

УДК 621.31.2

DOI [https://doi.org/10.15589/znп2025.2\(500\).12](https://doi.org/10.15589/znп2025.2(500).12)

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF USING TWO-STAGE STEAM SUPERHEATING IN A NUCLEAR POWER PLANT'S STEAM GENERATING UNIT

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВОСТУПЕНЕВОГО ПЕРЕГРІВУ ПАРИ В ПТУ АТОМНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Mykola S. Bondarenko
mykola.bondarenko@nuos.edu.ua
ORCID: 0009-0003-7063-9889

М. С. Бондаренко,
канд. техн. наук, доцент

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. Purpose. The study is devoted to the selection and justification of circuit solutions for the composition of an intermediate steam super heater using the example of the thermal circuit of the steam turbine unit of the South-Ukraine Nuclear Power Plant (SU NPP).

Steam turbine units with water-water power reactors, which are currently in operation and planned for installation in the future, operate on wet steam, therefore measures are taken to dehumidify the steam during its expansion in the turbine unit – intermediate separation and steam superheating according to the following schemes:

- separation and two-stage steam superheating;
- separation and single-stage steam superheating.

Most plants use separation and two-stage intermediate steam superheating. There is no justification for the use of such a scheme in domestic literature.

Methodology. A thermal calculation of the steam turbine unit was performed using the method of successive approximations: the productivity of the steam generator was calculated using two-stage and single-stage intermediate steam superheating; a comparative assessment of the mass and size indicators of the separator-steam super heater and the thermal efficiency of the unit was performed.

The initial and final parameters of the working fluid and the parameters of the working fluids in the regeneration system correspond to the thermal diagram of the steam turbine unit of a nuclear power plant.

Results. A comparison of the technical indicators of two options for using steam intermediate superheating for a steam turbine unit at a nuclear power plant allows conclusions to be drawn about the questionable feasibility of using two-stage intermediate steam superheating.

Two-stage steam superheating (compared to single-stage) complicates the thermal scheme of the steam turbine unit, the design of the separator-steam superheater, and reduces the productivity of the steam generator (increases the thermal efficiency of the unit) by only 0.28 %. Given the insignificant share of fuel costs for a nuclear power plant, a reduction in total operating costs in the range of hundredths of a percent can be expected.

With single-stage intermediate steam superheating, the mass, size, and cost indicators of the steam super heater are improved by reducing the heat transfer surface (by about a third) as a result of increasing the mean logarithmic temperature head by 34 %.

Practical significance. The results of the study can be taken into account when selecting and justifying design decisions regarding the composition of steam turbine installations for promising nuclear-fueled steam turbine installations.

Key words: nuclear power plant; steam turbine installation; steam generator performance; intermediate steam super heater; comparative efficiency.

Анотація. Мета. Дослідження присвячене вибору та обґрунтуванню схемних рішень щодо складу проміжного парового перегрівника на прикладі теплової схеми паротурбінної установки Південно-Української АЕС (ПУ АЕС). Паротурбінні установки з водо-водяними енергетичними реакторами, що знаходяться в експлуатації та плануються в перспективі до установки, працюють на вологій парі, тому використовують заходи щодо осушення пари в процесах її розширення в турбоагрегаті – проміжну сепарацію і паровий перегрів пари за наступними схемами:

- сепарація і двоступеневий перегрів пари;
- сепарація і одноступеневий перегрів пари.

При чому більшість установок використовують сепарацію та двоступеневий паровий проміжний перегрів пари. У вітчизняній літературі відсутнє обґрунтування доцільності використання такої схеми.

Методика. Виконано тепловий розрахунок паротурбінної установки методом послідовних наближень: розрахована продуктивність парогенератора при використанні двоступеневого та одноступеневого проміжного перегріву пари; виконана порівняльна оцінка масогабаритних показників сепаратора-пароперегрівника та теплової економічності установки.

Прийняті початкові та кінцеві параметри робочого тіла, параметри робочих тіл в системі регенерації відповідають тепловій схемі паротурбінної установки ПУ АЕС.

Результати. Порівняння технічних показників двох варіантів використання парового проміжного перегріву пари для паротурбінної установки атомної електростанції дозволяє зробити висновки щодо сумнівної доцільності використання двоступеневого проміжного перегріву пари.

Двоступеневий перегрів пари (у порівнянні з одноступеневим) ускладнює теплову схему ПТУ, конструкцію сепаратора-пароперегрівника і скорочує продуктивність парогенератора (підвищує теплову економічність установки) лише на 0,28 %. Враховуючи незначну частку витрат на паливо для атомної електростанції можна чекати зменшення загальних експлуатаційних витрат в межах сотих часток процента.

При одноступеневому проміжному перегріві пари покращуються масогабаритні і вартісні показники пароперегрівника за рахунок зменшення теплопередавальної поверхні (близько як на третину) в результаті збільшення середньо-логірифімічного температурного напору на 34 %.

Практична значимість. Результати дослідження можуть бути враховані при виборі і обґрунтуванні проектних рішень щодо складу паротурбінних установок перспективних паротурбінних установок на ядерному паливі.

Ключові слова: атомна електростанція; паротурбінна установка; продуктивність парогенератора; проміжний пароперегрівник; порівняльна ефективність.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Україна має найбільші в Європі родовища уранових руд і відповідну виробничу базу: діючі блоки АЕС, гірничо-збагачувальні комплекси з виробництва уранової і цирконієвої продукції, що свідчить про перспективність розвитку ядерної енергетики. Володіючи промисловими запасами урану, які можуть забезпечити державу щонайменше на 100 років, перед Україною відкриваються можливості реалізації потенціалу свого атомно-машинобудівного комплексу та завоювання світових ринків. Розвиток атомної енергетики у світі дещо загальмувався, багато країн втратили фахівців, традиції, налагоджені зв'язки поставок необхідного для нормальної роботи АЕС. Україна наразі поки що зберегла кадри атомників. може ефективно працювати і стати країною, що забезпечує електроенергією, виробленою на АЕС, не тільки себе, а й інші держави [1, 2, 3].

17 грудня 2023 року в Києві глава «Енергоатому» Петро Котін і CEO Westinghouse Патрік Фрагман підписали контракт на закупівлю реакторної установки для першого в Україні атомного енергоблоку за технологією AP1000.

Ядерні реактори AP1000 – це водно-водяні реактори під тиском, розроблені компанією Westinghouse. Вони є еволюційним вдосконаленням попередньої моделі AP600, зі збільшеною потужністю та більш простим дизайном, що дозволяє скоротити час та вартість будівництва. Ключові переваги AP1000 – це підвищена безпека, використання модульних конструкцій та спрощена система контролю.

У вересні 2021 року «Енергоатом» і Westinghouse підписали меморандум про будівництво п'яти енергоблоків АЕС в Україні. У червні 2022 року компанії підписали угоди про збільшення кількості ядерних енергоблоків, що будуються за технологією AP1000 в Україні, з п'яти до дев'яти одиниць.

Паротурбінні установки з водо-водяними енергетичними реакторами (ВВЕР), що знаходяться в експлуатації та плануються до установки, працюють на вологій парі, використовують проміжну сепарацію і паровий перегрів пари за наступними схемами:

1) сепарація і двоступеневий перегрів пари – в установках К-220-4,3 (СПП-220, СПП-220М), К-500-6,4/50 (СПП-500-1), К-1000-5,9/25 (СПП-1000);

2) сепарація і одноступеневий перегрів пари – в установках К-750-6,4/50 (СПП-750), К-1000-5,9/50 (СПП-1000-1).

При цьому надається перевага першому варіанту. Дослідження присвячене вибору та обґрунтуванню схемних рішень щодо складу проміжного парового перегрівника на прикладі теплової схеми ПТУ ПУАЕС.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Виконаний аналіз публікацій вітчизняних і зарубіжних авторів та проектних розробок світових лідерів виробників енергетичного обладнання АЕС показав відсутність кількісного аналізу впливу схеми перегріву пари на продуктивність парогенератора і теплову потужність ВВЕР. Перспективи розвитку атомної енергетики в Україні підтверджують актуальність даного дослідження.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

В роботі розглянуті практичні питання реалізації технічних рішень щодо модернізації теплової схеми ПТУ АЕС, які можуть бути використанні при прийнятті проектних рішень для нових електростанцій.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є аналіз ефективності використання двоступеневого проміжного парового перегріву на прикладі теплової схеми ПУ АЕС

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Використана методика теплового розрахунку ПТУ методом послідовних наближень. Визначена витрата робочого тіла в установці з одноступеневою та двоступеневою схемами перегріву пари, виконана порівняльна характеристика масогабаритних показників сепаратора-пароперегрівника.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Задача вирішується на прикладі паротурбінної установки Південно-Української АЕС. Теплова схема (рис. 1) наведена зі спрощеннями: в базовому варіанті турбоагрегат включає однокорпусну ТВТ, сепаратор-пароперегрівач, однокорпусну двопоточну ТСТ і трикорпусну двопоточну ТНТ, які працюють на один електрогенератор потужністю 1000 МВт. Сепаратор-пароперегрівач, включений між турбінами високого і середнього тиску, дозволяє знизити вологість пари в процесах розширення в ТСТ і ТНТ і суттєво підвищити початковий тиск пари до 62,7 бар і температуру до 278,5 °С, що позитивно впливає на ефективний

ККД установки. Тут використаний двоступеневий перегрів пари, спочатку парую сьомого відбору і кінцевий перегрів свіжою парую.

Для побудови процесу розширення пари в турбоагрегаті прийнята наступна початкова інформація:

електрична потужність агрегата – $N_E = 1\,000\,000$ кВт;
параметри пари на вході в турбіну високого тиску (ТВТ):

тиск – $P_0 = 58,8$ бар;

температура $t_0 = 274,3$ °С;

ентальпія $I_0 = 2780$ кДж/кг;

параметри пари на виході з парогенератора:

тиск – $P_{\text{п}} = 62,7$ бар;

температура $t_{\text{п}} = 278,5$ °С;

ентальпія $I_{\text{п}} = 2784$ кДж/кг;

тиск пари на виході з ТВТ (прийнято за прототипом) – $P_{2\text{в}} = 12,0$ бар;

параметри пари на виході з сепаратора (на вході в паровий підігрівач):

тиск (з урахуванням втрати 3% тиску) – $P_{2\text{сеп}} = 11,7$ бар;

ступінь сухості пари – $x_c = 0,999$;

параметри пари на вході в ТСТ:

тиск – $P_{1\text{с}} = 10,7$ бар;

температура – $t_{1\text{с}} = 250$ °С;

ентальпія $I_{1\text{с}} = 2944$ кДж/кг;

тиск пари на виході з ТСТ (вході в ТНТ) – $P_{2\text{с}} = 3,35$ бар;

тиск пари в головному конденсаторі – $P_x = 0,0375$ бар.

При побудові процесів розширення пари в турбоагрегаті (рис. 2 і 3) прийнята і визначена наступна інформація:

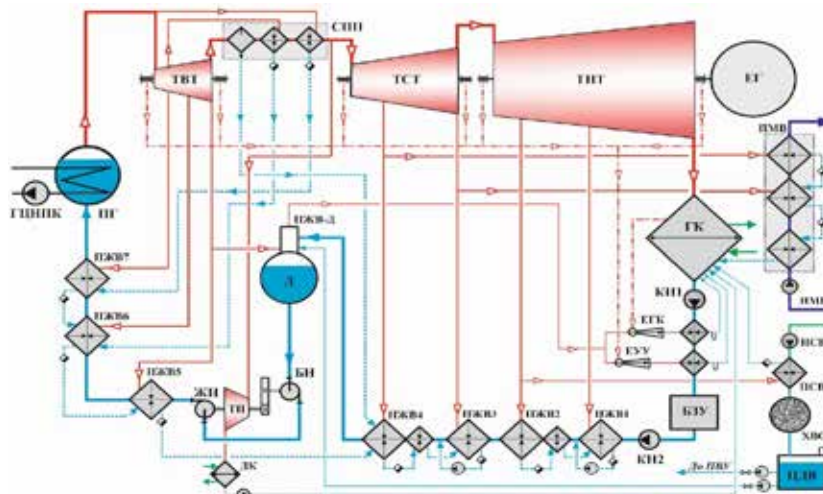


Рис. 1. Теплова схема ПТУ атомної електростанції ТВТ. ТСТ, ТНТ – турбіни високого, середнього та низького тисків; ЕГ – електрогенератор; СПП – сепаратор-пароперегрівник; ПГ – парогенератор; ГЦНПК – головний циркуляційний насос першого контуру; ГК – головний конденсатор; КН1, КН2 – конденсатні насоси першого та другого підйому; БЗУ – блочна знесолювальна установка; ЕГК, ЕУУ – ежекторні установки підтримки вакууму в ГК та системи укупорки ущільнень; ПЖВ1...7 – підігрівники живильної води; Д – деаератор; БН, ЖН – бустерний та живильний насоси; ТП – турбопривід; ДК – допоміжний конденсатор; ПМВ – підігрівач мережної води; НМВ – насос мережної води; НСВ – насос сирої води; ПСВ – підігрівач сирої води; ХВО – хімводоочистка; ЦДВ – цистерна додаткової води

внутрішні відносні ККД турбін високого середнього і низького тисків (ТВТ, ТСТ і ТНТ), відповідно, $\eta_{0i\text{в}} = 0,81$, $\eta_{0i\text{с}} = 0,86$, $\eta_{0i\text{н}} = 0,79$;

ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення в ТВТ $I_{2\text{вт}} = 2485$ кДж/кг;

адіабатний теплоперепад в ТВТ $H_{a\text{в}} = I_0 - I_{2\text{вт}} = 2780 - 2485 = 295$ кДж/кг;

внутрішній теплоперепад в ТВТ $H_{i\text{в}} = H_{a\text{в}} \cdot \eta_{0i\text{в}} = 295 \cdot 0,81 = 239$ кДж/кг;

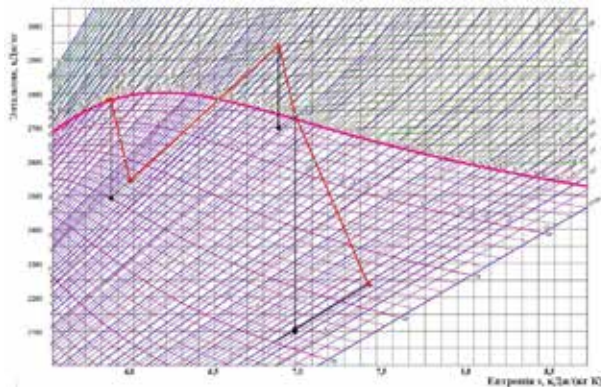


Рис. 2. Процес розширення пари в турбоагрегаті

ентальпія пари на виході із ТВТ $I_{2\text{в}} = I_0 - H_{i\text{в}} = 2780 - 239 = 2541$ кДж/кг;

ентальпія пари на виході із сепаратора $I_{2\text{сеп}} = 2780$ кДж/кг;

ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення в ТСТ $I_{2\text{ст}} = 2700$ кДж/кг;

адіабатний теплоперепад в ТСТ $H_{a\text{с}} = I_{1\text{с}} - I_{2\text{ст}} = 2944 - 2700 = 244$ кДж/кг;

внутрішній теплоперепад в ТСТ $H_{i\text{с}} = H_{a\text{с}} \cdot \eta_{0i\text{с}} = 244 \cdot 0,86 = 210$ кДж/кг;

ентальпія пари на виході із ТСТ $I_{2\text{с}} = I_{1\text{с}} - H_{i\text{с}} = 2944 - 210 = 2734$ кДж/кг;

ентальпія пари на виході із ТНТ в кінці адіабатного процесу розширення до тиску в конденсаторі $P_{\text{х}} = 0,0375$ бар – $I_{2\text{нт}} = 2100$ кДж/кг;



Рис. 3. Параметри процесів розширення пари в турбоагрегаті

втрати з випускною швидкістю $q_{\text{вип}} = 0,5 \cdot 10^{-3} c_{\text{вип}}^2 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 100^2 = 5$ кДж/кг;

ентальпія пари на виході із ТНТ в адіабатному процесі розширення (до $P_{2\text{н}}$);

$I_{2\text{нт}} = I_{2\text{нт}} + q_{\text{вип}} = 2100 + 5 = 2105$ кДж/кг;

тиск пари на виході із ТНТ – $P_{2\text{н}} = 0,04$ бар;

адіабатний теплоперепад в ТНТ $H_{a\text{н}} = I_{2\text{с}} - I_{2\text{нт}} = 2734 - 2105 = 629$ кДж/кг;

внутрішній теплоперепад в ТНТ $H_{i\text{н}} = H_{a\text{н}} \cdot \eta_{0i\text{н}} = 629 \cdot 0,79 = 497$ кДж/кг;

ентальпія пари на виході із ТНТ в кінці дійсного (політропного) процесу розширення $I_{2\text{н}} = I_{2\text{с}} - H_{i\text{н}} = 2734 - 497 = 2237$ кДж/кг.

Параметри робочого тіла в системі регенерації (рис. 4).

Параметри робочого тіла в головному конденсаторі: тиск $P_{\text{х}} = 0,0375$ бар; температура насичення $t_{\text{х}} = 28,6$ °C;

температура конденсату на виході із головного конденсатора $t_{\text{гк}} = t_{\text{х}} - \Delta t_{\text{ох}} = 28,6 - 0,6 = 28$ °C (301 K);

ентальпія конденсату на виході із головного конденсатора $i_{\text{гк}} = 117$ кДж/кг.

Параметри води в головному парогенераторі

тиск $P_{\text{пг}} = 63$ бар;

температура насичення $t_{\text{спг}} = 279$ °C (552K);

ентальпія $i_{\text{спг}} = 1231$ кДж/кг.

Кількість регенеративних відборів $z = 7$.

Оптимальна по тепловій ефективності температура живильної води на виході із системи регенеративного підігріву (на вході в парогенератор)

$$T_{\text{жв}}^{\text{opt}} = z \sqrt[8]{T_{\text{спг}}^z \cdot T_{\text{к}}} = \sqrt[8]{552^7 \cdot 279} = 507\text{K} (234 \text{ °C})$$

У якості розрахункової прийнято, відповідно до параметрів установки-прототипу $t_{\text{жв}} = t_{\text{жв}}^{\text{opt}} - (10 \dots 20) = 234 - 12 = 222$ °C.

Ентальпія живильної води залежить від її температури і тиску (прийнято $P_{\text{жв}} = 70$ бар), за таблицями [4] становить $i_{\text{жв}} = 954$ кДж/кг. Таким чином, загальний підвід тепла до живильної води складає $\Delta i_{\text{жв}} = 954 - 117 = 837$ кДж/кг.

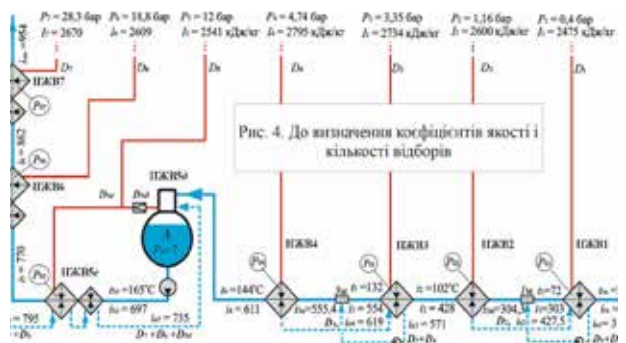


Рис. 4. До визначення коефіцієнтів якості і кількості відборів

З метою скорочення об'єму статті тут опущені питання розподілу загального підігріву живильної

Таблиця 1. Параметри робочих тіл в системі регенерації

Параметри	Номери відборів						
	1	2	3	4	5	6	7
Тиск пари у відборі, бар	0,40	1,16	3,35	4,74	12,0	18,8	28,3
Ентальпія пари, кДж/кг	2475	2600	2734	2795	2541	2609	2670
Температура живильної води після підігрівача, °C	72	102	132	144	181	201	222
Ентальпія води після підігрівача, кДж/кг	304,5	428	555,3	611	770	862	954
Ентальпія конденсату грійоючої пари, кДж/кг	314	427,5	571	619	735	795	880
Коефіцієнт якості відбору	0,7484	0,6163	0,4746	0,4101	0,2526	0,1808	0,1163
Коефіцієнт кількості відбору	0,0481	0,0427	0,0437	0,0251	0,0729	0,0483	0,0514
Витрата пари у відборі, кг/с	66,67	59,18	60,57	34,79	101,04	66,94	71,24

води між підігрівниками та визначення параметрів грійоючої пари у регенеративних відборах, коефіцієнтів якості і кількості відборів

Результати розрахунків наведені в таблиці 1.

Одержана інформація дозволяє визначити витрату пари на турбіну, що працює в установці без регенерації D_T^0 і з регенерацією D_T .

$D_T^0 = N_E / (H_i \cdot \eta_{mc}) = 1\,000\,000 / (946 \cdot 0,96) = 1101$ кг/с; (3964 т/год.).

$D_T = D_T^0 / \left[1 - \sum_{n=1}^z \Theta_n (1 - \Psi_n) \right] = 1101 / [1 - 0,0481 \cdot (1 - 0,7484) - 0,0427 \cdot (1 - 0,6163) - 0,0437 \cdot (1 - 0,4746) - 0,0251 \cdot (1 - 0,4101) - 0,0729 \cdot (1 - 0,2526) - 0,0483 \cdot (1 - 0,1808) - 0,0514 \cdot (1 - 0,1163)] = 1386$ кг/с; (4990 т/год.).

Продуктивність парогенератора

– у максимально спрощеній установці без регенерації складе

$D_T^0 = 1101$ кг/с, (3964 т/год.);

– у спрощеній установці (без допоміжних споживачів пари) з регенерацією

$D_T = 1386$ кг/с, (4990 т/год.).

До складу теплової схеми (див. рис. 1) включені допоміжні споживачі пари (ДСП): проміжний сепаратор-пароперегрівник; турбопривід живильного насоса; ежектори підтримки вакууму в головному конденсаторі і укупорки ущільнень, підігрівник мережної води. Наявність ДСП впливає на продуктивність парогенератора (в порівнянні зі спрощеною тепловою схемою), так як вони споживають пару та змінюють витрати пари у відборах при фіксованих параметрах робочих середовищ в системі регенерації.

Сепаратор пари

В результаті сепарації вологи зменшується витрата пари на послідовні частини турбіни ТСТ і ТНТ. Для забезпечення незмінної потужності турбіни повинна збільшитися продуктивність парогенератора на величину D_c^{ym} , яку можна прийняти як умовну витрату пари на сепаратор.

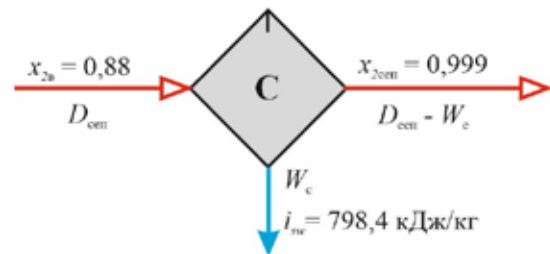


Рис. 5. Матеріальний баланс міжкорпусного сепаратора пари

Кількість вологи що видаляється із робочого тіла в сепараторі визначається із матеріального балансу сепаратора (рис. 5)

$$W_c = D_{сеп} (1 - x_{2в}) - (D_{сеп} - W_c) \cdot (1 - x_{2сеп});$$

$$W_c = D_{сеп} \cdot (1 - x_{2в} / x_{2сеп}),$$

де $x_{2в}$ і $x_{2сеп}$ – степінь сухості пари, відповідно, на виході із ТВТ і сепаратора (див. рис. 2 і 3).

Витрату вологи пари на сепаратор для спрощеної установи з регенерацією можна визначити як

$D_{сеп}^R = D_T - D_7 - D_6 - D_5 = 1386 - 71,24 - 66,94 - 101,04 = 1146,8$ кг/с.

Тоді кількість вологи, що видаляється в сепараторі $W_c^R = D_{сеп}^R \cdot (1 - x_{2в} / x_{2сеп}) = 1146,8 (1 - 0,88 / 0,999) = 136,6$ кг/с.

В установці з допоміжним споживачем пари (сепаратором) зміняться як загальна витрата робочого тіла, так і витрати робочого тіла у відборах, що позначиться на витраті вологи пари на сепаратор. В першому наближенні прийнято $W_c' = 1,075 \cdot W_c^R = 1,075 \cdot 136,6 = 147$ кг/с.

Включення до складу теплової схеми в ПТУ міжкорпусного сепаратора пари, як і любого допоміжного споживача, викликає наступне:

– збільшуються витрати робочого тіла в установці, продуктивність парогенератора становить $\zeta'_C \cdot D_T = D_T + D_c^{ym}$;

– змінюються витрати пари у регенеративних відборах, так як збільшується кількість живильної води, що підігрівається в ПЖВ, а теплота сепарованої

вологи використовується в системі регенеративного підігріву.

Збільшення продуктивності парогенератора в результаті відведення води в сепараторі (умовну витрату пари на сепаратор D_c^{ym}) можна визначити із рівняння енергетичного балансу установки, а зміну витрат пари у відборах із рівняння теплових балансів відповідних підігрівників, починаючи з останнього по ходу живильної води, прийнявши в першому наближенні значення $\zeta'_c = 1,075$.

Розрахунок умовної витрати пари на проміжний сепаратор за спрощеною процедурою

Коефіцієнти зв'язку сепаратора з точками відбору визначаються як

$$a_{1c} = a_{2c} = a_{3c} = a_{6c} = a_{7c} = 0; a_{5c} = 1,0.$$

З четвертим регенеративним відбором коефіцієнт зв'язку визначається за умови незмінного теплового навантаження ПЖВ4:

$$W'_c (i_{sw} - i_{k4}) + \Delta D_{4c} (I_4 - i_{k4}) = 0; \\ a_{4c} = -\Delta D_{4c} / W'_c = -(i_{sw} - i_{k4}) / (I_4 - i_{k4}) = -(798,4 - 619) / (2795 - 619) = -0,08244.$$

Умовна витрата пари на проміжний сепаратор $D_c^{ym} = W'_c [a_{5c}(1 - \Psi_5) + a_{4c}(1 - \Psi_4)] = 147[1,0(1 - 0,2526) - 0,08244(1 - 0,4101)] = 102,7$ кг/с.

Перевірка розбіжності наближень

$$\zeta''_c = 1 + D_c^{ym} / D_T = 1 + 102,7 / 1386 = 1,074; \\ \delta = 100 \cdot (\zeta''_c - \zeta'_c) / \zeta'_c = 100 \cdot (1,075 - 1,074) / 1,075 = 0,093\%.$$

Проміжний пароперегрівник

В установці використаний двоступеневий проміжний паровий перегрівник пари. В першій ступені використовується пара сьомого регенеративного відбору, в другій ступені – свіжа пара (рис. 1 і 6).

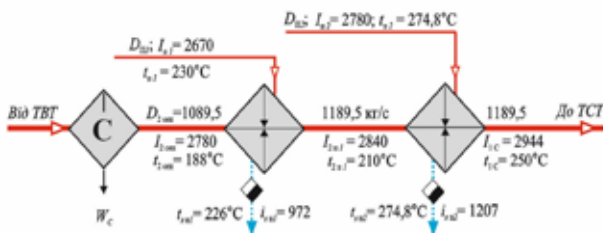


Рис. 6. Параметри проміжного перегріву пари

Включення до складу теплової схеми проміжного пароперегрівника збільшує продуктивність парогенератора на величину $D_{п1}^{ym}$, яка наразі невідома. В першому наближенні прийнята продуктивність парогенератора

$$D_{п1}^{ym} = \zeta'_{п1} \cdot (D_T + D_c^{ym}),$$

де $\zeta'_{п1} = 1,068$ – коефіцієнт, що враховує зміну витрати робочого тіла в результаті включення до теплової схеми проміжного пароперегрівника.

Кількість пари, що підігрівається в проміжному пароперегрівнику (на виході із сепаратора D2сеп) визначиться як

$$D_{2сеп} = \zeta'_{п1} \cdot (D_T + D_c^{ym}) - \sum_{n=5}^7 (D_n + \Delta D_{nc}) - WC = \\ = 1,068 \cdot (1386 + 106,3) - 71,24 - 66,94 - 101,04 - 5,34 - 5,16 - 7,54 - 147 = 1189,5 \text{ кг/с}.$$

Температура пари на виході із першої ступені підігріву з урахуванням температурного напору $t_{2п1} = t_{п1} - \Delta t_{min1} = 230 - 20 = 210$ °С; ентальпія (див. рис. 2.10.) $I_{2п1} = 2840$ кДж/кг.

Витрати гріючої пари знаходимо із рівнянь теплових балансів відповідних теплообмінників

– перша ступінь підігріву

$$D_{п1} = D_{2сеп} (I_{2п1} - I_{2сеп}) / [(I_{п1} - i_{сн1}) \cdot \eta_{п1}] = 1189,5 \cdot (2840 - 2780) / [(2670 - 972) \cdot 0,99] = 42,5 \text{ кг/с};$$

– друга ступінь підігріву

$$D_{п2} = D_{2сеп} (I_{п2} - I_{2п1}) / [(I_{п2} - i_{сн2}) \cdot \eta_{п2}] = 1189,5 \cdot (2944 - 2840) / [(2780 - 1207) \cdot 0,99] = 79,4 \text{ кг/с};$$

Схема включення проміжного перегрівника і параметри, необхідні для визначення умовної витрати пари по повній процедурі наведена на рис. 7.

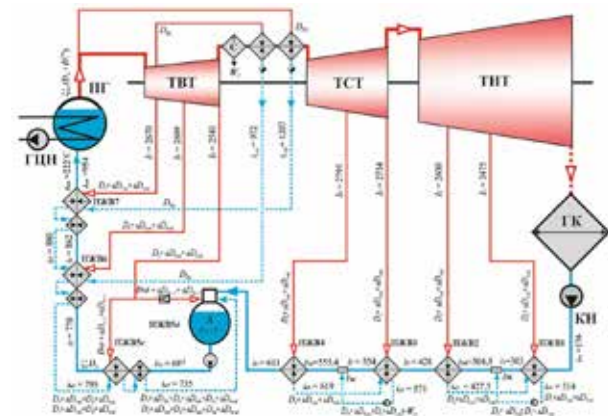


Рис. 7. Схема включення проміжного перегрівника в теплову схему

За зрозумілих причин умовну витрату пари на проміжний пароперегрівник визначимо за спрощеною процедурою.

Коефіцієнт зв'язку підігрівника першої ступені із сьомим регенеративним відбором – $a_{7п1} = 1,0$; з шостим відбором визначиться за умови незмінного теплового навантаження ПЖВ6:

$$D_{п1} (i_{сн1} - i_{к6}) + \Delta D_{п1} (I_6 - i_{к6}) = 0; \\ a_{6п1} = -(i_{сн1} - i_{к6}) / (I_6 - i_{к6}) = -(972 - 795) / (2609 - 795) = -0,0976; \\ a_{1п1} = a_{2п1} = a_{3п1} = a_{4п1} = a_{5п1} = 0.$$

Умовна витрата пари на першу ступінь перегріву $D_{п1}^{ym} = D_{п1} [a_{7п1} (1 - \Psi_7) + a_{6п1} (1 - \Psi_6)] = 42,5 \cdot [1,0(1 - 0,1163) - 0,0976(1 - 0,1808)] = 35,2$ кг/с.

Коефіцієнт зв'язку паропідігрівника другої ступені із нульовим відбором – $a_{0п2} = 1,0$; з сьомим відбором визначиться за умови незмінного теплового навантаження ПЖВ7

$$D_{п2} (i_{сн2} - i_{к7}) + \Delta D_{п2} (I_7 - i_{к7}) = 0; \\ a_{7п2} = -(i_{сн2} - i_{к7}) / (I_7 - i_{к7}) = -(1207 - 880) / (2670 - 880) = -0,1827;$$

$$a_{1\ n2} = a_{2\ n2} = a_{3\ n2} = a_{4\ n2} = a_{5\ n2} = a_{6\ n2} = 0.$$

Умовна витрата пари на другу ступінь перегріву

$$D_{n2}^{ym} = D_{n2} \cdot [a_{0\ n2} (1 - \Psi_0) + a_{7\ n2} (1 - \Psi_7)] = 79,4 \cdot [1,0 \cdot (1 - 0) - 0,1827 \cdot (1 - 0,1163)] = 66,6 \text{ кг/с}.$$

Умовна витрата пари на двоступеневий проміжний пароперегрівник

$$D_{nn}^{ym} = D_{n1}^{ym} + D_{n2}^{ym} = 35,2 + 66,6 = 101,8 \text{ кг/с}.$$

Перевірка розбіжності наближень

$$\zeta_{nn}'' = 1 + D_{nn}^{ym} / (D_T + D_c^{ym}) = 1 + 101,8 / (1386 + 106,3) = 1,0682;$$

$$\delta = 100 \cdot (\zeta_{nn}'' - \zeta_{nn}') / \zeta_{nn}' = 100 \cdot (1,0682 - 1,068) / 1,0682 = 0,019\%.$$

Варіант використання одноступеневого проміжного пароперегрівника

При одноступеневому перегріві пари використовується тільки свіжа пара, конденсат грюючої пари направляється до ПЖВ7. Витрата свіжої пари для перегріву визначиться як

$$D_{nn} = D_{2\text{сеп}} (I_{1C} - I_{2\text{сеп}}) / [(I_{n2} - i_{sn2}) \cdot \eta_{n1}] = 1189,5 \cdot (2944 - 2780) / [(2780 - 1207) \cdot 0,99] = 125,3 \text{ кг/с};$$

Коефіцієнт зв'язку паропідігрівника із нульовим відбором – $a_{0\ n2} = 1,0$; з сьомим відбором визначиться за умови незмінного теплового навантаження ПЖВ7:

$$D_{nn} (i_{sn2} - i_{k7}) + \Delta D_{7nn} (I_7 - i_{k7}) = 0;$$

$$a_{7\ nn} = - (i_{sn2} - i_{k7}) / (I_7 - i_{k7}) = - (1207 - 880) / (2670 - 880) = - 0,1827;$$

$$a_{1\ nn} = a_{2\ nn} = a_{3\ nn} = a_{4\ nn} = a_{5\ nn} = a_{6\ nn} = 0.$$

Умовна витрата пари на пароперегрівник

$$D_{nn}^{ym} = D_{nn} \cdot [a_{0\ nn} (1 - \Psi_0) + a_{7\ nn} (1 - \Psi_7)] = 125,3 \cdot [1,0 \cdot (1 - 0) - 0,1827 \cdot (1 - 0,1163)] = 105,1 \text{ кг/с}.$$

Незначне збільшення продуктивності парогенератора при використанні одноступінчастого перегріву пари в порівнянні з двоступінчастим складає $105,1 - 101,8 = 3,3 \text{ кг/с}$, у відносному виді $100 \cdot 3,3 / 1189,5 = 0,28\%$.

Площа теплопередавальної поверхні одноступеневого пароперегрівника у порівнянні з двоступеневим (а також маса, габарити і вартість) зменшуються в результаті збільшення температурного напору.

При двоступеневому перегріві середній логарифмічний температурний напір складає (див. рис. 6)

для першої ступені

$$\Delta t_{cp\ n1} = [(t_{s\ n1} - t_{2\text{сеп}}) - (t_{n1} - t_{2n1})] / [2,3 \lg (t_{s\ n1} - t_{2\text{сеп}}) / (t_{n1} - t_{2n1})] = 28,1;$$

для другої ступені

$$\Delta t_{cp\ n2} = [(t_{s\ n2} - t_{2\ n1}) - (t_{n2} - t_{1C})] / [2,3 \lg (t_{s\ n2} - t_{2\ n1}) / (t_{n2} - t_{1C})] = 40,8.$$

Теплова потужність, кВт першої ступені пароперегрівника

$$Q_{n1} = D_{2\text{сеп}} (I_{2\ n1} - I_{2\text{сеп}}) = 1189,5 \cdot (2840 - 2780) = 71340;$$

другої ступені підігріву

$$Q_{n2} = D_{2\text{сеп}} (I_{1C} - I_{2\ n1}) = 1189,5 \cdot (2944 - 2840) = 123710.$$

Частка тепла, що передається в першій та другій ступенях підігріву

$$\alpha_{n1} = 71340 / (71340 + 123710) = 0,366; \alpha_{n2} = 0,634.$$

Якщо прийняти практичну однаковість коефіцієнтів теплопередачі в першій і другій ступенях перегріву, середньозважений температурний напір у двоступеневому пароперегрівачі складе

$$\Delta t_{cp\ n1+n2} = \alpha_{n1} \cdot \Delta t_{cp\ n1} + \alpha_{n2} \cdot \Delta t_{cp\ n2} = 0,366 \cdot 28,1 + 0,634 \cdot 40,8 = 36,2.$$

При одноступеневому перегріві середній логарифмічний температурний напір складає

$$\Delta t_{cp\ nn} = [(t_{s\ n2} - t_{2\text{сеп}}) - (t_{n2} - t_{1C})] / [2,3 \lg ((t_{s\ n2} - t_{2\text{сеп}}) / (t_{n2} - t_{1C}))] = 48,6.$$

ВИСНОВКИ

1. Порівняння технічних показників двох варіантів використання парового проміжного перегріву пари для паротурбінної установки атомної електростанції дозволяє зробити висновки щодо сумнівної доцільності використання двоступеневого проміжного перегріву пари.

2. Двоступеневий перегрів пари (у порівнянні з одноступеневим) ускладнює теплову схему ПТУ, конструкцію сепаратора-пароперегрівника і скорочує продуктивність парогенератора на 0,28 %, тобто підвищує теплову економічність установки. Враховуючи незначну частку витрат на паливо для атомної електростанції можна чекати зменшення загальних експлуатаційних витрат в межах сотих часток процента.

3. При одноступеневому проміжному перегріві пари покращуються масогабаритні і вартісні показники пароперегрівника за рахунок зменшення теплопередавальної поверхні (близько як на третину) в результаті збільшення середньо-логарифмічного температурного напору на 34 %.

REFERENCES

- [1] Enerhetyka: istoriia, suchasnist i maibutnie. 2012-2013. Knyha 4. Rozvytok atomnoi enerhetyky ta obiednanykh enerhosystem. [Energy: history, present and future. 2012–2013. Book 4. Development of nuclear energy and integrated power systems]. Retrieved from <http://energetika.in.ua/ua/about-books>.
- [2] Borysenko, V. I. (2023) Perspektyvni napriamy rozvytku atomnoi enerhetyky Ukrainy. [Promising areas for the development of nuclear energy in Ukraine]. *Visnyk NAN Ukrainy*. (4): 51–61. <https://doi.org/10.15407/visn2023.04.051>
- [3] Yefimov, O., Pylypenko, M., Potanina, T., Kavertsev, V., Harkusha, T., (2017). Reaktory i paroheneratory enerhoblokiv AES: Skhemy, Protsepy, Materialy, Konstruktsii, Modeli. [Reactors and steam generators of nuclear power plant units: Schemes, Processes, Materials, Designs, Models]. Monohrafiia. Vydavnytstvo TOV "V spravi".

- [4] Navchalnyi posibnyk. Teplofizychni vlastyvoli vody i vodianoj pary. [Textbook. Thermophysical properties of water and water vapor]. Biblioteka metodychnykh materialiv. 2022. Retrieved from <https://vseosvita.ua/library>

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Енергетика: історія, сучасність і майбутнє. 2012–2013. Книга 4. Розвиток атомної енергетики та об'єднаних енергосистем. URL: <http://energetika.in.ua/ua/about-books>.
- [2] Борисенко В. І. Перспективні напрями розвитку атомної енергетики України. *Вісник НАН України*. 2023 (4). С. 51–61. <https://doi.org/10.15407/vsn2023.04.051>
- [3] Єфімов О., Пилипенко М., Потаніна Т., Каверцев В., Гаркуша Т. Реактори і парогенератори енергоблоків АЕС: Схеми, Процеси, Матеріали, Конструкції, Моделі. Монографія. Видавництво ТОВ «В справі». 2017. 420с.
- [4] Навчальний посібник. Теплофізичні властивості води і водяної пари. Бібліотека методичних матеріалів. 2022. URL: <https://vseosvita.ua/library>

© Бондаренко М. С.

Дата надходження статті до редакції: 29.05.2025

Дата затвердження статті до друку: 10.06.2025