modeling of an ultra-supercritical boiler-turbine system. *Energies*. 2019. Vol. 12. Iss. 21. Paper ID 4035. <https://doi.org/10.3390/en12214035>.
21. Łukowicz H., Dykas S., Rulik S., Stepczynska K. Thermodynamic and economic analysis of a 900 MW ultra-supercritical power unit. *Archives of Thermodynamics*. 2011. Vol. 32. No. 3. P. 231–244. <https://doi.org/10.2478/v10173-011-0025-1>.

22. Rayudu P. N., Govinda Rajulu K. Technology thermodynamic analysis of 1200 MW coal based supercritical thermal power plant with single and double reheating. *International Journal of Engineering Sciences & Research Technology*. 2017. Vol. 6. Iss. 4. P. 677–684.
23. Sun L., Li D., Lee K. Y., Xue Y. Control-oriented modeling and analysis of direct energy balance in coal-fired boiler-turbine unit. *Control Engineering Practice*. 2016. Vol. 55. P. 38–55. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2016.06.013>.
24. Тарасова В. О. Факторний аналіз теплової схеми ТЕЦ з надкритичним паровим циклом на основі ексергетичного методу. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: «Нові рішення у сучасних технологіях». 2021. № 2 (8). С. 46–55. <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2021.02.07>.
25. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ / под ред. Ю. Ф. Косяка. М.: Энергоиздат, 1982. 272 с.
26. 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.

Надійшла до редакції 19.06.2023