

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

М. С. Бондаренко, С. І. Сербін

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Навчальний посібник

Затверджено Вченою радою НУК

Миколаїв
«Іліон»
2026

УДК 621(075.8)

Б 81

А В Т О Р И :

БОНДАРЕНКО МИКОЛА СТЕПАНОВИЧ, кандидат технічних наук, доцент;

СЕРБІН СЕРГІЙ ІВАНОВИЧ, доктор технічних наук, професор

РЕЦЕНЗЕНТИ :

БІЛОУСОВ ЄВГЕН ВІКТОРОВИЧ, доктор технічних наук, професор кафедри суднових технічних систем і комплексів Одеського національного морського університету;

ДИМО БОРИС ВАСИЛЬОВИЧ, кандидат технічних наук, професор кафедри технічної теплофізики і суднових паровиробних установок Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова;

ЧЕРЕДНІЧЕНКО ОЛЕКСАНДР КОСТЯНТИНОВИЧ, доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

*Затверджено Вченою радою НУК імені адмірала Макарова
як навчальний посібник (протокол № 3 від 27.03.2026 р.)*

Бондаренко М. С.

Б 81 Теплові розрахунки турбінних установок : навчальний посібник / М. С. Бондаренко, С. І. Сербін. — Миколаїв : Іліон, 2026. — 316 с.

ISBN 978-617-534-805-5

Посібник містить розгорнуту інформацію про обґрунтування та вибір початкової інформації для теплових розрахунків суднових і стаціонарних паротурбінних установок, аналіз складу теплових схем, а також методики та приклади розрахунків.

Навчальний посібник «Теплові розрахунки турбінних установок» призначений для студентів ВНЗ, що вивчають питання проєктування та обслуговування енергетичного обладнання.

УДК 621(075.8)

ISBN 978-617-534-805-5

© Бондаренко М. С., Сербін С. І., 2026
© НУК ім. адм. Макарова, 2026

ЗМІСТ

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ.....	7
ВСТУП.....	9

ЧАСТИНА І

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЩО ПРОТІКАЮТЬ

В ОБЛАДНАННІ ПТУ.....	14
1.1 Склад основного обладнання. Призначення елементів.....	14
1.2 Термічний ККД циклу Ренкіна.....	15
1.3 Вибір та обґрунтування основних параметрів робочого циклу ПТУ на органічному паливі.....	16
1.3.1 Початкова температура пари	18
1.3.2 Вплив початкового тиску	20
1.3.3 Кінцевий тиск (тиск пари в конденсаторі P_x)	21
1.3.4 Вплив параметрів пари на техніко-економічні показники ПТУ.....	23
1.4 Проміжний перегрів пари в ПТУ на органічному паливі.....	28
1.4.1 Вплив проміжного перегріву пари на теплову економічність ПТУ	28
1.4.2 Газовий проміжний перегрів пари	30
1.4.3 Паровий проміжний перегрів пари	31
1.5 Склад ПТУ на ядерному паливі. Вибір початкових параметрів робочого тіла.....	32
1.5.1 Паровиробна установка.....	32
1.5.2 Вибір початкових параметрів робочого тіла.....	37
1.6 Регенерація теплоти в ПТУ.....	48

1.6.1	Теоретичні передумови застосування регенерації теплоти в ПТУ.....	48
1.6.2	Практична реалізація регенерації теплоти в ПТУ	51
1.6.3	Типи регенеративних підігрівачів живильної води, їх включення до складу теплової схеми.....	56
1.7	Допоміжні споживачі робочого тіла.....	74
1.7.1	Установки для підтримання вакууму в конденсаторах.....	74
1.7.2	Втрати робочого тіла в ПТУ.....	76
1.7.3	Установки для підготовки додаткової води.....	79
1.7.4	Випарники брудних конденсатів. Парогенератори низького тиску.....	88
1.7.5	Приводи допоміжних механізмів.....	91
1.8	Особливості складу теплових схем ПТУ на ядерному паливі.....	99
1.9	Принципові теплові схеми ПТУ на ядерному паливі.....	101
1.9.1	Паротурбінна установка атомохода-криголама.....	101
1.9.2	Паротурбінна установка транспортного атомохода	103
1.9.3	Паротурбінна установка стаціонарної атомної електростанції.....	105
1.9.4	Паротурбінна установка атомної плавучої електростанції	108
1.10	Принципові теплові схеми ПТУ на органічному паливі.....	113
1.10.1	ПТУ суховантажного судна.....	113
1.10.2	ПТУ з проміжним перегрівом пари танкера.....	115
1.10.3	ПТУ газовеоза корейської побудови.....	118
1.10.4	Теплові схеми ПТУ електростанцій на органічному паливі.....	124

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ КОТЛА

І ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ УСТАНОВКИ

2.1	Продуктивність котла в спрощеній установці без регенерації.....	134
2.1.1	ПТУ без проміжного перегріву пари.....	134
2.1.2	Установка з проміжним перегрівом пари.....	136
2.1.3	Установка з проміжною сепарацією і перегрівом пари.....	138
2.2	Продуктивність котла в спрощеній установці з регенерацією.....	140
2.2.1	ПТУ без проміжного перегріву пари.....	140

2.2.2	ПТУ з проміжним перегрівом пари	142
2.2.3	Витрати пари на турбіну, що працює у спрощеній судновій ПТУ з регенерацією.....	144
2.2.4	Витрати пари на турбіну, що працює у спрощеній ПТУ на ядерному паливі з регенерацією.....	157
2.3	Продуктивність котла (парогенератора) в реальній установці – з регенерацією та допоміжними споживачами пари.....	167
2.4	Визначення умовних витрат пари на допоміжні споживачі	172
2.4.1	ПТУ танкера з проміжним перегрівом пари.....	172
2.4.2	ПТУ електростанції на ядерному паливі.....	180

ЧАСТИНА II

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

РОЗДІЛ 3

ОСНОВНІ ФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ, ЩО ПРОТІКАЮТЬ

У ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВКАХ.....

3.1	Склад і фізичні процеси, які протікають в ідеальній ГТУ простого циклу.....	199
3.2	Цикл реальної ГТУ.....	203
3.3	Додаткові витрати повітря.....	211
3.3.1	Витрата повітря на систему герметизації ГТД.....	211
3.3.2	Витрата повітря на охолодження проточної частини ГТД.....	212
3.4	Вплив параметрів робочого циклу на ефективність ГТУ.....	213
3.5	Заходи щодо підвищення термодинамічної ефективності ГТУ.....	216
3.5.1	Регенерація теплоти.....	217
3.5.2	Проміжне охолодження повітря.....	221
3.5.3	Проміжний підігрів газу в газотурбінному циклі.....	223
3.6	Способи виділення корисної потужності в ГТУ.....	225
3.7	Утилізація теплоти відхідних газів.....	228
3.8	Втрати тиску в газоповітряному тракті ГТУ.....	230

РОЗДІЛ 4

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ГТУ.....

4.1	Початкова інформація.....	233
-----	---------------------------	-----

4.1.1 Вибір температури робочих тіл.....	234
4.1.2 Вибір ступеня підвищення тиску	234
4.1.3 Визначення теплоємності робочих тіл.....	235
4.2 Тепловий розрахунок ГТД простого циклу	236
4.3 Тепловий розрахунок ГТУ з теплоутилізаційним контуром	239
4.3.1 Комбінована газопаротурбінна установка (варіант А).....	239
4.3.2 ГТУ з ТУК на базі серійного ГТД простого циклу (варіант Б).....	242
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	246
ДОДАТКИ.....	248
Додаток 1. Тепловий розрахунок тривального ГТД простого циклу.....	248
Додаток 2. Тепловий розрахунок комбінованої бінарної газопаротурбінної установки.....	254
Додаток 3. Характеристики ГТУ різних теплових схем.....	262

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

БЗУ	—	блочна знесолювальна установка
БН	—	бустерний насос
ВБК	—	випарник брудних конденсатів
ВК	—	відвідник конденсату
ВКВ	—	випарник котлової води
ВН	—	вакуум-насос
ВОУ	—	водоопріснювальна установка
ГК	—	головний конденсатор
ГЦНПК	—	головний циркуляційний насос першого контуру
Д	—	деаератор
ДК	—	допоміжний конденсатор
ДКН	—	допоміжний конденсатний насос
ДКУ	—	допоміжна котельна установка
ДН	—	дренажний насос
ДР	—	допоміжний редуктор
ЕГ	—	електрогенератор
ЕГК	—	ежектор для підтримки вакууму в ГК
ЕС	—	електростанція
ЕУУ	—	ежектор укупорки ущільнень
ЖН	—	живильний насос
ЗГК	—	збірник гарячих конденсатів
ЗК	—	збірник конденсату
К	—	компресор
КВТ	—	компресор високого тиску
КЗ	—	камера згоряння
ККГО	—	контактний конденсатор-газоохолоджувач
КН	—	конденсатний насос
КНТ	—	компресор низького тиску
МІОФ	—	механічні та іонно-обмінні фільтри
НЗВ	—	насос заборотної води
НМВ	—	насос мережної води
НСВ	—	насос сирогої води
ОД	—	охолодник дренажу

ОМ	– охолодник масла
ПВТ	– підігрівач високого тиску
ПВУ	– паровиробна установка
ПГ	– парогенератор
ПГНТ	– парогенератор низького тиску
ПЖВ	– підігрівач живильної води
ПМВ	– підігрівач мережної води
ПНТ	– підігрівач низького тиску
ПОП	– проміжне охолодження повітря
ПП	– побутові потреби
ППГ	– проміжний підігрів газу
ППП	– проміжний пароперегрівач
ПС	– побутові споживачі
ПСВ	– підігрівач сирої води
Р	– розширювач
РН	– розсільний насос
РОП	– редукційно-охолоджувальний пристрій
РП	– редукційний пристрій
С	– сепаратор пари
СМЕ	– споживач механічної енергії
СПП	– сепаратор-пароперегрівач
СТ	– силова турбіна
СТЕ	– споживачі теплової енергії
СтК	– стоянковий конденсатор
Т	– турбіна
ТВТ	– турбіна високого тиску
ТНТ	– турбіна низького тиску
ТП	– турбопривід
ТПБН	– турбопривід бустерного насоса
ТПЖН	– турбопривід живильного насоса
ТПК	– турбопривід компресора
ТПЦН	– турбопривід циркуляційного насоса
ТСТ	– турбіна середнього тиску;
ТЯ	– теплий ящик
УПГ	– утилізаційний парогенератор
УПТ	– утилізаційна парова турбіна
ХВО	– хімводоочистка
ЦД	– цистерна дистиляту
ЦДВ	– цистерна додаткової води
ЦН	– циркуляційний насос

ВСТУП

Завданням теплового розрахунку паротурбінної установки (ПТУ) є визначення витрати палива на установку за відомої її потужності – для установок на органічному паливі, або визначення потужності ядерного реактора. Витрату палива на установку визначають з рівняння теплового балансу котла або ядерного реактора (ЯР) за відомої паропроодуктивності ПГ [1].

Рівняння теплового балансу для ПТУ на органічному паливі без проміжного перегріву пари можна подати так:

$$B_{\Pi} Q_{\Pi}^p \eta_k = D_{\Pi\Gamma} (I_{\text{пе}} - i_{\text{жв}}),$$

де B_{Π} – витрата палива, кг/с;

Q_{Π}^p – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

η_k – коефіцієнт корисної дії (ККД) котла;

$D_{\Pi\Gamma}$ – паропроодуктивність котла (парогенератора), кг/с;

$I_{\text{пе}}$ – ентальпія перегрітої пари на виході з котла, кДж/кг;

$i_{\text{жв}}$ – ентальпія живильної води на вході в котел, кДж/кг.

Тоді витрата палива на котел, кг/с, визначиться як

$$B_{\Pi} = \frac{D_{\Pi\Gamma} (I_{\text{пе}} - i_{\text{жв}})}{Q_{\Pi}^p \eta_k}.$$

Рівняння теплового балансу для ПТУ з проміжним перегрівом пари:

$$B_{\Pi} Q_{\Pi}^p \eta_k = D_{\Pi\Gamma} (I_{\text{пе}} - i_{\text{жв}}) + D_{\Pi\Pi} (I_{\Pi\Pi} - I_{2в}),$$

де $D_{\Pi\Pi}$ – кількість пари, що перегрівається в проміжному пароперегрівачі;

$I_{\Pi\Pi}$ – ентальпія перегрітої пари на виході з проміжного пароперегрівача;

$I_{2в}$ – ентальпія пари на виході з турбіни високого тиску (на вході в проміжний пароперегрівач);

$$D_{\Pi\Pi} = D_{\text{Т}} - \Sigma D_{\text{нВТ}},$$

де $D_{\text{Т}}$ – витрата пари на турбіну;

$\Sigma D_{\text{нВТ}}$ – сумарний відбір пари з ТВТ.

Для ядерної енергетичної установки (ЯЕУ) теплову потужність реактора можна визначити з такого виразу:

$$Q_{\text{ЯР}} = D_{\text{ПГ}} (I_{\text{пе}} - i_{\text{жв}}).$$

Таким чином, тепловий розрахунок паротурбінної установки зводиться до визначення продуктивності котла для ПТУ на органічному паливі або парогенератора паровиробної установки на ядерному паливі.

Продуктивність котла визначається складом споживачів пари – основного і допоміжних. До основного споживача пари належить головний турбогенератор (головна парова турбіна), до допоміжних – турбоприводи насосів, що обслуговують ПТУ; пароструминні ежектори для підтримання вакууму в головному і допоміжних конденсаторах; ежектори укупорювання ущільнень; система водопідготовки (установки опріснювальні, хімічного водоочищення); парові проміжні пароперегрівачі; втрати робочого тіла в сепараторах пари (для ПТУ на ядерному паливі); втрати на продування парогенераторів (котлів) тощо.

Продуктивність парогенератора в цьому випадку можна представити як суму витрат пари на основний споживач – головний турбогенератор (головну парову турбіну з регенеративними відборами) D_{T} і умовні витрати пари на допоміжні споживачі:

$$D_{\text{ПГ}} = D_{\text{T}} + \Sigma D_{\text{ДСj}}^{\text{ум}},$$

де $\Sigma D_{\text{ДСj}}^{\text{ум}}$ – сума умовних витрат пари на допоміжні споживачі.

Умовні витрати пари на допоміжні споживачі являють собою зміну продуктивності парогенератора (відносно витрати пари на турбогенератор, що працює у складі ПТУ з регенерацією), пов'язану з включенням до складу теплової схеми кожного з допоміжних споживачів пари.

В основі теплового розрахунку ПТУ лежить метод послідовних наближень (МПН). Необхідність використання МПН у цьому випадку пояснюється тим, що продуктивність парогенератора (котла) визначається витратами пари на головну турбіну і допоміжні споживачі, а витрати пари на допоміжні споживачі залежать від загальної витрати робочого тіла в установці, тобто від продуктивності парогенератора. Етапи теплового розрахунку паротурбінних установок методом послідовних наближень наведені на рис. В.1.

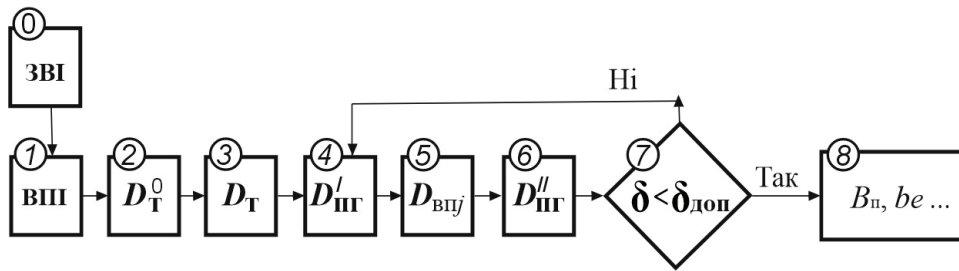


Рис. В.1. Основні етапи теплового розрахунку ПТУ

Нульовий етап. Формування завдання на проєктування – це компетенція Замовника. Задана вхідна інформація до теплового розрахунку (ЗВІ) повинна включати, як мінімум, наступне:

- ефективну потужність головного двигуна (для суднової енергетичної установки); електричну та теплову потужність електростанції (для теплової електростанції);
- склад споживачів механічної, теплової та електричної енергії;
- умови і район експлуатації об'єкта (район експлуатації судна, місце розташування електростанції, характерні графіки і режими споживання енергії).

Перший етап. Вибір і обґрунтування початкової інформації (ВПП), що залишається незмінною в усіх наступних наближеннях (вибирає й обґрунтовує проєктант):

- цикл, що лежить в основі роботи установки;
- параметри робочого тіла в основних точках робочого циклу (початкові та кінцеві параметри пари тощо);
- склад системи регенерації теплоти в ПТУ (кількість, тип регенеративних підігрівачів і спосіб їх включення в теплову схему);
- склад допоміжних споживачів пари і спосіб включення їх у теплову схему.

На цьому етапі формується розгорнута принципова схема паротурбінної установки, закладаються основні проєктні рішення, що визначають ефективність її роботи.

Другий етап. Визначення витрати пари на головну турбіну, що працює в максимально спрощеній установці без регенерації (включає тільки парогенератор чи котел, головну парову турбіну, конденсатор, насос).

Третій етап. Визначення витрати пари на головну турбіну, що працює в спрощеній установці з регенерацією, яка включає котел, головну турбіну з регенеративними відборами.

Четвертий етап. Визначення паропродуктивності котла (парогенератора) в першому наближенні, що працює в складі розгорнутої схеми реальної паротурбінної електростанції (з регенерацією і допоміжними споживачами пари):

$$D'_{\text{ПГ}} = \xi' D_{\text{Т}},$$

де ξ' – коефіцієнт, який враховує в першому наближенні збільшення продуктивності котла (відносно витрати пари на головну турбіну) для забезпечення роботи допоміжних споживачів пари.

П'ятий етап. Визначення дійсних і умовних витрат пари на допоміжні споживачі (спочатку для кожного окремо, потім сумарні – $\Sigma D_{\text{ДС}j}^{\text{ум}}$).

Шостий етап. Визначення паропродуктивності котла (ПГ) в другому наближенні:

$$D''_{\text{ПГ}} = D_{\text{Т}} + \Sigma D_{\text{ДС}j}^{\text{ум}}.$$

Сьомий етап. Визначення розбіжності розрахункових значень продуктивності парогенератора в попередньому і наступному наближенні:

$$\delta = \frac{D'_{\text{ПГ}} - D''_{\text{ПГ}}}{D_{\text{ПГ}}^{(n)}} \cdot 100 \, \%.$$

Якщо розбіжність більша від допустимої $\delta > [\delta_{\text{доп}}]$, то необхідно повернутися до четвертого етапу і повторити розрахунок. Продуктивність котла в третьому наближенні вибирають на основі аналізу впливу ввімкнення додаткових споживачів пари на загальну витрату робочого тіла в установці. За відсутності досвіду проєктування можна приймати середнє значення $D_{\text{ПГ}} = (D''_{\text{ПГ}} + D'_{\text{ПГ}}) \cdot 0,5$.

Значні розбіжності (δ) останнього рішення можуть призвести до необхідності виконання ще низки наближень.

Восьмий етап. Містить перевіірочні розрахунки потужності турбогенераторів за дійсних витрат пари у відборах, визначення техніко-економічних показників установки (витрат палива, ККД тощо), представлення основних результатів розрахунку у вигляді, зручному для аналізу (наприклад, табличному).

ЧАСТИНА І
ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ
ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЩО ПРОТІКАЮТЬ В ОБЛАДНАННІ ПТУ

1.1 Склад основного обладнання. Призначення елементів

В основі роботи паротурбінної установки лежить цикл Ренкіна, для реалізації якого достатньо 4-х елементів: котла (парогенератора), турбіни, конденсатора (бойлера) і насоса (рис. 1.1).

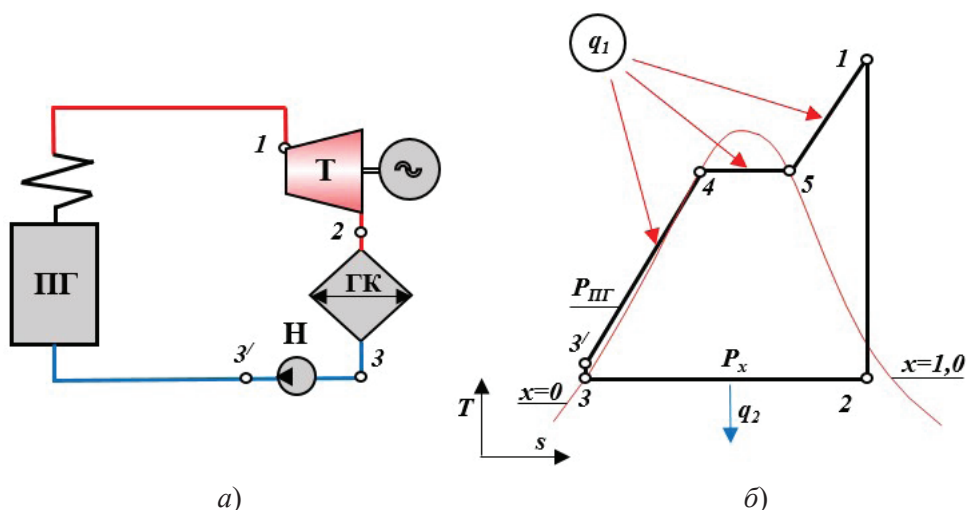


Рис. 1.1. Склад максимально спрощеної паротурбінної установки (а) і цикл в s - T -координатах, що лежить в основі її роботи (б)

Котел призначений для перетворення хімічної енергії палива (кам'яне вугілля, торф, мазут, газ тощо) в теплову і передачу її робочому тілу (живильній воді), що надходить у котел, з метою вироблення пари високих параметрів (ізобарний процес підведення теплоти $3'-4-5-1$, температура робочого тіла збільшується від T_3 до T_1).

Турбіна забезпечує перетворення внутрішньої енергії пари в механічну енергію обертання ротора турбіни (з подальшою передачею її споживачу,

наприклад, електрогенератору). Процес 1–2, на рис. 1.1, b – адіабатний чи ізоентропійний, в реальній установці – політропний, процес розширення пари від тиску P_1 до P_x .

Конденсатор (або підігрівач мережної води) служить для конденсації пари (перетворення її в воду). Процес ізобарний, ізотермічний, протікає в результаті відведення прихованої теплоти пароутворення від пари до охолоджуючого середовища (холодного джерела). При цьому зменшуються витрати енергії на підвищення тиску робочого тіла від P_x до $P_{\text{пг}}$ при поверненні його в парогенератор. Робота насоса зводиться до проштовхування рідини (яка практично не стискується) в парогенератор. Ця робота значно менша за роботу стискування компресора (якби він подавав пару, що розширилася в турбіні, до парогенератора тиском $P_{\text{пг}}$).

1.2 Термічний ККД циклу Ренкіна

Ефективність перетворення теплової енергії в механічну в ідеальному циклі оцінюють за допомогою термічного ККД, який у загальному випадку (для будь-якої теплової машини)

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = 1 - q_2 / q_1.$$

Тут q_1 і q_2 – відповідно, кількість підведеної теплоти в циклі (від гарячого джерела) і відведеної холодному. Величина $(1 - \eta_t)$ є відносною величиною втрати теплоти в холодному джерелі q_2 / q_1 (2-й закон термодинаміки).

Для циклу Ренкіна: $q_1 = I_1 - i_3$; $q_2 = I_2 - i_3$, де I_1 , I_2 і i_3 , i_3 – ентальпії пари і води; пари – на початку і кінці процесу розширення в турбіні; води (конденсату) – на вході і виході з насоса, кДж/кг.

Величина $i_3 - i_3 = \Delta h_{\text{пг}}$ – являє собою збільшення ентальпії робочого тіла в насосі, залежить від ступеня підвищення тиску і може становити 10...30 кДж/кг.

Термічний ККД циклу Ренкіна може бути представлений як

$$\eta_t = \frac{I_1 - i_3 - I_2 + i_3}{I_1 - i_3} = \frac{(I_1 - I_2) - (i_3 - i_3)}{(I_1 - i_3) - (i_3 - i_3)} = \frac{H_a - \Delta h_{\text{пг}}}{I_1 - i_3 - \Delta h_{\text{пг}}}.$$

Тут H_a – адіабатний теплоперепад пари в турбіні. Враховуючи, що $\Delta h_{\text{пг}} \ll H_a$, термічний ККД циклу можна з наближенням представити як

$$\eta_t \cong H_a / (I_1 - i_3).$$

Після нескладних перетворень вираз для термічного ККД циклу Ренкіна може мати наступний вигляд:

$$\eta_t = \frac{H_a}{I_1 - I_2 + I_2 - i_3} = \frac{H_a}{H_a + I_2 - i_3} = \frac{H_a}{H_a + q_2} = \frac{1}{1 + q_2 / H_a}.$$

1.3 Вибір та обґрунтування основних параметрів робочого циклу ПТУ на органічному паливі

Вибір параметрів робочого тіла паротурбінної установки є досить складною оптимізаційною задачею. Параметри істотно впливають на теплову економічність, вартісні і масо-габаритні показники, економічну ефективність об'єкта в цілому.

Універсальним критерієм оцінки ефективності роботи об'єкта (судна чи електростанції) є *прибуток* в процесі його експлуатації. Відносно суднової (стаціонарної) енергетики це сумарний прибуток за період експлуатації судна чи електростанції:

$$\Pi_\Sigma = D_\Sigma - Z_\Sigma,$$

де D_Σ – сумарний дохід за строк експлуатації судна, отриманий за його транспортну роботу – кількість перевезеного вантажу, помножена на величину фрахтової ставки. Для електростанції – це кількість виробленої електричної та теплової енергії за строк її експлуатації, помножена на вартість відпущеної енергії.

Сумарні витрати Z_Σ , пов'язані з експлуатацією судна (електростанції):

$$Z_\Sigma = K + Z_{\Sigma\text{пмм}} + Z_{\Sigma\text{ек}} + Z_{\Sigma\text{р то}} + Z_{\Sigma\text{ін в}},$$

де K – зведені витрати на побудову об'єкта (амортизаційні відрахування чи витрати, пов'язані з оплатою банківських кредитів на побудову);

$Z_{\Sigma\text{пмм}}$ – сумарні за строк експлуатації витрати на паливно-мастильні матеріали;

$Z_{\Sigma\text{ек}}$ – витрати на утримання обслуговуючого персоналу ЕС чи екіпажу судна;

$Z_{\Sigma\text{р то}}$ – витрати на ремонт та технічне обслуговування;

$Z_{\Sigma\text{ін в}}$ – інші витрати, пов'язані з обслуговуванням судна (електростанції) при експлуатації: навігаційні, непрямі тощо.

Основну частку сумарних експлуатаційних витрат складають витрати на паливно-мастильні матеріали ($Z_{\Sigma\text{ПММ}}$) – до 60...70 % від Z_{Σ} . Тобто тепла економічність ПТУ відіграє домінуючу роль в одержанні прибутку від експлуатації енергетичного об'єкта і в окремих випадках може виступати як критерій обґрунтування вибору оптимальних проектних рішень (при відсутності або слабкому їх впливу на вартісні, масо-габаритні показники чи надійність і ремонтпридатність).

Розглянемо вплив початкових і кінцевих параметрів робочого циклу на прикладі конденсаційної електростанції (КЕС). Теплова економічність КЕС може бути оцінена за допомогою ефективного ККД електростанції:

$$\eta_{\text{е кес}} = \frac{N_{\text{Е}}}{Q_{\text{Т}}},$$

де $N_{\text{Е}}$ – електрична потужність електростанції, МВт;

$Q_{\text{Т}}$ – кількість теплоти (в одиницю часу), що виділилася при згорянні палива, МВт.

Ефективний ККД електростанції враховує весь ланцюжок втрат при перетворенні теплової енергії в електричну. Його можна представити у вигляді співмножників:

$$\eta_{\text{е кес}} = \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{мт}} \eta_{\text{ку}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{ег}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{вп}},$$

де $\eta_{\text{пг}}$ – ККД парогенератора (котла), враховує втрати з відхідними газами, втрати від неповноти згоряння палива, втрати від конвективного і променистого теплообміну з навколишнім середовищем нагрітих частин ($\eta_{\text{пг}} = 0,95...0,96$);

η_{oi} – внутрішній відносний ККД турбіни, що враховує втрати в точній частині турбіни при перетворенні внутрішньої енергії пари в механічну енергію обертання ротора турбіни: втрати на тертя робочого тіла об стінки каналу проточної частини (направляючого апарату, робочих лопаток); втрати від перетікання робочого тіла в радіальному та осьових зазорах, втрати на вихороутворення, втрати від роботи турбіни у вологій парі ($\eta_{\text{oi}} = 0,86...0,87$) [6, 7];

$\eta_{\text{мт}}$ – коефіцієнт, що враховує механічні втрати в підшипниках турбіни ($\eta_{\text{мт}} = 0,990...0,995$) [6, 7];

$\eta_{\text{ку}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив втрат в кінцевих ущільненнях турбіни на теплову економічність установки (0,98...0,99) [6, 7];

$\eta_{\text{пер}}$ – втрати енергії в передачі потужності від турбіни до генератора (якщо це непряма передача);

$\eta_{\text{ер}}$ – електричний ККД генератора ($\eta_{\text{г}} = 0,95...0,98$) [5];

$\eta_{\text{тр}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив втрат при русі пари в трубопроводах (головному паропроводі, на вихлопі в конденсатор тощо) на теплову економічність;

$\eta_{\text{вп}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив витрат пари на власні потреби на теплову економічність установки.

Аналіз показує, що параметри робочого тіла (початкові і кінцеві) мають найбільш істотний вплив на термічний ККД циклу (η_t) і внутрішній відносний ККД турбіни (η_{oi}). На останні співмножники параметри пари або зовсім не впливають, або їх вплив не суттєвий.

1.3.1 Початкова температура пари

Розглянемо вплив початкової t_0 температури пари (на вході в парову турбіну) на термічний ККД циклу.

З курсу термодинаміки відомо, що η_t можна визначити як функцію середньотермодинамічних (середньоінтегральних) температур підведення і відведення теплоти в циклі. Тут використовується властивість s - T -діаграми, що дозволяє визначати кількість підведеної (відведеної) теплоти в процесі площею під процесом з заміною криволінійної трапеції прямокутником, рівним їй за площею (рис. 1.2): $q_2 = T_{\text{ср.під}} \times \Delta s_{1-2}$.

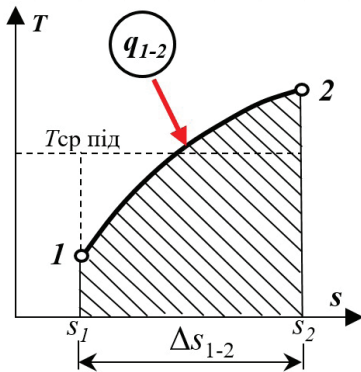


Рис. 1.2. До визначення середньотермодинамічної температури підведення теплоти в процесі 1-2:

$T_{\text{ср.під}}$ – середньотермодинамічна температура підведення теплоти в процесі, визначається як $T_{\text{ср.під}} = q_{1-2} \times \Delta s_{1-2}$

Для циклу Ренкіна: $q_1 = T_{\text{ср.під}} \times \Delta s_{2-3}$; $q_2 = T_{\text{ср.від}} \times \Delta s_{2-3}$.

Після скорочення на Δs_{2-3} отримаємо такий вираз для термічного ККД:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_{\text{ср.від}}}{T_{\text{ср.під}}}.$$

Останній вираз справедливий для циклу будь-якого теплового двигуна.

Розглянемо два цикли Ренкіна при змінних значеннях початкової температури пари (рис. 1.3), причому $t'_0 > t_0$, і незмінних значеннях P_x і P_0 : початковий цикл $1-2-3-4-5-1$ і новий цикл $1'-2'-3-4-5-1'$.

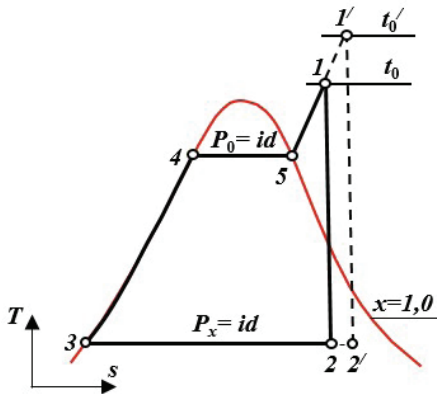


Рис. 1.3. До визначення впливу початкової температури пари на теплову економічність установки

Простий аналіз цих двох циклів показує, що η_i з ростом t_0 збільшується, оскільки зростає середньотермодинамічна температура підведення теплоти в циклі (зокрема, в процесі перегріву пари $5-1'$) при незмінній $T_{\text{ср. від.}}$.

Підвищення t_0 приводить до зниження густини пари на вході в турбіну, отже, η_{oi} підвищується, тому що зменшуються відносні величини втрат у проточній частині турбіни: на тертя, вентиляцію; від перетікання в радіальному зазорі; від роботи турбіни у вологій парі (процес розширення зміщується в область більш сухої пари).

Висновки:

1. Підвищення t_0 (при незмінних значеннях P_x і P_0) приводить до збільшення як η_i , так і η_{oi} , а отже, збільшення теплової економічності ПТУ в цілому.

2. За тепловою економічністю межа збільшення початкової температури відсутня (чим вище t_0 , тим краще).

Проте верхня межа підвищення початкової температури пари існує. Допустиме значення t_0 залежить від властивостей металу поверхні теплопередачі пароперегрівача та динаміки навантажень головної турбіни в експлуатації.

Для паротурбінних установок базових електростанцій, які працюють при стабільному навантаженні енергетичного обладнання, початкова температура пари може складати [8]:

- для пароперегрівачів, виготовлених із сталі перлітного класу, $t_0 \leq 540^\circ\text{C}$;

- для сталі аустенітного класу $t_0 \leq 600 \dots 650^\circ\text{C}$.

Для суднових ПТУ з широким спектром навантажень головного турбозубчастого агрегату (ГТЗА) в експлуатації початкову температуру пари приймають до 520°C .

Це найвищі значення температури перегрітої пари, які можуть бути досягнуті без прояву руйнувань від міжкристалічної ванадієвої (високотемпературної) корозії в умовах тривалої експлуатації.

1.3.2 Вплив початкового тиску

Зміна початкового тиску має неоднозначний вплив на теплову економічність установки. Збільшення тільки початкового тиску, при незмінних початковій температурі t_0 і кінцевому тиску пари в конденсаторі P_x (рис. 1.4), приводить до суттєвого зростання термічного ККД циклу, так як відбувається підвищення середньотермодинамічної температури підведення теплоти у всіх процесах, що протікають в котлі: на економайзерній ділянці 3-4', випарній 4'-5' і пароперегрівній 5'-1'.

Проте процес розширення пари в турбіні зміщується вліво – в область підвищеної вологості пари, що супроводжується зниженням внутрішнього відносного ККД турбіни (низького тиску).

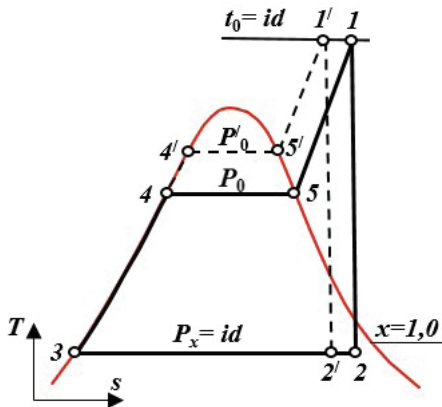


Рис. 1.4. До визначення впливу початкового тиску на теплову економічність установки

Густина пари на вході в турбіну високого тиску збільшується, зростає відносна величина втрат на тертя робочого тіла, на перетікання в зазорах. Отже, внутрішній відносний ККД турбіни високого тиску

(як і турбоустановки в цілому) знижується. Робота турбіни у вологій парі супроводжується додатковими втратами енергії:

- пов'язаними із спотворенням поля швидкостей робочого тіла на вході в лопатковий апарат (вплив крапель вологи, що значно відрізняються за масою і швидкістю від частинок пари);
- на подрібнення крапель вологи і плівки конденсату, що утворюється в проточній частині турбіни (гальмуючий вплив на робочі лопатки);
- пов'язаними зі зміною (викривленням) профілів робочих лопаток в результаті їх ерозійного зносу.

Збільшення вологості пари на 1 % зазвичай супроводжується зниженням внутрішнього відносного ККД турбіни η_{oi} також приблизно на 1 %.

Для забезпечення нормативного терміну служби проточної частини турбіни без помітного ерозійного зносу, вологість пари в процесі розширення не повинна перевищувати допустиму. За різними джерелами, допустима вологість пари в кінці процесу розширення лежить у діапазонах від 8...12 до 10...14 %.

Спряжені параметри пари. Збільшення тільки t_o (при незмінному початковому тиску) зміщує процес розширення пари в область більш сухої пари; збільшення P_o (при незмінній початковій температурі t_o) зміщує процес розширення в область більш вологої пари. При цьому існують вимоги до допустимої вологості пари, що свідчить про необхідність при обґрунтуванні початкових параметрів пари враховувати їх взаємозв'язок – «спряженість».

Спряжені параметри пари – це таке поєднання значень початкових температури і тиску, яке забезпечує вологість пари в кінці дійсного процесу розширення в межах допустимого.

Спряженість початкових параметрів пари обумовлює необхідність спільного вибору температури і тиску. Для існуючих паротурбінних установок початкові параметри пари можуть становити [8]:

для ПТУ без проміжного перегріву пари:

при $t_o = 500...510^\circ\text{C}$ – $P_o = 6...8$ МПа;

при $t_o = 530...540^\circ\text{C}$ – $P_o = 10...14$ МПа;

для ПТУ з проміжним перегрівом пари:

при $t_o = 530...560^\circ\text{C}$ – P_o до 23,5 МПа.

1.3.3 Кінцевий тиск (тиск пари в конденсаторі P_x)

Зниження тиску в конденсаторі супроводжується істотним зменшенням втрат теплоти в холодному джерелі q_2 . На рис. 1.5, а наведено два

цикли, що відрізняються кінцевим тиском: початковий цикл: $1-2-3-4-5-1$ і новий цикл – $1-2'-3'-4-5-1$ з тиском в конденсаторі нижче, ніж у попередньому, тобто $P'_x < P_x$.

Зниження кінцевого тиску приводить до збільшення термічного ККД циклу, так як при цьому істотно зменшуються втрати в конденсаторі (див. рис. 1.5, а). Причому темп зростання термічного ККД значно перевершує темп зниження внутрішнього відносного ККД турбіни внаслідок збільшення кінцевої вологості пари, отже, теплова ефективність установки в цілому суттєво підвищується.

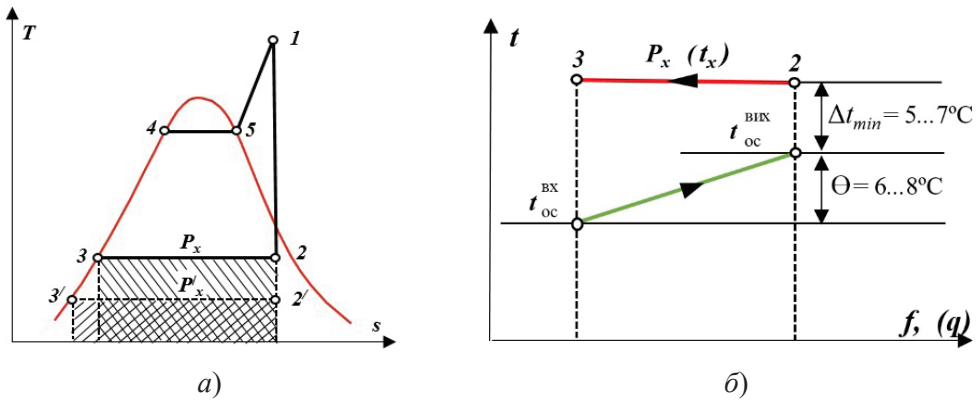


Рис. 1.5. До визначення впливу кінцевого тиску на теплову економічність установки

Обмеження зниження тиску в конденсаторі за тепловою економічністю відсутні (чим нижче P_x , тим краще, в ідеальному випадку – абсолютний нуль). Проте, тиск конденсації відмінний від нуля. Чим це лімітується?

Тут необхідно розглянути фізичні процеси, що протікають у конденсаторі: процеси теплообміну між охолоджуючим середовищем і парою (рис. 1.5, б).

У тепловій діаграмі $t-f(q)$ представлені процеси конденсації пари 2-3 і зміна температури охолоджуючого середовища. Звідки випливає, що температура насичення в конденсаторі може бути визначена як

$$t_x = t_{oc}^{BX} + \theta + \Delta t_{min}.$$

Температура охолоджуючого середовища на вході в конденсатор t_{oc}^{BX} визначається в основному районом експлуатації судна чи кліматичними умовами розміщення електростанції (при використанні природних

ресурсів – середньорічною температурою води морської, озерної, річкової тощо). При використанні системи оборотного водопостачання, що включає градирні, температура води на вході в конденсатор буде також залежати від району розміщення станції – середньорічної температури і вологості повітря.

Значення t_{oc}^{bx} можна очікувати (для центральних і південних районів України) в діапазоні $+15...+20^{\circ}C$, а для суден з необмеженим районом плавання – $+20^{\circ}C$.

Для зниження $P_x(t_x)$ величини підігріву охолоджуючої води (θ) і мінімального температурного напору (Δt_{min}) слід було б приймати якомога меншими. Однак необхідно пам'ятати, що:

- зниження величини підігріву охолоджуючої води θ можна одержати за рахунок збільшення її витрати, а значить, збільшення потужності циркуляційного насоса, поверхні теплообміну, габаритів і вартості конденсатора;

- зменшення Δt_{min} може бути забезпечено за рахунок збільшення поверхні теплообміну, габаритів і вартості конденсатора та турбіни низького тиску [9].

Рекомендовані діапазони зміни θ і Δt_{min} наведені на рис. 1.5, б.

Тоді $t_x = 15 + 6 + 5 = 26^{\circ}C$ і $P_x \cong 3,3$ кПа;

$t_x = 20 + 8 + 7 = 35^{\circ}C$ і $P_x \cong 5,5$ кПа.

Таким чином, мінімально можливий тиск в конденсаторі (в залежності від району розташування ЕС чи району експлуатації судна і вимог, що пред'являються до масо-габаритних, вартісних і економічних показників установки) може коливатися від 3,5 до 6...7 кПа.

1.3.4 Вплив параметрів пари на техніко-економічні показники ПТУ

Як уже було зазначено раніше, підвищення початкового тиску, а отже, і температури насичення пари, приводить до збільшення середнього температурного рівня процесу підведення теплоти до робочого тіла і збільшення термічного ККД.

Підвищення тиску свіжої пари за незмінної її температури перегріву і постійного тиску в конденсаторі призводить до збільшення вологості пари в останніх ступенях турбіни. Ступінь наближення дійсного робочого процесу в турбіні до ідеального характеризується відносним внутрішнім ККД турбіни – η_{oi} . Величина η_{oi} залежить від типу і конструкції турбіни, досконалості її проточної частини, параметрів робочого процесу й об'ємної витрати пари (рис. 1.6).

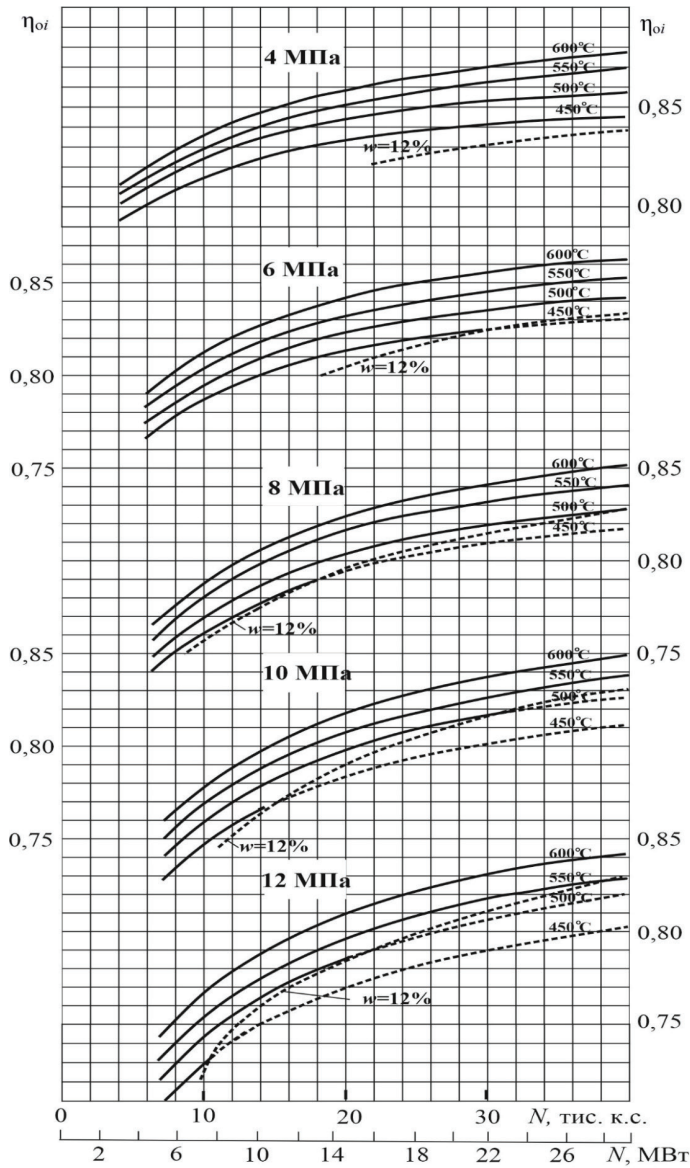


Рис. 1.6. Залежність відносного внутрішнього ККД суднових турбоагрегатів від потужності і початкових параметрів пари при тиску в конденсаторі 5 кПа

Істотний вплив на величину η_{oi} ступенів високого тиску мають висоти сопел і лопаток, а для останніх ступенів турбіни – ступінь сухості пари. Крім того, підвищення вологості пари в останніх ступенях турбіни збільшує їх ерозійний знос, затрати на ремонт і технічне обслуговування.

Для зменшення ерозії застосовують низку заходів, проте вважають, що вологість пари в останньому ступені турбіни не повинна перевищувати 12...14 %.

Внутрішній відносний ККД турбіни зменшується з підвищенням початкового тиску пари внаслідок зменшення питомих об'ємів і відповідного зменшення висот лопаток ступенів ТВТ, а також унаслідок збільшення вологості пари в останніх ступенях. Графіки, що характеризують залежність відносного внутрішнього ККД сучасних судових турбоагрегатів від потужності та початкових параметрів пари, наведені на рис. 1.6. Штриховими лініями показано область значень потужності, в якій вологість відпрацьованої пари ($w = 1 - x$) перевищує 12 %.

Знаючи тиск відпрацьованої пари, задавшись її допустимою вологістю й оцінивши відносний внутрішній ККД турбіни, можна знайти межу підвищення тиску свіжої пари при заданій температурі перегріву.

Значення меж підвищення тиску свіжої пари (рис. 1.7) збільшуються в разі підвищення температури перегріву, зменшення відносного внутрішнього ККД турбіни, збільшення допустимої вологості відпрацьованої пари і підвищення кінцевого тиску. Чим менша потужність турбоагрегату, тим більше зниження відносних внутрішніх ККД ступенів високого тиску.

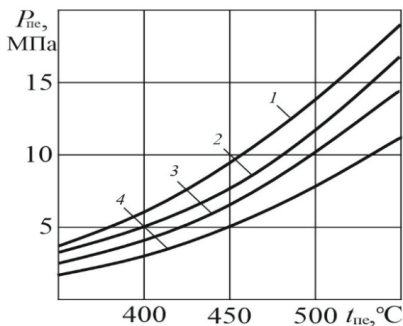


Рис. 1.7. Межі підвищення початкового тиску пари в залежності від початкової температури пари:

- 1 – $P_x = 4$ кПа, $\eta_{oi} = 0,80$, $w = 14$ %;
- 2 – $P_x = 6$ кПа, $\eta_{oi} = 0,80$, $w = 12$ %;
- 3 – $P_x = 4$ кПа, $\eta_{oi} = 0,80$, $w = 12$ %;
- 4 – $P_x = 4$ кПа, $\eta_{oi} = 0,84$, $w = 12$ %

Залежність термічного ККД циклу паротурбінної установки від початкових параметрів пари за тиску в конденсаторі $P_x = 4$ кПа показано на рис. 1.8.

Оскільки зміна початкових параметрів пари призводить до зміни не тільки термічного ККД, а й відносного внутрішнього ККД турбоустановки, вплив підвищення початкових параметрів пари на теплову економічність слід визначати за змінами значення термічного ККД циклу та відносного внутрішнього ККД турбоустановки.

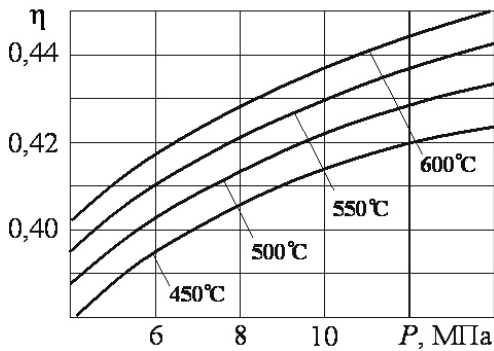


Рис. 1.8. Залежність термічного ККД циклу ПТУ від початкових параметрів пари при тиску в конденсаторі 5 кПа

З підвищенням початкового тиску пари

зростає вартість:

- а) парогенераторів унаслідок збільшення товщини стінок барабанів, колекторів, труб і застосування легованої сталі;
- б) паропроводів і живильних ліній;
- в) турбіни високого тиску;
- г) підігрівачів живильної води внаслідок підвищення тиску води в підігрівачах і збільшення кількості підігрівачів;
- д) живильних насосів;

знижується вартість:

- а) частин ТНТ внаслідок зменшення витрати пари через неї;
- б) конденсаційної установки внаслідок зменшення кількості відпрацьованої пари, що надходить у конденсатор.

Вартість суднової паротурбінної установки при підвищенні початкового тиску з 40 до 80 бар зростає незначно, тому що подорожчання одних елементів установки частково компенсується здешевленням інших елементів.

Підвищення початкової температури пари обмежується зниженням міцності металу, застосовуваного для виготовлення елементів парогенераторів і турбін. Перш за все, це пов'язано з високотемпературною ванадієвою корозією пароперегрівачів. Знижується міцність матеріалу труб екранних поверхонь парогенераторів, паропроводів перегрітої пари, деталей турбін високого тиску, дотичних до пари, яка має високу температуру. За температури вище 450°C тривала робота цих елементів зі звичайної вуглецевої сталі стає неможливою через структурну зміну металу, що призводить до різкого падіння опору на розрив і до зниження ударної в'язкості.

Тому вуглецеві сталі можна застосовувати за температур до 400...450 °С. Порівняно недорогі молібденові та хромомолібденові сталі перлітно-феритного класу можуть застосовуватися за температури пари не вище 520...550 °С. За більш високих температур пари необхідно застосовувати дорогі високолеговані сталі аустенітного класу, тому вартість установки значно збільшується. Економічно доцільна гранична температура перегріву пари в сучасних суднових паротурбінних установках визначається можливістю застосування сталей перлітного класу і становить 510...530 °С за пароперегрівачем парогенератора.

Різке зниження внутрішнього відносного ККД турбіни, спричинене підвищенням початкового тиску в установках невеликої потужності, призводить до того, що за малих витрат пари виявляються вигіднішими знижений початковий тиск і підвищена початкова температура пари. Поряд з цим застосування дорогих жаростійких сталей у таких установках економічно не завжди виправдовується. Усе це призводить до того, що економічно найвигідніші початкові параметри тим вищі, чим більша потужність установки і вища вартість палива.

Під час вибору початкових параметрів пари не можна керуватися тільки показниками теплової економічності. Основним критерієм має слугувати ефективність експлуатації судна (прибуток), що залежить від типу і призначення судна, експлуатаційних витрат (витрат на паливо і мастила, амортизаційних відрахувань, вартості та тривалості ремонтів, витрат на утримання обслуговуючого персоналу тощо), маси та габаритів ПТУ, умов експлуатації. Розрахункові значення оптимальних початкових тисків пари для суднових паротурбінних установок 70-х років без проміжного перегріву пари з регенеративним підігрівом живильної води наведено на рис. 1.9 (О.М. Аксельбант. Суднові енергетичні установки. Л. «Суднобудування», 1970 р.)

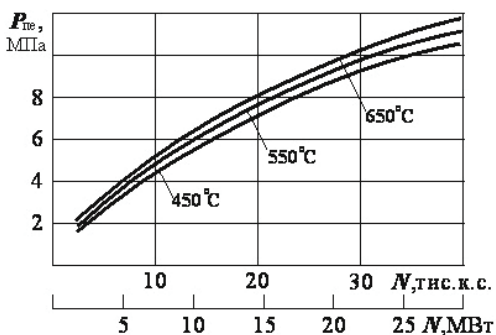


Рис. 1.9. Оптимальні значення початкового тиску пари суднових ПТУ без промперегріву пари

Враховуючи суттєву різницю умов господарювання, вартості паливно-мастильних матеріалів і енергетичного обладнання, витрат на утримання обслуговуючого персоналу тощо, інформація на рисунку має швидше ілюстративний характер, ніж практичний. Вона може бути використана як наближена при теплових розрахунках; при проектуванні потребує коректного обґрунтування.

Для установок транспортних суден потужністю 11...25 МВт при початковій температурі пари 510°C область оптимальних початкових тисків пари, визначена на основі даних експлуатації та розрахунків з урахуванням рентабельності, знаходиться в межах 7...9 МПа. Для установок суден, умови експлуатації яких характеризуються тривалими режимами на малих навантаженнях, невеликим ходовим часом і значними витратами теплоти низького потенціалу, значення оптимальних початкових тисків пари набагато нижчі.

1.4 Проміжний перегрів пари в ПТУ на органічному паливі

1.4.1 Вплив проміжного перегріву пари на теплову економічність ПТУ

Проміжним перегрівом пари називають підведення теплоти до пари, яка частково розширилася в турбіні (рис. 1.10).

Для оцінки впливу проміжного перегріву пари (ППП) на теплову економічність ПТУ (а саме на термічний ККД циклу η_t і внутрішній відносний ККД турбінного двигуна η_{oi} , див. підрозд. 1.3) розглянемо два цикли. Умовно розділимо цикл з проміжним перегрівом пари на два: 1-2'-5-6-7-1 і 3-4-2'-2-3.

Перший цикл являє собою цикл ПТУ без проміжного перегріву пари, із середньою температурою підведення теплоти $T_{\text{ср.підв}}^{\text{без ППП}}$, у другому циклі середня температура підведення теплоти $T'_{\text{ср.підв}}$.

Так як $T'_{\text{ср.підв}} > T_{\text{ср.підв}}^{\text{без ППП}}$, то можна зробити висновок, що температура підведення теплоти в циклі (середньотермодинамічна) в ПТУ з проміжним перегрівом пари збільшується, отже, термічний ККД η_t зростає.

Вплив проміжного перегріву пари на η_{oi} . Використання проміжного перегріву пари зміщує процес розширення пари в область більшої сухості, знижується густина пари на вході в наступні частини турбін (ТСТ чи ТНТ),

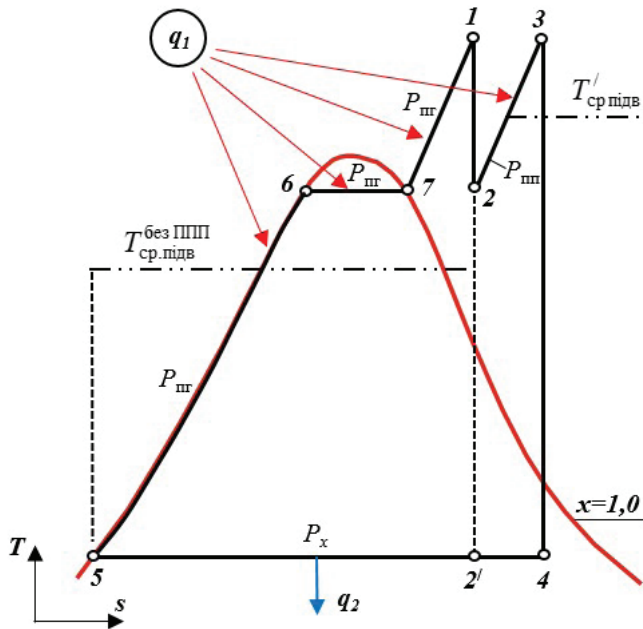


Рис. 1.10. Цикл ПТУ з проміжним перегрівом пари в s - T -координатах:
 5-6-7-1 – ізобарний процес підведення теплоти в котлі (економізаторній, випарювальній частинах і основному пароперегрівачі);
 1-2 – процес розширення пари в турбіні високого тиску (ТВТ) або циліндрі високого тиску (ЦВТ) (в ідеальній установці – адіабатний);
 2-3 – ізобарний процес підведення теплоти в проміжному пароперегрівачі;
 3-4 – розширення пари в наступних елементах турбінного двигуна (в турбіні середнього і низького тиску або в турбіні низького тиску);
 4-5 – ізобарний, ізотермічний процес конденсації пари в конденсаторі

отже, ППП сприяє збільшенню η_{oi} . Збільшення як η_p , так і η_{oi} зумовлює зростання ефективності ПТУ.

Тут необхідно зазначити наступне:

- зростання (або зниження) η_p циклу залежить від вибору тиску в проміжному пароперегрівачі $P_{шт}$;
- використання ППП (що зміщує процес розширення вправо) дозволяє значно підняти початковий тиск пари (без збільшення кінцевої вологості понад допустиму), а, отже, значно підвищити термічний ККД циклу;
- використання ППП з більш низьким значенням $T'_{ср.підв}$, ніж в циклі без ППП, при певних поєднаннях параметрів може також супроводжуватися

зростанням η_p , η_{oi} і теплової ефективності ЕС в цілому за рахунок можливості підвищення початкового тиску пари;

– проміжний перегрів пари зменшує питому витрату робочого тіла.

Розрізняють такі способи здійснення проміжного перегріву пари: *газовий і паровий* (на АЕС – *паровий і з використанням теплоносія першого контуру*).

1.4.2 Газовий проміжний перегрів пари

Реалізація газового проміжного перегріву пари показана на рис. 1.11. Зображення циклу, що лежить в основі роботи цієї установки (в s - T -координатах), наведено на рис. 1.10.

У суднових ПТУ використовують одноступінчастий газовий ППП, а в стаціонарній енергетиці може бути виконаний як одноступінчастий (одноразовий), так і двоступінчастий (дворазовий). Останній може бути застосований при високих, закритичних параметрах пари (наразі знаходить обмежене застосування).

Переваги газового ППП полягають у можливості отримання температури пари за ППП практично рівної початкової ($t_3 \approx t_1$), що дозволяє істотно підвищити теплову економічність циклу: при одноразовому проміжному перегріві пари – на 4,5...6,5 %, при дворазовому – на 6,5...8,5 %.

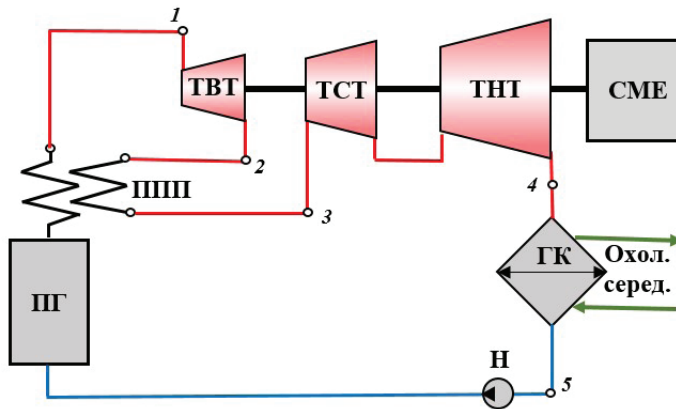


Рис. 1.11. Принципова схема реалізації газового проміжного перегріву пари:

ТВТ, ТСТ, ТНТ – відповідно турбіни високого, середнього та низького тиску;

СМЕ – споживач механічної енергії (електрогенератор чи гребний гвинт);

ППП – газовий проміжний пароперегрівач

До недоліків слід віднести наступне:

- ускладнення конструкції котла (проміжний пароперегрівач встановлюють в газоході котла після основного) і погіршення його масо-габаритних і вартісних показників у результаті включення досить громіздкого пакету труб високої вартості проміжного пароперегрівача;
- ускладнення конструкції головного паропроводу і збільшення втрат тиску в ньому (через втрати тиску в головному паропроводі економічність установки може знижуватися на 1,0...1,5 %).

Тиск у проміжному пароперегрівачі (за ТВТ $P_{\text{III}} = P_{2\text{в}}$) істотно впливає на економічність установки. Рекомендовані його значення складають для:

- одноразового газового ППП (0,15...0,25) P_o ;
- дворазового (0,25...0,30) P_o в першому ступені і (0,06...0,09) P_o – в другому.

Ефективність використання проміжного перегріву пари в установках теплоелектроцентралей (ТЕЦ) нижча, ніж для конденсаційних електростанцій. У зв'язку з цим економічну доцільність застосування проміжного перегріву пари в проєктах нових ТЕЦ (в установках з протитиском або регульованими відборами) в умовах ринкової економіки треба ще доводити (чи досліджувати).

1.4.3 Паровий проміжний перегрів пари

Тут як теплоносій використовується свіжа пара (рис. 1.12).

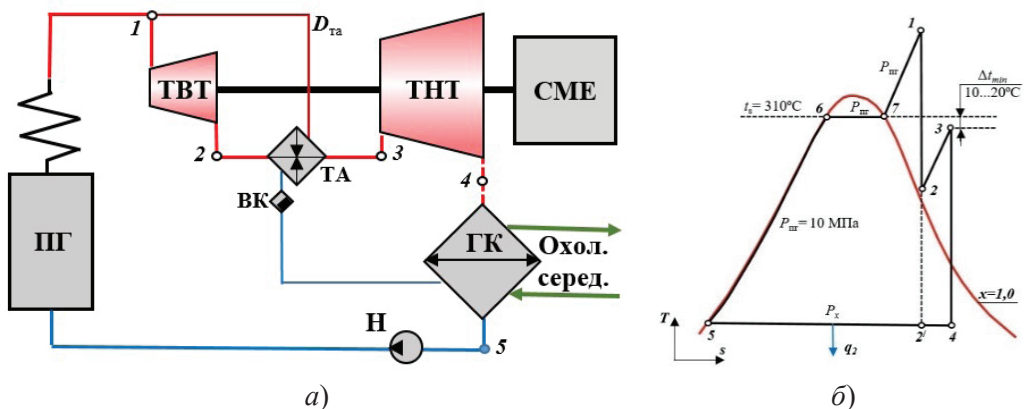


Рис. 1.12. Принципова схема ПТУ з паровим проміжним перегрівом пари (а), зображення циклу в s - T -координатах (б)

Перевагою парового проміжного перегріву пари є відсутність недоліків, властивих газовому проміжному перегріву пари.

До недоліків можна віднести відсутність переваг, властивих газовому ППП:

- низькі значення температури пари після проміжного підігрівача не дозволяють отримати значний приріст теплової економічності – до 2...4 %;
- наявність теплообмінного апарату високого тиску в машинному залі викликає додаткові проблеми в плані безпечного обслуговування установки;
- збільшення продуктивності котла на величину витрат пари на теплообмінний апарат $D_{та}$ (проміжний пароперегрівач).

Доцільність використання цього рішення підвищується при високому (критичному чи закритичному) початковому тиску пари, який дозволяє отримати більш високу температуру пари після проміжного пароперегрівача.

1.5 Склад ПТУ на ядерному паливі. Вибір початкових параметрів робочого тіла

1.5.1 Паровиробна установка

Нині ядерні енергетичні установки застосовують у морському флоті там, де доцільність їх використання підтверджується оперативними і технічними вимогами, які висувають до суден – на кораблях та криголамах. Це пояснюється високою енергетичною щільністю ядерного палива, яка забезпечує практично необмежену дальність плавання, а також роботу установки без повітря або іншого окиснювача. На транспортних суднах, де вибір типу ЕУ визначається, як правило, техніко-економічною ефективністю (наприклад, прибутком від роботи судна), ЯЕУ не знайшли поширення. Однак тенденції розвитку суднової енергетики, обмежені запаси органічного палива вказують на можливість використання ЯЕУ в перспективі і на таких суднах.

Спеціалісти *American Bureau of Shipping (ABS)* і *Herbert Engineering*, в рамках напрямку декарбонізації морського транспортного флоту, розробили концептуальний проєкт атомного газозово місткістю 145 тис. м³ зрідженого природного газу, оснащеного високотемпературним модульним газоохолоджуваним реактором (*HTGR*) і паротурбінним робочим контуром [10]. Попередньо проводилися дослідження щодо використання

ядерних енергетичних установок на контейнеровозі і танкері типу *Suezmax*.

Удосконалена технологія ядерних реакторів становить інтерес для комерційних морських застосувань, включає малі модульні реактори (*SMR*), призначені для вироблення від 10 до 300 МВт, і мікрореактори, розраховані на вироблення до 10 МВт ефективної потужності. Ці реактори характеризуються відмінними характеристиками безпечного утримання продуктів поділу в паливі, а високотемпературне охолодження забезпечує високу ефективність використання теплоти в робочому контурі.

Реактор *HTGR* досить легкий для транспортування залізницею, судном або вантажівкою. Він охолоджується гелієм і використовує оксикарбід урану (*UCO*) (19,75 % збагачення) та графітову матрицю як сповільнювач для виробництва 50 МВт теплової енергії. При використанні парового циклу Ренкіна ефективність складає 35 %, потужність парової турбіни – 17,5 МВт. Висока температура теплоносія на виході із активної зони може дозволити використання циклу Брайтона або комбінованого циклу підвищеної ефективності до 50 % і більше [10].

Більш широке застосування ПТУ на ядерному паливі знаходить у стаціонарній енергетиці. Наприклад, частка атомних електростанцій у загальному виробленні електроенергії в Україні різними типами електростанцій становить близько 40...50 %.

У даний час застосовуються (чи можуть застосовуватися в майбутньому) наступні типи реакторів: водо-водяні, газоохолоджувані і рідинно-металічні. У водо-водяних реакторах під тиском (*ВВРТ*) теплоносії (вода) не змінює свого фазового стану. Газоохолоджувані реактори, у свою чергу, можуть бути високотемпературними (*ВТГР*), які використовують у робочому циклі газотурбінну установку, та низькотемпературними (*НТГР*) – у сполученні з ПТУ.

Двоконтурні установки з ВВРТ відзначаються високою експлуатаційною надійністю, що й обумовило їх використання на криголамах і транспортних суднах активного льодового плавання та стаціонарній енергетиці. Генератором робочого тіла тут є паровиробна установка (*ПВУ*), до складу якої входить ядерний реактор, парогенератор та спеціальні системи: циркуляції теплоносія першого контуру (*ТНПК*); компенсації об'єму і підтримки тиску *ТНПК*; очистки *ТНПК*; розхолодження реактора; збору і видалення рідких та газоподібних радіоактивних відходів; підживлення першого контуру; управління ядерним реактором.

Ядерний реактор – це пристрій, у якому протікає самопідтримувана ланцюгова ядерна реакція. Металевий уран не використовують як ядерне

пальне, оскільки він за температури 660°C втрачає свою міцність, а за температури 1130°C плавиться. У ядерній енергетиці використовують сплави урану з деякими металами, оксиди (UO_2), карбіди (UC , UC_2) і силіциди (U_3Si) урану. Температура плавлення UO_2 становить 2800°C .

Під час роботи реактора паливо «вигорає», а його активна зона заповнюється осколками поділу, що поглинають нейтрони. Це призводить до зниження здатності реактора підтримувати ланцюгову реакцію. Тому стійка, тривала робота реактора може бути забезпечена тільки в разі, коли коефіцієнт розмноження нейтронів $k > 1,0$. Різницю $k_{\text{зр}} = k - 1 \approx 0,015 \dots 0,030$ називають запасом реактивності, що забезпечує задану тривалість роботи (кампанію) реактора. У початковий момент експлуатації, коли осколки поділу ще не накопичилися, для забезпечення $k = 1,0$ використовуються *компенсуючі стрижні*, які висуваються з активної зони в міру «вигорання» палива і накопичення осколків поділу.

Для регулювання потужності реактора використовують рухомі *регулювальні стрижні*, що змінюють щільність нейтронного потоку. Швидке і повне зупинення ядерної реакції в разі аварійної ситуації забезпечують *стрижні аварійного захисту*. Стрижні компенсуючі, регулювальні та аварійного захисту називають *стрижнями керування*.

У водо-водяних реакторах під тиском (ВВРТ) (у стаціонарній енергетиці – водо-водяні енергетичні реактори – ВВЕР) як сповільнювач нейтронів і теплоносіїв використовується вода. Призначення сповільнювача полягає в зниженні енергії нейтронів: чим нижча енергія нейтрона, тим вища ймовірність захоплення його ядром палива (енергія теплових нейтронів складає $E \approx 0,025$ МеВ, швидких – $E \approx 1$ МеВ). Як сповільнювачі використовують речовини з великою ядерною густиною і малою атомною масою: легку природну воду, важку воду (дейтерій D_2O), графіт, берилій.

Використання природної дистильованої води як сповільнювача і теплоносія має низку переваг – вода добре сповільнює нейтрони, має високі теплопередавальні властивості і малу тривалість наведеної радіації, а також відносно дешева. До недоліків слід віднести велике захоплення теплових нейтронів і високу корозійну активність. Наведена радіоактивність води, що охолоджує активну зону реактора, зумовлює необхідність використання двоконтурних установок.

Основним елементом реактора є активна зона (рис. 1.13), у якій розміщується ядерне паливо і здійснюється ланцюгова реакція його поділу. Крім палива, активна зона містить конструкційні матеріали й теплоносії, який прокачують через неї для відведення теплоти, а також сповільнювач, необхідний у реакторах на теплових нейтронах для зменшення їхньої швидкості.

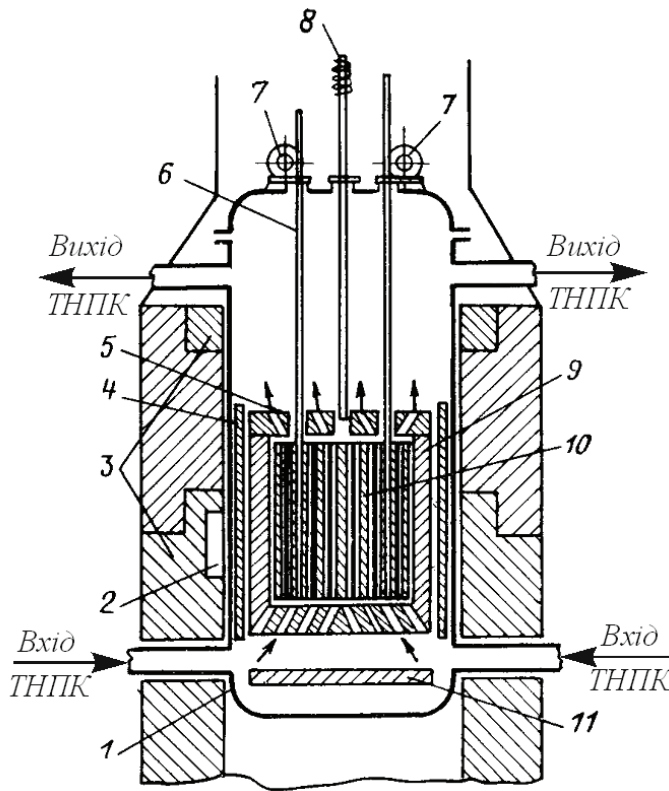


Рис. 1.13. Принципова схема ядерного реактора (ВВРТ):

- 1 – корпус реактора; 2 – камера для датчика потужності; 3 – біологічний захист;
- 4 – екран бокового теплового захисту; 5 – торцевий відбивач;
- 6 – стрижень регулювання; 7 – привід стрижня регулювання;
- 8 – стрижень аварійного захисту; 9 – боковий відбивач;
- 10 – активна зона; 11 – екран нижнього теплового захисту

Активна зона енергетичних реакторів оточена відбивачем нейтронів – шаром матеріалу, що не вступає в ланцюгову реакцію поділу, призначеним для зменшення витоку нейтронів з активної зони. Крім того, відбивач сприяє вирівнюванню нейтронного потоку й енерговиділення за радіусом і висотою активної зони, що дає змогу за даних розмірів зони одержати більшу потужність, домогтися більш рівномірного вигорання палива, збільшити тривалість кампанії реактора, тобто термін роботи завантаженого палива, і спростити систему відведення теплоти. Відбивач виготовляється з матеріалів, що добре розсіюють і слабо поглинають нейтрони. Цим самим вимогам має відповідати матеріал сповільнювача, тому часто відбивач виконують із того самого матеріалу, який у цьому реакторі

використовується як сповільнювач. Відбивач нагрівається за рахунок енергії сповільнених нейтронів, що поглинаються, і γ -квантів, і тому завжди повинен охолоджуватися.

Активна зона, відбивач та інші елементи розміщуються в міцному герметичному корпусі реактора, зазвичай оточеному необхідним біологічним захистом і часто тепловою ізоляцією. Жоден відбивач розумної товщини не може запобігти опроміненню міцного корпусу реактора нейтронами і γ -квантами. Опромінення корпусу призводитиме до його місцевого нагрівання і, отже, до виникнення в ньому температурних напружень. Крім того, під час опромінення нейтронами змінюються властивості металів: зростає твердість і зменшується відносне подовження, тобто метали стають крихкими.

Для зменшення опромінення корпусу зазвичай використовують тепловий захист, що розміщується між відбивачем і міцним корпусом. Захист називається тепловим, тому що він, поглинаючи нейтрони та γ -кванти, захищає корпус від надмірного нагрівання. Зазвичай тепловий захист виконується зі сталевих листів; у деяких випадках використовуються спеціальні матеріали, що містять поглиначі нейтронів, наприклад, бор. Часто тепловий захист і відбивач становлять єдину конструкцію.

Реактор має систему управління і захисту, основними елементами якої найчастіше є спеціальні стрижні, які в робочій частині виготовляють із матеріалів, що поглинають нейтрони (бор, кадмій, гафній, самарій, європій та ін., їхні сполуки і сплави). Стрижні системи управління і захисту переміщуються за допомогою приводів різної конструкції, які зазвичай розміщують на кришці або днищі корпусу реактора.

Теплота, що виділяється в активній зоні, а також у відбивачі та теплового захисті, відводиться теплоносієм, який з двох боків подається до корпусу реактора і відводиться з нього через патрубки.

Реактор має систему охолодження біологічного захисту та активного обладнання (головного циркуляційного насоса першого контуру – ГЦНПК, охолодження теплоносія першого контуру в системі його очистки тощо).

У ядерних установках першого покоління все обладнання паровиробної установки виконувалося у вигляді окремих агрегатів, розміщених у середині біологічного захисту. Це значно збільшувало масу і габарити ЯЕУ. Нині використовують блочні та моноблочні ППУ, що вирізняються кращими масо-габаритними показниками.

Біологічний захист служить для зниження рівня випромінювання, його виконують із матеріалів, що сповільнюють і поглинають швидкі нейтрони і гамма-випромінювання – бетону, свинцю, борвмісних сталей, які

розташовують у певному порядку. Він істотно впливає на габарити і масу установки (становить від 30 до 40 % маси всього енергетичного обладнання). Охолодження біологічного захисту служить для відводу теплоти, що виділяється при поглинанні нейтронів і гамма-квантів.

Парогенератори ядерних установок з ВВРТ. Утворення робочого тіла ПТУ на ядерному паливі відбувається в спеціальних теплообмінних апаратах – парогенераторах (ПГ), що можуть бути з примусовою або природною циркуляцією робочого тіла (рис. 1.14).

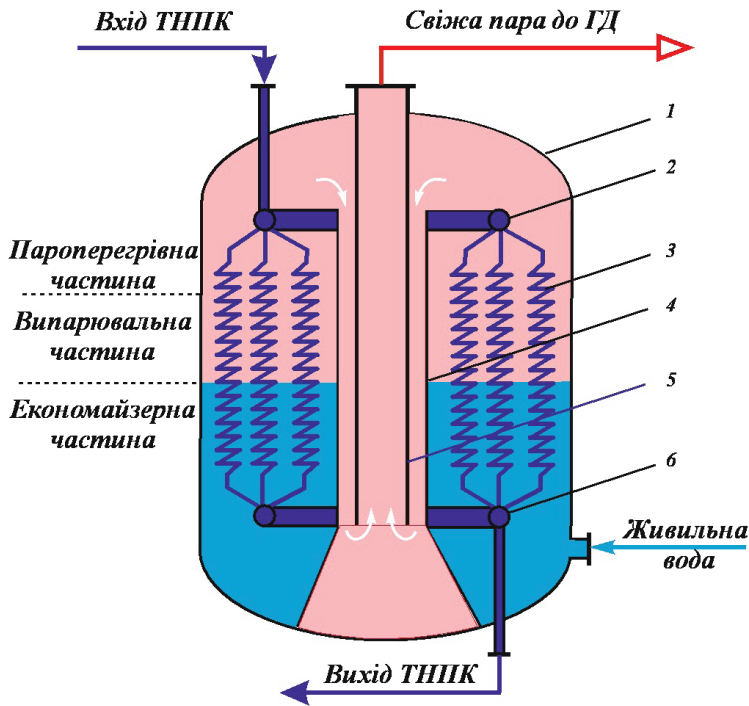


Рис. 1.14. Принципова схема прямооточного ПГ з примусовою циркуляцією:
 1 – корпус ПГ; 2 – вхідний розподільний колектор ТНПК;
 3 – змійовики (теплопередавальні поверхні); 4 – обичайка; 5 – центральна труба перепуску пари; 6 – нижній збірний колектор

1.5.2 Вибір початкових параметрів робочого тіла

Початкові параметри робочого тіла (пари) двоконтурних паротурбінних установок залежать насамперед від типу реакторної установки, конструкції ПГ, теплофізичних властивостей теплоносія та особливостей здійснення процесів розширення пари в турбоагрегаті – наявності

спеціальних заходів щодо осушення пари (проміжної або внутрішньокорпусної сепарації, проміжного перегріву).

Параметри теплоносія першого контуру і робочого тіла в другому контурі впливають на теплову економічність установки, масо-габаритні та вартісні показники, визначають надійність і умови її технічного обслуговування та експлуатації. Їх вибір і обґрунтування – складна оптимізаційна задача, вирішувати яку необхідно з урахуванням техніко-економічних показників об'єкта (судна чи електростанції) в цілому.

Зі збільшенням початкових параметрів пари (тиску і температури) збільшується термічний ККД циклу і ефективність установки в цілому. У двоконтурних паротурбінних установках на ядерному паливі температура пари визначається параметрами гріючого середовища. Для водо-водяних ядерних реакторів вона обмежена температурою теплоносія першого контуру на виході із реактора. У цьому разі тиск пари зазвичай приймають максимально можливим, за якого ще можливе пароутворення. Це викликає необхідність застосування циклів на насиченій (або слабоперегрітій) парі.

Цикл на насиченій парі має суттєві недоліки – навіть суха насичена пара, під час руху паропроводом і через органи регулювання, дещо знижує свій тиск (втрата тиску може сягати від 5 до 10 %). При цьому її вологовміст підвищується до 0,30...0,45 %. Якщо враховувати, що початкова пара може мати деяку кількість води (за існуючими нормами до 0,2 %, а в реальних установках – до 0,5 %), то в підсумку вже на перших ступенях турбіни може бути помітний вміст води. Цей фактор істотно впливає на внутрішній відносний ККД турбіни і надійність її роботи. У результаті виграш від збільшення термічного ККД циклу (при підвищенні тиску пари до тиску насичення) може бути знецінений зниженням внутрішнього відносного ККД турбіни. Крім того, збільшення вологовмісту по всій проточній частині турбіни значно посилює ерозію лопаткового апарату, що також знижує економічність, довговічність і безвідмовність роботи турбіни.

Особливо актуальною ця проблема стає під час роботи АЕУ на зниженій потужності. Так, наприклад, при зниженні потужності установки до 50 % від номінальної вологовміст пари на вході в турбіну може сягати 3 %.

У судових паротурбінних установках на ядерному паливі часто використовується вироблення парогенератором слабоперегрітої пари (рис. 1.15). Для двоконтурних судових ПТУ з ВВРТ і прямоточним парогенератором з примусовою циркуляцією взаємозв'язок параметрів першого і робочого контурів можна проаналізувати за допомогою діаграми $q-t$ (рис. 1.16).

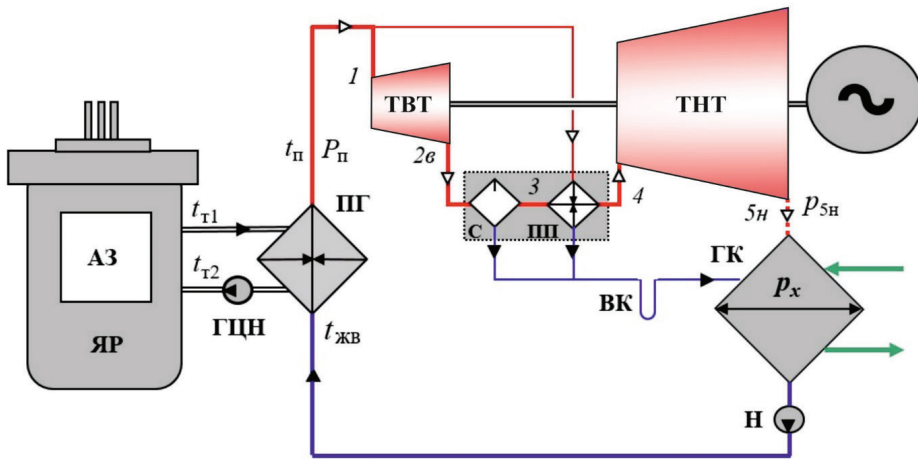


Рис. 1.15. Принципова теплова схема ПТУ з проміжною сепарацією і перегрівом пари:

ЯР – ядерний реактор; АЗ – активна зона; ПГ – парогенератор;
ГЦН – головний циркуляційний насос (першого контуру);
С і ПП – сепаратор і пароперегрівач; ВК – відвідник конденсату; ТВД, ТНТ – турбіни високого і низького тиску; ГК – головний конденсатор; Н – насос

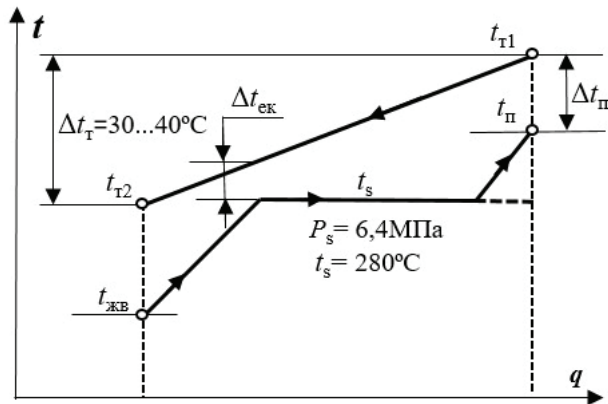


Рис. 1.16. Процеси теплообміну в прямоточному парогенераторі з примусовою циркуляцією двоконтурної суднової ПТУ на ядерному паливі

Збільшення температури пари на виході з ПГ $t_{п}$ позитивно впливає на ККД паротурбінної установки, тому що при цьому зростає не тільки термічний ККД циклу, але і внутрішній відносний ККД турбоагрегату.

У зв'язку з цим для ПТУ, що генерують слабоперегріту пару, доцільно вибирати якомога вищі значення $t_{п}$, з урахуванням температури ТНПК на

вході в парогенератор $t_{т1}$ і рекомендацій щодо величини температурного напору $\Delta t_{т}$, який визначає габарити пароперегрівної частини парогенератора і ПВУ в цілому:

$$t_{п} = t_{т1} - \Delta t_{т}.$$

Величина $\Delta t_{т}$ звичайно складає від 5 до 20 °С (більші значення відносяться до більш напружених парогенераторів).

Тиск пари на вході в сопловий апарат турбіни визначається з урахуванням втрат у паровому тракті:

$$P_0 = P_{пт} - \Delta P_{п},$$

де $\Delta P_{п} = (0,07 \dots 0,15) P_{пт}$ – втрати тиску в головному паропроводі з урахуванням також втрат в арматурі (маневрових, стопорних клапанів).

Температура пари на вході в турбіну визначається з урахуванням її охолодження і дроселювання в головному паропроводі:

$$t_0 = t_{п} - \Delta t_{пт},$$

де $\Delta t_{пт} = 5 \dots 8$ °С – зниження температури пари під час її руху в головному паропроводі.

У складі стаціонарних АЕС, як правило, використовують парогенератори насиченої пари з багаторазовою природною циркуляцією з неявно вираженою економайзерною зоною [3, 4, 5]. Температура сухої насиченої пари, що генерується, може бути визначена (рис. 1.17) з урахуванням мінімального температурного напору в ПГ:

$$t_{п} = t_{т2} - \Delta t_{\min}.$$

Наразі стають актуальними питання оцінки доцільності використання у двоконтурних паротурбінних установках теплових електростанцій на ядерному паливі циклів не на насиченій, а на слабоперегрітій парі.

Джерелом теплової енергії в ядерному реакторі є тепловиділяючі елементи активної зони. Для збільшення ККД паротурбінного циклу доцільно підвищувати температуру тепловиділяючих елементів (ТВЕЛ) до максимально можливого рівня. Це дає змогу отримати вищі значення температури теплоносія і, отже, температури пари на виході з парогенератора.

Якщо в будь-якому місці поверхні ТВЕЛ відбудеться підвищення інтенсивності теплового потоку до деякого значення, званого критичним $q_{кр}$, то настає криза поверхневого кипіння, бульбашкове кипіння переходить у плівкове.

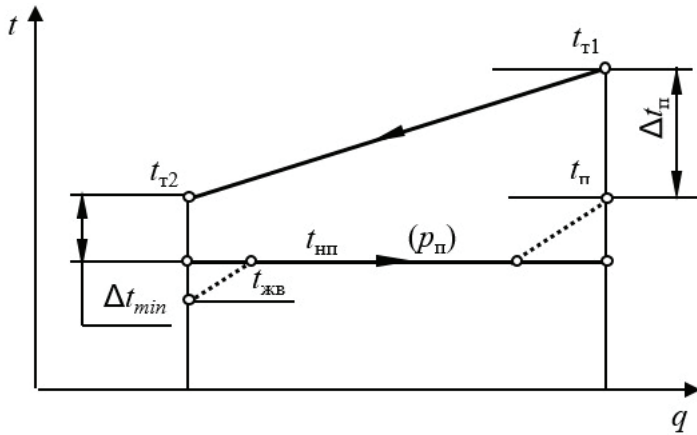


Рис. 1.17. Діаграма процесу теплообміну, що протікає в ПГ насиченої пари з багаторазовою природною циркуляцією і неявно вираженою економайзерною зоною

У результаті ця ділянка поверхні тепловіддачі покривається суцільною паровою плівкою. Оскільки теплопровідність пари дуже низька, то для збереження встановленого значення теплового потоку q (за сталості теплової потужності реактора) має істотно підвищитися температурний напір при теплопередачі, що супроводжується значним підвищенням температури оболонки ТВЕЛ. Це явище зазвичай завершується руйнуванням оболонки. Для його виключення необхідно, щоб найбільший фактичний тепловий потік $q_{\max}$ завжди залишався меншим за критичний $q_{\text{кр}}$.

Величина прийнятого тиску теплоносія впливає досить складним чином на масо-габаритні показники АЕУ в цілому. Збільшення тиску до певного рівня покращує масо-габаритні показники АЕУ — в основному завдяки збільшенню температурних напорів у теплообмінних апаратах. Подальше збільшення тиску дещо погіршує показники установки, тому що істотніше починає позначатися збільшення товщини силових конструкцій першого контуру (трубопроводів, корпусів апаратів тощо).

Збільшення тиску веде до зростання маси і складності силових конструкцій першого контуру. Це особливо актуально для такої конструкції, як корпус ядерного реактора. Для потужних стаціонарних ядерних реакторів діаметр активної зони може досягати досить великих значень — до 3 м. Звідси, великий діаметр корпусу реактора значно збільшує товщину його стінки.

Оптимальне значення тиску теплоносія з урахуванням масо-габаритних показників установки істотно залежить від особливостей її

компонування, конструкції окремих елементів, використовуваних матеріалів і низки інших чинників. У зв'язку з цим для нової установки, що проєктується, оптимальне значення тиску теплоносія не може бути однозначно рекомендовано заздалегідь, якщо не обумовлені її особливості.

Зростання тиску теплоносія ускладнює технологію виготовлення і монтажу паровиробної установки (ПВУ), посилює корозійні та ерозійні процеси в матеріалі конструкцій, погіршує маневрені якості АЕУ (знижується допустима швидкість зміни температури в масивних елементах). Таким чином, можна стверджувати, що збільшення номінального тиску теплоносія знижує надійність ППУ.

У разі, коли допустима температура матеріалу оболонки не досить велика (у контакті з теплоносієм в умовах інтенсивного нейтронного опромінення), то визначальною температурою теплоносія може бути гранично допустима температура оболонки ТВЕЛ. Наприклад, якщо оболонки ТВЕЛ виконані з цирконієвих сплавів, які в середовищі води стійкі проти корозійних та ерозійних процесів при температурі до 350 °С, то недоцільно підвищувати тиск теплоносія вище за тиск насичення, відповідний гранично допустимій температурі оболонки (при температурі насичення $t_{s1} = 350\text{ °С}$ тиск насичення P_{s1} становить 16,5 МПа).

З урахуванням використовуваних видів ядерного палива, конструкційних матеріалів активної зони (зокрема, оболонок ТВЕЛ) і компонувань активної зони реактора тиск теплоносія першого контуру не перевищує 20 МПа, зазвичай може становити $P_T = 10\text{...}16$ МПа. Цьому тиску відповідає температура насичення $t_{s1} = 311\text{...}347\text{ °С}$ [11].

Температура теплоносія на виході з ядерного реактора t_{T1} складається внаслідок змішування теплоносія, що пройшов через усі технологічні канали активної зони, а також канали протікань. Її слід приймати якомога більшою. Збільшення температури t_{T1} дає змогу підвищити початкову температуру пари і, отже, збільшити економічність АЕУ. При цьому теплоносії повинен виходити з реактора недогрітим до стану насичення. Якщо в процесі роботи ядерного реактора на виході з активної зони на частині ТВЕЛ температура оболонки досягне температури насичення води за такого тиску, то на поверхні оболонки почнеться кипіння теплоносія. За помірних теплових потоків це буде поверхнєве бульбашкове кипіння. Йдучи в ядро потоку теплоносія, де температура нижча за температуру насичення, бульбашки пари, що утворилися, будуть конденсуватися.

Поверхнєве бульбашкове кипіння інтенсифікує відведення теплоти від ТВЕЛ (дещо зростає коефіцієнт тепловіддачі). Однак при цьому в матеріалі оболонки виникає температурна пульсація, що може викликати втомні

явища в матеріалі оболонки. До того ж бульбашкове кипіння спричиняє деякі коливання нейтронної (отже, і теплової) потужності в районі цієї ділянки ТВЕЛ, що може посилити температурну пульсацію в матеріалі оболонки. З цих причин зазвичай у стаціонарних ядерних реакторах поверхневе бульбашкове кипіння допускають, але не значно розвиненим. Допущення поверхневого бульбашкового кипіння дає змогу дещо знизити тиск теплоносія, зберігши при цьому температурний режим активної зони.

Очевидно, що в ядерному реакторі через нерівномірність нейтронного поля по радіусу активної зони має місце деяка нерівномірність тепловиділень. Водночас об'ємне кипіння теплоносія повинно бути виключено у всіх каналах активної зони, зокрема і в найбільш теплонапружених, де нагрівання є найінтенсивнішим. Профілювання витрат теплоносія за окремими зонами активної зони з різним тепловиділенням може дещо знизити гостроту проблеми, проте не знімає її повністю, тому що всередині цих зон усе ж таки існує нерівномірність нейтронного потоку і тепловиділень.

Для запобігання скипання теплоносія в найбільш теплонапружених каналах необхідно забезпечити вихід теплоносія з реактора із запасом до кипіння:

$$t_{t1} = t_{s1} - \Delta t_{s1},$$

де Δt_s – запас до кипіння, що забезпечує запобігання кризи теплообміну в найбільш навантажених технологічних каналах на перехідних режимах роботи реактора.

Для зменшення запасу до кипіння (таким чином, збільшення t_{t1}) вживають заходів щодо підвищення рівномірності нейтронного поля по радіусу активної зони. Передбачають установку відбивачів нейтронів, профілювання збагачення ядерного палива по радіусу активної зони, перестановку паливних касет в активній зоні впродовж кампанії, роздільне управління по зонах реактора регулювальними стрижнями, що містять поглиначі нейтронів.

Величину запасу до кипіння приймають залежно від теплової напруженості активної зони (АЗ) реактора, його конструктивних особливостей і особливостей системи управління:

$\Delta t_{s1} = 5...10^\circ\text{C}$ – для реакторів із невисокою інтенсивністю теплового потоку ($Q_{A3} = 0,3...0,4 \text{ МВт/м}^2$);

$\Delta t_{s1} = 15...25^\circ\text{C}$ – для реакторів із високонапруженою активною зоною ($Q_{A3} \approx 1,2 \text{ МВт/м}^2$).

Температура теплоносія на вході в ЯР. Температура теплоносія на вході в ядерний реактор t_{12} може бути визначена як різниця між температурою теплоносія на виході з реактора t_{11} і величиною нагріву теплоносія в активній зоні Δt_r :

$$t_{12} = t_{11} - \Delta t_r.$$

Істотний вплив на характеристики ядерної установки (передусім основного енергетичного обладнання: реактора і парогенератора) має величина нагріву теплоносія. За фіксованої потужності реактора $Q_{ЯР}$ величина Δt_r визначає витрату теплоносія першого контуру

$$G_T = Q_{ЯР} / (c_r \Delta t_r).$$

Отже, вона впливає на його розміри та компонування, габарити парогенератора, а також на потужність головного циркуляційного насоса першого контуру (ГЦНПК).

Зі збільшенням Δt_r знижується витрата електроенергії на привід ГЦНПК, однак за фіксованих початкових параметрів пари збільшується поверхня нагріву парогенератора внаслідок зниження температурного напору. Зниження Δt_r може бути досягнуто за рахунок збільшення витрати теплоносія і, отже, потужності ГЦНПК, маси і вартості металоконструкцій реактора і парогенератора. Що особливо актуально для АЕУ стаціонарної енергетики великої потужності, де корпусні конструкції під високим тиском мають значні товщини стінок.

З іншого боку, зниження Δt_r при фіксованій температурі теплоносія на виході з реактора збільшує температурний напір у парогенераторі, завдяки чому знижується величина теплопередавальної поверхні парогенератора. Для стаціонарної АЕУ на насиченій парі, в якій використовують парогенератори з неявно вираженою економайзерною зоною, температуру теплоносія на вході до ядерного реактора можна розглядати як фактор, що обмежує температуру кипіння робочого тіла в парогенераторі і, отже, тиск свіжої пари. Зменшення Δt_r дасть змогу, за інших рівних умов, дещо збільшити тиск і температуру кипіння робочого тіла.

З розглянутого вище випливає, що вибір і обґрунтування величини підігріву теплоносія першого контуру є оптимізаційною задачею. У сучасних ПТУ на ядерному паливі величина підігріву може становити $\Delta t_r = 15...45^\circ\text{C}$ (найчастіше зустрічається $30...40^\circ\text{C}$).

Початковий тиск пари P_n (тиск за ПГ) впливає на ККД установки: з одного боку, збільшення P_n приводить до росту термічного ККД циклу в результаті збільшення середньої температури підведення теплоти

в циклі. З іншого боку, знижується внутрішній відносний ККД турбоагрегату внаслідок збільшення відносної величини втрат від роботи турбіни на вологій парі (процес розширення зміщується вліво, в область більш вологої пари), а також втрат на тертя, вентиляцію і перетікання в радіальному зазорі лопатей турбін у результаті збільшення густини пари.

Крім того, збільшення початкового тиску може призвести до істотного росту габаритів ПГ, тому що знижується величина температурного напору в економайзерній частині ПГ $\Delta t_{\text{ек}}$ (див. рис. 1.16, 1.17). Для сучасних ПТУ з ВВРТ рекомендовані значення $\Delta t_{\text{ек}}$ складають близько 15...30 °С.

Парові турбоагрегати ЯЕУ [4...7]. Особливості конструкції парових турбоагрегатів ЯЕУ зумовлені їх роботою в області насиченої пари, тому тут реалізують заходи щодо забезпечення вологості пари в процесі розширення, не вищу за гранично допустиму (зазвичай вологість пари не перевищує 8...10 %).

Це досягається використанням:

- виносних сепараторів, що вбудовуються в ресивер після ТВТ;
- внутрішньокорпусної сепарації вологи, коли волога видаляється після кожного ступеня розширення або групи ступенів;
- осушення пари після ТВТ у проміжному паровому підігрівачі (перегрівачі) або теплоносієм першого контуру.

При використанні першого і третього способів можуть застосовуватися звичайні конструкції проточної частини парових турбін. Другий спосіб зумовлює наявність у парових турбінах міжлопаткових сепараторів вологи різних конструкцій: наявність спеціальних камер, кишень-вогловловлювачів і отворів у корпусі турбіни для видалення (продування або відсмоктування) вологи.

Робочі лопатки турбін зазвичай мають активний тип, що дає змогу отримувати більший ККД за меншого ерозійного зносу.

У результаті міжступінчастої сепарації вологи тепловміст пари перед входом її в наступні ступені (чи групу) підвищується, а витрата зменшується на величину витрати вологи, що сепарується. Ступінь сухості пари на виході з міжлопаткових сепараторів вологи може становити $x_c = 0,95$, а на виході з міжкорпусного сепаратора пари $x_c = 0,990...0,995$.

Внутрішній відносний ККД турбоагрегатів, що працюють у вологій парі, становить 77...80 % [4–7].

Початковий тиск пари, що забезпечує допустиму вологість в кінці процесу розширення в межах 12...13 % (при $t_n = 290...310$ °С), складає:

- для однокорпусних агрегатів (без реалізації будь-яких заходів щодо осушування пари в процесі розширення) – 0,4...0,5 МПа;

- для двокорпусних турбоагрегатів з міжкорпусною сепарацією вологи (підігрівом пари) – 5,5...7,0 МПа;
- для агрегатів з внутрішньокорпусною сепарацією вологи обмежень по початковому тиску пари (для забезпечення допустимої вологості пари) немає.

Проміжна сепарація пари і проміжне підведення теплоти в циклах АЕУ

Робота турбіни практично протікає у вологій парі (рис. 1.18). Гранично допустима вологість пари в кінці процесу розширення в установці без використання заходів щодо осушення пари в процесі розширення може бути досягнута при початковому тиску 0,4...0,5 МПа.

Термічний ККД циклу при такому рівні початкового тиску 5-6-7-8-5 буде досить низьким, тому ефективний ККД паротурбінної установки буде складати не більше 5...7 % [8]. Теплову ефективність ПТУ на ядерному паливі можна істотно підвищити при підвищенні початкового тиску насиченої пари.

Це можна реалізувати, використовуючи проміжну сепарацію (осушку) пари одно- або двоступеневу, або комбінацію – проміжну сепарацію і паровий перегрів (рис. 1.19). В цьому випадку початковий тиск пари може бути підвищений до 6...8 МПа (див. рис. 1.18).

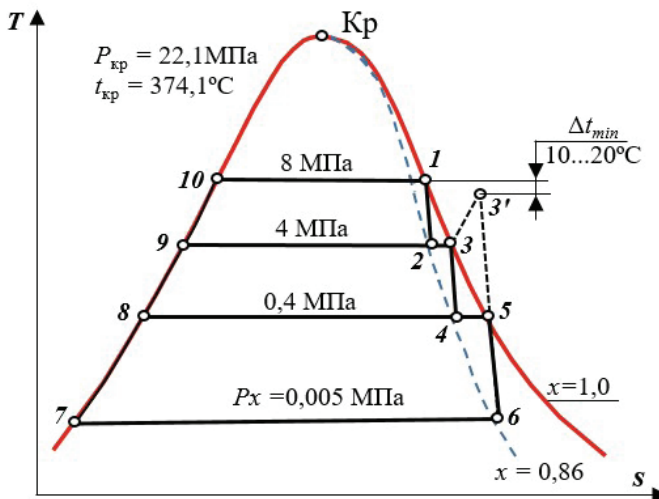


Рис. 1.18. Цикли ПТУ на ядерному паливі

Одноступенева проміжна сепарація (рис. 1.19, а) використовується в паротурбінній установці судна активного льодового плавання

атомохода-ліхтеровоза. Проміжні сепарація і паровий перегрів пари (рис. 1.19, в) знаходять застосування в теплових схемах Південноукраїнської атомної електростанції.

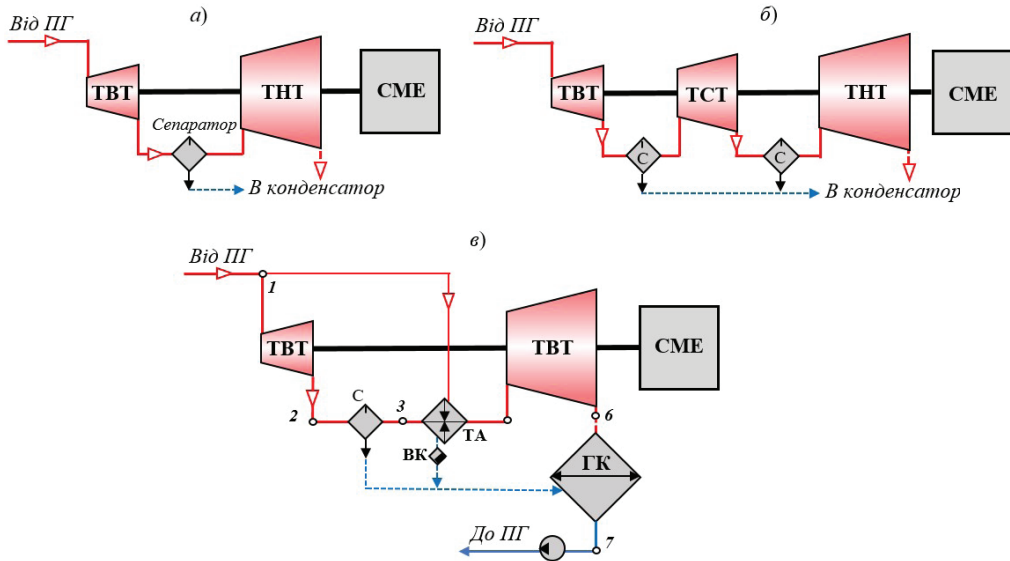


Рис. 1.19. Принципові схеми реалізації осушування пари в ПТУ:

- а) – проміжна одноступенева сепарація пари; б) – двоступенева;
 в) – проміжні сепарація і паровий перегрів пари

Параметри робочих середовищ у паровиробних установках стаціонарних і суднових ПТУ на ядерному паливі наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри робочих середовищ паровиробних установок

Найменування параметра, позначення, одиниця виміру	Паровиробні установки			
	ВВЭР-440	ВВЭР-1000	Ліхтеровоз	Криголам
1	2	3	4	5
Тиск теплоносія першого контуру $P_{тн}$, МПа	12,3	15,7	16,2	13,2
Температура насичення в першому контурі t_{s1} , °C	326,1	345,8	348,3	332
Інтегральний запас до кипіння Δt_s , °C	27	25,8	37,3	14
Температура ТНПК на виході з реактора t_{r1} , °C	299	320	311	318

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5
Нагрів теплоносія в реакторі Δt_r , °C	30	30,3	32	40
Температура теплоносія на вході в реактор t_{r2} , °C	269	289,7	279	278
Напір в економайзерній частині ПГ $\Delta t_{\min}$, °C	10,2	11,2	30	–
Температурний напір по паровій стороні ПГ Δt_p , °C	39	43	21	15
Температура пари на виході з ПГ t_p , °C	260	278,5	290	305
Тиск пари на виході з ПГ P_p , МПа	4,60	6,27	3,92	3,30
Температура пари на вході в турбіну t_0 , °C	254,9	274,3	285	295
Тиск пари на вході в турбіну P_0 , МПа	4,31	5,88	3,63	2,55

1.6. Регенерація теплоти в ПТУ

1.6.1 Теоретичні передумови застосування регенерації теплоти в ПТУ

Теоретичною передумовою застосування регенеративних циклів в ПТУ є спроба реалізації деякої подібності узагальненого циклу Карно.

Цикл Карно, який складається з двох ізотерм – підведення ($d-a$) і відведення ($b-c$) теплоти – і двох адіабат – розширення ($a-b$) і стиснення ($c-d$) робочого тіла (рис. 1.20), має найвищу термодинамічну досконалість і максимально можливий термічний ККД. З курсу термодинаміки відомо, що цей цикл є окремим випадком «узагальненого циклу Карно», що складається з двох ізотерм підведення-відведення теплоти ($d-a$ і $b'-c'$) і двох еквідистантних кривих процесів стиснення-розширення ($a-b'$ і $c'-d$).

Можна уявити гіпотетичну установку для реалізації узагальненого циклу Карно (рис. 1.21 і 1.22) при роботі ПТУ на насиченій парі.

Розіб'ємо процес розширення в турбіні на три ділянки і всю пару після першої турбіни Т1 (точка 2.1) направимо на підігрів води, що надходить в котел, який генерує насичену пару (рис. 1.22). Пара в умовах

рівноважного теплообміну підігріває живильну воду на виході з останнього підігрівача живильної води до стану, що характеризується точкою 4.2. Рівноважний теплообмін – це теплообмін при нескінченно малому температурному напорі в теплообміннику поверхневого типу ($\Delta t \rightarrow 0$), коли температури середовищ, що обмінюються теплотою, рівні між собою.

Пара передає живильній воді частину своєї прихованої теплоти пароутворення, тому її стан на вході в Т2 буде характеризуватися точкою 1.2.

Аналогічні процеси протікають у наступних елементах ПТУ. У цій установці зменшуються втрати теплоти в холодному джерелі на величину Δq_2 ; живильна вода надходить в котел з більш високою температурою (4.2, а не 3), що зменшує витрату палива на генерацію робочого тіла.

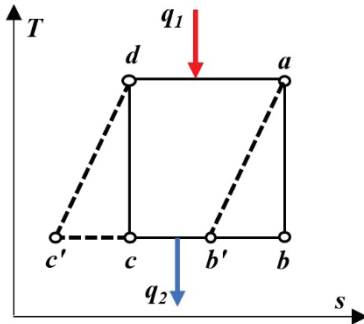


Рис. 1.20. Цикли Карно в s - T -координатах

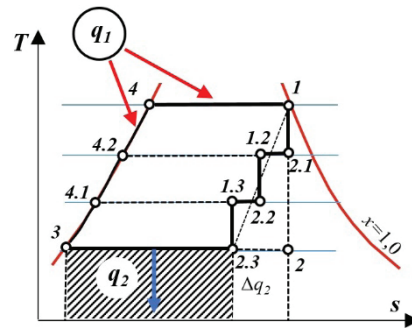


Рис. 1.21. До теоретичних передумов реалізації в ПТУ циклу Карно

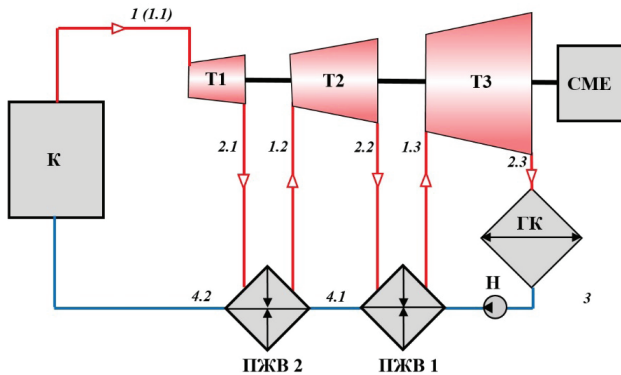


Рис. 1.22. Схема гіпотетичної ПТУ для реалізації узагальненого циклу Карно

Якщо збільшити кількість ступенів розширення пари (підігріву живильної води) до нескінченності, то процес розширення пари буде протікати по пунктирній лінії 1-2.3; на виході з останнього ступеня підігріву ($n \rightarrow \infty$) робоче тіло (вода) буде при температурі насичення, тобто процес підведення теплоти в котлі (від зовнішнього гарячого джерела) на лінії 3-4 відсутній – вода підігрівається паром за рахунок, як ще кажуть, внутрішнього перекиду теплоти в циклі – регенерації. Процеси 3-4 і 1-2.3 – практично еквідистантні, процеси підведення і відведення теплоти (4-1 і 2.3-3) – ізотермічні, отже, тут представлена теоретична можливість реалізації в ПТУ на насиченій парі узагальненого циклу Карно, який має найвищу термодинамічну ефективність.

Стосовно ПТУ цей цикл називають гранично-регенеративним циклом (ГРЦ). Цикл здійснюється в ПТУ з нескінченно великою кількістю ступенів розширення пари і підігріву живильної води в підігрівачах поверхневого типу з рівноважним теплообміном в них і відсутністю будь-яких втрат у всіх елементах установки. Живильна вода надходить в котел при температурі насичення.

Реалізація ГРЦ на практиці зустрічає певні труднощі:

- нескінченна кількість ступенів розширення (підігріву) і нескінченний напрямок усього потоку пари з турбіни до підігрівачів і назад;
- нерівноважність теплообміну в підігрівачах поверхневого типу;
- протікання процесів в елементах реальної ПТУ супроводжується втратами;
- процес розширення пари зміщується в область позамежної вологості пари.

Деякі з цих труднощів можна подолати, наприклад, використовуючи підігрівачі змішувального типу, в яких реалізується практично рівноважний теплообмін. Завдяки великій площі контакту пари з водою, розпиленої до дрібнодисперсного стану, температурний напір між середовищами $\Delta t \leq 0,5^\circ\text{C}$ (у розрахунках приймають $\Delta t = 0$). Турбіна при цьому працює зі змінною витратою пари, вологість робочого тіла в процесі розширення можна забезпечити в межах допустимої (рис 1.23).

У зв'язку зі змінною витратою робочого тіла графічного представлення циклу (в будь-яких координатах) бути не може. Однак є теоретичний доказ того, що ПТУ з нескінченно великою кількістю підігрівачів змішувального типу (відборів з турбіни) і відсутністю будь-яких втрат енергії в елементах установки має вищу термодинамічну досконалість, тобто її ККД дорівнює ККД циклу Карно.

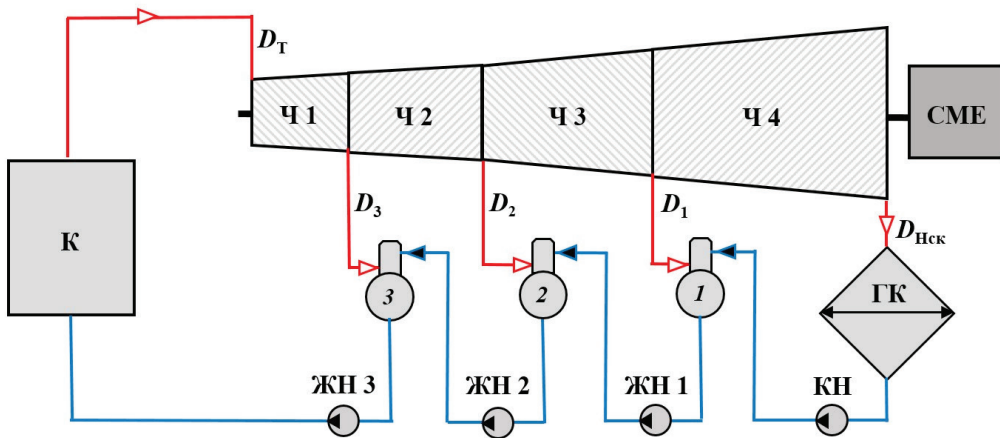


Рис. 1.23. Принципова теплова схема ПТУ з підігрівачами ЖВ змішувального типу

Регенеративний підігрів живильної води в циклах ПТУ з перегрітою парою також підвищує термічний ККД циклу, проте він завжди (навіть у разі використання гранично-регенеративного циклу) буде нижче ККД циклу Карно.

1.6.2 Практична реалізація регенерації теплоти в ПТУ

Регенеративний підігрів живильної води є одним із найефективніших способів підвищення економічності сучасних ПТУ. Ефективність регенеративного підігріву живильної води залежить від початкових параметрів пари, температури підігріву живильної води, кількості ступенів підігріву. На практиці регенеративний процес підігріву живильної води здійснюють парою, частково відпрацьованою в турбіні (рис. 1.24).

Тут вживані наступні позначення: ПГ – парогенератор (котел); ТВТ, ТНТ – турбіни високого і низького тиску; ГК – головний конденсатор; ПЖВ1, ПЖВ2, ПЖВ3 – підігрівачі живильної води; Д – деаератор; КН, ЖН – конденсатний, живильний насоси; ВК – відвідник конденсату; СМЕ – споживач механічної енергії; D_T , D_1 , D_2 , D_3 – витрати пари на турбіну з регенеративними відборами та витрати пари у відповідних відборах; $D_{нвп}$ – наскрізна витрата пари: $D_{нвп} = D_T - D_1 - D_2 - D_3$; $t_{пе}$, $P_{пе}$, $I_{пе}$ та t_0 , P_0 , I_0 – параметри пари після ПГ та на вході в турбіну, відповідно, температура, тиск, ентальпія.

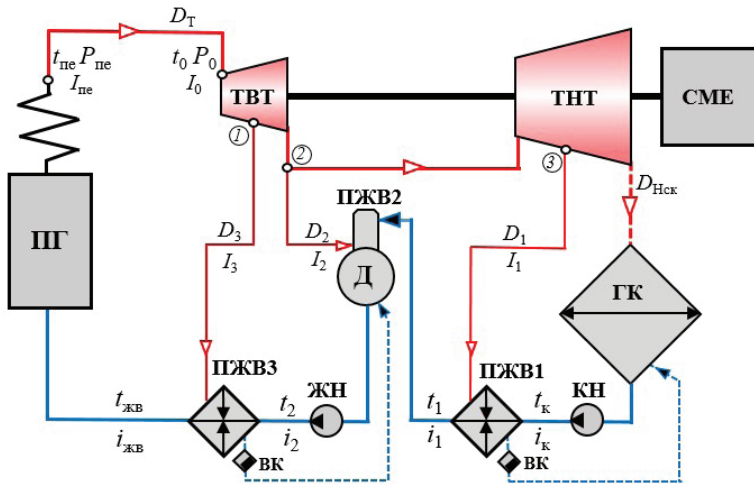


Рис. 1.24. Принципова схема ПТУ з триступеневим регенеративним підігрівом живильної води

Пару з відборів турбіни направляють у регенеративні підігрівачі поверхневого типу (використовують, зазвичай, тільки один підігрівач змішувального типу – деаератор). Вона віддає свою теплоту (більшою мірою – це прихована теплота пароутворення) живильній воді, конденсується, і конденсат відводиться у відповідну точку конденсатно-живильного тракту – в попередній підігрівач. Це значно спрощує установку в порівнянні з використанням всього потоку пари після окремих частин турбіни для потреб регенерації.

Кількість застосовуваних регенеративних підігрівачів може змінюватися від 1 до 8(9). Вибір кількості регенеративних підігрівачів і температури живильної води на вході в котел (на виході з останнього за ходом води підігрівача) є оптимізаційною задачею. При виборі кількості регенеративних підігрівачів необхідно враховувати, що кожний ступінь підігріву дає деяку економію палива (рис. 1.25), проте збільшує масу і вартість установки. Регенеративний підігрів живильної води суттєво впливає також на продуктивність парогенератора, складність теплової схеми, затрати на ремонт і технічне обслуговування.

Наведена залежність показує, що з ростом кількості регенеративних підігрівачів (z) ефективний ККД установки безперервно зростає, проте темп росту має затухаючий характер. Теплова економічність установки зростає суттєво при збільшенні кількості ступенів регенеративного підігріву до $z = 4...5$, потім приріст економії стає порівняно невеликим.

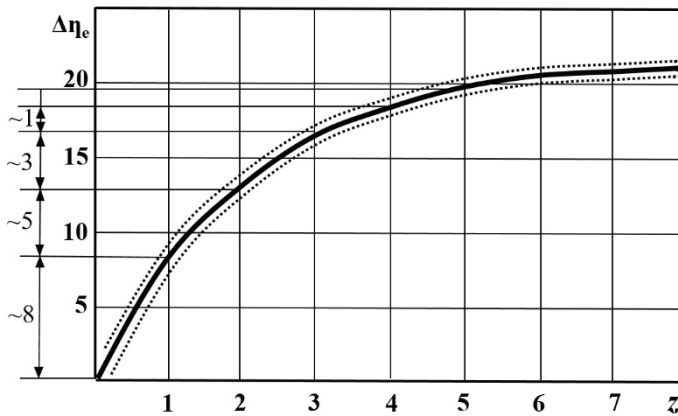


Рис. 1.25. Вплив кількості регенеративних підігрівачів на приріст ефективного ККД паротурбінної установки

Для оцінки наближення реального регенеративного циклу до гранично-регенеративного використовують поняття ступеня регенерації теплоти: це відношення кількості теплоти, переданої одиниці витрати живильної води в реальній установці, до кількості теплоти, яке могло б бути переданим живильній воді в гранично-регенеративному циклі:

$$\varphi = Q_R / Q_{грц} = (i_{жв} - i_k) / (i_{ск} - i_k) \cong (t_{жв} - t_k) / (t_{ск} - t_k),$$

де i_k і t_k – ентальпія і температура конденсату на виході з головного конденсатора чи мережевого підігрівача (див. рис. 1. 25);

$i_{жв}$, $t_{жв}$ – ентальпія і температура живильної води на вході в котел (чи парогенератор), тобто на виході з останнього підігрівача живильної води;

$i_{ск}$, $t_{ск}$ – ентальпія і температура води в котлі на лінії насичення (залежать від тиску в котлі).

При фіксованих значеннях початкових і кінцевих параметрів пари ступінь регенерації однозначно визначається параметрами живильної води ($i_{жв}$, $t_{жв}$) на виході з системи регенеративного підігріву, тобто $\varphi = f(i_{жв})$ і навпаки.

Теплова економічність циклу (відносна економія теплоти в циклі ΔQ_R) залежить від ступеня регенерації:

$$\Delta Q_R = (Q_0 - Q_R) / Q_0 = 1 - Q_R / Q_0 = 1 - (D_t / D_t^0) \times [(I_{пе} - i_{жв}) / (I_{пе} - i_k)],$$

де D_t^0 – витрата пари на головний двигун (турбіну) в установці без регенерації;

D_T – витрата пари на турбіну в установці з регенерацією;

$I_{пе}, i_k, i_{жв}$ – ентальпія перегрітої пари, конденсату та живильної води;

Q_0 – витрата теплоти в установці без регенерації:

$$Q_0 = D_T^0 (I_{пе} - i_k),$$

Q_R – витрата теплоти в установці з регенерацією:

$$Q_R = D_T (I_{пе} - i_{жв}).$$

За конкретної кількості ступенів підігріву зі збільшенням температури живильної води економія теплоти в циклі спочатку зростає, тому що знижується величина співмножника $(I_{пе} - i_{жв})/(I_{пе} - i_k)$, досягає за певного значення температури (ентальпії) живильної води ($i_{жв}$), потім падає у зв'язку зі зростанням співмножника D_T/D_T^0 . Характер зміни відносної економії теплоти в циклі (рис. 1.26) свідчить про існування оптимальних значень ступеня регенерації (при яких теплова економічність досягає максимуму).

Причому оптимальні значення ступеня регенерації визначаються в основному кількістю регенеративних підігрівачів живильної води, тобто $\phi_{opt} = f(z)$. У таблиці на рис. 1.26 наведено узагальнені дані, які можна використовувати для визначення величини ϕ_{opt} при попередніх теплових розрахунках.

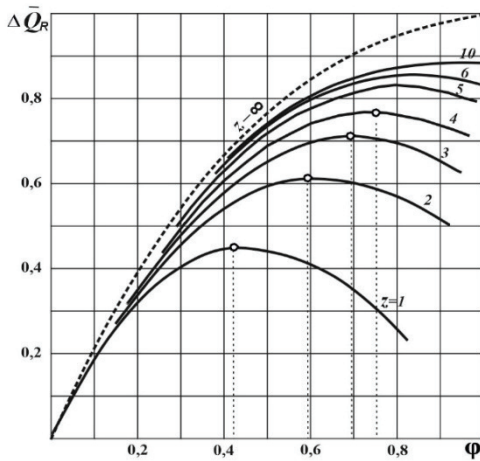


Рис. 1.26. Залежність відносної економії теплоти в циклі від ступеня регенерації і кількості підігрівачів

z	1	2	3	4	5
ϕ_{opt}	0,42	0,59	0,69	0,75	0,79

Знаючи (приймавши) оптимальне значення ступеня регенерації теплоти і параметрів робочого тіла в циклі, можна отримати оптимальне значення ентальпії живильної води на вході до котла (визначається з виразу для ступеня регенерації теплоти в циклі при оптимальних її значеннях):

$$i_{\text{жв}}^{\text{opt}} = \varphi_{\text{opt}} (i_{s \text{ пг}} - i_{\text{к}}) + i_{\text{к}}, \text{ кДж/кг};$$

або визначити оптимальну температуру живильної води

$$t_{\text{жв}}^{\text{opt}} = \varphi_{\text{opt}} (t_{s \text{ пг}} - t_{\text{к}}) + t_{\text{к}}, \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Тут прийняті наступні позначення: $i_{s \text{ пг}}$ і $t_{s \text{ пг}}$ – відповідно, ентальпія і температура насичення в котлі (парогенераторі); $i_{\text{к}}$ і $t_{\text{к}}$ – ентальпія і температура конденсату на виході із конденсатора.

Оптимальну температуру підігріву живильної води Д.П. Гохштейн («Ентропійний метод розрахунку енергетичних втрат». Держенерговидав, 1963) пропонує визначати за умов мінімального приросту ентропії системи як

$$T_{\text{жв}}^{\text{opt}} = {}^{z+1}\sqrt{T_{s \text{ пг}}^z \cdot T_{\text{к}}},$$

де $T_{s \text{ пг}}$ – температура насичення в парогенераторі (котлі), К;

z – кількість ступенів регенеративного підігріву;

$T_{\text{к}}$ – температура конденсату, К.

Значення оптимальної температури живильної води, вираховані за останніми двома формулами, відрізняються незначно і відносяться до циклів без проміжного перегріву пари. В циклах з проміжним перегрівом пари оптимальна температура підігріву живильної води для сучасних суднових ПТУ вища на 17...22 $^{\circ}$ С.

Регенеративний підігрів живильної води сприяє збільшенню відносного внутрішнього ККД турбозубчастого агрегату, оскільки при ньому:

- витрати пари через ТВТ збільшуються (збільшення висоти робочих лопаток ТВТ зменшує величину відносних втрат від перетікання робочого тіла в радіальних зазорах, що супроводжується зростанням внутрішнього відносного ККД);

- витрати пари через ТНТ зменшуються (зменшення висот робочих лопаток сприятливо впливає на ККД турбіни низького тиску).

При проєктуванні агрегатів обґрунтування та вибір кількості регенеративних підігрівачів, температури живильної води є складною оптимізаційною задачею, розв'язання якої пов'язане з розробкою імітаційної математичної моделі функціонування об'єкта і в даній роботі не розглядається.

Розрахункові значення температури живильної води на вході в котел на етапі попереднього проєктування можна визначити як

$$t_{\text{жв}} = t_{\text{жв}}^{\text{opt}} - (15...20^{\circ}\text{C}).$$

1.6.3 Типи регенеративних підігрівачів живильної води, їх включення до складу теплової схеми

Регенеративні підігрівачі живильної води, що використовуються в ПТУ, за особливостями теплообміну можна розділити на три види (рис. 1.27):

- поверхневого типу, в яких теплопередача теплоти від гріючої пари до живильної води чи основного потоку конденсату здійснюється через поверхню нагріву, а конденсат гріючої пари відводиться частіше за все в попередню ступінь нагріву (рис. 1.27, а);
- змішувального типу, в яких пара і вода, що нагрівається, змішуються (рис. 1.27, б);
- умовно-змішувального типу, де використовуються теплообмінники поверхневого типу, в яких конденсат гріючої пари подається насосом у магістраль після або перед нагрівачем (рис. 1.27, в).

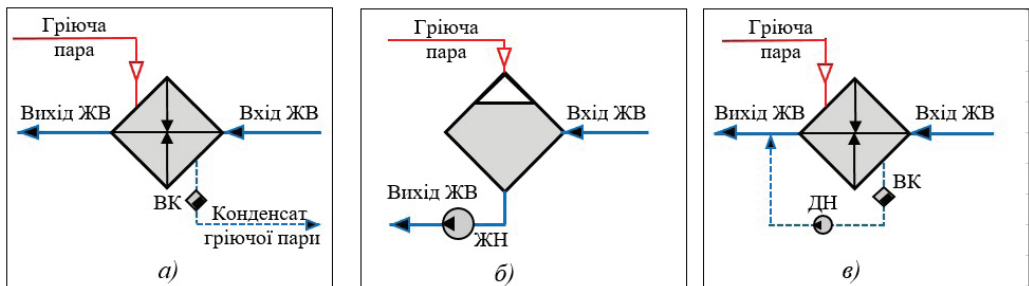


Рис. 1.27. Види регенеративних підігрівачів:

а) – поверхневого типу; б) – змішувального типу; в) – умовно-змішувального типу

Регенеративні підігрівачі поверхневого типу

Процес теплопередачі відбувається через поверхню: середовище, яке підігрівається (живильна вода, головний конденсат), перебуває всередині трубок, а нагрівальне середовище (пара) надходить у корпус підігрівача і омиває трубки зовні, віддає свою теплоту, конденсується [9]. На рис. 1.28 наведені процеси теплообміну в однокорпусному регенеративному теплообміннику поверхневого типу при використанні насиченої пари.

Теплообмін відбувається при кінцевій різниці температур. В умовах нерівноважного теплообміну вода нагрівається до температури

$$t_{\text{ЖВ}}^{\text{вих}} = t_s - \Delta t_{\text{min}},$$

де t_s – температура насичення гріючої пари;

Δt_{min} – мінімальний температурний напір, що забезпечує процес теплообміну.

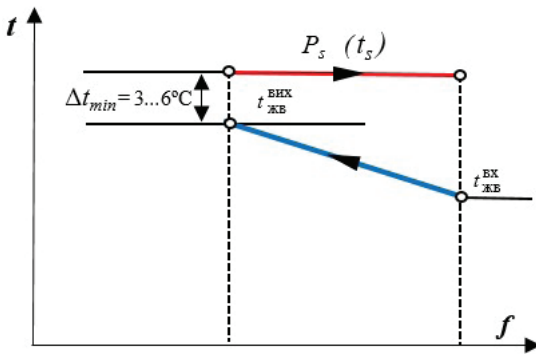


Рис. 1.28. Односекційний регенеративний теплообмінник поверхневого типу з використанням насиченої пари

При скиданні конденсату в попередній регенеративний підігрівач або головний конденсатор втрати від нерівноважності теплообміну можуть бути значними. При $\Delta t_{\min} = 10 \dots 15^\circ\text{C}$ зниження ефективного ККД установки може складати $2 \dots 4\%$. Незворотний процес теплообміну за кінцевої різниці температур протікає в самому підігрівачі, а також у попередньому підігрівачі, куди скидається дренаж. З енергетичної точки зору, підігрів води за $\Delta t > 0$ означає недовироблення потужності парою з відбору.

Зменшити втрати від нерівноважності теплообміну можна, спрямувавши конденсат гріючої пари в магістраль після підігрівача (див. рис. 1.27, в). Однак введення конденсату ускладняється необхідністю використання дренажних насосів (ДН), які хоча й мають невеликі продуктивність і напір, проте потребують живлення енергією, регулювання та догляду. У суднових ПТУ умовно-змішувальні підігрівачі застосовують рідко. Здебільшого – як перший ступінь регенеративного підігріву для зменшення кількості дренажу, що повертається до головного конденсатора від підігрівачів низького тиску.

Найбільшого поширення набувають поверхневі підігрівачі зі скиданням дренажу в попередній підігрівач, які за економічністю поступаються двом іншим типам, проте їх вирізняє простота, надійність, відсутність насосів, відмінні масо-габаритні показники.

Мінімальний температурний напір особливо суттєво впливає на величину поверхні теплообміну (габарити, масу, вартість теплообмінного апарату) [9]. Зниження $\Delta t_{\min}$ від 10 до 6°C супроводжується збільшенням поверхні теплообміну на 24% , а від 6 до 2°C – на 46% . При відсутності жорстких вимог до габаритних показників ПТУ (енергетичні установки тихохідних суден, стаціонарна енергетика) мінімальні температурні напори можуть лежати в інтервалі $4 \dots 6^\circ\text{C}$.

Ефективність використання теплоти грійучої пари можна підвищити використанням дво- чи трисекційних підігрівачів, конструктивно виконаних в одному (частіше) чи окремих корпусах. Процеси теплообміну в трисекційному регенеративному підігрівачі наведені на рис. 1.29.

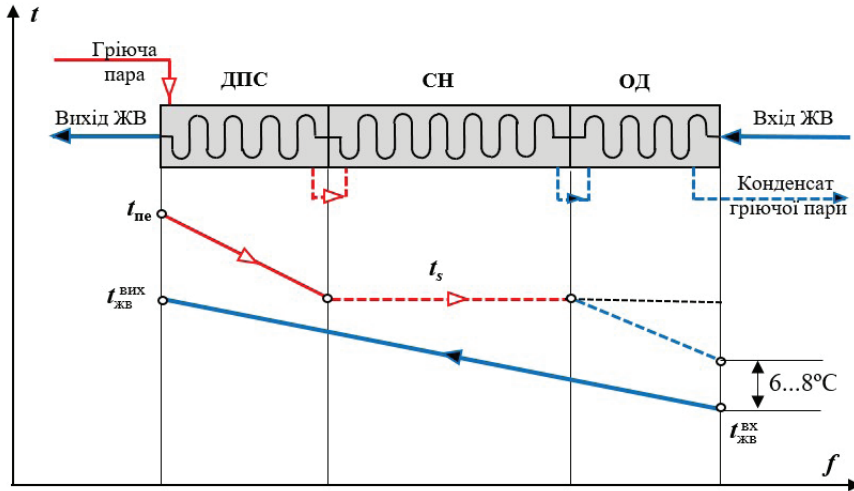


Рис. 1.29. Трисекційний регенеративний підігрівач живильної води

Тут, окрім секції насичення (СН), до складу підігрівача включені деперегрівальна секція (ДПС) і охолодник дренажу (ОД). Ці додаткові секції, які встановлені перед підігрівачем і після нього, слугують для більш повного використання теплоти грійучої пари, тобто зменшення втрат від нерівноважного теплообміну та збільшення температури живильної води на виході із підігрівача. Додаткові секції, хоча й доволі компактні (особливо водно-водяний охолоджувач дренажу), проте використовуються в установках суден, які не пред'являють підвищених вимог до масо-габаритних показників, та в стаціонарній енергетиці.

Деперегрівальна секція може бути використана раціонально в підігрівачах, які використовують пару з достатньо високим перегрівом (більше 100...120 °С). Теплообмін, який протікає між перегрітою парою і водою, відрізняється низьким коефіцієнтом теплопередачі, проте дозволяє одержати температуру живильної води на виході з підігрівача практично рівною температурі насичення грійучої пари (див. рис. 1.29).

Щоб уникнути порушення режиму течії живильної води в замкнутому тракті регенеративного підігріву, необхідно запобігти можливості її скипання на будь-якій ділянці цього тракту за будь-яких режимів

роботи установки, навіть за нульової витрати живильної води. У зв'язку з цим тиск води в підігрівачах завжди має бути більшим за тиск гріючої пари.

Виходячи з цієї обов'язкової вимоги, підігрівачі поверхневого типу залежно від місця включення в теплову схему поділяються на дві групи:

- підігрівачі низького тиску, що перебувають під тиском по воді, створюваним конденсатним насосом (4...8 бар), і живляться парою з відборів ТНТ;
- підігрівачі високого тиску, що знаходяться між головним живильним насосом і котлом, тиск води в підігрівачах вищий за тиск у котлі, а тим більше за тиск нагрівальної пари у відборах.

Оскільки тиск води в підігрівачах завжди більший, ніж тиск пари, застосовують водотрубні підігрівачі, корпуси яких можуть бути виготовлені з тоншого металу, ніж у паротрубних підігрівачах.

Підігрівачі низького тиску. За конструктивною схемою поверхневих підігрівачів низького тиску розрізняють: підігрівачі з прямими трубами (рис. 1.30, а, б), U-подібними трубами (рис. 1.30, в, г), вертикальні (рис. 1.30, а, в), горизонтальні (рис. 1.30, б, г). У підігрівачах з U-подібними трубами кожна труба подовжується незалежно від корпусу та інших труб. У підігрівачах із прямими трубами – нижня (задня) поворотна водяна камера виконується рухомою відносно корпусу, як плаваюча камера (рис. 1.30, а, б). За тієї самої кількості труб і тієї самої довжини збільшення кількості ходів підвищує швидкість води, внаслідок чого збільшується коефіцієнт теплопередачі і теплопродуктивність підігрівача, але водночас зростають гідравлічний опір і витрати електроенергії на подавання води. Тому число ходів, як і швидкість води, вибирають у результаті порівняння техніко-економічних показників конструкції підігрівача [9].

Вертикальна або горизонтальна конструкція апарата вибирається залежно від габаритних і монтажних умов. Для підігрівачів, залежно від тиску води, застосовують латунні труби із зовнішнім діаметром 16...32 мм (товщина стінки 1,0...1,5 мм), або сталеві (товщина стінки 2...3 мм). Латунні труби менше схильні до корозії і мають більш гладку поверхню, ніж сталеві. Коефіцієнт теплопередачі латунних труб дещо більший, а гідравлічний опір менший, ніж у сталевих труб.

Для запобігання вібрації довгих труб, яку може спричинити пульсуючий потік пари, що надходить, встановлюють проміжні перегородки, що дають змогу також дещо інтенсифікувати теплообмін (рис. 1.31).

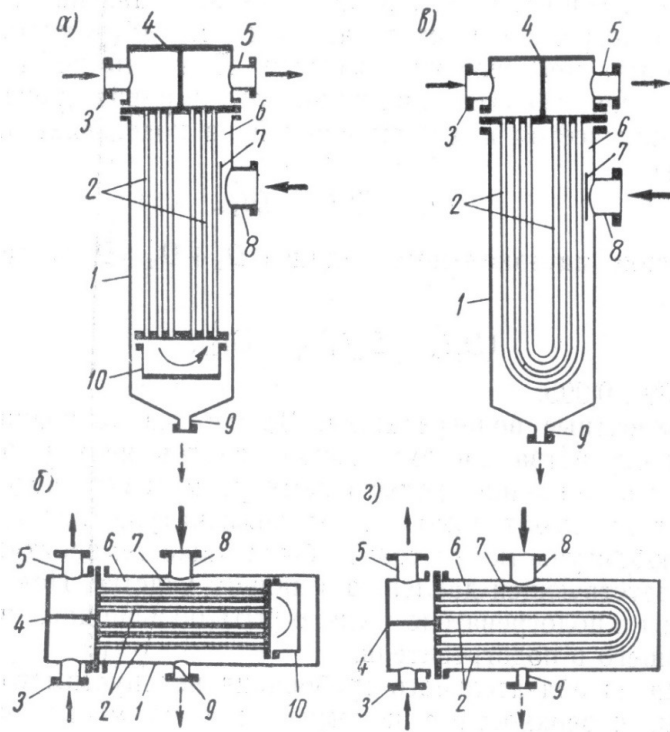


Рис. 1.30. Конструктивні схеми поверхневих підігрівачів низького тиску:

- 1 – корпус підігрівача; 2 – трубний пучок; 3 – патрубок підведення води;
 4 – передня водяна камера; 5 – патрубок відведення нагрітої води;
 6 – парова камера; 7 – паровідбійний лист; 8 – патрубок підведення пари;
 9 – патрубок відведення конденсату; 10 – задня водяна камера

Для захисту труб від ерозійного зносу струменем пари, що надходить, проти парового патрубку встановлюють паровідбійний лист. Зазори між перегородками водяних камер і трубними дошками ущільнюють клінгеритовими прокладками або перекривають сталевими пластинами, що притискаються тиском води.

У поверхневих підігрівачах пара, стикаючись із поверхнею трубок, віддає теплоту воді і конденсується. Конденсат гріючої пари стікає в нижню частину парової камери і відводиться через спеціальний патрубок і конденсатовідвідник. Для відведення повітря, що потрапляє з паром і скупчується у верхній частині корпусу, підігрівач забезпечується патрубком з голчастим клапаном, який трубою приєднують до підігрівача, де тиск гріючої пари нижчий, а перший за ходом води підігрівач сполучають з конденсатором.

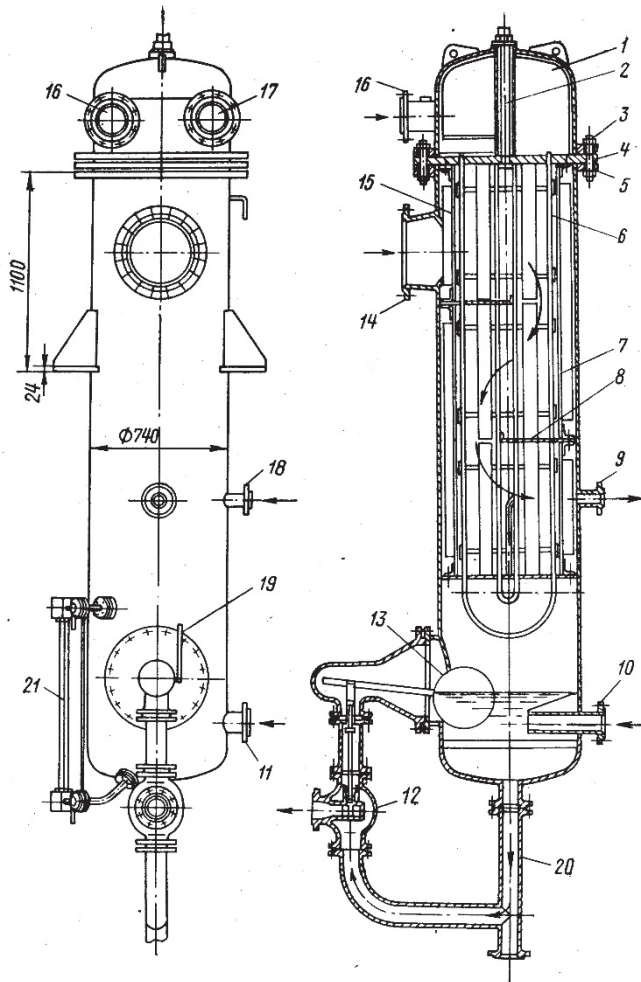


Рис. 1.31. Поверхневий ПНТ для регенеративного підігріву живильної води:

- 1 – водяна камера; 2 – анкерний зв'язок; 3, 5 – прокладки з пароніту;
- 4 – трубна дошка; 6 – латунні U-подібні трубки; 7 – каркас; 8 – напрямні перегородки;
- 9 – патрубок відсмоктування повітря; 10, 11 – приймальні патрубки конденсату із суміжного підігрівача і випарника; 12 – конденсатовідвідник; 13 – поплавок;
- 14 – паровпускний патрубок; 15 – захисний лист; 16, 17 – вхідний і вихідний патрубки основного конденсату; 18 – підведення повітря із суміжного підігрівача;
- 19 – рукоятка для примусового підйому поплавка; 20 – зливний трубопровід конденсату гріючої пари; 21 – водовказівний прилад

Конденсатовідвідники. Автоматичні конденсатовідвідники, включені в трубопровід конденсату, застосовують для дренажу, тобто видалення конденсату з теплообмінних апаратів з одночасним замиканням пари.

Існує велика різноманітність типів і конструкцій конденсатовідвідників, основні серед них такі: поплавкові, термостатичні, дренажні дросельні шайби, сифонні затвори [4, 5].

Будову конденсатовідвідника з відкритим знизу циліндричним поплавком показано на рис. 1.32, а. Конденсат надходить під поплавок, обтікає його знизу і виходить через отвір, що закривається клапаном, який важелем пов'язаний із поплавком так, що під час опускання поплавка клапан відкривається, а під час спливання – закривається.

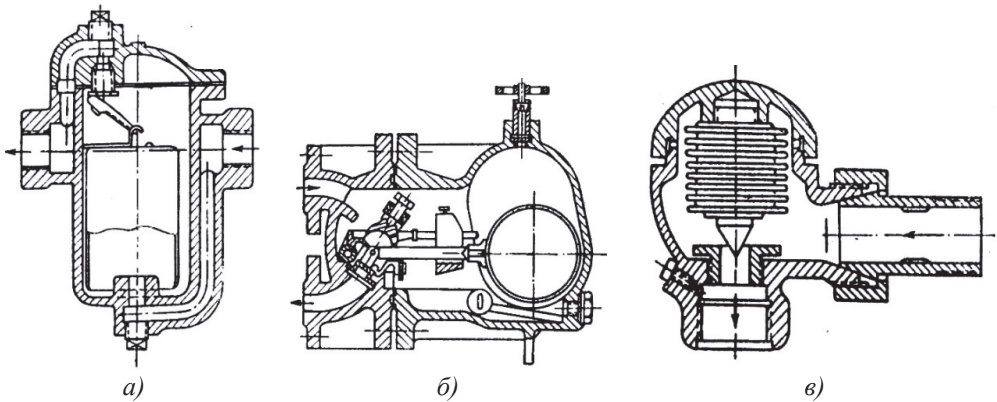


Рис. 1.32. Конденсатовідвідники

Пара, що потрапляє в конденсатовідвідник, затримується в поплавку. У міру накопичення пари поплавок спливає, клапан закривається і вихід конденсату припиняється. Далі пара через малий отвір у кришці поплавка поступово перетікає в корпус конденсатовідвідника і конденсується. При цьому поплавок знову заповнюється конденсатом, тоне і відкриває клапан для виходу конденсату. Через зазначений малий отвір проходить також повітря, що потрапляє разом із конденсатом (конденсатовідвідники інших типів забезпечені вентилям для випуску повітря). Поштовхоподібне відведення конденсату супроводжується деякою втратою пари і викликає прискорений знос клапана. Конденсатовідвідник цього типу має малі габарити і вбудовується безпосередньо в трубопровод конденсату. Вони виготовляються для тиску до 13 бар, продуктивністю від 500 до 7200 кг/год. Як показує практика, їх можна застосовувати для тисків до 100 бар.

У конденсатовідвіднику із закритим поплавком (рис. 1.32, б) останній переміщує золотниковий або шиберний затвор. Під час роботи відвідника вхідний отвір залитий водою, завдяки чому немає пропуску пари.

Конденсатовідвідники із закритим кулястим поплавком і шибєрним затвором (рис. 1.32, б) виготовляють для тисків до 22 бар продуктивністю від 200 до 17500 кг/год. Конденсатовідвідники мають зовнішній важіль для відкривання затвора з метою видалення повітря під час пуску і виконання продувок. Для випуску повітря, що скупчується у верхній частині відвідника під час його роботи, є повітряний кран.

Пристрій термостатичного конденсатовідвідника показано на рис. 1.32, в. Вихідний отвір відвідника закривається конічним клапаном, з'єднаним із сильфоном, заповненим рідиною з низькою температурою кипіння (спиртом, ефіром). Коли відвідник заповнюється конденсатом і паром, тиск пари, що утворилася всередині сильфона, підвищується, сильфон притискає клапан до вихідного отвору, і він закривається.

Коли порція конденсату, що заповнила відвідник, охолоне, сильфон стискається і відкривається вхідний отвір. Отже, особливістю роботи відвідників такого типу є періодичне відведення конденсату, зумовлене необхідністю його охолодження до певної заданої температури, і при цьому, поки сильфон знову не прогрівся, конденсатовідвідник пропускає також і невелику кількість пари. З цієї причини термостатичні конденсатовідвідники придатні тільки для невисоких тисків (до 2 бар).

Дренажна дросельна шайба являє собою діафрагму з отвором малого діаметра, вставлену в конденсатопровід. Варіанти встановлення дросельних шайб показані на рис. 1.33.

Для захисту від засмічення малого отвору дросельної шайби перед нею встановлюють захисну сітку або діафрагму (рис. 1.33, а, б). Коли для встановлення шайби використовується корпус вентиля, можна перед нею встановити склянку з отворами (рис. 1.33, в).

Використання дросельних шайб як конденсатовідвідників ґрунтується на тому, що витрата пари через отвір діафрагми у багато разів менша за витрату води. За тиску перед шайбою 2 бар і після шайби 1 бар вона пропускає пари в 46 разів менше, ніж конденсату, а за тиску перед шайбою 8 бар і після шайби 1 бар – в 32 рази менше.

Слід також врахувати, що витрата конденсату в середньому завжди менша за розрахункову пропускну здатність шайби. Шайба пропускає разом із конденсатом деяку кількість пари. Втрата пари тим більша, чим вищий тиск перед шайбою і чим менше відношення середнього припливу конденсату до розрахункової пропускну здатності шайби. Тому дренажні шайби застосовують за тиску пари не вище ніж 5 бар.

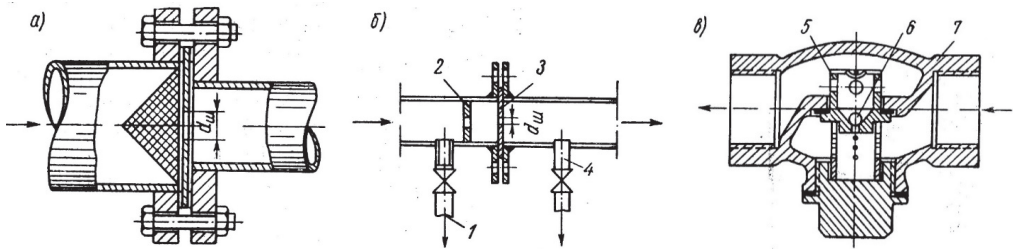


Рис. 1.33. Дренажні шайби:

1 – дренаж; 2 – захисна шайба; 3 – шайба; 4 – патрубок для контролю;
5 – вставна циліндрична пробка; 6 – зворотний клапан; 7 – корпус вентиля

Якщо температура конденсату у відвіднику вища за температуру кипіння за відвідником, у разі зниження тиску в струмені, що витікає через випускний отвір, відбувається пароутворення, конденсат перетворюється на двофазне середовище з питомим об'ємом, що перевищує питомий об'єм конденсату. Це призводить до зниження пропускної здатності відвідника конденсату в кілька разів.

Сифонний затвор є простим і надійним автоматичним відвідником конденсату. Його виконують у вигляді U-подібної або вертикальної труби, зануреної в трубу більшого діаметра (рис. 1.34).

За значного зниження тиску, в апараті може накопичуватися конденсат, а в разі підвищення тиску конденсат із гідравлічного затвора викидається. Тому сифонний затвор застосовують за відносно стабільного тиску в дренажній ємності. Новітні вертикальні водотрубні підігрівачі забезпечені вбудованим конденсатовідвідником, що регулює випуск конденсату і підтримує постійний рівень у підігрівачі незалежно від коливань у надходженні гріючої пари.

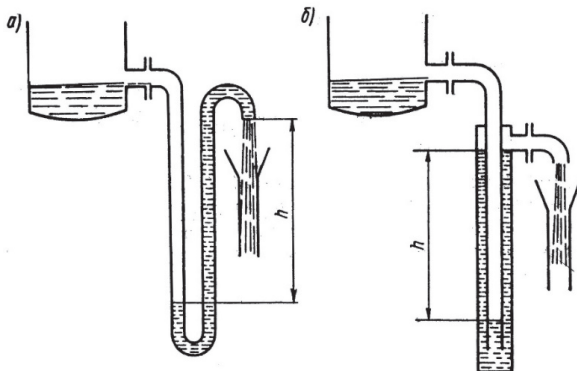


Рис. 1.34. Схеми сифонних затворів

Конденсатовідвідник – регулятор рівня (рис. 1.35) складається з камери з кульовим поплавком і клапана із золотником, керованого поплавком через важільну передачу. Камера з поплавком або примикає фланцем до корпусу підігрівача, або сполучається патрубками з паровим простором підігрівача і з простором, заповненим конденсатом.

Рукоятка на конденсатовідвіднику служить для примусового переміщення поплавка під час перевірки справності відвідника. Підтримуючи необхідний рівень конденсату, конденсатовідвідник замикає вихід для пари в лінію конденсату. Вбудований конденсатовідвідник можна доповнити пристосуванням для автоматичного захисту підігрівача від переповнення водою і для запобігання потрапляння води в паропровід у разі порушення щільності або розриву трубки.

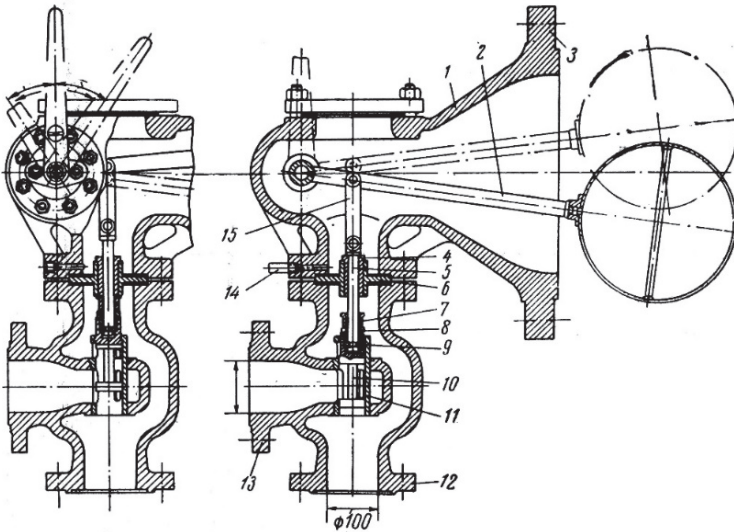


Рис. 1.35. Вбудований конденсатовідвідник-регулятор рівня конденсату у підігрівачі:

- 1 – корпус; 2 – важіль із поплавком; 3 – фланець кріплення до корпусу підігрівача;
- 4 – напрямна втулка; 5 – шток; 6 – втулка, що центрує; 7 – обмежувальне кільце;
- 8 – втулка клапана; 9 – кільце з двох половин; 10 – клапан (золотник);
- 11 – стакан клапана; 12 – патрубок входу конденсату; 13 – патрубок виходу конденсату;
- 14 – відвідник для продування камери; 15 – серезка

У разі виникнення такої несправності рівень води в підігрівачі різко підвищується і поплавок спливає до упору. У цей момент палець на кінці виведеного назовні важеля замикає контакт у ланцюзі соленоїда,

який відкриває невеликий клапан на відгалуженні від труби, що подає воду в підігрівач, і вода надходить у верхню порожнину сервомотора автоматичного клапана на вході води. Сервомотор переміщує тарілку клапана від верхнього сідла до нижнього і тоді основний потік води спрямовується обвідною трубою, в обхід підігрівача, потрапляючи у верхню частину корпусу автоматичного зворотного клапана на виході з підігрівача.

Підігрівачі високого тиску. За тиску води понад 40 бар у підігрівачах замість водяних камер із плоскими трубними дошками застосовують колектори суцільноковані або з товстостінних труб, що розташовані в паровому просторі. Якщо пара значно перегріта, то здійснюють повну або часткову протитечію пари і води.

Усі підігрівачі високого тиску оснащені автоматичним захисним пристроєм. У разі розриву трубок підігрівача автомат перекриває спеціальні клапани, і вода прямує повз підігрівач (захист турбіни від потрапляння в неї води).

У підігрівачі високого тиску живильна вода тече всередині трубок під тиском 7...15 МПа (70...150 бар), а температура її підвищується від 100...120°C до 200...250°C. Тиск гріючої пари всередині корпусу ПВД доходить до 1,5...2,0, іноді до 4 МПа (40 бар). Зважаючи на це, такі елементи підігрівачів низького тиску, як тонкостінні корпуси (нерідко зварні), трубні дошки, прямі або U-подібні трубки для ПВТ неприйнятні. Корпуси ПВТ виконують у формі товстостінних колекторів. Трубна система конструюється без трубних дошок, трубкам для забезпечення гнучкості надають W-подібну змійовику або спіральну форму [9].

У сучасних установках широке застосування знаходять ПВТ зі спіральними пакетами трубок (рис. 1.36). Трубна система складається з деякої кількості горизонтальних спіральних пакетів, що набираються у вертикальному циліндричному корпусі. Спіральні пакети утворюють чотири колонки, що вписуються в циліндричний корпус. Вода входить через патрубок 1 у вертикальний стояк, далі йде у вертикальні роздаткові колектори 3, з них паралельними потоками проходить через спіральні пакети трубок, з цих пакетів – у вертикальні прийомні колектори 5 і виходить з підігрівача через патрубок 4.

Гріюча пара входить у корпус через патрубок 8 і завдяки напрямному жолобу і системі горизонтальних напрямних перегородок 9 спочатку підіймається вгору, а потім опускається, рухаючись горизонтально між перегородками, багаторазово змінюючи напрям. Конденсат гріючої пари відводиться знизу, тому існує виносний конденсатовідвідник із поплавковою камерою (не показано).

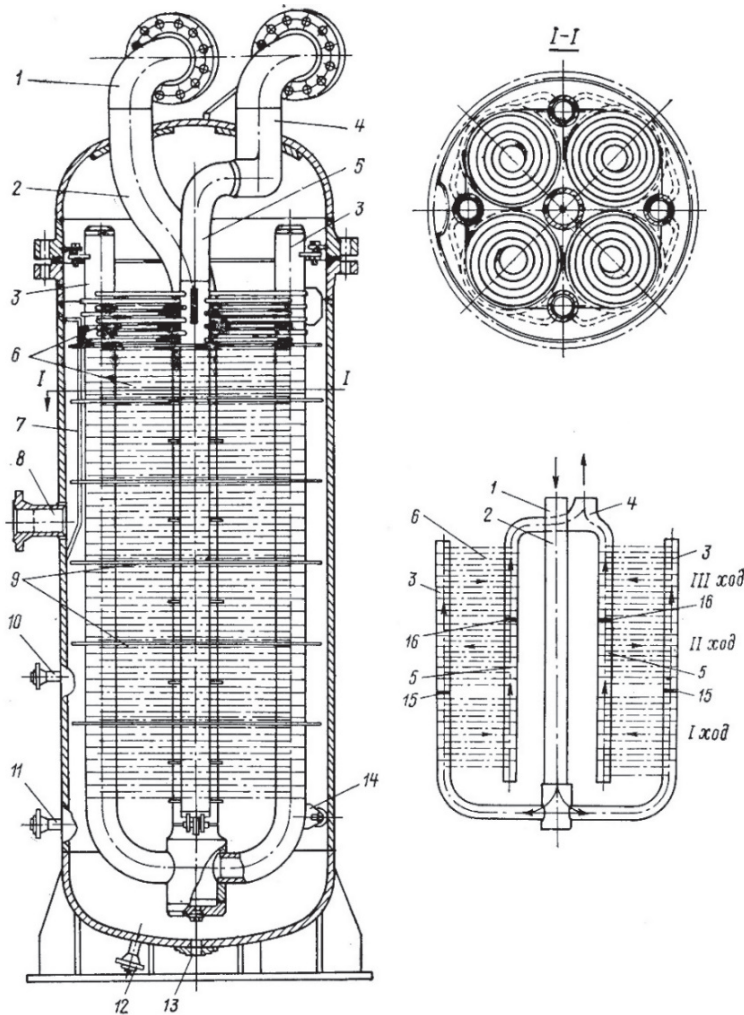


Рис. 1.36. Підігрівач живильної води поверхневого типу високого тиску зі спіральними пакетами трубок:

1 – вхідний патрубок живильної води; 2 – труба підводу води; 3 – живильні колекторні труби; 4 – вихідний патрубок ЖВ; 5 – приймальні колектори; 6 – подвійні спіралі труб; 7 – напрямна ринва гріючої пари; 8 – впускний патрубок гріючої пари; 9 – напрямні перегородки; 10 – патрубок відсмоктування повітря; 11, 12 – патрубки для приєднання трубок до поплавкової камери конденсатовідвідника; 13 – злив конденсату гріючої пари; 14 – кронштейн із роликом; 15, 16 – перегородки колекторів

Підігрівачі змішувального типу. У змішувальному підігрівачі пара контактує із водою, подрібненою до дрібнодисперсного стану, температура якої нижча за температуру насичення, передає їй теплоту і конденсується.

Для конденсації пари в змішувальному підігрівачі кінцева температура підігріву води має бути дещо нижчою за температуру насичення гріючої пари. За практичними даними ця різниця температур не перевищує $0,5^{\circ}\text{C}$. Тобто підігрів води в змішувальному підігрівачі може бути доведений майже до температури насичення гріючої пари. Тому в розрахунках приймають, що в змішувальних підігрівачах вода підігрівается до температури, що дорівнює температурі насичення гріючої пари. Для збільшення поверхні зіткнення води з паром дроблять потік води на тонкі цівки і краплі.

Змішувальний підігрівач зазвичай являє собою бак із вертикальною колонкою, всередині якої по висоті розташовано кілька рядів лотків з отворами (рис. 1.37).

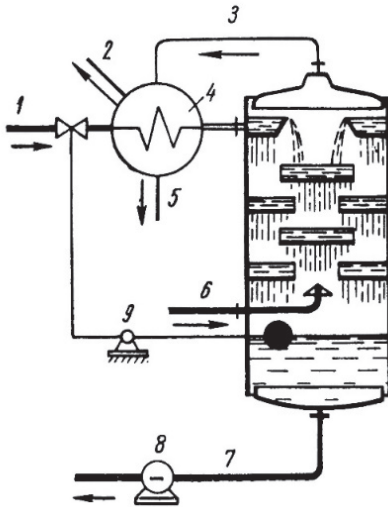


Рис. 1.37. Підігрівач змішувального типу:
 1 – підведення води; 2 – відведення повітря;
 3 – пароповітряна суміш; 4 – конденсатор випару;
 5 – патрубок відведення конденсату;
 6 – підведення пари; 7 – відведення дегазованої води;
 8 – живильний насос;
 9 – регулятор рівня води

У нижній частині колонки розташований розподільник гріючої пари з отворами для рівномірного розподілу пари по всьому перерізу колонки. У підігрівачі створюються зустрічні потоки води і пари. Вода розділяється водозливом на окремі струмені, послідовно проходить через лотки з отворами і, падаючи у вигляді дощу, підігрівается зустрічним потоком пари. Підігріта вода надходить у бак, а гріюча пара конденсується; невелика кількість суміші пари з виділеними під час підігріву води газами видаляється через патрубок із голчастим клапаном, розташованим у кришці підігрівача. Для використання теплоти парогазової суміші встановлюють невеликі конденсатори випару. Висоту колонки і кількість перепадів води з одного ряду лотків на інший визначають розрахунком, за умови, що

вода на цьому короткому шляху нагрівається до температури насичення. Для зменшення розмірів колонки в судових змішувальних підігрівачах вода розпилюється форсунками, що являють собою клапани, навантажені пружинами.

Деаерація (дегазація) живильної води. Через нещільності арматури, трубопроводів і з'єднань частин установки, що перебувають під розрідженням, а також із додатковою водою в робоче тіло ПТУ може надходити (і надходить) деяка кількість повітря. Наявність кисню та інших газів (зокрема CO_2), розчинених у живильній воді, зумовлює корозію теплопередавальних поверхонь парогенератора (котла), устаткування конденсатно-живильної системи, погіршує ефективність роботи теплообмінних апаратів, що працюють із конденсацією пари. Інтенсивність цього негативного впливу збільшується зі зростанням параметрів (тиску) генерованої пари. Значення гранично допустимого вмісту кисню залежно від початкового тиску в циклі наведено нижче.

$P_{\text{шт}}$, бар	16	17...30	31...80	81 і вище
q_{O_2} , мг/кг	0,20	0,05	0,02	$\approx 0,01$

Гранично-допустимий вміст кисню – це таке значення вмісту кисню в живильній воді, за якого корозія поверхонь парогенератора протікає зі швидкістю, що не становить небезпеки для тривалої, нормальної роботи установки.

Необхідно зазначити, що під час нормальної експлуатації ПТУ вміст кисню в конденсаті на виході з головного конденсатора не перевищує 0,05 мг/кг, що близько до норми для ПТУ, які працюють із початковим тиском нижче 30 бар. Тобто, на етапі створення перших ПТУ вони прекрасно обходилися без спеціальних апаратів – деаераторів (дегазаторів), призначених для видалення повітря, розчиненого в живильній воді. За способом очищення води деаератори поділяються на два типи: термічні, в яких воду підігрівають до температури кипіння, і хімічні, в яких використовують масу, здатну поглинати кисень.

Хімічні деаератори придатні тільки для вилучення кисню. Як поглинач може застосовуватися, наприклад, залізна стружка, гідрозин тощо. Для ПТУ на ядерному паливі залізна стружка неприпустима у зв'язку з можливістю появи в другому контурі оксидів заліза і підвищеним рівнем наведеної радіації в обслуговуваному обладнанні. Застосування хімічних деаераторів у край обмежене.

Для забезпечення надійної роботи парогенераторів у сучасних суднових паротурбінних установках здійснюють деаерацію всієї живильної води, яка складається як з конденсату відпрацьованої пари, так і з додаткової води зі значним вмістом кисню. Найпоширенішим є термічний метод деаерації, що ґрунтується на властивості рідини під час кипіння виділяти розчинені в ній гази.

Деаератори термічного типу за тиском у корпусі поділяються на вакуумні (тиск нижчий за атмосферний), атмосферні (до 1,5 бар) і надатмосферні (3...8 бар).

Термічна деаерація води заснована на зниженні розчинності газів (повітря) у воді під час підігріву її до температури кипіння. Відповідно до закону Генрі-Дальтона – кількість газу, що може бути розчиненим в одиниці об'єму води за даної температури, пропорційна його парціальному тиску над поверхнею рідини.

Повний тиск у паровому просторі дорівнює сумі парціальних тисків газів (компонентів, що складають повітря – азоту, кисню, вуглекислого газу тощо) і парціального тиску парів води:

$$P_{\text{пов}} = \sum P_{zi} + P_{\text{H}_2\text{O}}.$$

За температури насичення повний тиск над поверхнею киплячої води дорівнює парціальному тиску водяної пари $P_{\text{пов}} = P_{\text{H}_2\text{O}}$, отже, $\sum P_{zi} = 0$, тому розчинність газів у киплячій воді дорівнює нулю. Таким чином, для повної деаерації живильної води її необхідно підігріти до температури кипіння, відповідно до тиску в апараті, і підтримувати нульовий тиск газу в просторі над водою. Для цього необхідний достатньо тривалий контакт води з гріючою парою. На підставі викладеного можна сформулювати основні вимоги до деаератора як апарата, призначеного для видалення розчиненого повітря з живильної води – у ньому повинно бути забезпечено наступне:

- нагрівання всього об'єму води, що надходить, до температури насичення;
- безперервне і повне відведення газів (повітря), що виділяються;
- якомога більша поверхня і тривалість контакту між водою і гріючою парою.

У суднових установках застосовують термічні дегазатори: атмосферні та підвищеного тиску, розпилювально-змішувального типу, які є одночасно і змішувальними підігрівачами.

Для забезпечення швидкого нагріву і дегазації води в цих апаратах створюється велика поверхня зіткнення води з парою, що гріє. Вода

подається в дегазатор зверху і розпилюється до найдрібніших частинок, а гріюча пара подається знизу, назустріч воді. Розпилювання води проводиться форсунками з регульованим перерізом виходу. Додаткове розпилювання води зазвичай здійснюється гріючою парою. Гази, що виділилися з води, видаляються з дегазатора зверху разом із деякою кількістю гріючої пари. Ця парогазова суміш, звана випаром, надходить у конденсатор випару, де основна частина пари, конденсуючись, підігріває воду, а невелика частина пари в суміші з газами видаляється в атмосферу (рис. 1.38).

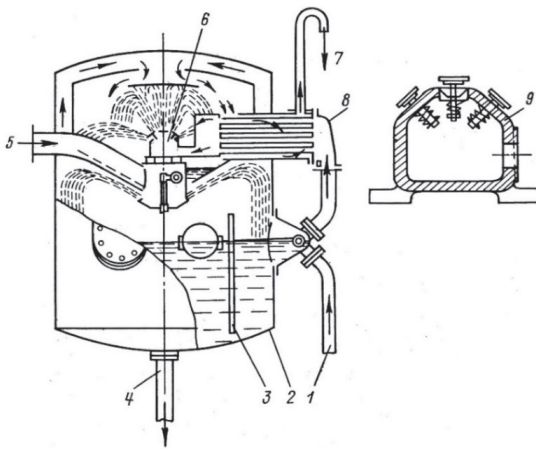


Рис. 1.38. Принципова схема термічного деаератора:

- 1 – вхід головного конденсату;
- 2 – цистерна; 3 – щити для заспокоєння води під час хитамиці;
- 4 – деаерована вода до живильного насоса; 5 – нагрівальна пара;
- 6 – клапани з пружинним навантаженням; 7 – вихід повітря в атмосферу; 8 – конденсатор випару;
- 9 – розбризкувальна головка

Випробування дегазаторів різних типів засвідчили, що найбільш якісне видалення газу з води забезпечує дегазатор із форсунковим розпилом і насадкою з невідповідно розташованих Ω -подібних елементів, невисокий шар яких розміщений у середній частині дегазаторної колонки (рис. 1.39).

Дегазатор такого типу забезпечує залишковий вміст кисню у воді не більше 0,01 мг/кг за нагрівання води на 24...50 °С. Дегазатор із форсунковим розпилом і насадкою має суттєві переваги порівняно з дегазатором розпилювально-змішувального типу. У таких дегазаторах розпилена форсунками 4 вода надходить у насадку 5 і омиває пластини тонкою плівкою. Цим забезпечується значна поверхня контакту води з гріючою парою і глибока дегазація води.

Гріючу пару в цьому випадку подають через перфоровану трубу 6, розташовану нижче насадки, яка забезпечує рівномірну роздачу пари за площею її входу в насадку.

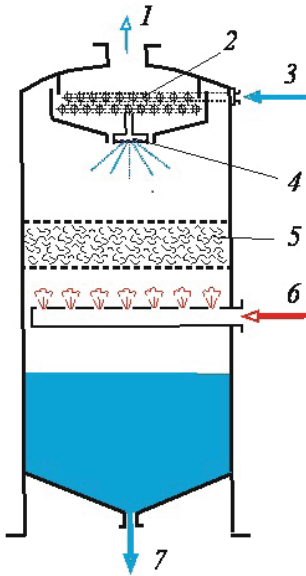


Рис. 1.39. Схема деаератора з форсунковим розпилом і насадкою:

- 1 – відведення газоповітряної суміші;
 2 – конденсатор випару; 3 – підведення конденсату;
 4 – форсунки з регульованим розпилом; 5 – насадка з Ω -подібних елементів; 6 – підведення гріючої пари; 7 – відведення деаерованої живильної води

Для безперервного видалення повітря, що виділяється, верхню частину деаератора з'єднують із будь-якою порожниною меншого тиску. При цьому гази йдуть самопливом, під дією різниці тисків. Насоси для видалення газів не застосовуються. Вакуумні деаератори з'єднують із конденсатором, атмосферні та надатмосферні – з атмосферою. Гази, що виходять, захоплюють із собою деяку кількість пари (існують втрати робочого тіла з випаром із деаератора).

Деаератор є кінцевим приймачем, куди направляють усі дренажі, додаткову воду, основний потік конденсату, відпрацьовану пару деяких механізмів і пару з відбору тощо. На виході з нього маємо повну витрату робочого тіла ПТУ, тобто продуктивність парогенератора.

Іноді кількість гріючої пари для деаератора, що визначається з рівняння теплового балансу, виявляється малою або дорівнює нулю або навіть негативною внаслідок того, що велика кількість теплоти вноситься іншими потоками. Це неприпустимо, оскільки погіршиться процес деаерації води. Для нормальної роботи установки слід забезпечити деяке позитивне значення кількості гріючої пари. Тому за надлишку підведення теплоти до деаератора слід обмежити регенеративний підігрів у попередніх (за ходом води) підігрівачах, або встановити охолоджувачі гарячих потоків конденсату, що вводяться в деаератор. У таких випадках можна також застосовувати деаератори підвищеного тиску. При цьому живильні насоси мають подавати воду з підвищеною температурою.

Деаератор у складі ПТУ є багатофункціональним апаратом. Він:

- призначений для видалення розчиненого повітря з живильної води, таким чином забезпечує надійність роботи парогенератора, конденсатно-живильної системи;
- є найбільш ефективним (в плані використання теплоти гріючої пари) регенеративним підігрівачем живильної води;
- є акумулюючою ємністю, що дозволяє змінювати продуктивність головного живильного насоса при кількісному чи комбінованому регулюванні потужності турбінної установки.

Об'єм (запас) води в деаераторному баку визначається прийнятим терміном роботи живильного насоса при відключених джерелах поповнення бака конденсатом: для блочних КЕС – 5 хв; неблочних КЕС – 10 хв; для ТЕЦ – 15 хв; для судових ПТУ – 12...18 хв. На АЕС рекомендований запас води в деаераторі складає 0,8...1,0 кг на 1 кВт встановленої електричної потужності.

Тут доречно звернути увагу на такий момент. Відповідно до умов протікання фізичних процесів, деаерована вода знаходиться у баку при температурі насичення. Живильний насос – це високонапірний, багатовступінчастий, швидкохідний, відцентровий насос, що створює значне розрідження у всмоктувальному патрубку. Зниження тиску рідини, що знаходиться при температурі насичення, неминуче призводить до її закипання. Як забезпечується надійна робота живильного насоса у цьому випадку:

- використовується гідростатичний підпір до насоса $h_{\text{гст}}$ за рахунок взаємного розміщення деаератора і живильного насоса (рис. 1.40, а);
- за неможливості достатньо високого розміщення деаератора відносно живильного насоса встановлюють тихохідний бустерний насос (БН). Він не створює значного розрідження на вході і забезпечує підпір для ЖН (рис. 1.40, б);
- при неможливості реалізації заходів, указаних вище, може бути використаний охолодник деаерованої води, але це значно зменшує ефективність регенеративного процесу (рис. 1.40, в).

У паротурбінних установках із середніми параметрами пари застосовуються деаератори з тиском 1,2...1,6 бар, в установках із підвищеними і високими параметрами пари застосовуються деаератори з тиском 3...8 бар. Підвищення тиску в деаераторі дає змогу зменшити кількість підігрівачів високого тиску, але водночас призводить до подорожчання підігрівачів низького тиску.

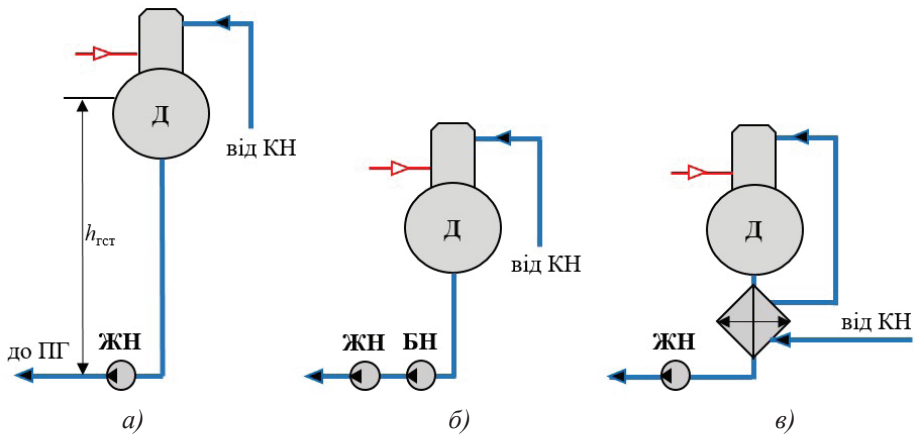


Рис. 1.40. Варіанти забезпечення надійної роботи живильного насоса

1.7 Допоміжні споживачі робочого тіла

1.7.1 Установки для підтримання вакууму в конденсаторах

У складі паротурбінної установки практично завжди присутні пароструминні ежектори, це може бути:

- установка для підтримання вакууму в головному та допоміжних конденсаторах;
- система укупорки ущільнень головних і допоміжних турбін.

Використання ежекторів тут не є вкрай необхідним, зустрічаються варіанти з вакуумними насосами.

В головний конденсатор разом з відпрацьованою парою поступає деяка кількість повітря, що знаходиться в робочому тілі установки навіть при нормальній роботі деаератора. Для підтримки вакууму в конденсаторі необхідно із нього постійно видаляти гази (повітря), що не конденсуються. Це можна здійснити за допомогою одно-, дво- або триступінчастого пароструминного ежектора (рис. 1.41) чи вакуумного насоса.

Для можливості видалення в атмосферу відсмоктаного повітря тиск пароповітряної суміші на виході з останнього ступеня ежектора $P_{\text{птс}}$ повинен бути більше атмосферного. При тиску в конденсаторі, наприклад, $P_x = 0,05$ бар, загальний ступінь підвищення тиску (ступінь стиснення) буде складати $1,05/0,05 \approx 21$. Одноступінчастий ежектор може стабільно працювати при ступені стиснення не більше 6...7. У зв'язку з цим, в установках підтримання вакууму в головних конденсаторах

суднових (і стаціонарних також) використовуються виключно 2–3 ступінчасті ежектори (останні частіше). Робочим тілом для ежекторів може служити:

- свіжа охолоджена пара, редукована до тиску 18...20 бар;
- в робочому режимі турбогенератора можливе використання пари із регенеративного відбору відповідних параметрів.

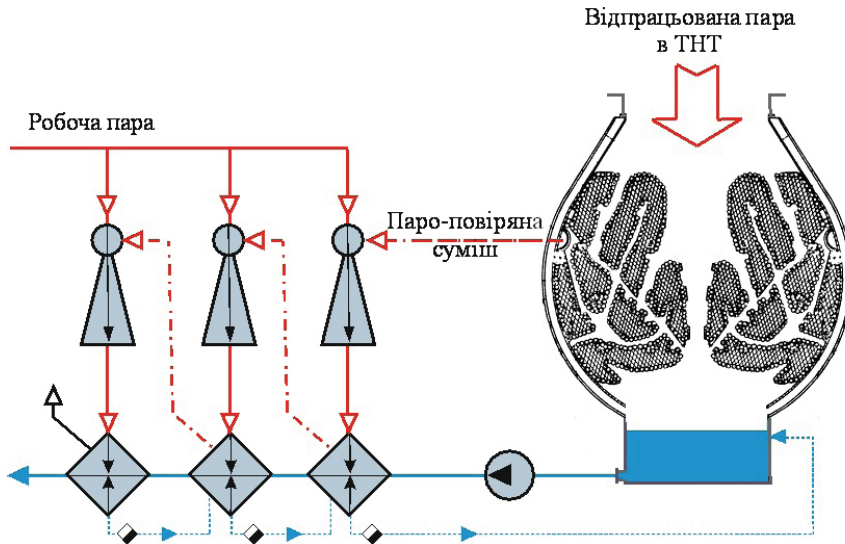


Рис. 1.41. Схема вакуумної установки з триступінчастим ежектором

Конденсатори допоміжних турбоагрегатів, систем закупорювання ущільнень головних і допоміжних турбін та опріснювальних установок зазвичай мають тиск суттєво вищий, тому можуть обслуговуватись одноступінчастими ежекторами.

Ежекторні установки мають наступні переваги:

- простота конструкції, відсутність рухомих частин, а значить необхідності змащення;
- можливість досягнення глибокого вакууму;
- помірні маса, габарити, вартість.

Основний недолік ежекторних установок – надзвичайно низький ККД (на рівні 3...4 %). Однак він компенсується тим, що теплота пароутворення робочого тіла ежекторів використовується для підігріву головного конденсату, тобто частково повертається в цикл.

Вакуумні насоси (по суті, це компресори з водяним ущільненням, які здатні забезпечити достатньо глибокий вакуум) позбавлені цього недоліку,

мають достатньо високий ККД, однак використовують для приводу високопотенціальну електричну енергію, мають рухомі частини і т. д.

Витрату пари на ежектори можна визначити орієнтовно як

$$D_{\text{еж}} = \alpha_{\text{еж}} \times D_{\text{кон}},$$

де $D_{\text{кон}}$ – витрата пари на конденсатор, що обслуговується ежектором.

Для двоступінчастих ежекторів головних конденсаторів ПТУ з відсмоктуванням пари від зовнішніх ущільнень:

$$\alpha_{\text{еж}} = 0,005 \text{ при } D_{\text{кон}} = 30 \text{ т/год};$$

$$\alpha_{\text{еж}} = 0,003 \text{ при } D_{\text{кон}} = 100 \text{ т/год};$$

$$\alpha_{\text{еж}} = 0,002 \text{ при } D_{\text{кон}} = 200 \text{ т/год}.$$

Для триступінчастих ежекторів значення $\alpha_{\text{еж}}$ збільшують у 1,5 рази. При відсутності системи відсмоктування пари від зовнішніх ущільнень значення $\alpha_{\text{е}}$ збільшують у 2 рази.

Для ежекторів конденсаторів допоміжних споживачів пари (при $D_{\text{кон}} = 8 \dots 10 \text{ т/год}$) $\alpha_{\text{еж}} = 0,015 \dots 0,025$.

Кількість пари, що конденсується в конденсаторі системи ущільнення турбін, можна визначити як

$$D_{\text{кон сут}} = (1,10 \dots 1,15) D_{\text{сут}} \cdot x_{\text{к}},$$

де $D_{\text{сут}} = (50 \dots 100) \sqrt{N_e}$ – кількість пари, що надходить від ущільнень головних турбін, кг/год;

N_e – потужність турбоагрегата, МВт;

$x_{\text{к}} = 0,85 \dots 0,90$ – відносна кількість пари, що конденсується (частина пари відводиться разом з повітрям в атмосферу).

1.7.2 Втрати робочого тіла в ПТУ

Продування котлів. Правилами технічної експлуатації встановлені норми якості живильної води і води в котлах – загальний солеміст не повинен перевищувати 0,25 мг/кг. Для попередження виділення і відкладення солей у випарних трубках котла і виносу їх парою із колектора в пароперегрівач і турбіну, а також для видалення шламу використовують верхнє і нижнє продування.

Верхнє продування з пароводяного колектора служить для підтримки концентрації солей в допустимих межах, а також для видалення піни, плаваючого шламу, маслянистих і інших речовин, наявність яких призводить

до спінювання і виносу води разом з парою. Нижнє продування використовується для видалення важких шламів.

Верхні продувки можуть бути періодичними і безперервними. При періодичному продуванні (≈ 2 рази на добу) шлам видаляється за борт (судновий варіант) або в каналізацію (стаціонарна енергетика). Безперервне продування більш раціональне, так як дає можливість використання теплоти продуктів продувки, наприклад, в випарниках сирій води.

Коефіцієнт продування $\phi_{\text{пр}} = D_{\text{пр}}/D_{\text{пт}}$ залежить від якості (солевмісту) живильної води, отже єдиним засобом зменшення кількості води, що продувається $D_{\text{пр}}$ є покращення якості живильної води – суміші конденсату і додаткової води, яка компенсує втрати робочого тіла: необхідно запобігати попаданню в конденсат охолоджуючої води і забезпечити потрібну якість підготовки додаткової води.

Установки для підготовки додаткової води призначені для компенсації втрат робочого тіла ПТУ суднових і стаціонарних установок на органічному та ядерному паливах.

В суднових ПТУ на органічному та ядерному паливах кількість додаткової води, кг/год, складається з побутових потреб судна в прісній воді $D_{\text{пп}}$ і води, що компенсує втрати робочого тіла в установці $D_{\text{врт}}$, кг/год:

$$D_{\text{дод}} = D_{\text{пп}} + D_{\text{врт}}$$

Побутові потреби судна в прісній воді визначаються кількістю членів суднової команди $z_{\text{ек}}$:

$$D_{\text{пп}} = (10 \dots 15) z_{\text{ек}}$$

Втрати робочого тіла в установці залежать від її типу.

Суднова ПТУ на органічному паливі:

$$D_{\text{врт}} = D_{\text{со}} + D_{\text{пр}} + D_{\text{вт сп}} + D_{\text{вт вип}}$$

де $D_{\text{со}} = (0,0014 \dots 0,0019) \cdot D_{\text{пт}}$ – витрати пари на сажобдудвання;
 $D_{\text{пр}} = (0,0005 \dots 0,003) \cdot D_{\text{пт}}$ – втрати робочого тіла від продування котла;
 $D_{\text{вт сп}} = (23 \dots 29) \sqrt{N_e}$ – втрати пари через нещільності арматури котла, пароперегрівачів тощо (відносять до втрат свіжої пари), $N_e \rightarrow$ в МВт;
 $D_{\text{вт вип}} = (31 \dots 37) N_e^{2/3}$ – втрати відпрацьованої і частково відпрацьованої пари, втрати з випаром із деаератора, втрати конденсату тощо, $N_e \rightarrow$ в МВт.

Суднова ПТУ на ядерному паливі:

$$D_{\text{врт}} = D_{\text{I-III}} + D_{\text{пр}} + D_{\text{вт вип}}$$

де $D_{I,III} = (0,03 \dots 0,05) \cdot D_{III}$ – витрати додаткової води для підживлення першого і третього контурів;

$D_{пр} = (0,002 \dots 0,004) \cdot D_{III}$ – втрати робочого тіла, пов'язані з продуванням парогенератора;

$D_{вт\ вп} = (0,010 \dots 0,012) \cdot D_{III}$ – втрати відпрацьованої пари (з випаром деаератора, конденсаторів ежекторів тощо).

Наведені емпіричні залежності одержані на базі аналізу часто уривчастих даних по витратах додаткової води на атомоходах і носять достатньо наближений характер, тому можна використовувати більш спрощену залежність:

$$D_{врт} = (0,04 \dots 0,06) \cdot D_{III}$$

У стаціонарній енергетиці підготовка води для обслуговуючого персоналу відсутня, тому кількість додаткової води, кг/год, визначається тільки втратами робочого тіла в установці.

Паротурбінні установки електростанцій на органічному паливі:

$$D_{врт} = D_{co} + D_{пр} + D_{вт\ сп} + D_{вт\ в},$$

де $D_{co} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D_{III}$ – витрати пари на сажообдужання;

$D_{пр} = (0,0003 \dots 0,0005) \cdot D_{III}$ – втрати робочого тіла від продування котла;

$D_{вт\ сп} = (20 \dots 25) \sqrt{N_e}$ – втрати пари через нещільності арматури котла, пароперегрівачів тощо (відносять до втрат свіжої пари), $N_e \rightarrow$ в МВт;

$D_{вт\ вп} = (20 \dots 30) N_e^{2/3}$ – втрати відпрацьованої і частково відпрацьованої пари, втрати з випаром із деаератора, втрати конденсату тощо, $N_e \rightarrow$ в МВт.

У стаціонарних паротурбінних установках на ядерному паливі для заповнення і відмивання першого та другого контурів перед пуском енергетичних блоків, а також для компенсації втрат води і пари першого та другого контурів при пуску і роботі енергоблоків необхідна додаткова знесолена вода.

Насамперед річкова вода проходить попередню обробку на вузлі освітлення й коагулювання, і лише потім подається в систему знесолення. Система знесолення додаткової води містить у собі: чотири паралельно ввімкнені ланцюжки знесолення, призначені для приготування знесоленої води за двоступінчастою схемою; три паралельно ввімкнені фільтри змішаної дії (ФЗД); два баки запасу чистого конденсату (БЧК); три насоси

знесоленої води (НЗВ) – насоси подачі ХОВ споживачам; вузол регенерації; контрольно-вимірювальні прилади; пристрої управління, автоматики та сигналізації. Фільтри змішаної дії є третім ступенем знесолення.

Повне навантаження системи підготовки додаткової води для Південноукраїнської АЕС становить 280 м³/год, при максимальній продуктивності паровиробної установки 6430 т/год дорівнює $0,044 \cdot D_{\text{шт}}$.

1.7.3 Установки для підготовки додаткової води

Основною вимогою до якості *живильної води* для суднових парових котлів є низький загальний солевміст і малий вміст солей жорсткості; *питна вода* повинна бути прозорою, не мати неприємного смаку і запаху, не повинна містити хвороботворні бактерії; як *мийну воду* можна використовувати будь-яку прісну воду, жорсткість якої не перевищує 40 мг-екв/кг. Таким чином, вимоги до якості додаткової води відрізняються в залежності від призначення. В судновій енергетиці практикується виключно термічний спосіб опріснення морської води, в стаціонарній – додаткову воду одержують частіше в установках хімводоочистки.

Як додаткову воду для суднових ПТУ використовують дистилат, вироблений випарювальними установками, із загальним солевмістом менше ніж 4 мг/кг. Питну воду можна також отримати після відповідної обробки дистилату (мінералізації тощо).

За способом випаровування установки термічного типу класифікують наступним чином:

- *випарники киплячого типу*: випаровування при постійному тиску (поверхнєве або молекулярне всередині парових бульбашок в об'ємі киплячої рідини чи з поверхні тонкої плівки води в нагрівальних трубках);
- *випарники розширювальні або адіабатні*: випаровування при зниженні тиску нагрітої води.

За тиском випаровування опріснювальні установки поділяються на вакуумні і надлишкового тиску.

Вакуумні установки мають наступні переваги: можливість використання гріючої пари низького потенціалу; суттєво менші проблеми з видаленням накипу (основна проблема обслуговування опріснювальних установок). При невисокій температурі випаровування морської води (до 75...80°C) утворюється $\approx 95\%$ карбонатного накипу, що порівняно легко видаляється. При більш високій температурі випаровування утворюється близько 95 % сульфату натрію у формі ангідриду, напівгідрату чи гіпсу – твердого накипу, що важко видаляється.

У випарниках надлишкового тиску проходить інтенсивне утворення твердого накипу, тому вони потребують очистки через 100...150 годин роботи. В зв'язку з цим для опріснення морської води в суднових ПТУ використовують виключно установки вакуумного типу, в яких випаровування здійснюється зазвичай при температурах не вище 65 °С.

Принципова схема опріснювальної установки (ОУ) вакуумного типу з зануреною розсільною батареєю наведена на рис. 1.42.

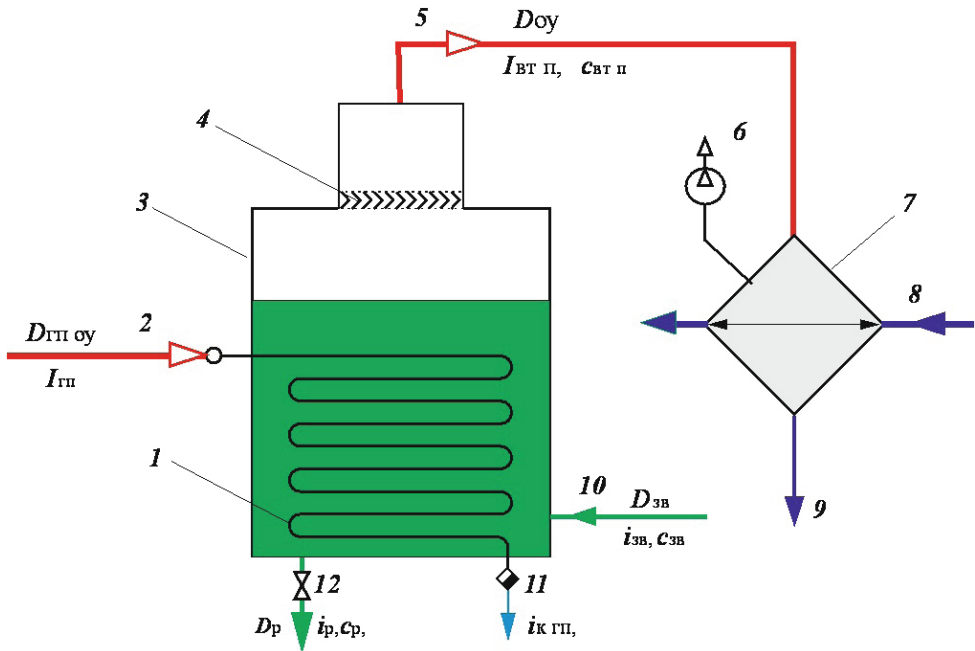


Рис. 1.42. Одноступінчаста опріснювальна установка вакуумного типу з зануреною розсільною батареєю

Гріюча пара 2 із регенеративного відбору низького тиску віддає в теплообміннику 1 (його ще називають розсільною батареєю) теплоту морській воді 10, яка нагрівається і випаровується. Конденсат гріючої пари через конденсатовідвідник 11 повертається в цикл. Вторинна пара 5 з низьким солемістом надходить до конденсатора 7, де віддає свою теплоту охолоджуючому середовищу (основному потоку конденсата 8), конденсується; одержаний дистилат 9 поступає в цистерну запасу додаткової води. Необхідне розрідження в корпусі установки 3 (і конденсаторі 7) забезпечує вакуумна установка, що може включати пароструминний ежектор чи вакуумний насос 6.

Якість одержаного дистилату визначається солевмістом вторинної пари, який залежить від вологості вторинної пари і солоності розсолу в корпусі випарювальника.

Винесення вторинною парою крапельної вологи (розсолу) залежить від режиму кипіння. Необхідно виключити бурхливе кипіння з утворенням великих бульбашок пари, які прориваються з великою швидкістю через поверхню розділу (дзеркало випаровування), захоплюючи великі краплі розсолу, збільшують винесення вологи вторинною парою. Режим кипіння повинен бути бульбашковим, наближеним до поверхневого випаровування.

Для забезпечення такого режиму величину мінімального температурного напору (різницю між температурою насичення гріючої пари і розсолу) рекомендують приймати не більше 15...20 °С, що забезпечує ядерне кипіння з відривом від поверхні нагріву порівняно невеликих бульбашок пари.

Крапельне винесення залежить також від напруги дзеркала випаровування і об'ємного навантаження парового простору, що враховуються при проєктуванні опріснювальної установки. Для відділення крапель розсолу, що виносяться вторинною парою, використовують сепаратори пари 4, які можуть мати різноманітне конструктивне виконання.

Звісно, що на якість (селевміст) одержуваного дистилату впливає солоність розсолу в корпусі установки, яка регулюється продувкою 12. Кількість розсолу, що необхідно продувати, можна визначити із матеріально-сольового балансу ОУ. Коефіцієнт продування (відношення кількості розсолу D_p , що продувається, до продуктивності випарювальника по дистилату D_{OY}):

$$\alpha_{\text{пр}} = D_p / D_{OY} = c_{\text{зв}} / (c_p - c_{\text{зв}}),$$

де $c_{\text{зв}}$ та c_p – селевміст води, яка йде на живлення установки (наприклад, морської), та розсолу, відповідно.

Допустима солоність розсолу, що дозволяє одержувати дистилат потрібної якості, складає 60 г/кг, а морської води для необмеженого району плавання – 30 г/кг (в окремих районах Світового океану вона може складати 40...50 г/кг і більше). Коефіцієнт продувки сучасних опріснювальних установок для одержання дистилату високої якості приймають у межах $\alpha_{\text{пр}} = 2...3$. Подальше збільшення коефіцієнта продувки призводить до порівняно невеликого зменшення солоності розсолу, але потребує при цьому значного збільшення продуктивності розсільного

і живильного насосів, витрат гріючої пари. Витрата гріючої пари на роботу опріснювальної установки визначається із рівняння теплового балансу:

$$D_{\text{гп оу}} = D_{\text{оу}} \frac{(I_{\text{вт п}} - i_{\text{зв}}) + \alpha_{\text{пр}}(i_{\text{р}} - i_{\text{зв}})}{(I_{\text{гп}} - i_{\text{к гп}})\eta_{\text{оу}}},$$

де $I_{\text{гп}}$, $I_{\text{вт п}}$ – ентальпія гріючої та вторинної пари, кДж/кг;

$i_{\text{зв}}$, $i_{\text{р}}$, $i_{\text{к гп}}$ – ентальпія сирої (забортної) води, розсолу та конденсату гріючої пари, відповідно;

$\eta_{\text{оу}} = 0,98 \dots 0,99$ – коефіцієнт збереження теплоти ВОУ.

Для одержання 1 кг дистилату в одноступінчастій ОУ потрібно витратити, в середньому, 1,1...1,2 кг пари. При відсутності жорстких обмежень щодо масо-габаритних показників можуть бути використані багаступінчасті ОУ, в яких витрата гріючої пари на одержання дистилату суттєво зменшується: для двоступінчастої установки – до 0,7...0,8, триступінчастої – до 0,5...0,6 кг/кг. Це пов'язано з використанням вторинної пари одного ступеня як гріючої для наступного. Кожен послідовний ступінь повинен мати більш глибоке розрідження, ніж попередній, що забезпечується роботою вакуумної установки, частіше ежекторної (рис. 1.43).

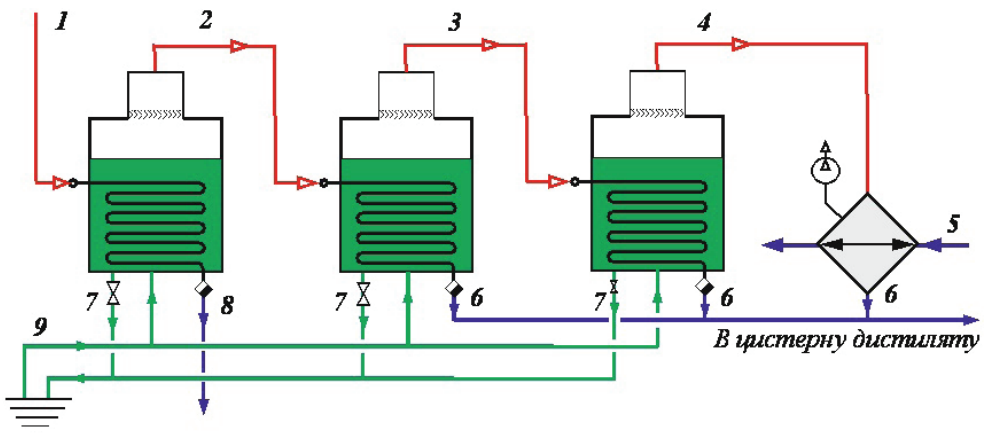


Рис. 1.43. Принципова схема триступінчастої вакуумної ОУ киплячого типу:

1 – підвід гріючої пари із регенеративного відбору низького тиску;

2, 3 і 4 – вторинна пара першого, другого і третього ступенів;

5 – основний потік конденсату, що охолоджує конденсатор ОУ;

6 – дистилат; 7 – продування розсолу за борт; 8 – конденсат гріючої пари

Кількість ступенів у суднових опріснювачах киплячого типу зазвичай не перевищує трьох, що пов'язано зі значною складністю системи трубопроводів перепуску пари і погіршенням масо-габаритних характеристик.

Температура насичення вторинної пари та розсолу, що продувається, визначається мінімальним температурним напором, а також температурною і гідростатичною депресіями:

$$t_{sp} = t_{sgp} - \Delta t_{min} + \Delta t_T + \Delta t_{гст},$$

де t_{sgp} – температура насичення гріючої пари, яка залежить від тиску в регенеративному відборі;

Δt_{min} – мінімальний температурний напір (15...20 °С);

Δt_T – температурна депресія, враховує різницю температур насичення чистої води і розсолу, яка залежить від температури розсолу та його солемісту і може складати 0,5...2,7 °С;

$\Delta t_{гст}$ – гідростатична депресія, яка враховує вплив тиску стовпа рідини над розсільною батареєю на температуру насичення (може досягати до 10 °С).

Останнє пояснює обмеженість продуктивності опріснювальних установок киплячого типу до 800...2100 кг/год (20...50 т/добу). Зі збільшенням продуктивності ростуть габарити установки, що супроводжується збільшенням гідростатичної депресії та наслідками, що з цього випливають.

Тонкоплівкові випарники (рис. 1.44) позбавлені цього недоліку. Випаровування тут відбувається із зовнішньої поверхні води, що стікає тонкою плівкою по поверхні нагріву, без утворення парових бульбашок і відсутності гідростатичної депресії. Принцип роботи ОУ продуктивністю 12 т/добу зрозумілий з конструктивної схеми (діаметр 300 мм; висота 2500 мм). Морська (чи сира) вода з камери нагнітання по 37 трубках розміром 24 × 2 через латунні насадки надходить у камеру випаровування. Латунна насадка (*Вид А*) забезпечує завихрення потоку води і стікання її у вигляді тонкої плівки ($\delta = 0,2...1,5$ мм) по внутрішній поверхні випаровувальної трубки. Розділення вторинної пари і розсолу показане на *Виді Б*.

Тонкоплівкові опріснювачі відносяться до установок киплячого типу. В порівнянні з ОУ, які оснащені розсільною батареєю зануреного типу, вони мають суттєво вищі коефіцієнти теплопередачі, а значить, кращі масо-габаритні показники; більш інтенсивне випаровування з поверхні плівки і менше винесення вологи вторинною парою, що впливає на якість дистилату.

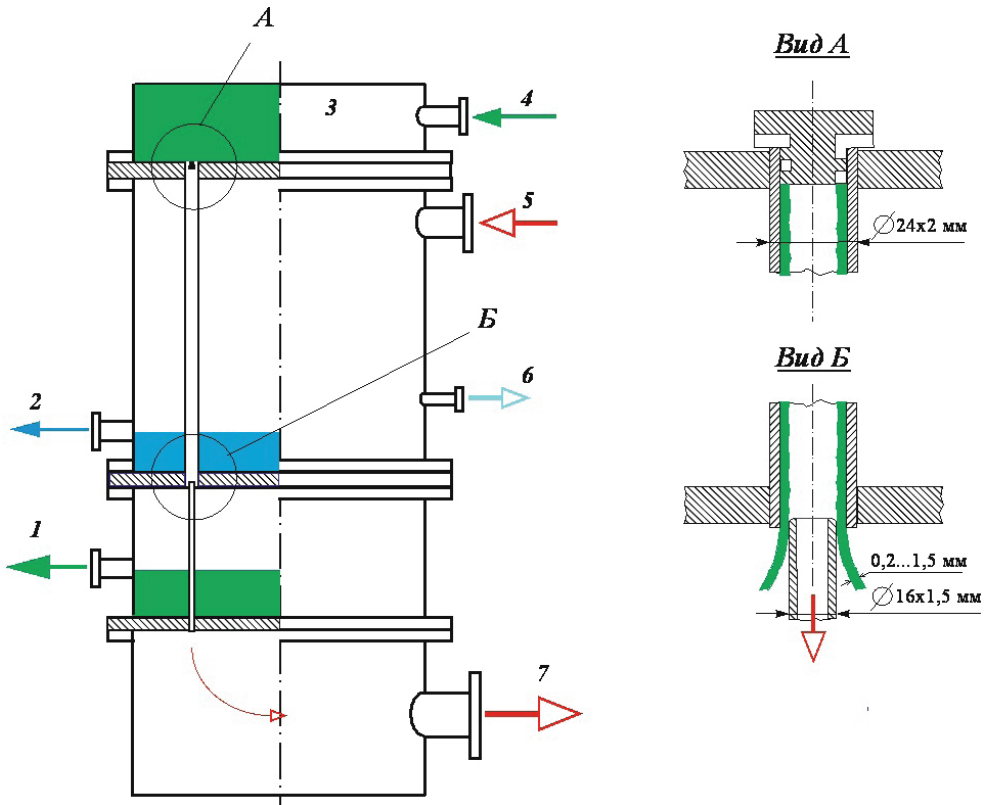


Рис. 1.44. Конструктивна схема тонкоплівкового випарника:

1 – вихід розсолу; 2 – конденсат гріючої пари; 3 – камера нагнітання;
4 – підвід морської води; 5 – гріюча пара; 6 – відсмоктування пароповітряної суміші;
7 – вторинна пара (надходить до конденсатора ОУ)

Випарники адіабатного типу. Особливістю адіабатних випарних установок є відсутність нагрівальних елементів у камері випаровування (рис. 1.45).

Розсільний насос 13 подає воду (розсіл) через підігрівач 6 (куди підводиться гріюча пара 3) і розпилювач 4 у камеру випаровування 1. У камері підтримується вакуум, за якого температура кипіння на 6...10 °С нижча за температуру розсолу на виході з підігрівача, тому він частково випаровується, утворюючи вторинну пару.

Відношення кількості розсолу, що надходить у камеру випаровування D_p , до кількості утвореної вторинної пари $D_{вп}$ (продуктивності ОУ по дистилату) становить:

$$m = D_p / D_{вп} = r / (i_{вх} - i_{скв}),$$

де r – прихована теплота пароутворення при тиску в камері випаровування, кДж/кг;

$i_{\text{вх}}$, $i_{\text{скв}}$ – ентальпія води на вході в камеру випаровування (виході із підігрівача) і ентальпія насичення води в камері випаровування.

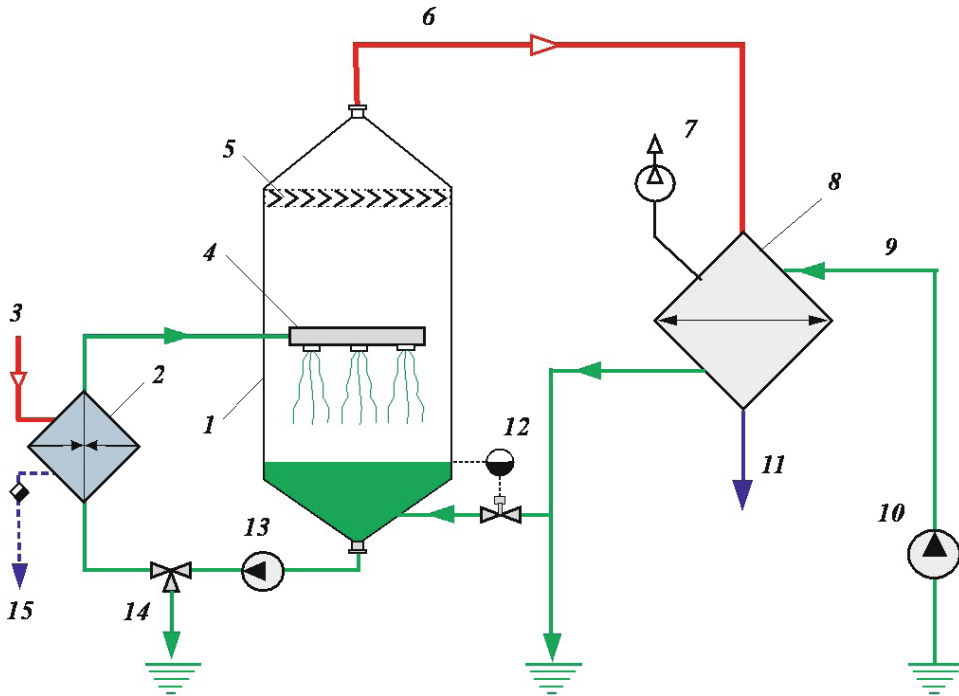


Рис. 1.45. Принципова схема одноступінчастого випарника адіабатного типу:

- 1 – камера випаровування; 2 – теплообмінник (підігрівач води);
- 3 – гріюча пара; 4 – розпилювач води; 5 – сепарційний пристрій;
- 6 – вторинна пара; 7 – вакуумний пристрій (пароструминний ежектор);
- 8 – конденсатор вторинної пари; 9 – охолоджувальне середовище (морська чи сира вода); 10 – насос заборотної води; 11 – дистилат у цистерну запасу додаткової води;
- 12 – регулятор рівня води в камері випаровування; 13 – циркуляційний насос;
- 14 – продування розсолу; 15 – конденсат гріючої пари

Отже, для роботи випарника необхідна циркуляція води з кратністю m у замкнутому контурі «камера-насос-підігрівач-розпилювач-камера», яку забезпечує циркуляційний насос 13. Для підтримки солоності циркулюючого розсолу в допустимих межах частина розсолу 14 продувається з напірної магістралі циркуляційного насоса. Кількість води, що підводиться у випарник, регулюється поплавковим регулятором рівня 12.

Гріючою парою 3 на ходовому режимі є частково відпрацьована пара з регенеративного відбору низького тиску відповідних параметрів.

Забортна вода 9 у цій схемі використовується як охолоджувальна в конденсаторі вторинної пари 8; частина цієї води зливається за борт, інша частина надходить у камеру випаровування через регулятор рівня 12.

Винесення вологи вторинною парою (якість дистилату) у випарниках адіабатного типу суттєво залежить від різниці температури розсолу, що поступає в камеру, і температури насичення в камері, тобто величини перегріву розсолу Δt_p :

$\Delta t_p \leq 8^\circ\text{C}$ – випаровування проходить тільки на поверхні струменя розпиленої води і не супроводжується виносом вологи вторинною парою;

$\Delta t_p = 8 \dots 10^\circ\text{C}$ – випаровування проходить також усередині струменя, тому він частково розмивається (розпилюється), винос розсолу збільшується;

$\Delta t_p = 12 \dots 15^\circ\text{C}$ – винос розсолу різко збільшується в результаті інтенсивного розпилення всього струменя.

Величину перегріву розсолу в судових опріснювачах адіабатного типу зазвичай приймають не більше 10°C . Так як в цих випарниках відбувається тільки часткове випаровування розсолу, коефіцієнт продування може досягати значень від 8 до 18, і витрати енергії на прокачування морської води і розсолу збільшуються.

Переваги випарників такого типу наступні:

- менше утворення накипу на поверхні нагріву, ніж у випарниках киплячого типу, так як вода в підігрівачі не кипить, тому не відбувається локального підвищення концентрації розсолу, що сприяє випадінню накипу на нагрівальних поверхнях; рух води у трубках з відносно великою швидкістю також перешкоджає відкладенню накипу;

- більш висока якість дистилату, так як вторинна пара містить менше вологи (розсолу);

- відсутність явища гідростатичної депресії не обмежує продуктивність опріснювачів адіабатного типу, що визначає доцільність їх використання на об'єктах зі значними потребами в прісній воді (аж до застосування в установках опріснення морської води для міського водопостачання в країнах Близького Сходу);

- конструкція багатоступінчастих ОУ адіабатного типу простіша ніж киплячого типу

- внаслідок великої швидкості води в трубках коефіцієнти теплопередачі через поверхні конденсаторів адіабатних випарників значно більші, ніж коефіцієнти теплопередачі через поверхні нагрівальних елементів

випарників киплячого типу, тому збільшення кількості ступенів не спричиняє значного збільшення маси та габаритів.

Принципова схема п'ятиступінчастої опріснювальної адіабатної установки наведена на рис. 1.46. Параметри робочих середовищ наведені як приклад. Забортна вода, що подається циркуляційним насосом 9, підігрівается послідовно в конденсаторах вторинної пари п'ятого, четвертого, третього, другого і першого ступенів ОУ, конденсаторі ежектора 4; після цього підігрівается парою 1 у підігрівачі 2 і надходить послідовно в камери випаровування I–V.

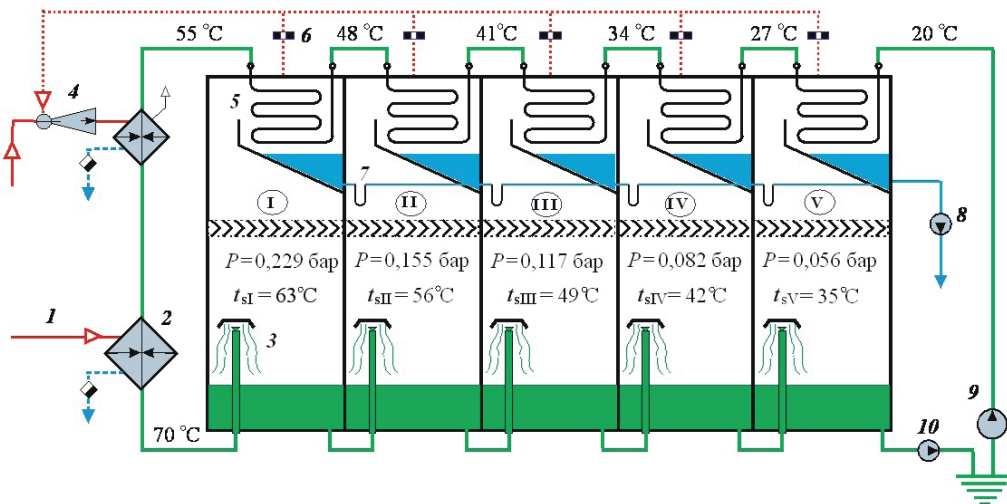


Рис. 1.46. Принципова схема п'ятиступінчастого випарника адіабатного типу:
 1 – підвід грійочої пари; 2 – підігрівач морської (сирої) води; 3 – розпилювач води (розсолу); 4 – пароструминний ежектор, який забезпечує розрідження в камерах випаровування; 5 – конденсатор першого ступеня випаровування; 6 – дросельна шайба; 7 – відвідник конденсату вторинної пари першого ступеня; 8 – дистильатний насос; 9 – насос заборотної води; 10 – розсільний насос

Зазвичай у таких установках температура морської води на виході з підігрівача (на вході в камеру випаровування першого ступеня) не перевищує 80°C. Більш висока температура небажана через інтенсивне утворення твердого накипу.

У кожному з цих камер вода надходить із температурою, що перевищує температуру кипіння, оскільки тиск у попередній камері підтримується більшим, ніж у наступній. Тому в кожній камері деяка частина розсолу випаровується. У міру випаровування води концентрація солей у ній зростає. З п'ятої камери випаровування розсіл видаляється насосом 10 за борт.

Вторинна пара з кожної камери надходить у конденсатор відповідного ступеня випаровування. Дистиллят вторинної пари відводиться самопливом в наступний ступінь, потім відкачується дистилтним насосом 8 в цистерну запасу додаткової води.

Для створення і підтримки вакууму в камерах випаровування служить пароструминний ежектор 4. Відсмоктуючи пароповітряну суміш із всіх камер випаровування через відповідні дросельні шайби 6, він забезпечує відповідний тиск (розрідження) у камерах випаровування.

Адіабатні випарники набувають широкого застосування на нових судах завдяки високій економічності та малим витратам на очищення (табл. 1.2). Конструктивно окремі ступені (камери випаровування) можуть бути виконані ідентичними і багатоступінчасті ОУ компонуються простим набором таких елементів. Проточні адіабатні випаровувачі можна виконати з великою кількістю ступенів, тоді як у випаровувачах киплячого типу число ступенів обмежене мінімальною допустимою різницею температур між ступенями 7...8°C, нижче якої кипіння практично припиняється.

Внаслідок великої швидкості води в трубках коефіцієнти теплопередачі через поверхні конденсаторів адіабатних випарників значно більші, ніж коефіцієнти теплопередачі через поверхні нагрівальних елементів випарників киплячого типу із зануреними розсільними батареями, тому збільшення кількості ступенів не спричиняє значного збільшення маси і габаритів.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики адіабатних опріснювачів типу М

Характеристика	М1	М2	М3	М4	М5
Кількість ступенів випаровування	2	2...3	3...4	4...5	5...6
Продуктивність, т/добу	15	30	60	120	240
Витрати пари на ежектор, кг/год	70	80	100	200	400
Середньодобові витрати гріючої пари, кг/год	460	1000	1500	2500	4200

1.7.4 Випарники брудних конденсатів. Парогенератори низького тиску

У судових ПТУ на органічному паливі випарники брудних конденсатів (ВБК) призначені для живлення вторинною парою споживачів теплової енергії, які можуть забруднювати робоче тіло: система підігріву

важкого палива, масла, підігрів вантажу на танкерах, поршневі механізми, системи опалення, вентиляції кондиціонування повітря, побутові споживачі тощо (рис. 1.47). По суті, вони слугують захистом робочого тіла від потрапляння забруднень і підвищення надійності роботи ПТУ на органічному паливі.

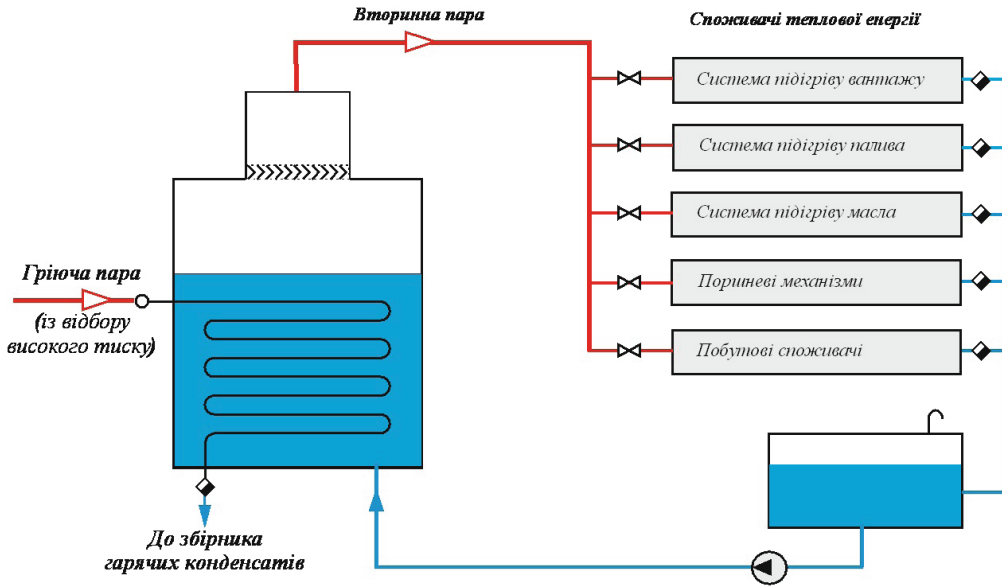


Рис. 1.47. Принципова схема випарника брудних конденсатів

В установках на ядерному паливі також є подібні установки, вони мають назву парогенератори низького тиску (ПГНТ) або пароперетворювачі. Окрім захисту робочого тіла від потрапляння забруднень, вони виконують роль захисту обслуговуючого персоналу від потенційної можливості підвищення радіоактивності робочої пари другого (робочого) контуру при нештатних ситуаціях. Тиск вторинної пари, яку одержують у ВБК (ПГНТ), залежить від складу споживачів теплової енергії: для живлення теплообмінних апаратів (теплових споживачів) він може складати 5...7 бар; для роботи поршневих механізмів – 11...13 бар. Відповідно, тиск гріючої пари регенеративного відбору з урахуванням величини мінімального температурного напору 20...25 °С (різниці між температурою насичення гріючої пари і вторинної) може складати від 6...10 бар до 18...22 бар. Так як тиск гріючої пари вищий, виключається можливість потрапляння забруднень в робочий контур при порушенні щільності вальцювання або міцності трубок теплообмінника.

Теплова потужність ВБК на основному розрахунковому ходовому режимі транспортних суден, кВт, при температурі зовнішнього повітря 20...23 °С і роботі на в'язких мазутах М60, М80 може бути визначена за формулою, одержаною за даними витрат теплоти на окремі споживачі:

$$Q_{\text{ВБК}} = \xi (81,4 + 0,091B),$$

де B – витрата палива в ПТУ, кг/год;

$\xi = 1,08 \dots 1,09$ і $\xi = 1,05$ – відповідно, для танкерів і суховантажних суден з паротурбінним приводом живильного насоса ВБК;

$\xi = 1,0$ – для транспортних суден з електроприводом ЖН ВБК.

Витрати вторинної пари на атомоході-ліхтеровозі наведені нижче.

Споживачі пари	Витрати пари, кг/год
Система кондиціонування	950
Система загальносуднової вентиляції	1080
Господарчо-побутові потреби	300
Вентиляція машинного відділення	500
Парове опалення	600

Тиск вторинної пари, що використовується для теплопостачання споживачів, зазвичай складає 5...7 бар. Як гріючу зазвичай використовують свіжу пару; не виключена також можливість використання пари регенеративного відбору високого тиску.

Аналіз характеристик ПТУ атомоходів (криголамів і ліхтеровозів) показує, що теплова потужність ПГНТ може складати близько 2...3 % потужності ядерного реактора. Тобто, теплове навантаження ПГНТ на розрахунковому ходовому режимі складатиме:

$$Q_{\text{ПГНТ}} = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q_{\text{ЯР}},$$

а витрата гріючої пари, кг/год:

$$D_{\text{ПГНТ}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{ПГНТ}}}{(I_{\text{гр п}} - i'_{\text{гр п}}) \cdot \eta_{\text{ПГНТ}}},$$

де $I_{\text{гр п}}, i'_{\text{гр п}}$ – ентальпія гріючої пари та її конденсату, кДж/кг;

$\eta_{\text{ПГНТ}} = 0,98 \dots 0,99$ – коефіцієнт збереження теплоти ПГНТ.

1.7.5 Приводи допоміжних механізмів

У складі ПТУ є низка насосів, які забезпечують роботу конденсатно-живильного тракту. Це насамперед живильний і конденсатний насоси, циркуляційний насос системи охолодження головного і допоміжних конденсаторів, дренажні насоси для перекачування конденсату грійоючої пари. Крім цього, у судових ПТУ є такі допоміжні агрегати, як електрогенератори, компресори системи повітряного омивання корпусу для суден льодового плавання (антиобморожувальний пристрій), котельний вентилятор тощо. Ці допоміжні механізми можуть мати *турбопривід*, *електропривід* або *механічний привід* від ГТЗА.

Турбопривід має низку переваг перед електроприводом, такі як:

- можливість плавного регулювання частоти обертання, що дає змогу змінювати подачу (продуктивність, потужність) механізму, що приводиться;
- прийнятні масо-габаритні показники, які поліпшуються зі зростанням потужності;
- високий ресурс і рівень надійності агрегату.

До недоліків турбопривода слід віднести наступне:

- складність системи пар-конденсат, що забезпечує роботу турбопривода;
- висока вартість агрегату (на порядок вища порівняно з електропривідом), зумовлена дрібносерійним (одиничним) виготовленням;
- низьким коефіцієнтом корисної дії (до 0,4...0,6) при малій потужності.

Електропривід. Усі привідні електродвигуни, як правило, працюють на змінному струмі частотою 50 (60) Гц, мають короткозамкнений або фазний ротор, пристосовані для роботи в судових умовах (морського виконання). Електропривід має ряд переваг перед турбоприводом:

- високий ККД електродвигунів (0,82...0,92);
- низька вартість машин, зумовлена достатньою простотою конструкції і крупносерійним виробництвом;
- простота обслуговування і ремонту;
- малі маси і габарити.

Механічний привід – це привід допоміжних механізмів від ГТЗА, які ще називають «навішуванням» механізмів на головний двигун. До переваг механічного приводу слід віднести: найвищий ККД (головний двигун на судні має найвищу економічність) і зниження навантаження на судову електростанцію, а недоліком є ускладнення конструкції ГД і зниження

його надійності, а також відсутність можливості використання на стоянці. Зазвичай головний двигун на стоянкових режимах не працює, хоча можливі варіанти.

Простий аналіз позитивних і негативних якостей приводів дає змогу зробити такі висновки:

- застосування турбопривода і механічного привода може бути доцільним для механізмів, що споживають велику потужність і (або) потребують плавного регулювання частоти обертання (ЕГ СЕС, ГЖН);

- застосування електропривода доцільне для допоміжних механізмів порівняно невеликої потужності, або таких, що працюють за постійної частоти обертання (це конденсатні, циркуляційні, дренажні, масляні і паливні насоси, компресорні і насосні агрегати першого і другого контурів ЯЕУ тощо).

Задача вибору типу приводу для суднових допоміжних механізмів (ДМ) порушує питання теплової економічності СЕУ, вартості обладнання, надійності, витрат на ремонти і технічне обслуговування. Це в чистому вигляді оптимізаційна задача, розв'язання якої пов'язане з побудовою імітаційних моделей функціонування судна.

Турбопривід: включення в теплову схему, витрати пари

Турбопривід може бути виконаний для роботи на свіжій перегрітій парі, охолодженій, насиченій або частково відпрацьованій, з тиском 15...60 бар і температурою 250...520°C. Привідні турбіни – високотурбінні, порівняно малопотужні, що може вимагати парціального впуску $\varepsilon = 0,05...0,25$. Тип ступеня активний, з одно-, дво- або тривінцевими колесами Кертиса. Використання парціального впуску пари призводить до значного зниження ефективного ККД приводного турбоагрегату (до 0,2...0,45).

Збільшення витрати робочої пари (для забезпечення допустимих висот робочих лопаток турбопривода не менше 12...15 мм без використання парціального впуску) може бути отримано завдяки зменшенню теплоперепада шляхом зниження параметрів пари на вході і підвищення тиску пари на виході аж до використання протитиску.

З точки зору економічності, для живлення турбоприводів ДМ найбільше підходить частково відпрацьована пара з регенеративних відборів. Чим вищий питомий об'єм пари, тим вищі об'ємна витрата і висота робочих лопаток, при цьому зменшується відносна величина втрат від перетікання пари через радіальні зазори, від парціального впуску, збільшується ефективність турбоагрегату загалом.

На практиці використання частково відпрацьованої пари з регенеративних відборів може виявитися неефективним через нестабільність параметрів відпрацьованої пари, а також характеристик самого допоміжного механізму, на змінних режимах роботи головної турбіни, що має місце в судновій енергетиці.

У зв'язку з цим для живлення турбоприводів ДМ зазвичай використовують насичену або охолоджену пару, одержувану в редуційно-охолоджувальному пристрої (РОП). Редуційні пристрої застосовують для зниження тиску пари. Зниження температури пари після редукування забезпечується впорскуванням води. Під час редукування втрачається частина енергії пари, тому на ходовому режимі подачу споживачеві пари зниженого тиску бажано здійснювати з відповідних регенеративних доборів або випарника брудних конденсатів (ПГНТ в установках на ядерному паливі), а на стоянкових режимах судна застосовувати РОП, використовуючи пару від допоміжного котла. РОП застосовують також при скиданні (штатному або аварійному) надлишкової пари на головний або допоміжні конденсатори. Для охолодження пари в РОП подається живильна вода з напірної магістралі живильного або конденсатного насоса.

Відпрацьовану в турбоприводі пару, наприклад, у турбоприводі ЖН, зазвичай використовують для підігріву живильної води в деаераторі (рис. 1.48).

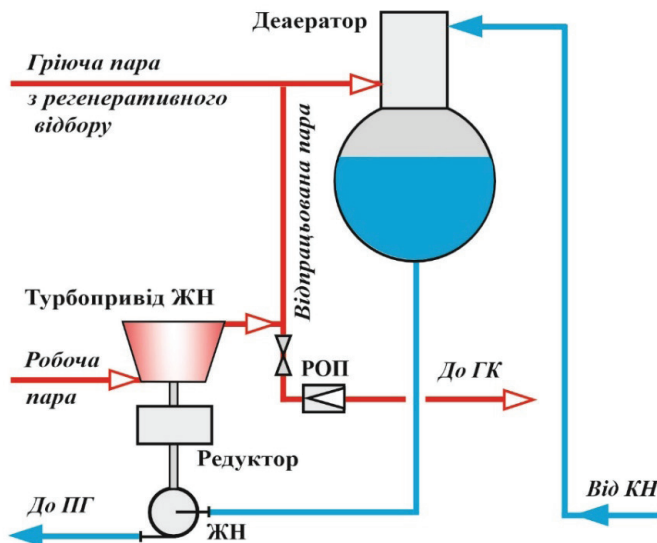


Рис. 1.48. Включення турбопривода живильного насоса в теплову схему

Витрати пари на допоміжну турбіну (ДТ), кг/год, залежать від її потужності (потужності механізму) і параметрів пари на вході та виході з турбіни (тобто від місця включення турбіни в теплову схему):

$$D_{\text{ДТ}} = \frac{3600 \cdot W_{\text{ДТ}}}{H_{\text{а ДТ}} \cdot \eta_{\text{ое ДТ}}},$$

де $W_{\text{ДТ}}$ – потужність допоміжної турбіни, кВт, визначається потужністю, споживаною механізмом на розрахунковому режимі;

$H_{\text{а ДТ}}$ – адіабатний теплоперепад пари у допоміжній турбіні, кДж/кг;

$\eta_{\text{ое ДТ}}$ – відносний ефективний ККД турбіни, що враховує внутрішні втрати в турбіні, зовнішніх ущільненнях, підшипниках турбіни і допоміжному редукторі.

Теплоперепад $H_{\text{а ДТ}}$ визначається початковими і кінцевими параметрами пари. Тиск пари: перед турбіною приймається 0,90...0,95 від тиску в точці відбору, а за турбіною – на 10...15 % вищим за тиск у точці повернення. З огляду на порівняно низькі параметри пари, що виробляє парогенератор у ПТУ на ядерному паливі, для всіх допоміжних турбоприводів найчастіше використовують свіжу пару. Таким чином, параметри пари перед ДТ можуть бути рівними параметрам пари перед ГД.

Відпрацьовану в допоміжній турбіні пару можна направити як у регенеративний підігрівач живильної води в якості гріючого середовища, так і в допоміжний (а іноді і в головний) конденсатор. З метою скорочення габаритів допоміжного обладнання тиск у допоміжному конденсаторі зазвичай приймають у 2...3 рази вищим, ніж у головному.

Відносний ефективний ККД допоміжного турбопривода $\eta_{\text{ое ДТ}}$ залежить від потужності турбопривода, навантаження на розрахунковому режимі і параметрів пари до і після турбіни.

Турбогенератор. Потужність електрогенератора (ЕГ) на режимі можна отримати з розрахунку суднової електростанції (СЕС) табличним або аналітичним способом. На стадії теплових розрахунків ПТУ, коли склад усіх споживачів електроенергії на судні невідомий, для визначення потужності ЕГ можна використати аналітичні залежності, отримані шляхом статистичного опрацювання характеристик СЕС однотипних суден, або даних прототипу.

Залежності для визначення споживання електроенергії на ходовому режимі для різних типів морських транспортних суден $W_{\text{хр}}$ наведені в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Споживання електроенергії на ходовому режимі в залежності від типу судна і потужності ГД (на органічному паливі)

Тип суден	Спосіб визначення	Діапазон потужності ГД, кВт
Пасажирські	$65 + 0,0238 N_e + 0,13 z_{\text{ц}}$	$N_e = 5000 \dots 30000$
Танкери і навалочники	$0,03 N_e$ $0,01 N_e + 300$	$N_e = 5000 \dots 15000$ $N_e = 15000 \dots 30000$
Судна для перевезення зріджених нафтових газів	$0,022 N_e + 180$	$N_e = 5000 \dots 15000$
Метановози	$0,019 N_e + 500$	$N_e = 10000 \dots 44000$
Контейнеровози	$0,0517 N_e + 440$	$N_e = 10000 \dots 100000$

Аналіз характеристик ПТУ на ядерному паливі, що перебувають в експлуатації, показує, що потужність ЕГ у ходовому режимі $W_{\text{хр}} = (0,06 \dots 0,10) \cdot N_e$.

Витрати пари на турбопривід ЕГ, кг/год:

$$D_{\text{тг}} = \frac{3600 \cdot W_{\text{хр}}}{H_{a \text{ тг}} \cdot \eta_{e \text{ тг}} \cdot \eta_{e \text{ г}} \cdot \eta_{\text{мер}}},$$

де $W_{\text{хр}}$ – споживання електроенергії судном на розрахунковому (ходовому) режимі, кВт;

$H_{a \text{ тг}}$ – адіабатний теплоперепад у привідній турбіні, кДж/кг;

$\eta_{e \text{ тг}}$ – відносний ефективний ККД турбопривода ЕГ;

$\eta_{e \text{ г}} = 0,92 \dots 0,96$ – ККД електрогенератора;

$\eta_{\text{мер}} = 0,98$ – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі.

Турбопривід головного живильного насоса. Потужність, споживана головним живильним насосом кВт,

$$W_{\text{жн}} = \frac{V_{\text{жн}} \cdot H_{\text{жн}}}{3,6 \cdot \eta_{\text{жн}}},$$

де $V_{\text{жн}} = D_{\text{пг}} / \rho_{\text{жв}}$ – продуктивність живильного насоса, м³/год;

$D_{\text{пг}}$ – продуктивність парогенератора, кг/год;

$\rho_{\text{жв}}$ – густина живильної води на виході з деаератора (визначається по тиску в деаераторі при температурі насичення), кг/м³;

$\eta_{\text{жн}} = 0,55 \dots 0,70$ – ККД насоса на розрахунковому режимі.

Напір живильного насоса, $H_{\text{жн}}$, МПа, в звичайних схемах живлення визначається різницею тисків в барабані ПГ і деаераторі,

величиною гідростатичного підпору і гідравлічного спротиву живильного трубопроводу.

При попередніх розрахунках теплових схем ПТУ транспортних суден напір ГЖН можна визначати орієнтовно за емпіричною залежністю

$$H_{\text{жн}} = 1,15 P_{\text{п}} + 0,7 \text{ МПа},$$

де $P_{\text{п}}$ – тиск пари за парогенератором, МПа.

Тут необхідно враховувати, що для забезпечення гідродинамічної стійкості суднових прямоточних парогенераторів ПТУ на ядерному паливі, опір по живильній воді збільшують, використовуючи дросельні шайби (шайбування). Для суднових ПТУ, що працюють у широкому діапазоні зміни потужності ГД (наприклад, криголамів), зазвичай прагнуть забезпечити стійку роботу ПГ за 10...15 % їх номінальної продуктивності. Це зумовлює істотне збільшення опору парогенераторів на номінальному навантаженні. Для криголамів-атомоходів, що перебувають в експлуатації, $H_{\text{жн}} = (2,0...2,3) P_{\text{п}}$.

При визначенні ККД турбоживильного насоса суднової ПТУ на ядерному паливі необхідно враховувати, що на розрахунковому режимі працюють паралельно два насоси (або три – для установок із двома ешелонами), тобто коефіцієнт завантаження насоса на режимі може становити 0,50...0,75.

Економічність привідної турбіни суттєво залежить від її потужності. Для збільшення ефективного ККД турбопривода може бути використаний привід для електрогенератора і головного живильного насоса від однієї турбіни. В цьому випадку потужність цієї допоміжної привідної турбіни складатиме

$$W_{\text{дт}} = \frac{W_{\text{хр}}}{\eta_{\text{ег}} \cdot \eta_{\text{мер}} \cdot \eta_{\text{др}}} + \frac{W_{\text{жн}}}{\eta_{\text{др}} (1 - S_{\text{гм}})},$$

де $\eta_{\text{др}} = 0,97...0,98$ – коефіцієнт, що враховує втрати механічної енергії в редукторі приводу допоміжних механізмів;

$S_{\text{гм}}$ – коефіцієнт ковзання гідромуфти, яка використовується для регулювання продуктивності живильного насоса; на номінальному режимі $S_{\text{гм}} = 0,02...0,03$.

Турбопривід циркуляційного насоса. Циркуляційний насос забезпечує охолодження головного конденсатора забортною водою (за відсутності можливості здійснення самопроточної циркуляції). З огляду на великі

витрати охолоджувальної води і порівняно незначний опір водяного тракту, тут використовують зазвичай осьові насоси з турбо- або електроприводом.

Витрату охолоджувальної води (продуктивність циркуляційного насоса), м³/год, можна визначити з рівняння теплового балансу конденсатора:

$$V_{\text{цн}} = \frac{1}{\rho_{\text{зв}}} \cdot D_{\text{нск}} \cdot \frac{I_{2\text{н}} - i_{\text{к}}}{i_{\text{зв}}^{\text{вих}} - i_{\text{зв}}^{\text{вх}}},$$

де $\rho_{\text{зв}}$ – густина заборотної води, кг/м³;

$D_{\text{нск}}$ – витрата пари (наскрізна витрати) на головний конденсатор, кг/год;

$I_{2\text{н}}, i_{\text{к}}$ – ентальпія пари на вході в головний конденсатор і конденсату на виході з ГК, кДж/кг;

$i_{\text{зв}}^{\text{вих}}, i_{\text{зв}}^{\text{вх}}$ – ентальпія заборотної води на виході та вході в ГК, кДж/кг.

Параметри заборотної води в ГК визначають з урахуванням району експлуатації судна і величини підігріву води в конденсаторі $\Theta = 8...15^\circ\text{C}$, яка визначає габарити конденсатора і витрату енергії на прокачування охолоджувальної води. Напір циркуляційного насоса лежить у межах 0,07...0,15 МПа, ККД насоса дорівнює 0,75...0,85.

Головний конденсатний насос (ГКН). У разі використання турбопривода ГКН у тепловому розрахунку ПТУ потрібно визначити продуктивність ГКН, м³/год

$$V_{\text{кн}} = \frac{1}{\rho_{\text{к}}} \cdot (D_{\text{нск}} + D_{\text{др}} + D_{\text{рец}}),$$

де $\rho_{\text{к}}$ – густина конденсату, кг/м³;

$D_{\text{нск}}$ – витрата пари на ГК, кг/год;

$D_{\text{др}}$ – витрата дренажів, що надходять у конденсатор, кг/год;

$D_{\text{рец}} = (0,25...0,30) \cdot (D_{\text{скв}} + D_{\text{др}})$ – витрата рециркулюючого конденсату для підтримки рівня води в конденсаторі, кг/год.

Напір ГКН може складати 0,3...0,8 МПа, а ККД насоса – 0,50...0,60.

На кораблях, особливо на підводних човнах, може бути використаний груповий привід живильних, конденсаційних, бустерних насосів від однієї турбіни, так званий ЖКБТА – живильно-конденсатно-бустерний турбоагрегат. Потужність такої привідної турбіни визначається як сума потужностей відповідних насосів з урахуванням механічних втрат у передачах. Кожен насос має свою частоту обертання і відповідний редуктор.

Турбокомпресор протиобморожувального пристрою (ПОУ). Обмив корпусу в районі ватерлінії гарячим повітрям використовується на судах льодового плавання для запобігання налипанню снігу і крижаної крихти, що суттєво збільшує опір рухові судна. Потужність, споживана компресором ПОУ, кВт:

$$W_{\text{поу}} = V_{\text{поу}} \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \frac{c_{pk} \cdot T_1}{\eta_k} \cdot (\pi_k^m - 1),$$

де $V_{\text{поу}}$ – об’ємна продуктивність компресора, м³/с;

$\rho_{\text{п}}$ – густина повітря, кг/м³;

c_{pk} – середня ізобарна теплоємність повітря в процесі стиснення в компресорі, може бути прийнята $c_{pk} = 1,005$ кДж/(кг·К);

T_1 – температура повітря на вході в компресор, К;

η_k – адіабатний ККД компресора (для відцентрових компресорів $\eta_k = 0,75$, для осьових $\eta_k = 0,87$);

π_k – ступінь підвищення тиску повітря в компресорі;

$m = R/c_{pk}$ – показник;

R – газова постійна, для повітря можна прийняти $R = 0,287$ кДж/(кг·К).

Привід допоміжних механізмів від ГТЗА

Навішування допоміжних механізмів суднової ПТУ на головний двигун може підвищити економічність установки в цілому на 2,0...2,5 %. Одна із можливих схем реалізації механічного приводу наведена на рис. 1.49.

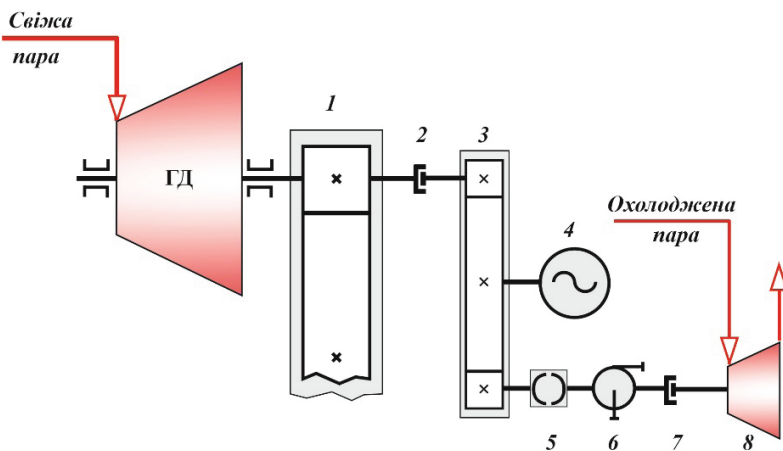


Рис. 1.49. Принципова схема приводу електрогенератора і живильного насоса від ГТЗА

На рисунку наведені наступні позначення: 1 – фрагмент головної суднової передачі (умовно); 2, 7 – сполучно-роз'єднувальні муфти; 3 – редуктор привода ДМ; 4 – ЕГ; 5 – гідromуфта регулювання частоти обертів живильного насоса, що дозволяє змінювати його подачу при змінних режимах роботи головного двигуна в рейсі; 6 – головний живильний насос; 8 – резервний турбопривід, який знаходиться у стані гарячого резерву, забезпечує роботу ЕГ і ГЖН при зниженні частоти обертів ГД більше ніж 5 % чи при його зупинці.

Термодинамічна користь механічного приводу допоміжних механізмів (у даному випадку ЕГ і ГЖН) очевидна, однак він почав використовуватися не відразу. Пояснюється це його складністю та складністю системи автоматичного регулювання такої установки. Проблема дещо спрощується при використанні в складі пропульсивної установки гвинтів регульованого кроку.

У випадку використання головного двигуна для приводу ЕГ і ГЖН його ефективну потужність необхідно збільшити на величину

$$\Delta N_{\text{емп}} = \frac{W_{\text{хр}}}{\eta_{\text{ег}} \cdot \eta_{\text{мер}} \cdot \eta_{\text{др}}} + \frac{W_{\text{жн}}}{\eta_{\text{др}} \cdot (1 - s_{\text{гм}})} = W_{\text{дт}}.$$

1.8 Особливості складу теплових схем ПТУ на ядерному паливі

Тип теплової схеми визначається здебільшого параметрами робочого циклу і типом обслуговуваного об'єкта, що визначає режими роботи ПТУ.

1. *Транспортні та вантажопасажирські судна.* Застосовують теплові схеми з три-, чотириступінчастим регенеративним підігрівом живильної води (до температури приблизно 175 °С) парою, яку відбирають із головного двигуна. У зв'язку з використанням насиченої (чи слабо перегрітої) пари передбачається проміжна сепарація вологи.

2. *Стационарна енергетика.* Теплові схеми відрізняються наявністю не тільки проміжної сепарації пари, а й проміжного парового перегріву пари, що є засобом збільшення економічності установки і зменшення вологості пари на вході в ТНТ. Тиск перегрітої пари може становити від 2 до 14 бар, недогрів її до температури насичення свіжої (гріючої) пари становить 12...40 °С. Проміжний перегрів пари забезпечує зниження питомої витрати теплоти приблизно на 1,5...2,5 %.

Регенеративний підігрів живильної води здійснюється парою з відборів головного турбогенератора, кількість підігрівачів може доходити до 8(9).

Проміжний перегрів пари вважають також перспективним і для потужних ПТУ на ядерному паливі з ВВРТ транспортних суден.

3. Судна, що експлуатуються на змінних режимах роботи (криголами, кораблі ВМФ). Теплові схеми таких суден вирізняються підігрівом живильної води парою, що відпрацювала в турбоприводах допоміжних механізмів, оскільки використання відборів пари від головного двигуна виявляється недоцільним у зв'язку з глибокими змінами її параметрів при регулюванні потужності ГД.

Як регенеративний підігрівач (часто єдиний) виступає деаератор, зазвичай, атмосферного типу, в якому живильну воду підігрівують парою, що відпрацювала в турбоприводах живильних і циркуляційних насосів.

Можливі варіанти використання регенеративних відборів пари з потужних допоміжних турбогенераторів, що працюють на протитиск (тиск за турбіною близько 0,15 МПа), при цьому підігрів живильної води може складати 160...165 °С.

Крім конструктивних особливостей головних турбінних агрегатів ПТУ на ядерному паливі, низку особливостей мають також конденсатно-живильні системи.

1. Паровиробні установки, що мають велику масу і габарити, вирізняються великою інерційністю. Продуктивність ПВУ на перехідних режимах не може змінюватися швидко у відповідності зі зміною споживання пари головним двигуном. Тому в теплових схемах має бути включена спеціальна система травлення надлишків свіжої пари на головний (або допоміжний) конденсатор.

2. Для забезпечення режимів розводки та розхолодження реактора у складі обладнання другого контуру має бути передбачена наявність стоянкового конденсатора, який також може приймати надлишки свіжої пари при виході з ладу головного.

3. Підвищені вимоги до якості робочого тіла другого контуру (зумовлено наведеною радіацією робочого тіла в активній зоні) спричиняють необхідність застосування додаткових заходів, що зменшують імовірність засолення конденсату охолоджувальною водою: приварні трубки в конденсаторі, подвійні трубні дошки; оснащення конденсатно-живильного тракту системою контролю солевмісту конденсату в різних точках тракту, встановлення іонообмінних фільтрів на повну витрату води в другому контурі.

4. Виключається можливість використання робочої пари другого контуру для забезпечення побутових потреб через потенційну можливість її радіаційного зараження водою першого контуру, а також забруднення

робочого тіла. Для цих цілей використовується «перетворювач пари» – парогенератор низького тиску (ПГНТ).

5. У порівнянні з ПТУ на органічному паливі, опріснювальні установки мають підвищену продуктивність дистиляту більш високої якості.

6. Особливі вимоги висуваються до складу суднової електростанції – вона укомплектована більш потужними агрегатами (привід насосів першого і третього контурів). Підвищені вимоги до надійності живлення електроенергією ПВУ зумовлюють використання двох незалежних джерел живлення, одного резервного та аварійного.

7. Високі вимоги до надійності живлення ПВУ з боку другого контуру – конденсатно-живильна система має щонайменше два клапани для регулювання подачі води в парогенератор, щонайменше два головні живильні насоси, що працюють паралельно, і один резервний.

Вищенаведені матеріали присвячені виконанню першого етапу теплового розрахунку суднових та стаціонарних ПТУ на органічному і ядерному паливах. Результатом виконання першого етапу є розроблена принципова теплова схема установки – об’єкт наступних розрахунків.

Розробка теплової схеми є однією із найважливіших частин проєкту паротурбінної установки, де вибирається й обґрунтовується наступне:

- термодинамічний цикл, що лежить в основі роботи установки (з проміжним перегрівом пари чи без нього; для ПТУ на ядерному паливі – сепарація, промперегрів і т. п.), початкові і кінцеві параметрів пари;
- конструктивний тип головного турбоагрегата, парогенератора, кількість агрегатів;
- склад системи регенеративного підігріву живильної води (кількість підігрівачів, їх тип, спосіб включення в теплову схему);
- допоміжні споживачі пари, тип, конструктивні та принципові схеми, спосіб живлення парою, використання відпрацьованої пари чи конденсату гріючої пари.

Розробку теплової схеми можна вважати закінченою тільки після одержання задовільних результатів проєктування ПТУ в цілому.

1. 9 Принципові теплові схеми ПТУ на ядерному паливі

1.9.1 Паротурбінна установка атомохода-криголама

Принципова, достатньо спрощена для теплових розрахунків, теплова схема одного блоку ПТУ атомохода-криголама наведена на рис. 1.50.

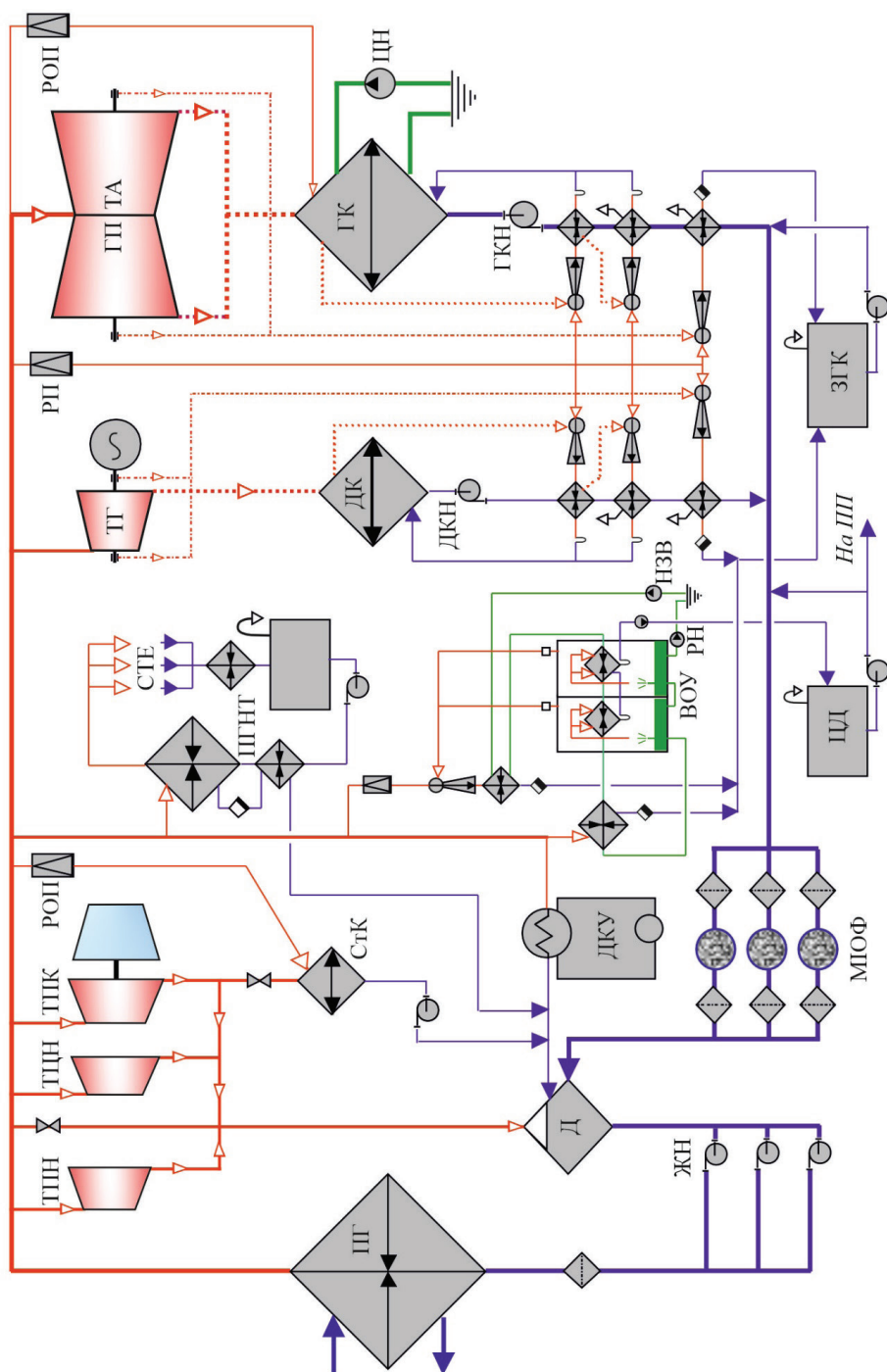


Рис. 1.50. Теплова схема ПТУ криголама з ЯЕУ

Енергетична установка – двовальна, включає дві однокорпусні двопоточні парові турбіни, що працюють на насиченій парі достатньо низьких початкових параметрів $P_0 = 25$ бар, $t_0 = 295^\circ\text{C}$ з тиском у конденсаторі $P_x = 0,07$ бар.

ПТУ має один регенеративний підігрівач живильної води, який виконує також функцію деаератора. Для криголама характерний широкий спектр навантажень головного двигуна (перехід у льодових полях різної скупченості і товщини крижин, робота «набігами» при тяжкій льодовій обстановці тощо). При регулюванні потужності ГД параметри пари зазнають значних змін, тому використання регенеративних відборів від головного двигуна не можна вважати доцільним. У наведеній схемі для потреб регенерації використовують пару, що відпрацювала в турбоприводах допоміжних механізмів і може мати більш стабільні параметри на змінних режимах роботи установки.

Низькі початкові параметри пари дозволяють використовувати її без редукування для живлення практично всіх допоміжних споживачів: турбогенератора; турбоприводів живильного, циркуляційного насосів, компресора повітряного обмивання корпусу; парогенератора низького тиску, двоступінчастої водоопріснювальної установки адіабатного типу, системи підтримки допоміжної котельної установки у стані «гарячого резерву».

Турбопривід електрогенератора працює на свій допоміжний конденсатор, а відпрацьована пара в ТПЖН, ТПЦН, ТПК як гріюче середовище надходить у деаератор.

Ежектори підтримки вакууму в головному і допоміжному конденсаторі та системи укупорки ущільнень ГД і ТГ використовують свіжу пару, редуковану до тиску 10...12 бар; конденсатори ежекторів охолоджуються конденсатом.

1.9.2 Паротурбінна установка транспортного атомохода

Головний двигун представляє собою двокорпусний турбоагрегат, що включає турбіну високого і низького тиску ТВТ і ТНТ, відповідно, та міжкорпусний сепаратор пари (рис. 1.51). Турбоагрегат працює на слабоперегрітій парі тиском 36,3 бар, температурою 285°C і тиском у головному конденсаторі 0,076 бар.

Турбоагрегат має три відбори для регенеративного підігріву живильної води. Три підігрівачі використовують пару із відборів турбоагрегата – перший і третій підігрівачі (поверхневого типу), відповідно, із ТНТ і ТВТ; другий (деаератор – підігрівач змішувального типу) живиться парою із ресивера і парою, відпрацьованою в турбоприводі живильного насоса.

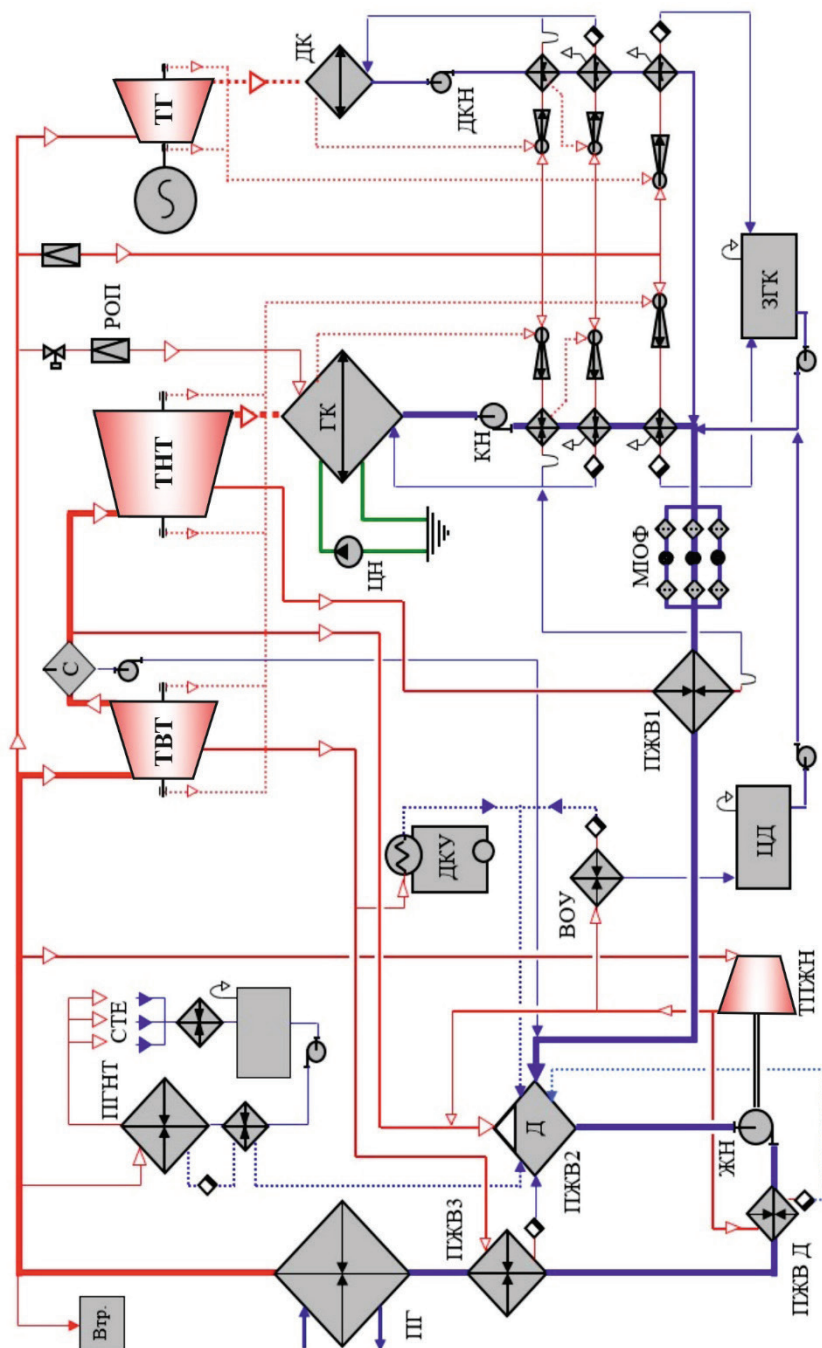


Рис. 1.51. Теплова схема ПТУ транспортного судна з ЯЕУ

Допоміжні споживачі (турбопривід електрогенератора, живильного насоса; парогенератор низького тиску, система забезпечення «гарячого резерву» ДКУ) живляться свіжою парою. Ежектори підтримки вакууму в головному і допоміжному конденсаторі та системи укупорки ущільнень ГД і ТГ використовують свіжу редуковану пару. Конденсатори ежекторів охолоджуються конденсатом, що дозволяє повернути в цикл частину теплоти, витраченої на вироблення робочої пари для ежекторів. Водопріснювальна установка та деаератор використовують пару, відпрацьовану в турбоприводі живильного насоса, яка йде також на додатковий підігрівач живильної води ПЖВД.

Для зниження потенційної можливості наведеної радіації робочого тіла в парогенераторі використана блочна знесолювальна установка, що включає механічні і іонно-обмінні фільтри (МІОФ), для очистки практично повного потоку конденсату від продуктів корозії і зниження його солевмісту.

1.9.3 Паротурбінна установка стаціонарної атомної електростанції

Теплова схема ПТУ атомної електростанції включає водо-водяний енергетичний реактор (ВВЕР – це те саме, що і ВВРТ на рис. 1.52). Циркуляція теплоносія першого контуру ВВЕР-1000 має чотири петлі, відповідно, чотири парогенератори і чотири ГЦНПК, які до цього ще й мають резерв.

Парогенератори блоків АЕС з реакторами ВВЕР-1000 – це горизонтально розміщені теплообмінні апарати корпусного типу, мають жалюзійні сепаратори і занурений дірчастий щит, генерують практично суху насичену пару.

Турбоагрегат включає однокорпусну ТВТ, сепаратор-пароперегрівач, однокорпусну двопоточну ТСТ і трикорпусну двопоточну ТНТ, які працюють на один електрогенератор потужністю 1000 МВт (рис. 1.53).

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°C, що позитивно впливає на ефективний ККД установки. Тут використано двоступінчастий перегрів пари (спочатку парою сьомого відбору, а потім – і кінцевий перегрів свіжою парою). Конденсат подається до двох деаераторів за допомогою двох конденсатних насосів КН1 і КН2, включених послідовно. Живильна вода поступає в парогенератор від двох живильно-бустерних агрегатів двома паралельними потоками.

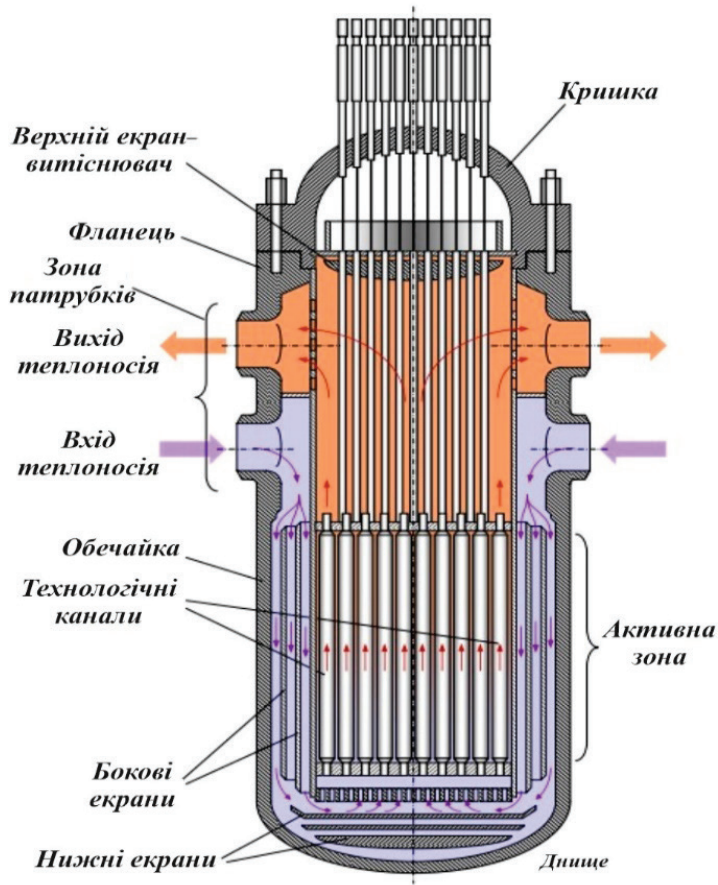


Рис. 1.52. Реактор ВВЕР-1000

Паротурбінна установка має семиступінчастий регенеративний підігрів живильної води. Підігрівачі низького тиску живляться гріючою парою із відборів ТНТ і ТСТ, причому ПЖВ1 і ПЖВ3 – це перегрівачі умовно-змішувального типу; ПЖВ2 і ПЖВ4 – перегрівачі поверхневого типу мають охолодники дренажу. Три підігрівачі високого тиску ПЖВ6 і ПЖВ7 – це підігрівачі поверхневого типу з охолодниками дренажів, включені у відбори турбіни високого тиску. Деаератор живиться парою, так само, як і ПЖВ5, із відбору після ТВТ.

Живильно-бустерний турбоагрегат використовує пару після СПП, відпрацьована пара надходить у допоміжний конденсатор; її конденсат допоміжним насосом відкачується в головний конденсатор.



Блочна знесолювальна установка (БЗУ) включає механічні та іонно-обмінні фільтри (МІОФ). Вона призначена для очистки головного потоку конденсату від продуктів корозії і зниження його солемісту.

Теплоту для опалення міських споживачів (теплоелектроцентральної) забезпечує підігрівач мережної води (ПМВ), який використовує пару четвертого і п'ятого регенеративних відборів.

Підготовку додаткової води для компенсації втрат робочого тіла в першому, другому і третьому контурах здійснює система хімоводоочистки, до складу якої входять насос сирової води (НСВ), підігрівач (ПСВ) і, власне, блок очистки (ХВО).

Установка підтримки вакууму в головному конденсаторі включає триступінчастий пароструминний ежектор (ЕГК), конденсатори якого охолоджуються основним потоком конденсату. Укупорку ущільнень головного турбогенератора забезпечує пароструминний ежектор (ЕУУ), конденсатор якого також охолоджується основним конденсатом. Робочою парою для цих ежекторів служить випар із деаератора.

1.9.4 Паротурбінна установка атомної плавучої електростанції

У травні 2020 року введена в експлуатацію плавуча атомна теплоелектростанція (ПАТЕС), до складу якої входять плавучий енергоблок (ПЕБ), берегова територія зі спорудами, які призначені для передавання виробленої електричної та теплової енергії в зовнішні мережі для розподілу споживачам та гідротехнічні споруди, що забезпечують установку і розкріплення ПЕБ та передачу вироблюваної електричної і теплової енергії на берег (рис. 1.54). Плавучий енергетичний блок призначений для роботи у складі атомної теплоелектростанції малої потужності і забезпечує в номінальному режимі видачу в берегову мережу 60 МВт електроенергії та до 58 МВт теплової енергії для нагріву теплофікаційної води. Окрім цього, ПАТЕС може бути використана для опріснення морської води (від 40 до 240 т прісної води на добу) [12].

У корпусі ПЕБ розміщуються реакторні та паротурбінні установки. Тут же будуть розміщені сховища свіжих тепловидільних збірок, відпрацьованих тепловидільних збірок, твердих і рідких радіоактивних відходів, електроенергетична система, автоматична система управління, загальносуднові системи й устаткування, а також житлові та службові приміщення.

Електрична потужність, що видається в берегову мережу без споживання берегом теплової енергії, становить близько 70 МВт. У режимі видачі максимальної теплової потужності близько 170 МВт, електрична

потужність, що видається в берегову мережу, становить близько 30 МВт. ПЕБ зможе забезпечувати електроенергією населений пункт із чисельністю населення близько 100 000 осіб. Плаваючий енергоблок являє собою несамохідне судно стоянкового типу з подвійним дном і подвійними бортами, з розвиненою надбудовою, призначеною в носовій і середній частинах для розміщення енергетичного обладнання, а в кормовій частині – житлового блоку.

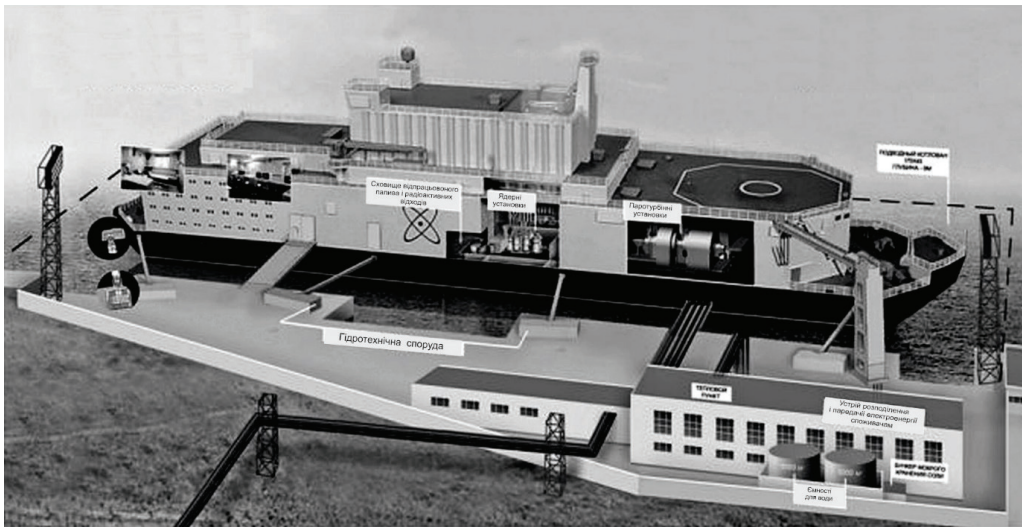


Рис. 1.54. Загальна будова ПАТЕС

Основні характеристики ПЕБ

Водотоннажність, т	21500
Головні розміри, м:	
довжина	140
ширина	30
осадка	5,56
висота борту	10
висота надбудови	30 м
Екіпаж-вахта, чол.	70
Автономність за ядерним паливом (періоди між перевантаженнями АЗ), роки	2,5...3,0
Витрати води для питних потреб, м ³ /добу	18
Витрати електроенергії на власні потреби, МВт	9,3

Паровиробна установка (рис. 1.55)

Тип реактора	КЛТ-40С
Призначений строк служби корпусу реактора, років	35...40
Маса реактора без води, т	70
Маса реактора з водою, т	77,7
Збагачення палива за U_{235} , %	18,5
Теплова потужність реактора, МВт	150
Рівень природної циркуляції, %	3...5
Витрата теплоносія через активну зону, т/год	2600
Тиск 1-го контуру за номінальної потужності, бар	125,5
Температура насичення, °С	330
Температура теплоносія на виході реактора, °С	317
Температура теплоносія на вході реактора, °С	280
Паропроодуктивність, т/год	240
Параметри живильної води на вході в парогенератор	
тиск, бар	59,8
температура, °С	170
Параметри свіжої слабоперегрітої пари	
тиск, бар	37,3
температура, °С	290

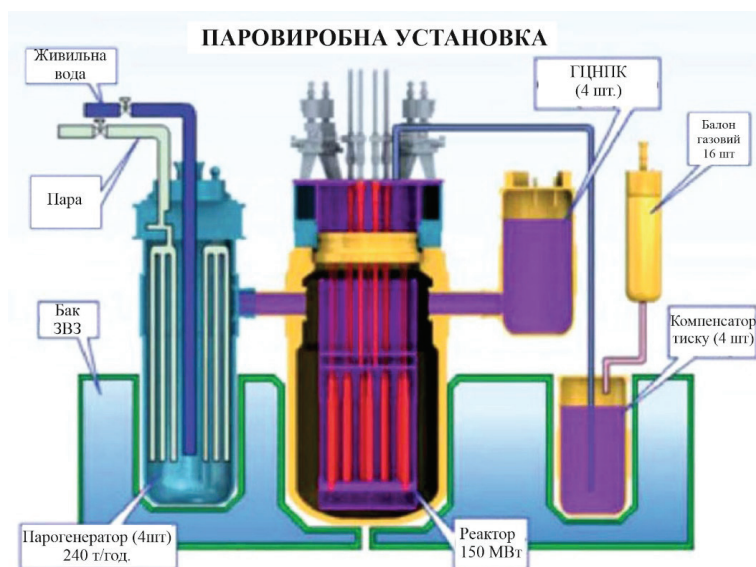


Рис. 1.55. Паровиробна установка КЛТ-40С

Короткий опис теплової схеми

На ПЕБ використана ПТУ без проміжної сепарації з триступінчастою регенерацією живильної води. Встановлено два реактори і дві парові турбіни теплофікаційного типу ТК-35/38-3.4С, призначені для вироблення теплоти і приводу електрогенератора. Витрата свіжої пари на одну турбіну становить 220 т/год за температури 285°C. Турбіна має три відбори пари: перший і третій відбори призначені для підігріву живильної води; другий відбір – регульований, пара спрямовується на підігрів живильної води і нагрівання води проміжного контуру – мережної води (рис. 1.56).

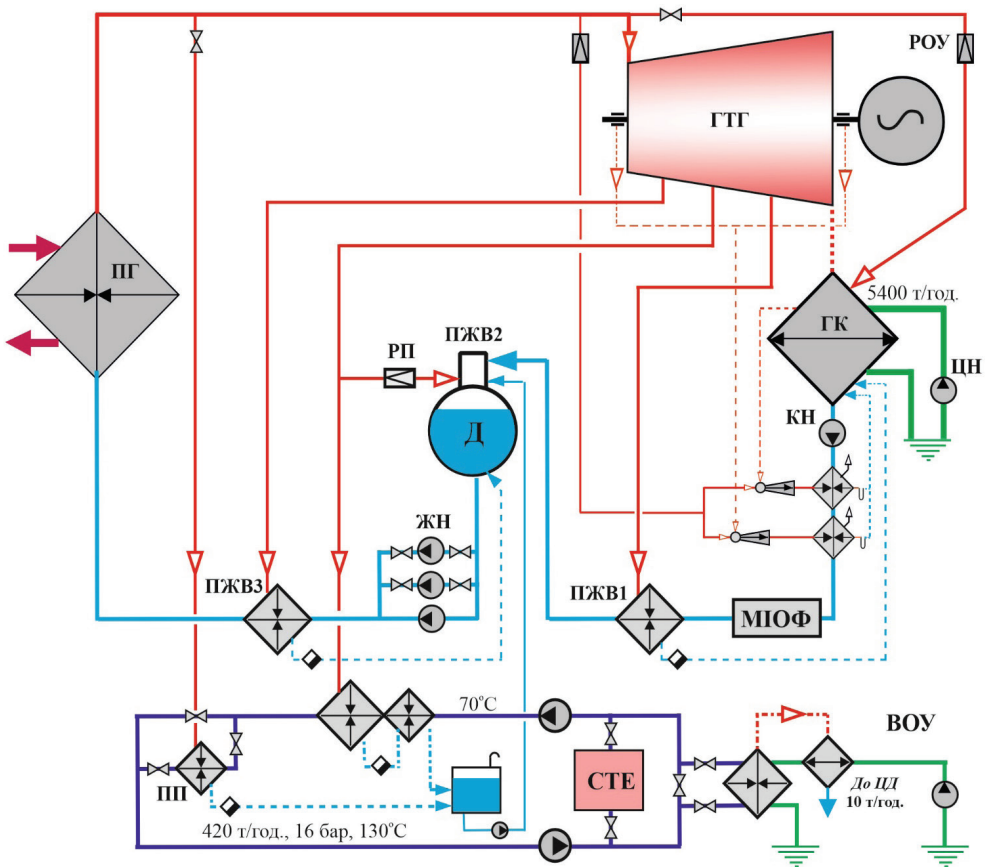


Рис. 1.56. Принципова теплова схема ПТУ, що працює в складі ПАТЕС

В тепловій схемі передбачений додатковий відпуск теплоти через пікові підігрівачі (ПП) проміжного контуру (в зимовий період для покриття пікових теплових навантажень) за рахунок пари, що відбирається перед

турбіною. Відпуск теплоти від турбіни через проміжний контур мережної води є додатковим бар'єром від проникнення радіоактивності до споживачів теплоти.

Основні характеристики ПТУ ТК-35/38-3.4с

Електрична потужність на клеммах генератора, МВт	2х35
Теплова потужність системи теплопостачання, МВт	2х29
Максимальна електрична потужність (без теплової потужності), МВт	2х38,5
Номінальний підігрів води в конденсаторі, °С	13,4
Параметри пари перед турбоагрегатом:	
– тиск, МПа	3,43
– температура, °С	285
Температура охолоджувальної води, °С	10
Витрата охолоджувальної води, м³/год	5400
Тиск пари в конденсаторі (теплофікаційний режим), бар	0,05
Тиск мережної води, бар	16
Витрата мережної води, м³/год	420
Номінальна температура води в мережі (вхід/вихід), °С	70/130

БОУ – це багатоступінчастий горизонтально-трубний тонко-плівковий випарник з використанням гарячої (130 °С) мережної води як гріючого середовища.

Допоміжний енергетичний блок (який не показаний на рис. 1.56) містить чотири резервні дизель-генератори потужністю по 800 кВт кожен, а також чотири аварійні дизель-генератори потужністю по 200 кВт. Крім цього, у складі ПЕБ передбачено допоміжну котельну установку продуктивністю 16 т/год.

Судячи з висловлювань представників різних структур, які пов'язані з будівництвом ПАТЕС, перша плавуча атомна станція створюється сьогодні як суто демонстраційний об'єкт. Вартість цього демонстраційного об'єкта – 550 млн доларів США (за оптимістичними оцінками). Із зазначеними витратами атомна станція малої потужності є однією з найдорожчих доступних альтернатив тепловим електростанціям на органічному паливі. Питома вартість будівництва ПАТЕС складає близько 7,8 млн дол. USA за 1 МВт встановленої потужності. Це в сім разів вище, ніж для електростанцій на органічному паливі, і ніколи не окупиться. Сьогодні експерти називають цифру 10 млн. доларів за 1 МВт.

До вартості ПАТЕС ще треба додати і витрати на створення засобів захисту на випадок ядерних і радіаційних аварій у місцях її експлуатації. Експерти стверджують, що вартість заходів з фізичного захисту ПАТЕС за кордоном може досягати 50 % від вартості будівництва. Таким чином, зрозуміло, що економіка ПАТЕС на сьогоднішній день є абсолютно збитковою.

Окрім економіки (хоч цього вже достатньо) проблеми виникають із гарантуванням безпеки ПАТЕС в процесі експлуатації. Будь-яка ЯЕУ має потенційну ядерну та радіаційну небезпеку. Для ПАТЕС до цих небезпек додаються ще ризики і небезпеки, властиві морським суднам. Крім цього, необхідно враховувати всі потенційні ризики, пов'язані з тим, що ПЕБ буде свого роду плавучим сховищем відпрацьованого ядерного палива і радіоактивних відходів. Використання ПАТЕС у сейсмонезбезпечних регіонах збільшує небезпеку проекту.

ПАТЕС, що працює на повній потужності, викидає біля берега майже 12000 т/год підігрітої в головному конденсаторі води з температурою 24 °С. Якщо ще враховувати викиди гарячого «розсолу» від водоопріснювальної установки у кількості 105 т/год із вмістом солі близько 42,5 г/кг, а також викиди з усіх охолоджувальних контурів (3–4-й контури, контур допоміжних механізмів, охолоджувачі конденсатів тощо), то загалом за борт ПЕБ викидатиметься близько 13000 т/год підігрітої води. Це однозначно впливатиме на стан акваторії та біоти бухти, де розміщена станція. Ясно, що в умовах низьких температур ПАТЕС перебуватиме в постійній хмарі туману, що негативно позначиться як на здоров'ї людей, які обслуговують ПАТЕС, так і на стані техніки.

Резюмуючи все сказане, можна дійти висновку, що ПАТЕС є новим, потенційно небезпечним проектом, який не має ні економічної, ні технологічної, ні соціально-екологічної перспективи і значення.

1.10 Принципові теплові схеми ПТУ на органічному паливі

1.10.1 ПТУ суховантажного судна

Паротурбінна установка (рис. 1.57) побудови 50-х років минулого століття працює на перегрітій парі з невисокими початковими параметрами: тиск 41,3 бар, температура 470 °С і тиском в головному конденсаторі 0,049 бар, Головний турбозубчатий агрегат (ГТЗА) включає однокорпусну турбіну високого тиску (ТВТ), турбіну низького тиску (ТНТ)

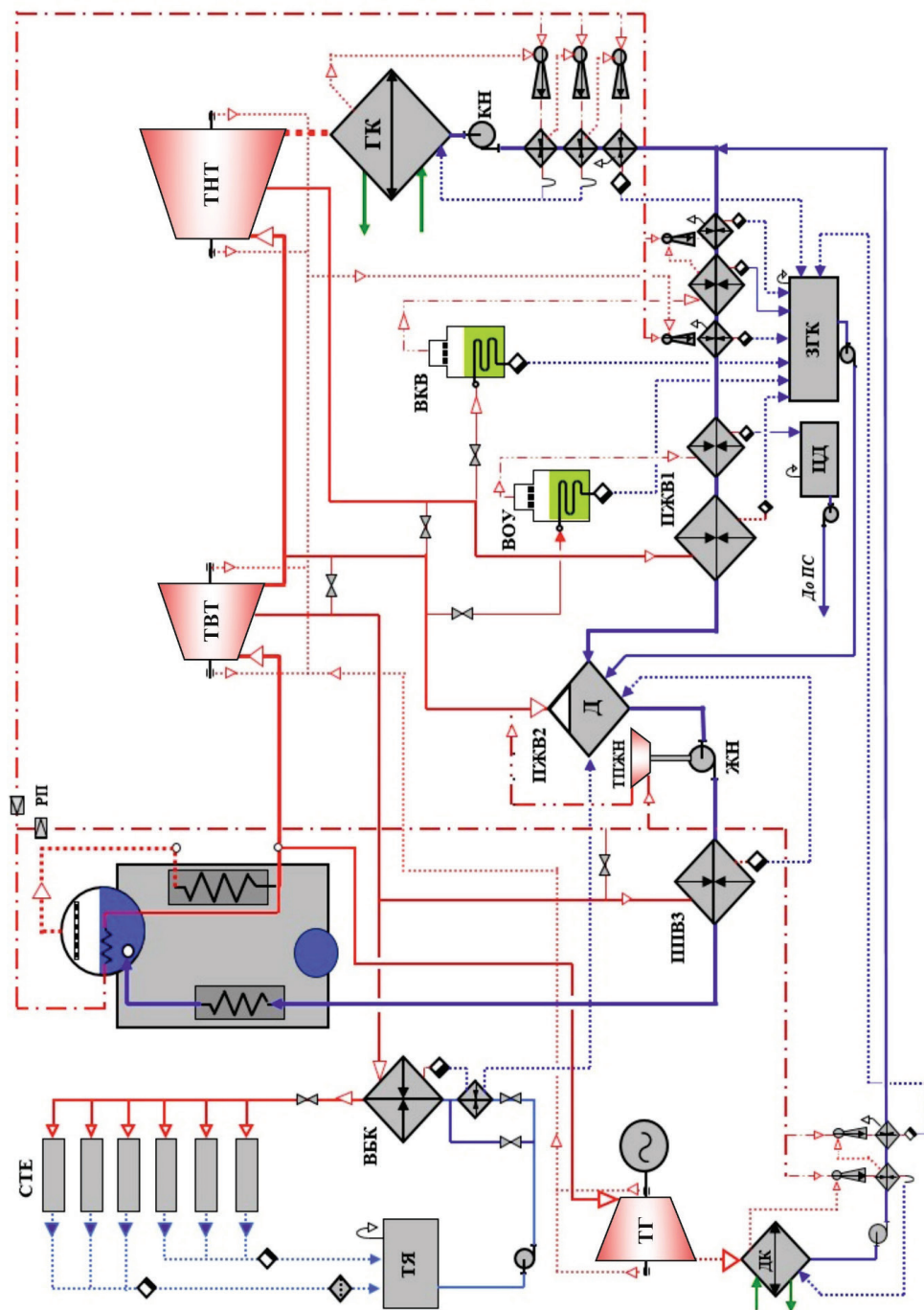


Рис. 1.57. Принципова теплова схема ПТУ суховантажного судна

і зубчатий редуктор для передачі крутного моменту на валопровід (останні на принциповій тепловій схемі не показані). Паровий котел з природною циркуляцією робочого тіла генерує перегріту пару для живлення ГТЗА і турбогенератора (ТГ) і охолоджену пару для турбопривода живильного насоса (ТПЖН), ежекторів підтримки вакууму в головному і допоміжному конденсаторах, ежектора системи укупорки ущільнень і ежектора конденсатора випарника котлової води (ВКВ).

Треступінчаста система регенерації теплоти включає три регенеративних підігрівачі живильної води, на які надходить пара із відповідних відборів головної турбіни. ПЖВ1 і ПЖВ3 – теплообмінники поверхневого типу, використовують пару із відборів ТНТ і ТВТ, ПЖВ2 – теплообмінник змішувального типу, він же деаератор, живиться парою із ресивера, що сполучає ТВТ і ТНТ.

Допоміжні споживачі пари

Турбогенератор. Для живлення привідної турбіни електрогенератора використовується свіжа перегріта пара; відпрацьована пара направляється в допоміжний конденсатор.

Турбопривід живильного насоса (ТПЖН) використовує охолоджену редуковану пару, відпрацьована пара використовується в деаераторі.

Випарник брудних конденсатів (ВБК) включений до третього регенеративного відбору із ТВТ, конденсат грійної пари поступає в деаератор.

Водоопріснювальна установка (ВОУ) і випарник котлової води (ВКВ) включені, відповідно, до другого і першого регенеративних відборів.

1.10.2 ПТУ з проміжним перегрівом пари танкера

Принципова теплова схема більш сучасної ПТУ танкера наведена на рис. 1.58. Головний турбозубчатий агрегат включає двокорпусну турбіну, треступінчастий редуктор, муфту, головний упорний підшипник, одноходовий конденсатор. Турбіна високого і середнього тиску розміщені в одному корпусі, розділені між собою проміжною перегородкою. Потoki пари в цих частинах виконані розбіжними.

Насичена пара із пароводяного колектора головного котла надходить в основний пароперегрівач, потім з параметрами $P_{\text{п}} = 77,5$ бар і $t_{\text{п}} = 520^{\circ}\text{C}$ надходить до ТВТ. Після ТВТ направляється в проміжний пароперегрівач, де його температура підвищується майже до початкової величини. Розрахункові параметри пари за проміжним перегрівником (перед турбіною середнього тиску) – тиск 14,5 бар і температура 510°C .

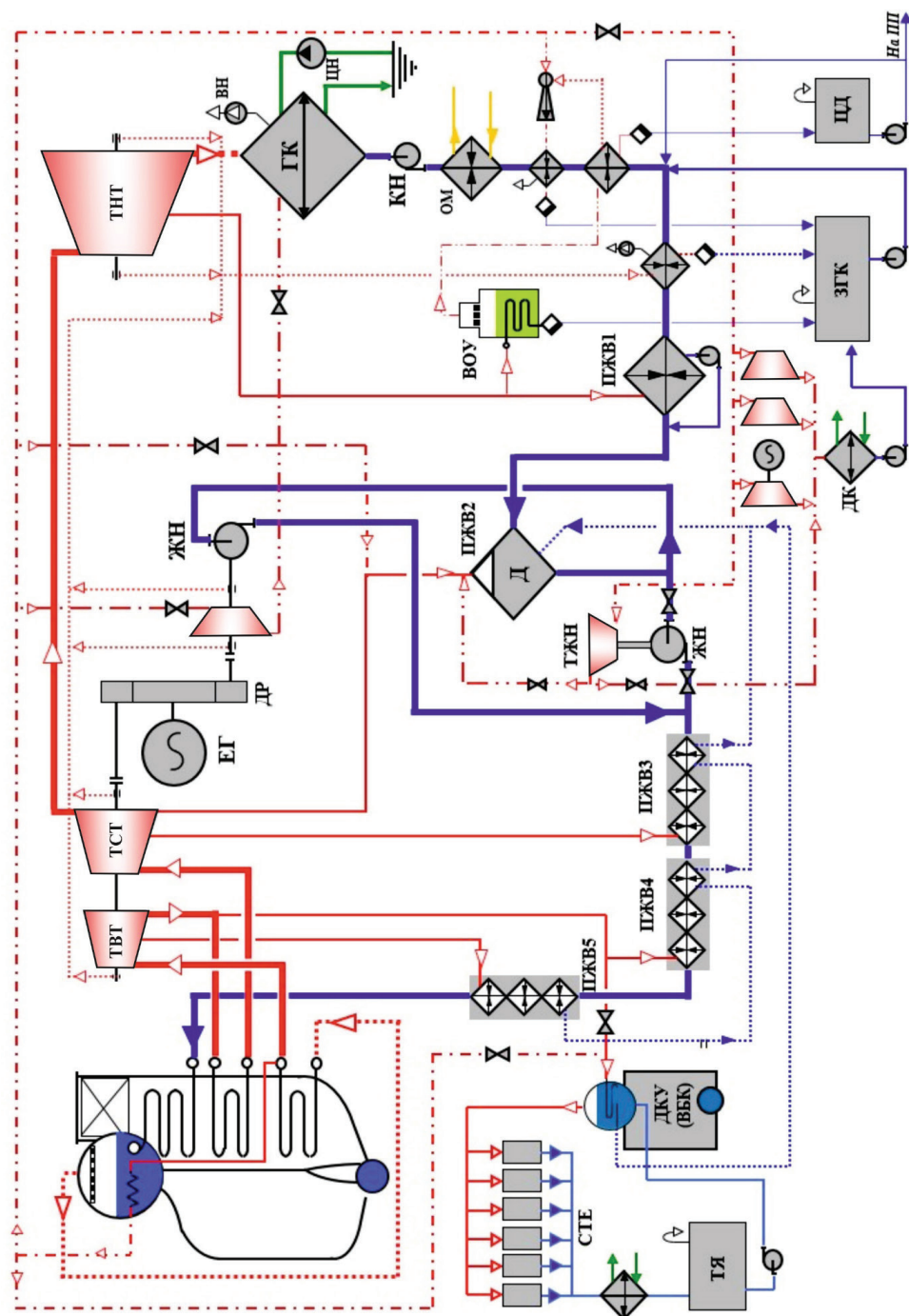


Рис. 1.58. Принципова теплова схема ПТУ танкера

Після відпрацювання в ТСТ і ТНТ пара поступає в головний конденсатор, тиск в якому складає $P_x = 0,049$ бар.

Головний конденсатний насос (КН) прокачує конденсат послідовно через охолодник масла (ОМ), конденсатор ежектора водоопріснювальної установки, конденсатор системи укупорки ущільнень, підігрівач живильної води першої ступені (ПЖВ1) і нагнітається в деаератор, який є також підігрівачем живильної води другої ступені (ПЖВ2). Підігріта і очищена від розчинених газів вода нагнітається головним живильним насосом (ЖН), навішеним на ГТЗА, в підігрівачі високого тиску (ПЖВ3, 4, 5) і економайзер у пароводяний колектор головного котла. При необхідності, на змінних режимах роботи ГТЗА, воду із деаератора може забирати турбопривідний живильний насос.

У тепловій схемі передбачений п'ятиступінчастий регенеративний підігрів живильної води парою, що відбирається від головної турбіни. Пара першого відбору із ТНТ використовується для ПЖВ1 і водоопріснювальної установки; другий і третій відбори виконані із ТСТ (другий відбір – із ресивера після ТСТ) для постачання парою деаератора.

Пару четвертого відбору споживає регенеративний підігрівач живильної води ПЖВ4 і допоміжна котельна установка, яка працює в нормальних умовах експлуатації (на ходу) в режимі випарника брудних конденсатів. Цей режим забезпечується подачею пари в змійовик, розміщений в пароводяному колекторі допоміжного котла. Конденсат гріючої пари відбору відводиться в деаератор, пара, що генерується ВБК, використовується споживачами теплової енергії (СТЕ) – для роботи систем парогасіння, кондиціювання повітря, розпилю палива у форсунках головного котла, підігріву палива, побутові господарчі потреби тощо. На випадок виходу із ладу головного котла, передбачена подача насиченої пари допоміжного котла в ТНТ, що забезпечує аварійний хід судну. П'ятий відбір пари із корпусу ТВТ призначений для остаточного підігріву води, що живить котел.

Підігрівачі високого тиску ПВЖД5, ПВЖД4 і ПВЖД3 – теплообмінники поверхневого типу, трисекційні – мають секції деперегрівальну, насичення та охолодження дренажу та каскадну схему скидання конденсату гріючої пари.

Охолоджену пару одержують шляхом пропускання частини перегрітої пари через змійовик, розміщений у водяному просторі пароводяного колектора головного котла. Вона використовується для роботи ежектора конденсатора ВОУ, резервних турбоприводів живильного насоса і навішеного на ГТЗА модуля ЕГ–ЖН, а також турбоприводів резервного ЕГ, вантажних і зачисних насосів. Цією парою можуть житися також ВОУ і ВБК.

Особливістю теплової схеми є відсутність пароструминних ежекторів підтримки вакууму в головному конденсаторі і системі укупорки ущільнень головного турбоагрегата. Їх функції виконують вакуумні насоси – ексаустери, які мають привід від електродвигунів, що дозволяє на основному ходовому режимі мати меншу паропродуктивність котла. Утилізація теплоти циркуляційного масла ГТЗА включенням охолодника масла (ОМ) в основний потік конденсату направлена також на підвищення теплової економічності установки. Однак таке рішення не є однозначно виправданим.

1.10.3 ПТУ газозова корейської побудови

Теплова схема порівняно сучасної ПТУ (побудованої в Кореї в 2002 р.) відзначається достатньо несподіваною простотою (рис. 1.59):

- по-перше, використаний цикл без проміжного перегріву пари;
- по-друге, система регенерації теплоти включає тільки два регенеративних підігрівачі живильної води: низького тиску, що використовує пару з відбору ТНТ, і деаератор, який живиться парою із ресивера після ТВТ.

Очевидно, в основу комплектації ПТУ закладена ідея зменшення металоємності; скорочення витрат на побудову, обслуговування і ремонт енергетичного обладнання; підвищення експлуатаційної надійності установки навіть в ущерб її тепловій економічності. До речі, тепла економічність енергетичної установки, що використовує випаровуваний газ, можливо, не є домінуючою. Тут швидше більшу роль відіграє баланс кількості одержаного газу в результаті випару з вантажних танків і його споживанням енергетичною установкою прийнятої потужності.

ПТУ має у своєму складі два головні котли, що, очевидно, пов'язано із забезпеченням надійності паропостачання головного турбозубчастого агрегату (ГТЗА).

Окрім цього до складу ПТУ входить парогенератор низького тиску (ПГНТ), що живиться парою із відбору ТВТ, дві опріснювальні установки киплячого та адіабатного типу продуктивністю по 60 т на добу кожна (невідомо як використовувати таку кількість дистилляту), два турбогенератори, три живильних насоси з турбоприводами, вакуумний насос для підтримки вакууму в головному конденсаторі.

Система живлення котла. Система живлення котла забезпечує подачу води з деаератора живильними насосами до парового барабана котла. Нагріта живильна вода збирається в деаераторі, який виконує роль збірного бака системи. Рівень в деаераторі підтримується за рахунок автоматичної роботи клапанів живлення.

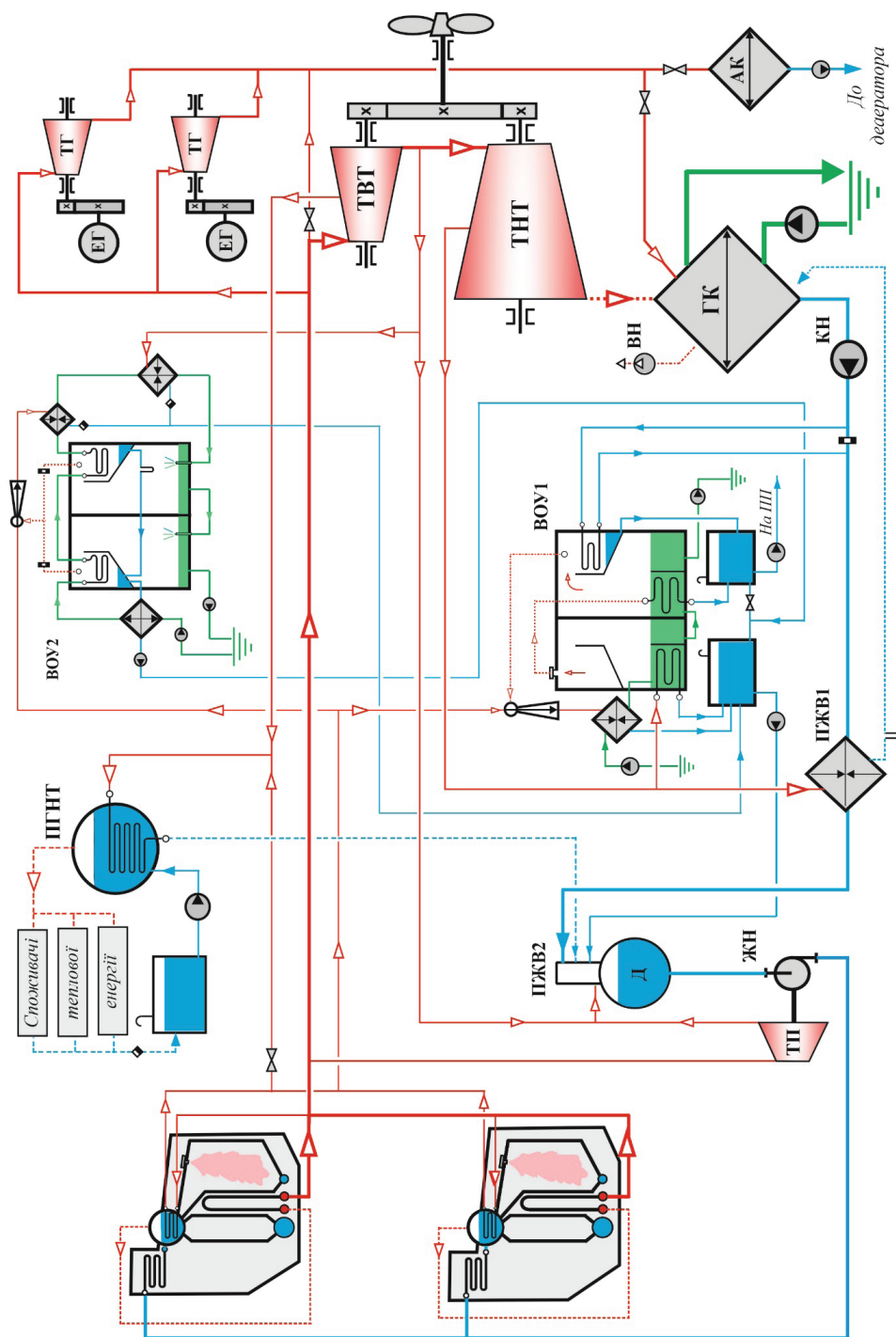


Рис. 1.59. Принципова теплова схема ПТУ газозова

Високе розташування деаератора в машинному відділенні забезпечує головному живильному насосу достатній позитивний напір води на всмоктуванні.

Хімічна речовина (гідразін), впорскується в лінію всмоктування головних живильних насосів для видалення залишків кисню в живильній воді. Дозування гідразину організовано таким чином, щоб підтримувати його резервну кількість в котлах.

Три основні живильні насоси з'єднані колектором, один з них використовується, а другий знаходиться в гарячому режимі очікування. Третій насос може бути використаний, якщо будь-який з двох інших вийде з ладу. Резервний агрегат автоматично запускається і працює у разі падіння тиску подачі.

Живильні насоси – це горизонтальні багатоступінчасті відцентрові агрегати продуктивністю 112...140 м³/год з приводом від парових турбін, які працюють на свіжій парі; відпрацьована пара використовується як гріюча в деаераторі (разом з парою регенеративного відбору).

Живильна вода може бути спрямована через економайзер або в обхід нього і надходити безпосередньо в котел. Пневматичний регулюючий клапан відкривається, щоб дозволити живильним насосам повертати воду назад у деаератор. Коли котли працюють на низьких навантаженнях з головною турбіною в режимі маневрування, цей клапан відкривається автоматично, дозволяючи воді потрапляти у водяну камеру в нижній частині деаератора.

Для заповнення котла і при дуже низьких навантаженнях використовується аварійний живильний насос. Цей агрегат має електричний привід, але, як і основний живильний насос, забирає воду з деаератора або основного бака дистильованої води і може нагнати її через основну або допоміжну живильну лінію до котла.

Остаточна подача живильної води в котли здійснюється через економайзери, де температура подачі підвищується з 139,8°C до 224°C. Економайзери розміщені на шляху димових газів з топки, використовують теплоту відхідних газів. В аварійних умовах водяну частину економайзера можна обійти, а живильну воду подавати безпосередньо в корпус котла. Якщо це необхідно, потік пари може бути обмежений.

Загальні характеристики гребного турбозубчастого агрегата наведені в табл. 1.4.

Головна рушійна установка – турбіна типу *Kawasaki UA* з двоступінчастим редуктором, включає турбіну високого тиску, турбіну низького тиску, блок маневрових клапанів і двоступінчастий редуктор із зовнішнім зачепленням.

Таблиця 1.4 – Загальні характеристики ГТЗА

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Значення
Максимальна тривала ефективна потужність	N_{MCR}	кВт	26478
Частота обертів гребного гвинта при N_{MCR}	$n_{гг}$	хв ⁻¹	88
Частота обертів ТВТ	$n_{ТВТ}$	хв ⁻¹	4962
Частота обертів ТНТ	$n_{ТНТ}$	хв ⁻¹	3275
Номинальна потужність	Ne	кВт	23830
Частота обертів гребного гвинта при Ne	$n_{гг}$	хв ⁻¹	85
Параметри пари на вході в турбіну:			
тиск	P_0	бар	58,84
температура	t_0	°C	510
Тиск пари на виході із турбіни (в конденсаторі)	P_x	бар	0,049
Температура заборотної води	$t_{зв}$	°C	24

Турбіна заднього ходу може розвивати не менше 80 % максимального крутного моменту переднього ходу при частоті обертання 50 % від максимальної передньої та здатна працювати на задньому ході на 70 % максимальної частоти обертання переднього ходу протягом до двох годин, без перегріву елементів.

Система підключення забезпечує незалежну роботу ТВТ та ТНТ в аварійних випадках. Це досягається за допомогою аварійної подачі пари від парової лінії постійного струму до турбіни низького тиску або аварійного випускного з'єднання від перехресної труби до випускного корпусу турбіни низького тиску.

Турбіна високого тиску. Турбіна високого тиску однокорпусна, імпульсного типу. Упорний підшипник турбіни фірми *Mitchell* розташований на передньому кінці турбіни. Індикатор осьового переміщення та датчик вимірювання вібрації встановлені на кінці ротора з упорним підшипником.

Турбіна низького тиску та турбіна заднього ходу. Турбіна низького тиску однопотокова імпульсного типу і має кілька ступенів з частковою реактивністю. Турбіна заднього ходу розташована на випускному кінці турбіни низького тиску і складається з двох ступенів Кертіса. Упорний підшипник турбіни типу *Mitchell* розташований на передньому кінці

турбіни. Індикатор осевого переміщення та датчик вібрації встановлені на кінці ротора з упорним підшипником.

Маневровий клапан. Маневрена заслінка складається з передньої дросельної заслінки, задньої дросельної заслінки та гідроциліндра, які встановлені на одній балці з ТВТ. Дросельні заслінки приводяться в дію гідроциліндром. Механічний редуктор призначений для аварійного спрацьовування дросельних заслінок при несправності гідросистеми.

Головний редуктор. Крутний момент, створюваний турбінами високого та низького тиску, передається на першу ступінь редуктора через гнучкі муфти, а потім на другу ступінь через зубчасті муфти.

Валоповоротний механізм. Поворотний редуктор встановлений збоку ТВТ; перший ступінь редуктора – планетарного типу. Двигун встановлений у верхній частині планетарного редуктора і повертає головний вал на один виток приблизно за 6 хвилин за допомогою поворотного механізму. Втулка на кінці валу поворотного двигуна використовується для ручного повороту за допомогою ручки. Передбачено пристрій блокування між поворотним механізмом і маневреними клапанами.

Головний конденсатор. Головний конденсатор встановлено поперек судна і підтримується на рамі корпусу власним кронштейном. Конденсатор прямотрубний, з підігрівом, поверхневим охолодженням, призначений для одноразового проходу циркулюючої води і забезпечений секцією повітряного охолодження.

Вакуумний насос. Основний конденсатор обслуговується двома вакуумними насосами (один запасний). Вакуумний насос горизонтального водокільцевого типу.

Система дистанційного керування. Система дистанційного керування головною турбіною призначена для управління обертами гребного валу або просто маневрування підйомом клапана за допомогою телеграфного важеля, встановленого на консолі управління містком.

Головний котел. Котел розроблений і виготовлений компанією *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.* Конфігурація топки пристосована для спалювання палива з пальниками, розташованими на даху топки, рівномірне поглинання теплоти досягається по всій ширині печі; екранна труба, пароперегрівач і група випарних труб не мають надмірного локального перегріву.

Головний котел складається з двох барабанів і водяних трубопроводів між ними, топки з водяним охолодженням, пароперегрівача, економайзера і парового повітрянагрівача. Вертикально розташовані труби пароперегрівача не потребують громіздких опорних сталей і, не маючи

горизонтальних частин, майже не містять відкладень шлаку. Розміщені лінійно труби пароперегрівача також забезпечують доступні шляхи для ефективної роботи сажообдвужної системи очищення.

Температура пари контролюється зануреними парохолоджувачами, а проектна температура пароперегрівача повинна бути досягнута при роботі на мазуті. Загальні характеристики котла наведені в табл. 1.5.

Таблиця 1.5 – Загальні характеристики головного котла MB-4E-NS

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Значення
Максимальна паропроductивність	$D_{\max}$	т/год	56
Номінальна паропроductивність	$D_{\text{п}}$	т/год	49
Параметри свіжої пари (на виході із котла):			
тиск	P_0	бар	60,3
температура	t_0	°C	515±5
Тиск у верхньому пароводяному колекторі	$P_{\text{к}}$	бар	76,5
Тиск у нижньому водяному колекторі	$P_{\text{нк}}$	бар	76,0
Тиск у пароперегрівачу	$P_{\text{пп}}$	бар	63,5
Температура живильної води	$t_{\text{жв}}$	°C	139,8
Коефіцієнт надлишку повітря	α	—	1,1
Температура відхідних (димових) газів	$t_{\text{вг}}$	°C	170
ККД котла при вищій теплоті згоряння	$\eta_{\text{пг}}$	—	0,885
Вища теплота згоряння мазуту (Bunker C)	$Q_{\text{рвм}}$	МДж/кг	43,03
Вища теплота згоряння випарного газу	$Q_{\text{рвг}}$	МДж/кг	55,59
Витрати мазуту:			
при максимальній продуктивності	$B_{\text{п max}}$	кг/год	4,064
при номінальній продуктивності	$B_{\text{п}}$	кг/год	3,565
Витрати випарного газу (метану):			
при максимальній продуктивності	$B_{\text{п max}}$	кг/год	3,32
при номінальній продуктивності	$B_{\text{п}}$	кг/год	2,912
Температура подачі паливного газу		°C	30
Тиск подачі газу, на вході регулюючого клапана		бар	0,98
Густина випарного газу при робочому тиску 1 бар	$\rho_{\text{г}}$	кг/м³	0,7158

Матеріальні баланси генераторів дистильованої води (опріснювальних установок) наведені на рис. 1.60, 1.61.

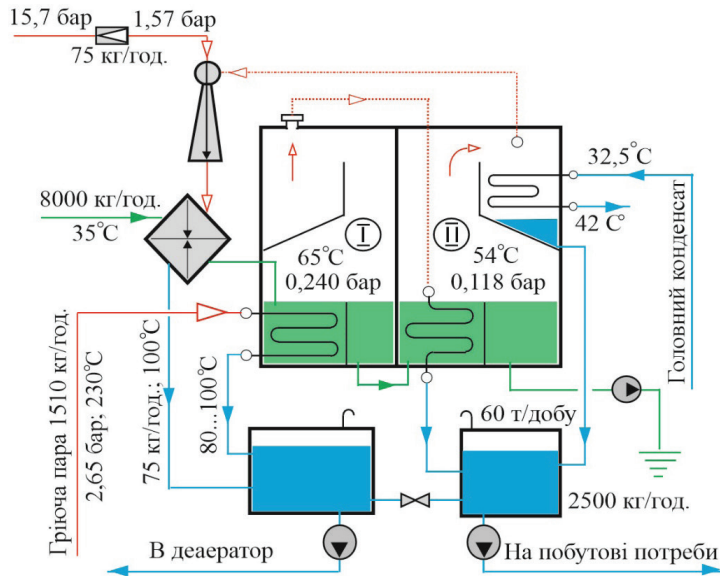


Рис. 1.60. Матеріальний баланс двоступінчастої опріснювальної установки киплячого типу

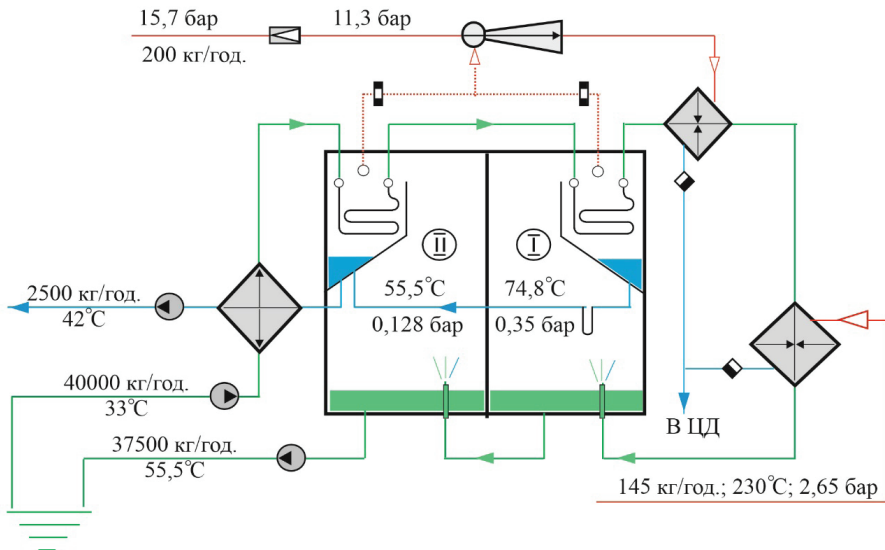


Рис. 1.61. Матеріальний баланс двоступінчастої опріснювальної установки адіабатного типу

Суднова електростанція. До складу СЕС входять два електрогенератори з турбінним приводом і стоянковий дизель-генератор потужністю 3640 кВт з привідним двигуном 8L32/40.

Паротурбінний привід використовує свіжу пару з параметрами $P_0 = 58,84$ бар, температурою $t_0 = 510^\circ\text{C}$ зі скидом пари в головний конденсатор. У нештатних ситуаціях можлива робота ТГ на резервний атмосферний конденсатор. Частота обертів привідної турбіни складає 10036 хв^{-1} , електрогенератора – 1800 хв^{-1} ; одноступінчастий редуктор має передавальне відношення 5,576.

1.10.4 Теплові схеми ПТУ електростанцій на органічному паливі

Сучасні КЕС складаються з окремих великих блоків. Наразі в експлуатації перебувають блоки на 150 (160) і 200 (210) МВт, що працюють на початкових параметрах 127 бар, 540°C , і блоки потужністю 300, 500 і 800 МВт на параметрах 235 бар, 540°C . Паротурбінні установки на 127 бар можуть мати як барабанні, так і прямоточні котельні установки; тиск 235 бар є надкритичним, і на цих параметрах можуть застосовуватися лише прямоточні котельні установки.

На рис. 1.62...1.64 наведені принципові теплові схеми блоків із турбінами К-200-130, К-300-240 і К-800-240, а в табл. 1.6 – наведені параметри блоків і їх основні технічні характеристики. Усі блоки працюють за циклом із проміжним перегрівом пари.

У блоці з турбіною К-200-130 і барабанним паровим котлом з природною циркуляцією (рис. 1.62) використовується семиступеневий регенеративний підігрів живильної води. Деаератор, підігрівач змішувального типу, під'єднано до п'ятого (за ходом живильної води) відбору, і він разом із підігрівачем ПЖВ5 є першим ступенем підігріву. Підігрівачі живильної води високого тиску (ПЖВ5...7) – поверхневого типу, мають вбудовані охолоджувачі пари ОП (деперегрівальні секції ДП) і охолодники дренажу ОД (на схемі не показані). Підігрівачі низького тиску ПЖВ1, ПЖВ3, ПЖВ4 поверхневого типу; ПЖВ2 для зменшення потоку дренажів, що повертаються в конденсатор, виконано умовно-змішувальним.

До складу наведеної теплової схеми ПТУ входять наступні допоміжні споживачі пари: дві опріснювальні установки – випарники котлової води ВКВ1 і ВКВ2, включені відповідно до другого і третього регенеративних відборів за ходом живильної води. З метою часткового повернення теплоти в цикл їх конденсатори охолоджуються головним потоком конденсату.

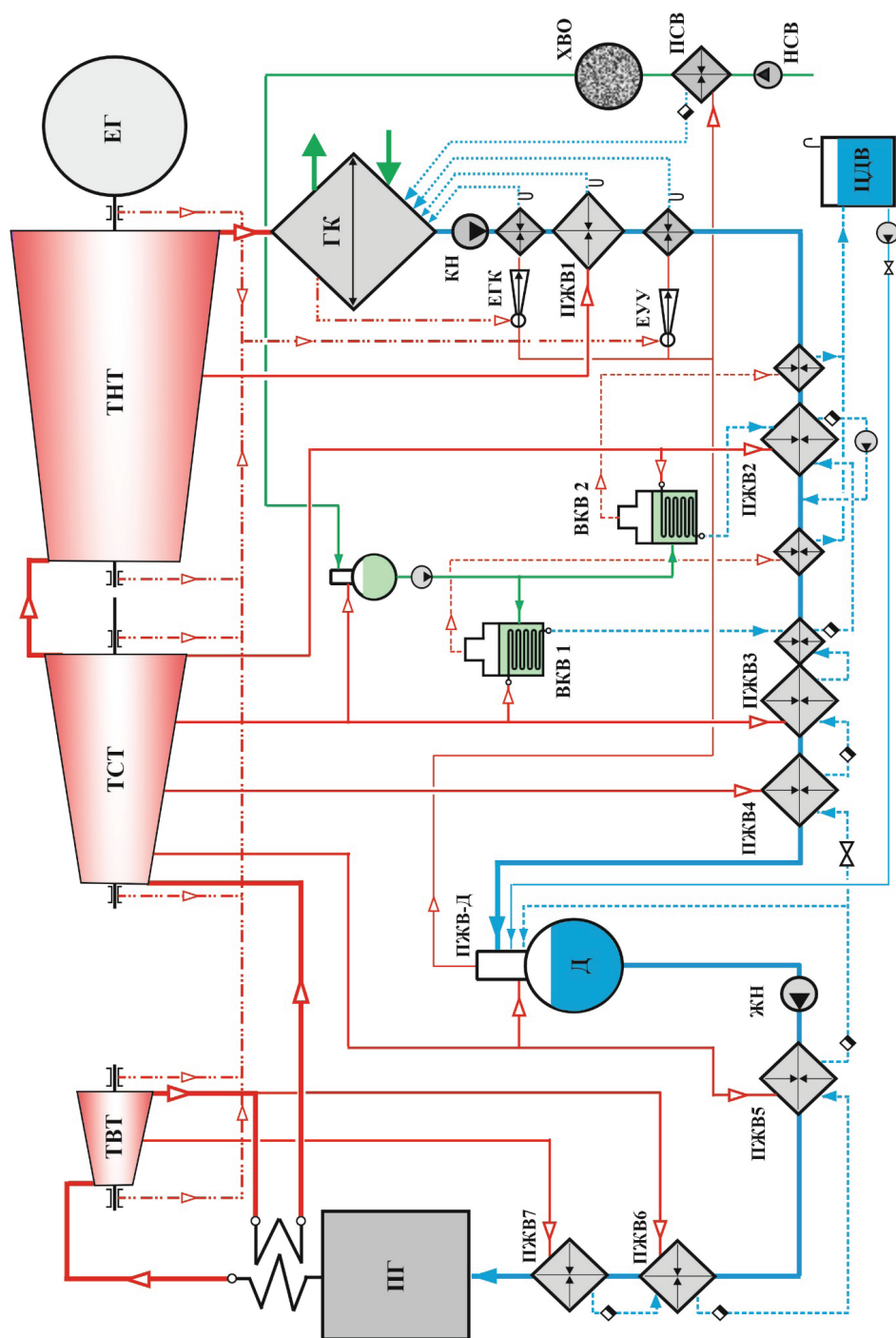


Рис. 1.62. Принципова теплова схема конденсационного блока з турбіною К-200-130

Хімічно очищена знесолена сира вода перед дистиляцією додатково очищається в допоміжному деаераторі з тиском 1,17 бар.

Таблиця 1.6 – Технічні характеристики конденсаційних блоків

Величина, одиниця виміру	Потужність блоку, МВт		
Номінальна потужність, МВт	200	300	800
Початкові параметри пари:			
тиск, бар	127	235	235
температура, °C	565/540*	565/540*	565/540*
Параметри пари на виході із ТВТ			
тиск, бар	24	39	36,5
температура, °C	340	315	310
Параметри пари на вході в ТСТ			
тиск, бар	20,8	35,4	32,5
температура, °C	565/540*	565/540*	565/540*
Тиск в головному конденсаторі, бар	0,034	0,034	0,034
Кількість регенеративних відборів	7	8	8
Кількість регенеративних підігрівачів			
низького тиску	4	5	5
високого тиску	3	3	3
Тиск в деаераторі, бар	5,85	6,85	6,85
Температура живильної води, °C	236	264	271
Витрати пари на номінальній потужності, т/год	592	880	2400
Питома витрата теплоти, кДж/(кВт·год)	8025	7700	7640

*У чисельнику наведені проєктні дані, у знаменнику – експлуатаційні на теперішній час.

На всіх блоках пара з ущільнень турбіни спрямовується у відбори і конденсатори пари ущільнень, що охолоджуються основним конденсатом. Ущільнення нижчих точок турбіни здійснюється парою з деаератора. Складні системи укупорки ущільнень з урахуванням незначних витрат пари показані на теплових схемах достатньо спрощено з використанням пароструминного ежектора як одного зі складових цих схем.

Установка підтримки вакууму в головному конденсаторі оснащена триступінчастим пароструминним ежектором, конденсатори якого також охолоджуються основним конденсатом.

Для використання теплоти продувної води барабанного парового котла передбачені розширювачі (на спрощеній схемі не показані). Втрати пари і конденсату заповнюються дистилятом, отриманим на випарних установках.

Блоки на 300 і 800 МВт (рис. 1.63 та 1.64) працюють на закритичних параметрах пари, мають проміжний перегрів пари і восьмиступінчастий регенеративний підігрів живильної води. Причому турбіна низького тиску розміщена в трьох корпусах: один суміщений з корпусом турбіни середнього тиску, і ще два корпуси ТНТ з метою скорочення висот робочих лопаток виконано двопоточними.

На блоці потужністю 300 МВт підігрівач низького тиску ПЖВ4 має вбудований охолодник пари (деперегрівальну секцію), а підігрівач ПЖВ3 – вбудований ОД. На блоці потужністю 800 МВт (див. рис. 1.60) підігрівачі ПЖВ3 і ПЖВ4 мають охолодники пари і дренажів. При цьому на блоці з турбіною К-800-240 застосовано більш досконалу схему підігріву води в охолоджувачі пари ПЖВ3, що привело до деякого подальшого підвищення теплової економічності установки. В цих блоках деаератор під'єднано до четвертого відбору, і він працює як окремий підігрівач.

Втрати пари та конденсату компенсуються глибоко знесоленою водою, яка подається в конденсатор турбіни. Є турбінні установки такого самого типу з випарниками, включеними до системи регенеративного підігріву живильної води. При таких схемах, як і зазвичай, дистилят випарників може подаватися безпосередньо в деаератор, оскільки вміст домішок у ньому при випарниках з двоступінчастим промиванням пари не вищий, ніж у глибоко знесоленої води.

Однак, щоб повністю унеможливити потрапляння домішок у прямоточний паровий котел (що працює за надкритичних параметрів), дистилят зазвичай спрямовують у потік, що йде на блокову знесолювальну установку, яка розташовується після конденсатора турбіни (між конденсатними насосами першого і другого підйомів). Оскільки температура дистиляту вища за температуру конденсату, це призводить до деякого зменшення теплової економічності установки,

У блоці потужністю 200 МВт (див. рис. 1.62) використовується живильний насос з електроприводом: у блоці з турбіною К-300-240 – живильний насос з приводною турбіною з протитиском, а в блоці з турбіною К-800-240 встановлено дві приводні турбіни з власними конденсаторами, продуктивність кожної турбіни становить 50 %. Потужність електроприводу на блоках з турбінами К-200-130 становить близько 2 % потужності блоку. Потужність турбопривода блоку з турбіною К-300-240 дорівнює 9,0 МВт, а дві приводні турбіни, встановлені на блоці потужністю 800 МВт, розвивають за номінального навантаження блоку близько 27 МВт.

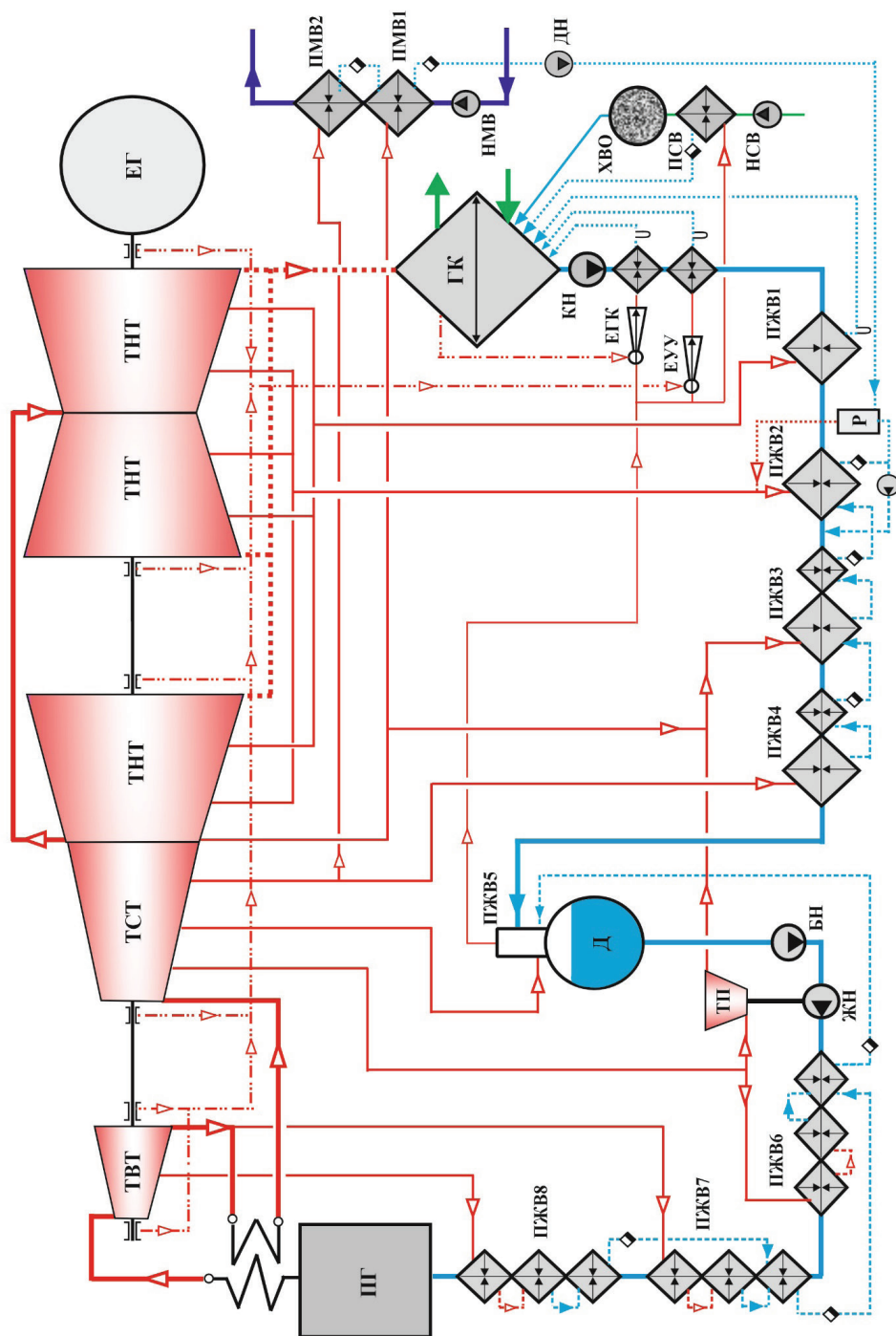


Рис. 1.63. Принципова теплова схема теплофікаційного блоку з турбіною К-300-240

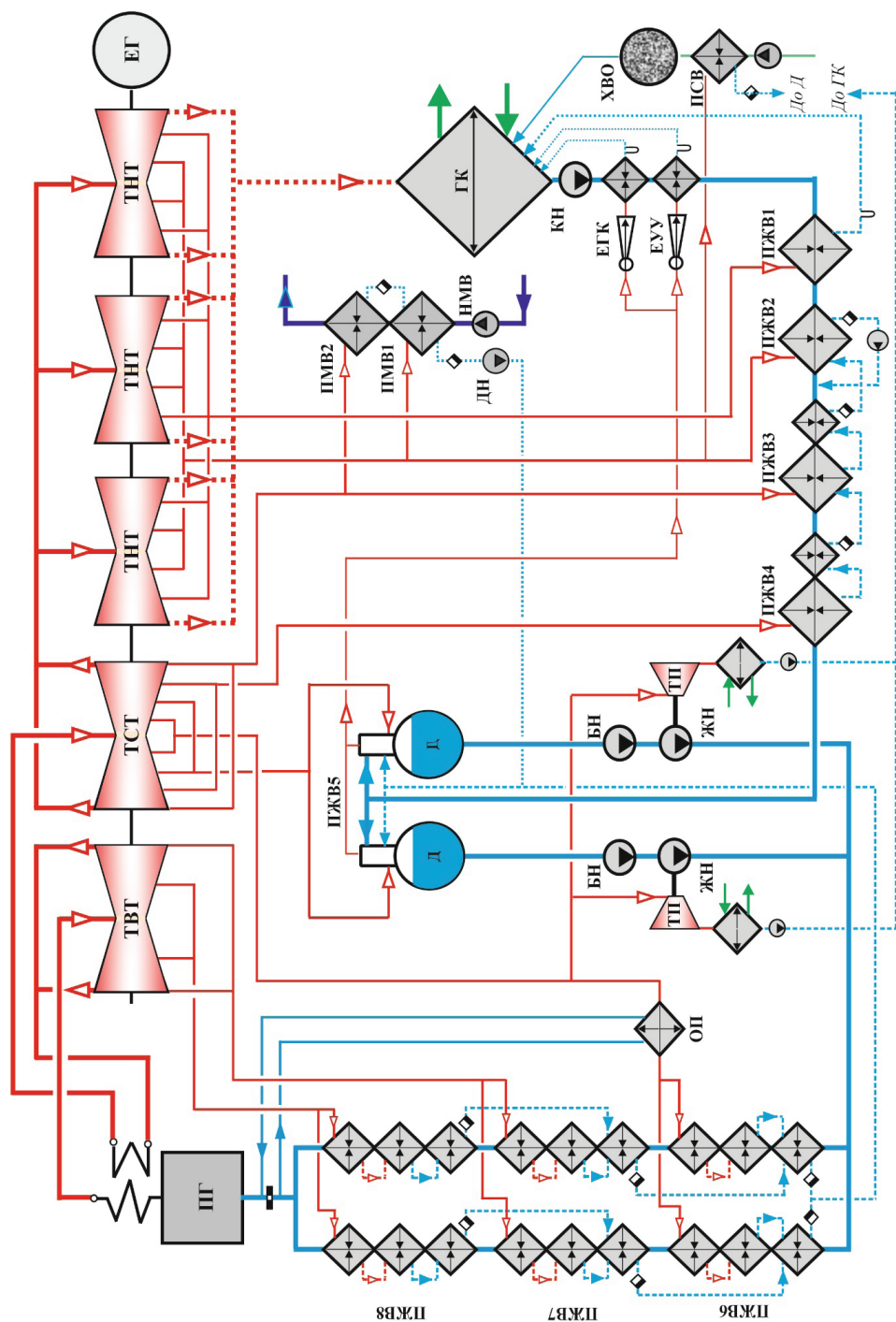


Рис. 1.64. Принципова теплова схема блоку з турбіною К-800-240

На ТЕЦ застосовують турбіни з протитиском (типу Р), з конденсацією і виробничим відбором пари (типу П), з конденсацією і одним або двома теплофікаційними відборами (типу Т) і з конденсацією, промисловим і теплофікаційними відборами (типу ПТ). Турбіни типу ПТ також можуть мати один або два теплофікаційні відбори. Принципова схема станції суттєво залежить від типу турбіни, тому очевидно, що схеми ТЕЦ різняться великою різноманітністю.

Початкові параметри паротурбінних установок ТЕЦ зазвичай такі самі, як і на конденсаційних станціях, однак електрична потужність найбільших установок тут менша, ніж на КЕС, і загальна потужність станції нижча.

Наразі на опалювальних ТЕЦ найбільшого поширення набули установки електричною потужністю 100 і 50 МВт, що працюють на початкових параметрах 127 бар, 540°C. Для опалювальних ТЕЦ великих міст створено установки електричною потужністю 175 МВт (з турбіною Т-175-130) і 250 МВт (з турбіною Т-250-240). Установки з турбінами Т-250-240 є блоковими і працюють за надкритичних початкових параметрів (235 бар, 540...560°C). Потреби в установках більшої потужності для комбінованого виробництва теплоти й електроенергії поки що немає, проте очевидно, що у зв'язку зі зростанням промисловості та дедалі більшим розвитком теплофікації така необхідність надалі виникне. Принципову теплову схему станції з турбіною Т-100-130 наведено на рис. 1.65.

Параметри пари перед турбіною – 127 бар і 540°C. Турбіна має сім відборів, з яких два останні теплофікаційні. Система регенеративного підігріву складається з трьох підігрівачів високого тиску (ПЖВ5...7), деаератора (приєднаного до третього відбору турбіни за попередньо включеною схемою) і чотирьох підігрівачів низького тиску (ПЖВ1...4). Крім того, як і зазвичай, у системі є підігрівачі, що працюють на парі ущільнень і парі ежекторної установки. Усі ПВТ мають вбудовані ОП і ОД. Підігрівач низького тиску ПЖВ3 має винесений ОД.

Підігрів мережевої води відбувається в підігрівачах ПМВ1 і ПМВ2. У зимовий час для підігріву води можна використовувати також вбудований у конденсатор виділений пучок. За такої схеми подача циркуляційної води в конденсатор припиняється і тиск у ньому дещо зростає (до 0,1...0,2 бар залежно від температури мережевої води, що надходить у цей пучок). Однак теплота відпрацьованої пари при цьому повністю використовується. У холодну пору року, коли кількість теплоти, що віддається парою теплофікаційних відборів за максимальних витрат ПМВ1

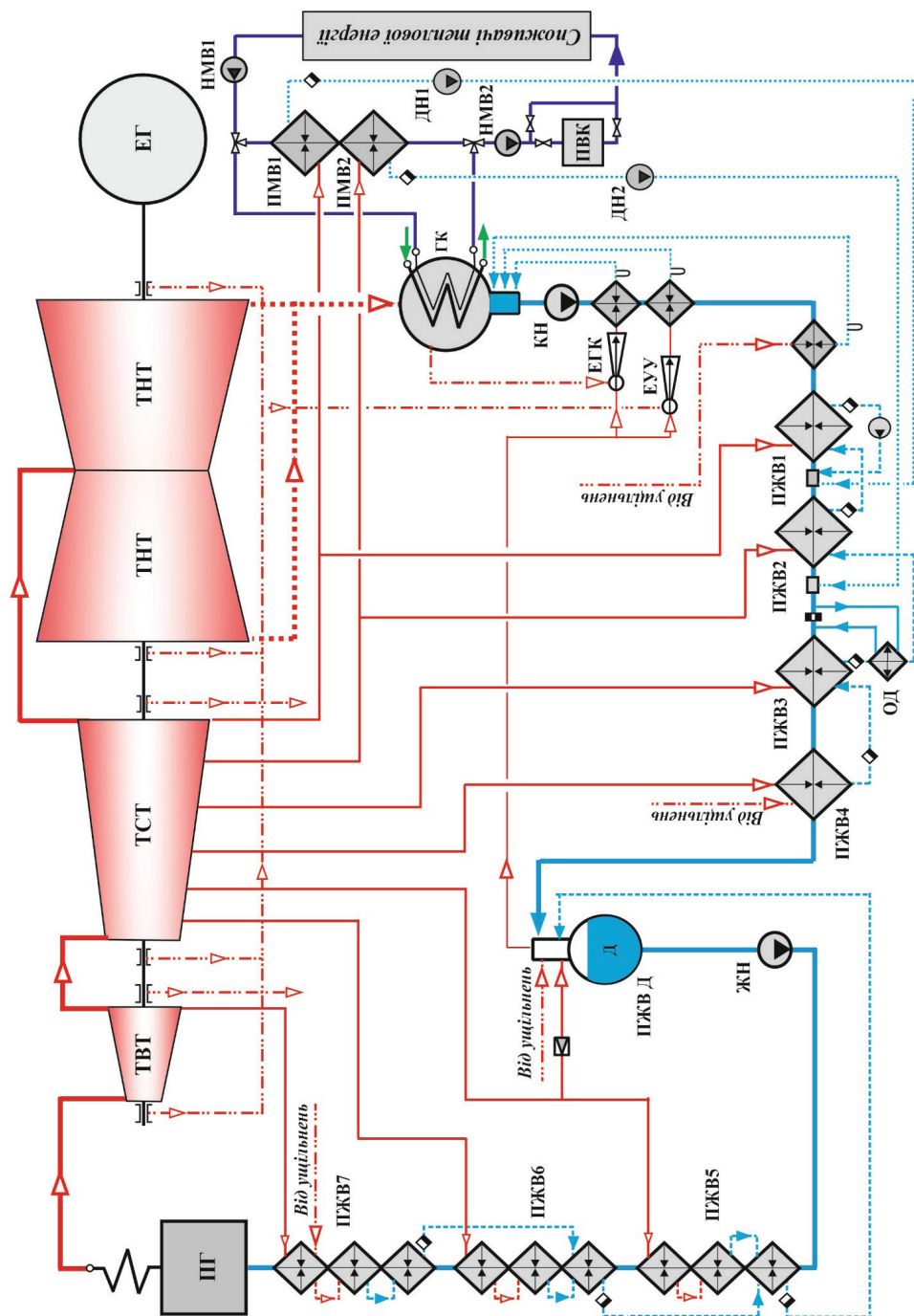


Рис. 1.65. Принципова схема ТЕЦ з турбіною Т-100-130

і ПМВ2, недостатня, вмикається піковий водогрійний котел (ПВК). У літній період мережева вода підігрівається лише парою другого теплофікаційного відбору.

Тиск у нижньому теплофікаційному відборі залежно від режиму перебуває в межах 0,05...0,15 бар, у верхньому – в межах 0,06...0,25 бар.

Для чисто конденсаційного режиму за номінальної потужності 100 МВт витрата пари на турбіну становить 360 т/год, максимальний пропуск пари в конденсатор при цьому дорівнює 270 т/год.

І ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ УСТАНОВКИ

2.1 Продуктивність котла в спрощеній установці без регенерації

Максимально спрощена установка без регенерації містить мінімум елементів для реалізації циклу Ренкіна: парогенератор (котел), турбіну, конденсатор і живильний насос (див. рис. 1.1). Продуктивність парогенератора буде дорівнювати витратам пари на єдиний споживач – головну турбіну. Витрати пари на турбіну визначаються графоаналітичним способом із рівняння її енергетичного балансу з використанням діаграми «ентропія-ентальпія» (s - h) для водяної пари.

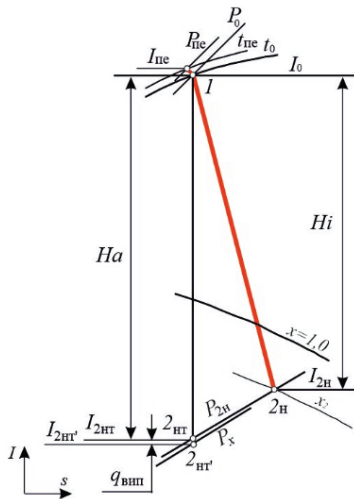


Рис. 2.1. Процес розширення пари в турбінному двигуні ПТУ без проміжного перегріву пари

2.1.1 ПТУ без проміжного перегріву пари

Вихідна інформація (див. розділ 1).

1. Електрична потужність турбогенератора ЕС чи ефективна потужність на фланці редуктора суднового ГТЗА – $N_{\text{е}}$, кВт.

2. Параметри пари на вході в турбіну: температура $t_0 = 500...540^\circ\text{C}$, тиск $P_0 = 60...140$ бар; тиск пари в конденсаторі $P_x = 0,04...0,07$ бар.

3. Параметри перегрітої пари $P_{\text{пе}} = (1,07...1,15) P_0$; $t_{\text{пе}} = t_0 + 5...10^\circ\text{C}$.

Короткі коментарі до побудови процесу:

1. Ентальпія перегрітої пари і пари на вході в турбіну визначаються на перетині відповідних ізобар і ізотерм: $I_{\text{пе}} = f(P_{\text{пе}}, t_{\text{пе}})$; $I_0 = f(P_0, t_0)$.

2. Ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення пари до тиску в конденсаторі $I_{2\text{нт}}$, визначається в точці перетину адіабати з ізобарою, що відповідає тиску в конденсаторі P_x .

3. Ентальпія пари на виході з турбіни в адіабатному процесі розширення $I_{2\text{т}}$ визначається з урахуванням втрат у випускному паропроводі як $I_{2\text{нт}} = I_{2\text{т}} + q_{\text{вип}}$.

4. Втрати енергії в випускному паропроводі визначають зазвичай, прийнявши швидкість пари в інтервалі $c_{\text{вип}} = 80...120$ м/с як

$$q_{\text{вип}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot c_{\text{вип}}^2.$$

5. Адіабатний теплоперепад, спрацьований парою в турбіні, визначають як різницю ентальпії пари на вході в двигун і виході з нього в адіабатному процесі розширення:

$$H_a = I_0 - I_{2\text{нт}}.$$

При відомому значенні адіабатного теплоперепаду рівняння потужності турбінного двигуна буде мати наступний вигляд:

$$D_T^0 \cdot H_a \cdot \eta_{0\text{е}} = N_{\text{е}}.$$

Звідки витрата пари, кг/с, на турбінний двигун визначиться як

$$D_T^0 = N_{\text{е}} / (H_a \cdot \eta_{0\text{е}}).$$

Тут $\eta_{0\text{е}}$ – відносний ефективний ККД турбогенератора (чи ГТЗА в судовому варіанті), що враховує всі втрати, пов'язані з перетворенням внутрішньої енергії пари в електричну потужність на клеммах електрогенератора (механічну потужність на фланці ГТЗА).

У варіанті електростанції

$$\eta_{0\text{е}} = \eta_{0\text{і}} \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{мт}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ер}},$$

де $\eta_{0\text{і}} = 0,80...0,86$ – внутрішній відносний ККД турбіни, який залежить від її потужності, початкових і кінцевих параметрів пари (див. підрозділ 1.3.4);

$\eta_{\text{ку}} = 0,98...0,99$ – коефіцієнт, що враховує вплив витоків пари в кінцевих ущільненнях турбіни на її економічність;

$\eta_{\text{MT}} = 0,990...0,995$ – механічний ККД турбіни, враховує втрати в підшипниках;

$\eta_{\text{п}}$ – ККД передачі потужності від турбіни до генератора, залежить від типу передачі, при її відсутності $\eta_{\text{п}} = 1,0$;

$\eta_{\text{ег}} = 0,95...0,98$ – ККД електрогенератора, залежить від його типу і потужності.

У варіанті суднової ПТУ

$$\eta_{0\text{е}} = \eta_{0\text{i}} \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{MT}} \cdot \eta_{\text{нс}} \cdot \eta_{\text{п}}.$$

Тут $\eta_{\text{нс}} = 0,98...0,99$ – коефіцієнт, що враховує втрати в непрацюючих ступенях турбіни на передньому ході (турбіни заднього ходу – ТЗХ, якщо вона є в складі ГТЗА); $\eta_{\text{п}}$ – ККД передачі потужності від турбіни до суднового валопроводу, залежить від типу передачі. При використанні механічної передачі, наприклад, дво- чи триступінчастого зубчастого редуктора $\eta_{\text{п}} = 0,975...0,980$.

З урахуванням наведеного вище, одержимо наступне:

$$H_a \cdot \eta_{0\text{е}} = H_a \cdot \eta_{0\text{i}} \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{MT}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ег}} = H_i \cdot \eta_{\text{ме}},$$

де $H_a \cdot \eta_{0\text{i}} = H_i$ – внутрішній (дійсний) теплоперепад пари в турбіні;

$\eta_{\text{ме}} = \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{MT}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{эг}}$ – ККД турбогенератора. В цьому випадку витрата пари, кг/с, на турбінний двигун визначиться як

$$D_{\text{T}}^0 = N_{\text{е}} / (H_i \cdot \eta_{\text{ме}}).$$

$$\text{Для суднової ПТУ} \quad D_{\text{T}}^0 = N_{\text{е}} / (H_i \cdot \eta_{\text{ма}}),$$

де $\eta_{\text{ма}} = \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{MT}} \cdot \eta_{\text{нс}} \cdot \eta_{\text{п}}$ – механічний ККД ГТЗА.

2.1.2 Установка з проміжним перегрівом пари (рис. 1.11)

Параметри пари (необхідно вибрати й обґрунтувати):

– початкові температура $t_0 = 510...540^\circ\text{C}$ і тиск P_0 до 235 бар;

– кінцеві (тиск у конденсаторі) $P_{\text{x}} = 0,04... 0,07$ бар;

– тиск у проміжному пароперегрівачі:

при одноразовому газовому перегріві $P_{\text{пп}} = (0,15...0,25)P_0$;

при дворазовому – $P_{\text{I пп}} = (0,25...0,30)P_0$; $P_{\text{II пп}} = (0,06...0,09)P_0$.

Взаємозв'язок параметрів перегрітої пари на виході з котла і параметрів пари на вході в турбіну наступний:

$$P_0 = (0,87...0,93) \cdot P_{\text{не}}; \quad t_0 = t_{\text{не}} - (5...10)^\circ\text{C}.$$

Тут враховуються втрати тиску пари в головному паропроводі (залежать від його протяжності, швидкості пари, кількості поворотів, запірної арматури тощо) і його охолодження (залежить від якості ізоляції і протяжності паропроводу).

Рівняння потужності турбіни для розглянутого випадку має такий вигляд:

$$D_T^0 (H_{a\text{ в}} + H_{a\text{ сн}}) \cdot \eta_{0e} = N_e,$$

звідки витрата пари на турбіну, кг/с, визначиться як

$$D_T^0 = N_e / (H_a \cdot \eta_{0e}),$$

де $H_{a\text{ в}}$, $H_{a\text{ сн}}$, – адіабатні теплоперепади пари, відповідно, в турбіні високого, середнього та низького тиску, кДж/кг (рис. 2.3);

N_E – електрична потужність на клеммах турбогенератора, кВт;

H_a – сумарний адіабатний теплоперепад, кДж/кг.

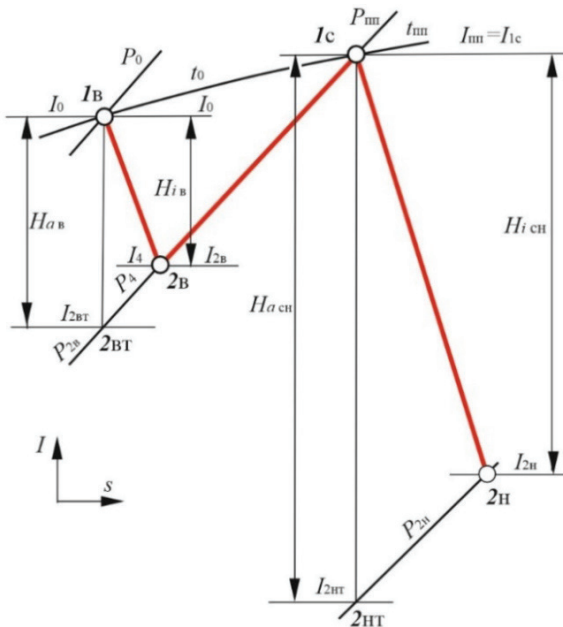


Рис. 2.2. Процес розширення пари в турбоагрегаті без регенеративних відборів з газовим проміжним перегрівом

В установках з проміжним перегрівом пари турбіни високого, середнього і низького тиску частіше працюють на загальний блоковий електрогенератор. У цьому випадку витрату пари на турбіни можна визначити як

$$D_T^0 = N_e / (H_{a\text{ в}} \cdot \eta_{0e\text{ в}} + H_{a\text{ с}} \cdot \eta_{0e\text{ с}} + H_{a\text{ н}} \cdot \eta_{0e\text{ н}}).$$

Враховуючи, що $H_{a\text{ в}} \cdot \eta_{0e\text{ в}} = H_{a\text{ в}} \cdot \eta_{0i\text{ в}} \cdot \eta_{ky\text{ в}} \cdot \eta_{mt\text{ в}} \cdot \eta_{\text{эг}} = H_{i\text{ в}} \cdot \eta_{me\text{ в}}$ (аналогічно для ТСД і ТНД), загальна витрата пари, кг/с, на турбінний двигун стаціонарної електростанції (за умови незмінного для ТВТ, ТСТ і ТНТ значення η_{me}) складе:

$$D_T^0 = N_e / (H_{i\text{ в}} + H_{i\text{ с}} + H_{i\text{ н}}) \eta_{me}, \quad \text{або} \quad D_T^0 = N_e / (H_i \cdot \eta_{me}),$$

а суднової ПТУ – $D_T^0 = N_e / (H_i \cdot \eta_{ma})$, де $H_i = H_{i\text{ в}} + H_{i\text{ с}} + H_{i\text{ н}}$.

2.1.3 Установка з проміжною сепарацією і перегрівом пари

Принципова схема спрощеної установки АЕС наведена на рис. 1.15.

Параметри пари:

початкові температура $t_0 = 280...320^\circ\text{C}$, тиск $P_0 = 60...80$ бар;

кінцевий тиск (у конденсаторі) $P_x = 0,05...0,08$ бар;

параметри пари на виході з ПГ:

тиск $P_{\Pi} = (1,05...1,07)P_0$;

температура $t_{\Pi} = t_0 + 3...5^\circ\text{C}$.

Витрату пари на турбіну без відборів на регенерацію визначають з рівняння потужності. Для цього спочатку необхідно побудувати в s - I -координатах процес розширення пари в турбіні (рис. 2.3).

Короткі коментарі до побудови процесів:

1. Значення ентальпії пари визначають на перетині відповідних ізобар і ізотерм: $I_{\Pi} = f(P_{\Pi}, t_{\Pi})$; $I_0 = f(P_0, t_0)$.

2. Тиск пари за турбіною високого тиску $P_{2в}$ (в сепараторі) можна вибирати з урахуванням порівняльної ефективності процесів розширення пари в окремих корпусах турбін (ККД турбін) та умов дотримання допустимої вологості пари в кінці дійсних процесів розширення в ТВТ і ТНТ.

3. Тиск пари після проміжного сепаратора (точка $2_{сеп}$) визначають з урахуванням втрат тиску в ньому як $P_{2сеп} = P_{2в} - \Delta P_c$, де $\Delta P_c = (0,04...0,08)P_{2в}$.

4. Ентальпію пари після сепаратора можна визначити як $I_{сеп} = f(x_c, P_{2сеп})$, задавшись ступенем сухості сепарованої пари $x_c = 0,990...0,995$.

5. Тиск пари після парового перегрівача (на вході в ТСТ, точка $1с$) визначають з урахуванням втрат тиску в пароперегрівачі $P_{1с} = P_{2сеп} - \Delta P_{пп}$, де $\Delta P_{пп} = (0,04...0,08)P_c$.

6. Температура перегрітої пари буде менша за температуру насичення гріючої пари (t_{0s}) на величину температурного напору: $t_{ic} = t_{0s} - (10...20)^\circ\text{C}$.

- в турбіні високого тиску $H_{a\text{ в}} = I_0 - I_{2\text{ вт}}$;

- в турбіні середнього і низького тиску $H_{a\text{сн}} = I_{1c} - I_{2\text{нт}}$.


$$D_{\text{T}}^0 (H_{a_{\text{B}}} + H_{a_{\text{CH}}})\eta_{0\text{e}} = N_{\text{e}},$$

$$D_{\text{T}}^0 (H_{a \text{ B}} + H_{a \text{ cH}}) \eta_{0\text{e}} = N_{\text{e}},$$

$$D_{\text{T}}^0 = N_{\text{e}}/(H_{\text{a B}} + H_{\text{a CH}})\eta_{0\text{e}} = N_{\text{e}}/(H_{\text{a}} \cdot \eta_{0\text{e}}),$$

$$D_{\text{T}}^0 = N_{\text{e}} / (H_{\text{a B}} + H_{\text{a CH}}) \eta_{0\text{e}} = N_{\text{e}} / (H_{\text{a}} \cdot \eta_{0\text{e}}),$$

$$D_{\mathrm{T}}^0 = N_{\mathrm{e}}/(H_i \cdot \eta_{\mathrm{Me}}) \text{ i } D_{\mathrm{T}}^0 = N_{\mathrm{e}}/(H_i \cdot \eta_{\mathrm{Ma}}).$$

$$D_{\mathrm{T}}^0 = N_{\mathrm{e}}/(H_i \cdot \eta_{\mathrm{Me}}) \text{ i } D_{\mathrm{T}}^0 = N_{\mathrm{e}}/(H_i \cdot \eta_{\mathrm{Ma}}).$$

— при сепарації пари у виносному сепараторі втрачається деяка кількість робочого тіла разом із сепарованою вологою;

– використання парового перегрівача пари потребує додаткової витрати свіжої пари на його роботу.

Це повинно бути враховано в подальших розрахунках продуктивності парогенератора реальної ПТУ при визначенні умовних витрат пари на допоміжні споживачі.

2.2. Продуктивність котла в спрощеній установці з регенерацією

Визначення витрати пари на головну турбіну з регенеративними відборами (без допоміжних споживачів пари) відноситься до третього етапу теплового розрахунку паротурбінних установок.

2.2.1. ПТУ без проміжного перегріву пари

Принципова схема ПТУ з триступінчастим регенеративним підігрівом живильної води наведена на рис. 1.24. Продуктивність котла (чи парогенератора) визначається витратою пари на турбіну з регенеративними відборами D_T . Цілком очевидно, що при фіксованій потужності турбоагрегату, невикористання відібраної пари в процесі розширення турбіни вимагає збільшення витрати робочого тіла, тому $D_T > D_T^0$ завжди. Взаємозв'язок між D_T і D_T^0 можна встановити з використанням матеріального й енергетичного балансів відповідних установок. Процес розширення пари в турбіні з регенеративними відборами наведено на рис. 2.4.

Для наведеної схеми з триступінчастим регенеративним підігрівом живильної води рівняння матеріального балансу матиме наступний вигляд:

$$D_T = D_{\text{НВП}} + D_1 + D_2 + D_3,$$

де $D_{\text{НВП}}$ – наскрізна витрата пари на вході в конденсатор.

Матеріальний баланс для схеми, яка має z відборів, $D_T = D_{\text{НВП}} + \sum_{n=1}^z D_n$.

Рівняння енергетичного балансу для головної турбіни з трьома регенеративними відборами може мати наступний вигляд:

$$N_i = D_T h_3 + (D_T - D_1)(h_2 - h_3) + (D_T - D_1 - D_2)(h_1 - h_2) + (D_T - D_1 - D_2 - D_3)(H_i - h_1);$$

$$N_i = D_T H_i - D_1(H_i - h_1) - D_2(H_i - h_2) - D_3(H_i - h_3).$$

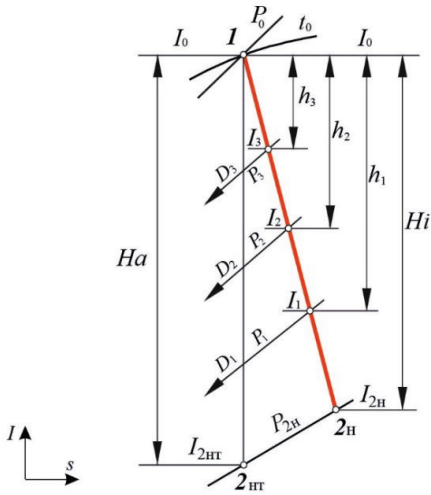


Рис. 2.4. Процес розширення пари в турбіні з регенеративними відборами:
 D_1, D_2, D_3 – кількість пари, що відбирається в регенеративних відборах;
 P_1, P_2, P_3 – тиск пари у відборах;
 I_1, I_2, I_3 – ентальпія пари у відборах;
 h_1, h_2, h_3 – теплоперепади до відповідних відборів

Рівняння енергетичного балансу для головної турбіни, яка працює в максимально спрощеній установці без регенерації, $N_i = D_T^0 H_i$.

Враховуючи незмінність потужності головної турбіни, можна прирівняти

$$D_T^0 H_i = D_T H_i - D_1(H_i - h_1) - D_2(H_i - h_2) - D_3(H_i - h_3)$$

та перетворити останній вираз наступним чином:

$$D_T^0 H_i = D_T H_i [1 - D_1/D_T \cdot (1 - h_1/H_i) - D_2/D_T \cdot (1 - h_2/H_i) - D_3/D_T \cdot (1 - h_3/H_i)].$$

Використаємо такі визначення:

– коефіцієнт кількості відбору – це відношення витрати пари у відборі до витрати пари на турбіну $\Theta_1 = D_1/D_T, \dots, \Theta_3 = D_3/D_T$, в загальному випадку $\Theta_n = D_n/D_T$;

– коефіцієнт якості відбору – це відношення теплоперепаду пари до відбору до внутрішнього теплоперепаду в турбіні $\Psi_1 = h_1/H_i, \Psi_2 = h_2/H_i, \Psi_3 = h_3/H_i$, в загальному випадку $\Psi_n = h_n/H_i$.

Після скорочення на H_i останній вираз тепер набуває наступного вигляду:

$$\begin{aligned} D_T^0 &= D_T [1 - \Theta_1 \cdot (1 - \Psi_1) - \Theta_2 \cdot (1 - \Psi_2) - \Theta_3 \cdot (1 - \Psi_3)] = \\ &= D_T [1 - \sum_{n=1}^3 \Theta_n (1 - \Psi_n)]. \end{aligned}$$

Витрата пари на головну турбіну, що працює в складі ПТУ без проміжного перегріву пари і має z регенеративних відборів, визначиться як

$$D_T = \frac{D_T^0}{1 - \sum_{n=1}^z \theta_n (1 - \psi_n)}$$

2.2.2. ПТУ з проміжним перегрівом пари

Принципова спрощена теплова схема суднової ПТУ з проміжним перегрівом пари (ТС-3) наведена на рис. 2.5. Схема ілюструє матеріальні потоки в установці, приведена також інформація, яка необхідна для аналізу енергетичних потоків.

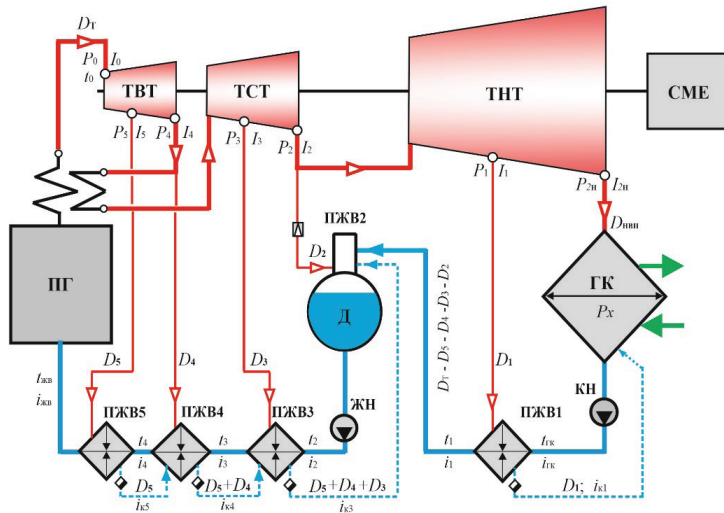


Рис. 2.5. Принципова теплова схема спрощеної ПТУ ТС-3 з п'ятиступінчастим регенеративним підігрівом живильної води

Визначення витрати пари на турбіну, що працює в складі ПТУ з регенерацією і проміжним перегрівом пари (чи із сепарацією), має особливості у визначенні коефіцієнтів якості відборів. На рис. 2.6 наведено зображення процесу розширення в турбіні з проміжним перегрівом пари і п'ятьма регенеративними відборами.

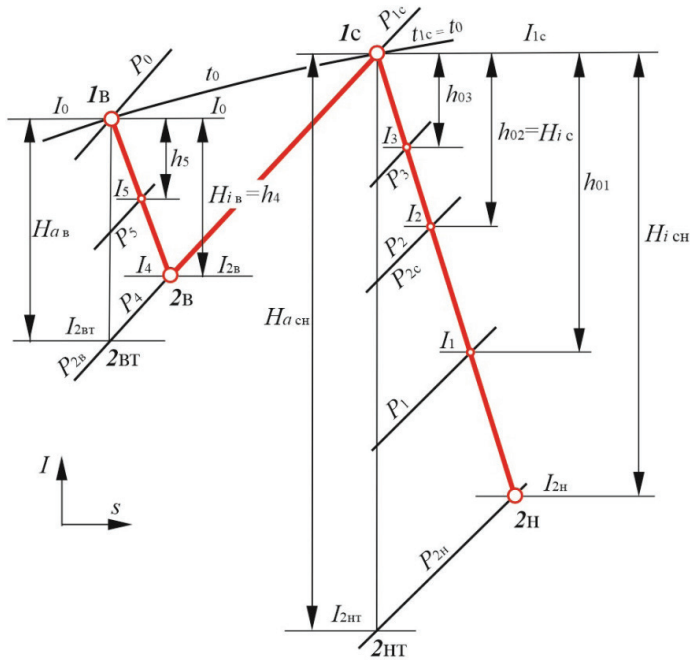


Рис. 2.6. Процес розширення пари в установці з п'ятьма регенеративними відборами і проміжним газовим перегрівом

Рівняння енергетичного балансу для представленого варіанта турбіни з п'ятьма регенеративними відборами, прийнявши $H_i = H_{ib} + H_{ich}$, може мати наступний вигляд:

$$N_i = D_T H_i - D_5(H_i - h_5) - D_4(H_i - h_4) - \\ - D_3(H_{ich} - h_{03}) - D_2(H_{ich} - h_{02}) - D_1(H_{ich} - h_{01}).$$

Враховуючи, що $H_{ich} = H_i - H_{ib}$, останній вираз можна представити як

$$N_i = D_T H_i - D_5(H_i - h_5) - D_4(H_i - h_4) - \\ - D_3[(H_i - H_{ib}) - h_{03}] - D_2[(H_i - H_{ib}) - h_{02}] - D_1[(H_i - H_{ib}) - h_{01}];$$

$$N_i = D_T H_i - D_5(H_i - h_5) - D_4(H_i - h_4) - \\ - D_3(H_i - h_3) - D_2(H_i - h_2) - D_1(H_i - h_1).$$

Тут для відборів, які здійснюються після проміжного перегріву пари (чи сепарації, чи сепарації з проміжним перегрівом пари), теплоперепади визначаються як $h_3 = h_{03} + H_{ib}$; $h_2 = h_{02} + H_{ib}$; $h_1 = h_{01} + H_{ib}$.

У цьому випадку одержуємо вираз для визначення витрати пари на турбіну з відборами і проміжним перегрівом пари ідентичний попередньому (для ПТУ без проміжного перегріву пари):

$$D_T = \frac{D_T^0}{1 - \sum_{n=1}^z \theta_n (1 - \psi_n)}.$$

Тільки необхідно пам'ятати, що коефіцієнти якості відборів після проміжного перегріву визначаються як $\Psi_n = (h_{0n} + H_{iB}) / (H_{iB} + H_{iCH})$.

Одержані залежності для визначення витрати пари на головну турбіну з регенеративними відборами включають витрати пари на турбіну без регенеративних відборів D_T^0 , коефіцієнти кількості Θ_n і якості Ψ_n відборів.

Розрахунок D_T^0 пов'язаний з визначенням теплоперепадів пари в процесі розширення в турбіні при відомих (обґрунтованих і вибраних) початкових і кінцевих параметрах пари.

Коефіцієнти кількості відборів визначаються із теплових балансів підігрівачів живильної води; коефіцієнти якості відборів визначаються при відомих параметрах (тиску) пари у відповідних відборах.

Таким чином, черговим завданням теплового розрахунку є визначення параметрів робочих тіл у системі регенерації.

2.2.3 Витрати пари на турбіну, що працює у спрощеній судновій ПТУ з регенерацією

Регенеративний підігрів живильної води є одним із найбільш ефективних засобів підвищення теплової економічності установки. При цьому він впливає на техніко-економічні показники, що необхідно враховувати при виборі проєктних рішень. Загальні положення включають наступне.

1. Відбір пари ускладнює конструкцію турбоагрегату, тому частину відборів здійснюють із «фіксованих» точок парових ресиверів, що з'єднують корпуси турбін.

2. Величина підігріву живильної води в регенеративних підігрівачах з більш ефективним теплообміном (з меншими температурними напорами, змішувального типу тощо) повинна бути більшою.

3. Турбопривід живильного насоса накладає обмеження на параметри в точках відбору: вся пара, що відпрацювала в турбоприводі, має бути використана в деаераторі. Крім того, для надійної роботи ПТУ в деаератор повинно надходити не менше ніж 15...20 % гріючої пари із регенеративного відбору.

4. Оскільки в першому ступені підігріву використовується теплота найнижчого потенціалу і в схемі передбачається попереднє включення додаткових теплообмінників (конденсаторів ежекторів, системи укупорки ущільнень, охолодника масла тощо), підвищення ентальпії конденсату на цьому ступені повинно бути більшим, ніж у інших.

5. Тиск пари в деаераторі приймають на 35...40 % нижчим за тиск у відборі, використовуючи редукційний пристрій для забезпечення якісної деаерації живильної води на змінних режимах роботи турбоагрегата при регулюванні його потужності.

Параметри робочих тіл у системі регенерації суднової ПТУ

Початковою інформацією до визначення параметрів робочих середовищ у системі регенерації (рис. 2.7) є параметри конденсату на вході в систему підігріву і живильної води на виході із системи, вході в парогенератор (котел), які визначаються наступним чином.

Температура конденсату на виході із головного конденсатора залежить від прийнятого тиску в конденсаторі P_x :

$$t_{ГК} = t_x - \Delta t_{ок},$$

де $t_x = f(P_x)$ – температура насичення в ГК;

$\Delta t_{ок} = 0,3...0,5^\circ\text{C}$ – переохолодження конденсату відносно до температури насичення. Конденсат, що утворився на верхніх трубках конденсатора, стікаючи вниз, додатково охолоджується; явище негативне, яке усувається конструктивно.

Ентальпія конденсату $i_{ГК}$ визначається за його температурою і тиском.

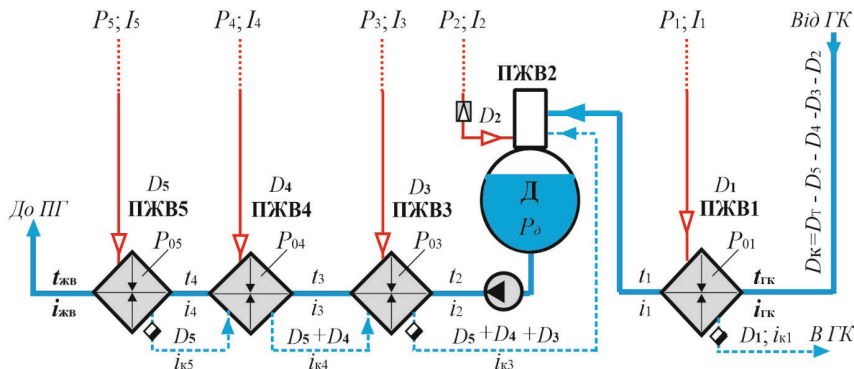


Рис. 2.7. До визначення параметрів робочих середовищ у системі регенеративного підігріву живильної води

Тут наведена наступна інформація:

P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – тиск пари у відборах турбоагрегата;

I_1, I_2, I_3, I_4, I_5 – ентальпія пари у відборах;

$P_{01}, P_{02}, P_{03}, P_{04}, P_{05}$ – тиск пари у відповідних підігрівачах;

$t_{гк}, t_1, t_2, t_3, t_4, t_{жв}$ – температура води по конденсатно-живильному тракту;

$i_{гк}, i_1, i_2, i_3, i_4, i_{жв}$ – ентальпія води по конденсатно-живильному тракту;

$i_{к1}, i_{к3}, i_{к4}, i_{к5}$ – ентальпія конденсату гріючої пари на виході із відповідного підігрівача.

Температура (ентальпія) живильної води на вході в парогенератор є величиною оптимізаційною. Оптимальне її значення за умови максимальної теплової економічності залежить від початкових і кінцевих параметрів пари і кількості регенеративних підігрівачів (див. підрозділ 1.6).

Здійснення регенеративного підігріву живильної води до оптимальної температури економічно не вигідно, так як при цьому збільшуються габарити, маса і ціна парогенераторів, підігрівачів, трубопроводів, витрати на обслуговування і ремонт, знижується ККД парогенераторів і темп підвищення теплової економічності в області екстремуму.

При проєктуванні ПТУ й обґрунтуванні значення температури (ентальпії) живильної води і кількості регенеративних підігрівачів потрібно враховувати не тільки термодинамічну ефективність, але і витрати на побудову, обслуговування та ремонт енергетичного обладнання об'єкта (судна чи електростанції) з використанням критерію техніко-економічної ефективності, наприклад, прибутку від реалізації проєкту.

Зазвичай оптимальна з техніко-економічного погляду температура живильної води становить 0,85...0,90 її оптимального значення за термодинамікою (або, за іншими джерелами, на 10...20 °С нижче), що забезпечує достатньо високий ККД котла при незначному зниженні термічного ККД циклу.

Відомі параметри живильної води на вході/виході конденсатно-живильної системи дозволяють визначити загальний підігрів робочого тіла в системі регенерації $\Delta i_{жв} = i_{жв} - i_{гк}$, який необхідно розподілити між окремими підігрівачами. Тут існують декілька напрямків вирішення цього питання:

- розподіл з урахуванням максимальної теплової економічності;
- розподіл відповідно до мінімальної втрати ексергії в системі регенерації;
- рівномірний розподіл величини підігріву між окремими підігрівачами.

Ці рішення не враховують те, що тиск пари у відборах може не співпадати з тиском між відповідними ступеннями турбіни при практичній їх реалізації і допускати відхилення від оптимальних значень. Не враховуються також рекомендації щодо використання «фіксованих» точок відборів із ресиверних паропроводів, з'єднуючих окремі корпуси турбін. В іншому випадку, при проєктуванні турбоагрегата необхідно потужність окремих корпусів турбін (дійсних теплоперепадів) узгоджувати з параметрами відповідних відборів.

Тому на практиці часто використовують рівномірний розподіл підігріву між підігрівачами з урахуванням положень, викладених вище щодо фіксованих точок відборів, ефективності теплообміну в окремих підігрівачах, впливу включення турбопривода живильного насоса до системи регенерації тощо.

Визначення параметрів робочих тіл у системі регенерації розглянемо на прикладі теплової схеми, наведеної на рис. 2.5, і рис. 2.6 та 2.7.

Вихідна інформація

Параметри пари:

на вході в ТВТ

- тиск $P_0 = 76,5$ бар; температура $t_0 = 510^\circ\text{C}$;
- ентальпія $I_0 = 3427$ кДж/кг;

на виході із котла:

- тиск $P_{\text{пе}} = 78,6$ бар; температура $t_{\text{пе}} = 515^\circ\text{C}$;
- ентальпія $I_{\text{пе}} = 3437$ кДж/кг;

в пароводяному колекторі:

- тиск $P_{\text{пг}} = 90$ бар; температура насичення $t_{s \text{ пг}} = 303,5^\circ\text{C}$ [11].

Параметри робочого тіла в головному конденсаторі:

- тиск $P_x = 0,05$ бар; температура насичення $t_x = 32,9^\circ\text{C}$ [11];
- температура конденсату на виході із головного конденсатора

$$t_{\text{ГК}} = t_x - \Delta t_{\text{ок}} = 32,9 - 0,4 = 32,5^\circ\text{C};$$

- ентальпія конденсату на виході із ГК $i_{\text{ГК}} = 136$ кДж/кг [11].

Кількість регенеративних відборів (підігрівачів) $z = 5$.

Оптимальний ступінь регенерації (див. підрозділ 1.6.2) $\varphi_{\text{опт}} = 0,79$.

Оптимальна за термодинамічною ефективністю температура живильної води на виході із системи регенеративного підігріву (на вході в парогенератор):

$$t_{\text{жв}}^{\text{опт}} = \varphi_{\text{опт}} (t_{s \text{ пг}} - t_{\text{ГК}}) + t_{\text{ГК}} = 0,79 \cdot (303,5 - 32,5) + 32,5 = 246^\circ\text{C}.$$

До речі, значення оптимальної температури живильної води, вираховане за формулою Д.П. Гохштейна (див. підрозділ 1.6.2), відрізняється близько одного градуса.

За розрахункову прийнята, відповідно до параметрів установки ТС-3:

$$t_{\text{жв}} = t_{\text{жв}}^{\text{opt}} - (10 \dots 20) = 246 - 13 = 233 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Ентальпія живильної води залежить від її температури і тиску, за таблицями властивостей води і водяної пари становить $i_{\text{жв}} = 1006 \text{ кДж/кг}$. Таким чином, загальний підвід теплоти до живильної води складає

$$\Delta i_{\text{жв}} = 1006 - 136 = 870 \text{ кДж/кг}.$$

Процес розширення пари в турбоагрегаті

Рівномірного розподілу підігріву тут не буде, оскільки існують фіксовані точки відбору – ресивери після ТВТ і ТСТ. Параметри пари в цих точках можна знайти, якщо установити розподіл потужностей між окремими корпусами турбоагрегату, враховуючи такі фактори:

- в корпусах турбін, які мають порівняно високий ККД, процес розширення бажано мати більшим (найнижчий внутрішній ККД має ТВТ);
- для скорочення осьової довжини суднового ГТЗА внутрішній теплоперепад (потужність ТВТ) бажано мати більшим, враховуючи габаритні розміри турбін;
- рівномірне навантаження зубчастого зачеплення головної суднової передачі двокорпусного ГТЗА може бути забезпечене при однаковій потужності турбін високого і низького тиску.

Простий перелік цих факторів свідчить, що розподіл потужностей між окремими корпусами турбоагрегату є задачею техніко-економічної оптимізації.

На етапі попередніх теплових розрахунків можна рекомендувати: для двокорпусних суднових ГТЗА приймати відносну потужність ТВТ у межах $\bar{N}_{\text{ТВТ}} = (0,45 \dots 0,60) N_{\text{е}}$; для трикорпусних агрегатів – $\bar{N}_{\text{ТВТ}} = (0,25 \dots 0,30) N_{\text{е}}$; $\bar{N}_{\text{ТСТ}} = (0,25 \dots 0,30) \cdot N_{\text{е}}$; $\bar{N}_{\text{ТНТ}} = (0,4 \dots 0,5) \cdot N_{\text{е}}$.

Якщо не враховувати зміну витрат робочого тіла в окремих корпусах турбін, пов'язану з регенеративними відборами, то внутрішні теплоперепади будуть мати аналогічні співвідношення, які можна використовувати при побудові процесу розширення в s - I -координатах. Тут необхідно ще пам'ятати про рекомендовані значення тиску в проміжному пароперегрівачі (див. підрозділ 1.4.2) $P_{\text{пп}} = (0,15 \dots 0,25) \cdot P_0$ (хоча діапазон достатньо широкий).

Необхідно враховувати, що ГТЗА з проміжним перегрівом пари танкера (див. рис. 1.58) має навішені допоміжні механізми – електрогенератор і ЖН.

В цьому випадку потужність головного турбоагрегату повинна бути збільшена на величину N_e^* :

$$N_e^* = N_e + \Delta N_{\text{нм}} = N_e + W_x / (\eta_{\text{ег}} \eta_{\text{мер}} \eta_{\text{мп}}) + W_{\text{жн}} / (\eta_{\text{мп}} \eta_{\text{гм}}),$$

де N_e – ефективна потужність на фланці ГТЗА, кВт;

$\Delta N_{\text{нм}}$ – потужність ГТЗА, що використовується для приводу навішених механізмів: електрогенератора і живильного насоса;

$\eta_{\text{ег}} = 0,93 \dots 0,96$ – ККД електрогенератора, прийнято $\eta_{\text{ег}} = 0,96$;

$\eta_{\text{мер}} = 0,97$ – коефіцієнт, що враховує втрати в електричній мережі;

$\eta_{\text{мп}} = 0,98 \dots 0,99$ – коефіцієнт, що враховує втрати механічної енергії в передачі (в редукторі приводу допоміжних механізмів);

$\eta_{\text{гм}} = 0,97 \dots 0,98$ – ККД гідромуфти, прийнято $\eta_{\text{гм}} = 0,98$.

Величина споживання електроенергії на ходовому режимі W_x залежить від складу працюючих споживачів, їх потужності, коефіцієнта одночасності роботи тощо. На стадії теплового розрахунку ця інформація відсутня, тут використовуються дані по судну-прототипу або емпіричні залежності, одержані за результатами статистичних досліджень (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Величина споживання електроенергії на ходовому режимі

Тип судна	Залежність для визначення W_x , кВт	Діапазон використання, кВт
Пасажирське	$65 + 0,024 N_E + 0,13 z_{\text{п}}^*)$	$N_E = 5000 \dots 30000$
Танкер, балкер	$0,03 N_E$ $0,01 N_E + 300$	$N_E = 5000 \dots 15000$ $N_E = 5000 \dots 30000$
Судно для перевезення ЗНГ	$0,022 N_E + 150$	$N_E = 5000 \dots 15000$
Метановоз	$0,019 N_E + 500$	$N_E = 10000 \dots 44000$
Контейнеровоз	$0,052 N_E + 440$	$N_E = 10000 \dots 100000$

$*) z_{\text{п}}$ – кількість класних пасажирських місць.

Споживання електроенергії танкером типу «Крим» на ходовому режимі з ГД потужністю 22,9 МВт орієнтовно визначиться як

$$W_x = 0,01 N_E + 300 = 0,01 \cdot 22900 + 300 = 529 \text{ кВт.}$$

Потужність ГТЗА, що використовується для приводу електрогенератора:

$$\Delta N_{\text{ег}} = W_{\text{х}} / (\eta_{\text{ег}} \eta_{\text{мер}} \eta_{\text{мп}}) = 529 / (0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99) = 570 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживає головний живильний насос:

$$W_{\text{жн}} = D_{\text{пг}} \cdot v_{\text{жв}} \cdot H_{\text{жв}} / (3,6 \cdot \eta_{\text{жв}}) = 77400 \cdot 1,06 \cdot 10^{-3} \cdot 9,5 / (3,6 \cdot 0,68) = 318 \text{ кВт.}$$

Тут $D_{\text{пг}} = 77400$ кг/год – продуктивність ПГ, прийнята у першому наближенні;

$v_{\text{жв}} = 1,06 \cdot 10^{-3}$ м³/кг – питомий об'єм води на виході із деаератора (вході в ЖН);

$\eta_{\text{жв}} = 0,67 \dots 0,70$ – ККД живильного насоса на розрахунковому режимі;

$H_{\text{жв}}$ – напір головного живильного насоса, МПа.

Напір головного живильного насоса визначається різницею тисків у пароводяному колекторі котла і деаераторі, величиною гідростатичного підпору і гідравлічного опору живильного трубопроводу. При попередніх теплових розрахунках напір насоса можна визначити з використанням емпіричної залежності:

$$H_{\text{жв}} = 1,15 P_0 + 0,7 = 1,15 \cdot 7,65 + 0,7 = 9,5 \text{ МПа.}$$

Потужність ГТЗА, що використовується для приводу електрогенератора,

$$\Delta N_{\text{жн}} = W_{\text{жн}} / (\eta_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{гм}}) = 318 / (0,99 \cdot 0,97) = 330 \text{ кВт.}$$

Потужність ГТЗА з урахуванням навішених механізмів – електрогенератора і живильного насоса, складе

$$N_e^* = N_e + \Delta N_{\text{ег}} + \Delta N_{\text{жн}} = 22000 + 570 + 330 = 22900 \text{ кВт.}$$

При побудові процесу розширення пари в турбіні з проміжним перегрівом пари (рис. 2.8) прийнято наступне:

– тиск за ТВТ $P_{2\text{в}} = 14,3$ бар, що складає 0,187 від P_0 ;

– ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення в ТВТ $I_{2\text{вт}} = 2960$ кДж/кг;

– адіабатний теплоперепад у ТВТ $H_{\text{ав}} = I_0 - I_{2\text{вт}} = 3427 - 2960 = 467$ кДж/кг;

– внутрішній відносний ККД турбіни високого тиску $\eta_{0\text{і в}} = 0,80$;

– внутрішній (політропний чи дійсний) теплоперепад у ТВТ

$$H_{\text{і в}} = H_{\text{ав}} \cdot \eta_{0\text{і в}} = 467 \cdot 0,8 = 374 \text{ кДж/кг;}$$

– ентальпія пари в кінці дійсного процесу розширення в ТВТ

$$I_{2\text{в}} = I_0 - H_{\text{і в}} = 3427 - 374 = 3053 \text{ кДж/кг;}$$

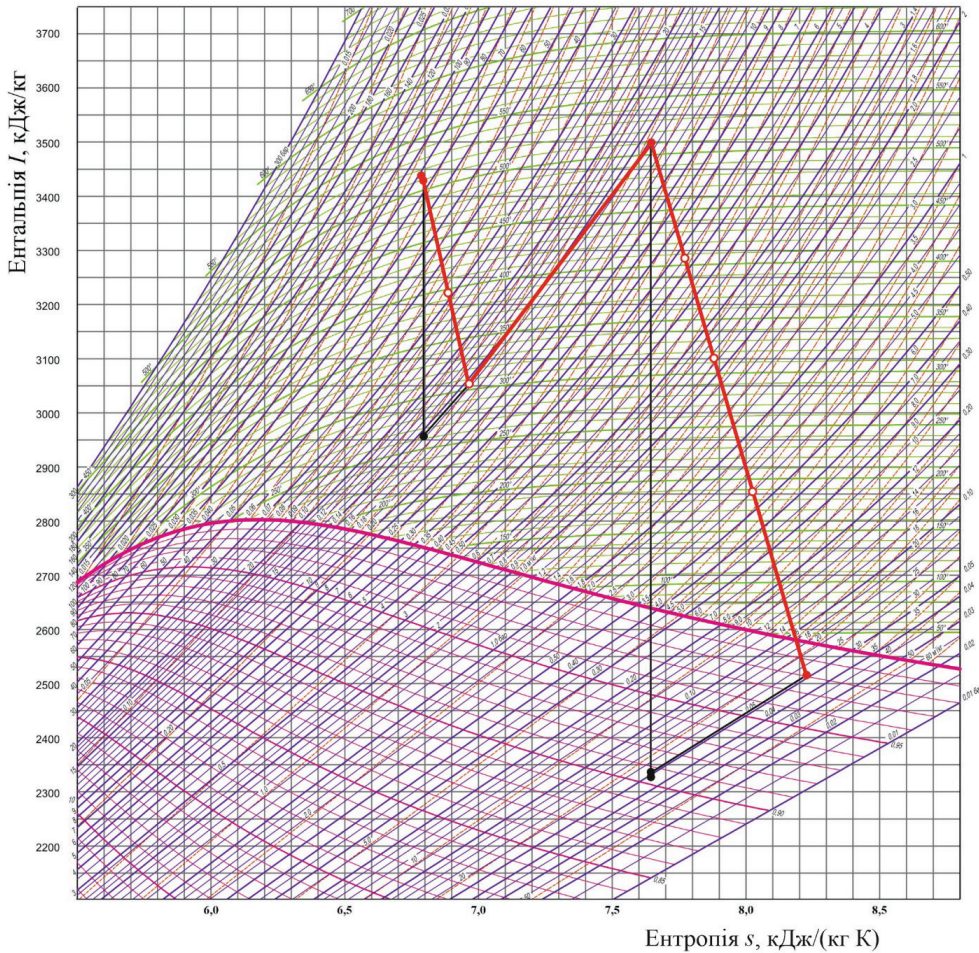


Рис. 2.8. Процес розширення пари в турбоагрегаті

- втрати тиску в проміжному пароперегрівачі

$$\Delta P_{\text{пп}} = (0,02 \dots 0,04) P_{2\text{в}} = 0,03 \cdot 14,3 = 0,4 \text{ бар};$$

- тиск пари на виході з проміжного перегрівника

$$P_{\text{пп}} = P_{2\text{в}} - \Delta P_{\text{пп}} = 14,3 - 0,4 = 13,9 \text{ бар};$$

- температура пари на виході з проміжного пароперегрівача
 $t_{\text{пп}} = 515^\circ\text{C};$

- ентальпія пари на виході із проміжного перегрівника
 $I_{\text{пп}} = 3507 \text{ кДж/кг};$

- тиск пари на вході в турбіну середнього тиску
 $P_{1\text{с}} = 0,99 \cdot P_{\text{пп}} = 13,7 \text{ бар};$

- температура пари на вході в турбіну середнього тиску $t_{1c} = 510^\circ\text{C}$;
- ентальпія пари на вході в ТСТ $I_{1c} = 3496$ кДж/кг;
- ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення в турбіні низького тиску (до P_x) $I_{2нт} = 2325$ кДж/кг;
- втрати з випускною швидкістю $c_{вип}^2$

$$q_{вип} = 0,5 \cdot 10^{-3} c_{вип}^2 = 0,5 \cdot 10^{-3} (80 \dots 120)^2 = 5 \text{ кДж/кг};$$

- ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення в турбіні низького тиску (до $P_{2н}$) $I_{2нт} = 2325 + 5 = 2330$ кДж/кг;
- адіабатний теплоперепад, який спрацьовує пара в турбінах середнього і низького тиску, $H_{а сн} = I_{1c} - I_{2нт} = 3496 - 2330 = 1166$ кДж/кг;
- внутрішній відносний ККД турбін середнього і низького тиску $\eta_{0i сн} = 0,83$;
- внутрішній (політропний чи дійсний) теплоперепад у ТСТ і ТНТ

$$H_{i сн} = H_{а сн} \cdot \eta_{0i сн} = 1166 \cdot 0,83 = 968 \text{ кДж/кг};$$

- сумарний внутрішній теплоперепад у турбоагрегаті

$$H_i = H_{i в} + H_{i сн} = 374 + 968 = 1342 \text{ кДж/кг};$$

- внутрішній теплоперепад, що спрацьовується в ТСТ:

$$H_{i c} = 0,3 H_i = 0,3 \cdot 1342 = 397 \text{ кДж/кг};$$

- ентальпія пари в кінці дійсного процесу розширення в ТСТ

$$I_2 = I_{1c} - H_{i c} = 3496 - 397 = 3099 \text{ кДж/кг};$$

- ентальпія пари в кінці дійсного процесу розширення в ТНТ

$$I_{2н} = I_{1c} - H_{i сн} = 3496 - 968 = 2528 \text{ кДж/кг}.$$

Параметри робочого тіла в системі регенерації

На цей момент відомі параметри гріючої пари в другому і четвертому відборах, ресиверах після ТСТ і ТВТ:

$$P_2 = P_{2c} = 2,3 \text{ бар}, t_{п2} = 313^\circ\text{C}, I_2 = I_{2c} = 3099 \text{ кДж/кг};$$

$$P_4 = P_{2в} = 14,3 \text{ бар}, t_{п4} = 305^\circ\text{C}, I_4 = I_{2в} = 3053 \text{ кДж/кг}.$$

Деаератор включений до другого відбору. Для забезпечення надійної деаерації живильної води на режимах роботи установки відмінних від

номінального, тиск в деаераторі повинен бути на 35...40 % меншим ніж тиск у відборі $P_0 = P_2/1,35 = 1,7$ бар; живильна вода виходить із деаератора при температурі насичення $t_{s0} = t_2 = 115^\circ\text{C}$, ентальпія $i_2 = 482$ кДж/кг [11]. При розподілі величини підігріву живильної води між ПЖВ1 і ПЖВ2 як 60 і 40 %, ентальпія головного конденсату на виході із першого ступеня підігріву складе

$$i_1 = (i_2 - i_{\text{тк}}) \cdot 0,6 + i_{\text{тк}} = (482 - 136) \cdot 0,6 + 136 = 344 \text{ кДж/кг},$$

$$t_1 = 82^\circ\text{C}.$$

З урахуванням мінімального температурного напору в ПЖВ1 (прийнято $\Delta t_{\text{min1}} = 3^\circ\text{C}$) температура насичення гріючої пари в підігрівачі визначиться як $t_{s1} = t_1 + \Delta t_{\text{min1}} = 82 + 3 = 85^\circ\text{C}$, ентальпія $i_{s1} = 356$ кДж/кг, а тиск в корпусі $P_{01} = 0,58$ бар. Тиск пари у першому відборі турбіни складе (з урахуванням втрат тиску в паропроводі) $P_1 = (1,03...1,05) \cdot P_{01} = 1,04 \cdot 0,58 = 0,6$ бар; ентальпія гріючої пари $I_1 = 2855$ кДж/кг.

Тиск у четвертому відборі (після ТВТ) $P_4 = P_{2в} = 14,3$ бар, тиск у корпусі ПЖВ4 буде нижчим у результаті втрат у паропроводі $P_{04} = P_4/(1,04...1,06) = 13,6$ бар. Враховуючи, що трисекційний ПЖВ4 (див. підрозділ 1.6.3), крім секції насичення, має деперегрівальну секцію (ДПС) і секцію охолодження дренажу (ОД), живильна вода може бути підігріта майже до температури насичення гріючої пари $t_{s4} = f(P_{04}) = 193,4^\circ\text{C}$ [11]. Можна прийняти температуру води на виході із підігрівача $t_4 = 193^\circ\text{C}$, її ентальпія становить при цьому $i_4 = f(t_4, P_{\text{жв}}) = 824$ кДж/кг [11], де $P_{\text{жв}}$ – тиск живильної води, прийнято $P_{\text{жв}} = 90$ бар (з урахуванням втрат тиску в економайзері і пароперегрівачі котла, живильній системі, регулюючій арматурі).

Приймаючи однакову величину підігріву живильної води в ПЖВ3 і ПЖВ4, ентальпія головного конденсату на виході із третього ступеня підігріву складе:

$$i_3 = (i_4 - i_2) \cdot 0,5 + i_2 = (824 - 482) \cdot 0,5 + 482 = 653 \text{ кДж/кг},$$

$$t_3 = 153^\circ\text{C}.$$

Якщо прийняти температуру насичення в ПЖВ3 $t_{s3} = 153,5^\circ\text{C}$, тиск у корпусі підігрівача становитиме $P_{03} = f(t_{s3}) = 5,23$ бар, а тиск у регенеративному відборі – $P_3 = (1,04...1,06) \cdot P_{03} = 1,05 \cdot 5,23 = 5,5$ бар. Ентальпія пари становить $I_3 = 3285$ кДж/кг.

Наявність охолодників дренажу в ПЖВ3 і ПЖВ4 дозволяє мати більш повне використання теплоти гріючої пари. Конденсат гріючої пари покидає теплообмінник не з температурою $t_{s3} = 153,5^\circ\text{C}$ і $t_{s4} = 193,4^\circ\text{C}$, відповідно, а з температурою

$$t_{k3} = t_2 + 8 = 115 + 8 = 123^\circ\text{C}, i_{k3} = 517 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{k4} = t_3 + 8 = 153 + 8 = 161^\circ\text{C}, i_{k4} = 680 \text{ кДж/кг}.$$

Температура живильної води на виході із трисекційного підігрівача п'ятого ступеня, вході в котел, визначена раніше – $t_{жв} = 233^\circ\text{C}$, температуру насичення гріючої пари в корпусі ПЖВ5 можна прийняти $t_{s5} = 233,5^\circ\text{C}$, а тиск $P_{05} = f(t_{s5}) = 29,82$ бар; параметри пари у відборі турбіни $P_5 = (1,04 \dots 1,06) \cdot P_{05} = 1,06 \cdot 29,82 = 31,6$ бар; $I_3 = 3220$ кДж/кг; $t_{k5} = 193 + 8 = 201^\circ\text{C}$; $i_{k5} = 858$ кДж/кг.

Визначення коефіцієнтів якості і кількості відборів

Для розглянутого прикладу коефіцієнти якості відборів визначаються наступним чином:

$$\Psi_5 = h_5/H_i = (I_0 - I_5)/H_i = (3427 - 3220)/1343 = 0,1542;$$

$$\Psi_4 = h_4/H_i = H_{iB}/H_i = (I_0 - I_4)/H_i = (3427 - 3053)/1342 = 0,2787;$$

$$\Psi_3 = (h_{03} + H_{iB})/H_i = (I_{1c} - I_3 + H_{iB})/H_i = (3496 - 3285 + 374)/1342 = 0,4359;$$

$$\Psi_2 = (h_{02} + H_{iB})/H_i = (I_{1c} - I_2 + H_{iB})/H_i = (3496 - 3099 + 374)/1342 = 0,5745;$$

$$\Psi_1 = (h_{01} + H_{iB})/H_i = (I_{1c} - I_1 + H_{iB})/H_i = (3496 - 2855 + 374)/1342 = 0,7563.$$

Коефіцієнти кількості відборів визначають із рівнянь теплових балансів відповідних підігрівачів (див. рис. 2.9), починаючи з останнього за ходом живильної води (для прикладу, що розглядається, це ПЖВ5).

ПЖВ5:

$$D_5(I_5 - i_{k5}) = D_T(i_{жв} - i_4);$$

$$\Theta_5 = D_5/D_T = (i_{жв} - i_4)/(I_5 - i_{k5}) = (1006 - 824)/(3220 - 858) = 0,07705.$$

ПЖВ4:

$$D_4(I_4 - i_{k4}) + D_5(i_{k5} - i_{k4}) = D_T(i_4 - i_3);$$

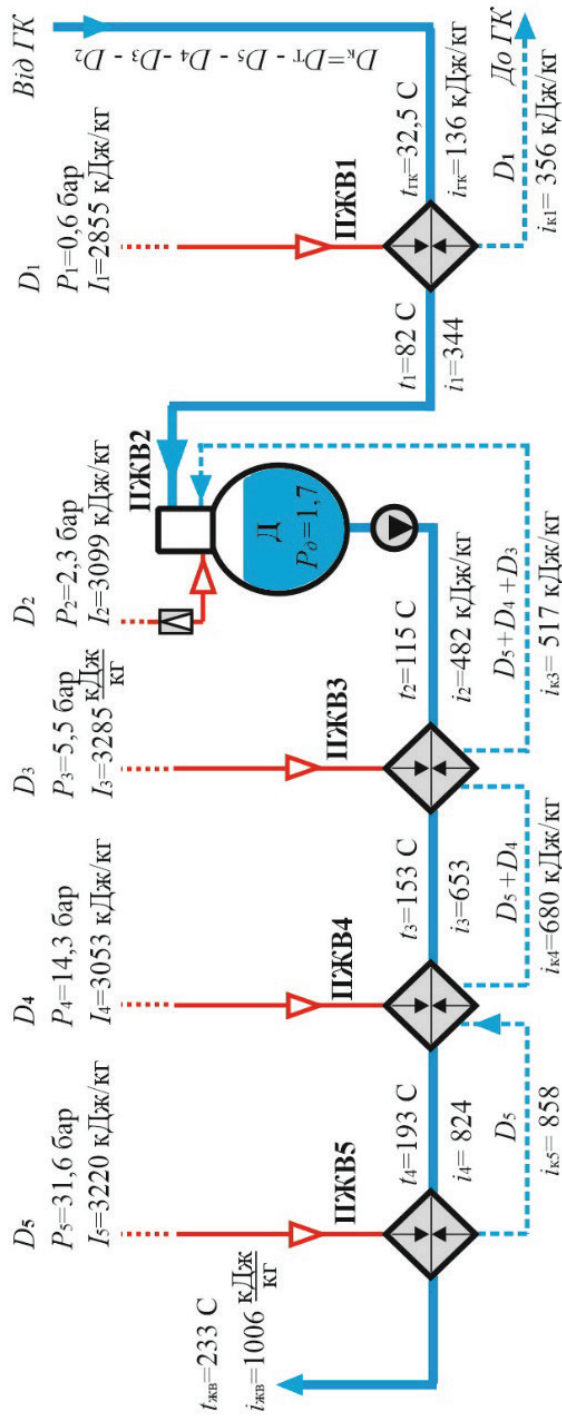


Рис. 2.9. До визначення коефіцієнтів кількості відборів

$$\Theta_4 = D_4/D_T = (i_4 - i_3)/(I_4 - i_{k4}) - \Theta_5 (i_{k5} - i_{k4})/(I_4 - i_{k4}) = \\ = (824 - 653)/(3053 - 680) - 0,07705(858 - 680)/(3053 - 680) = 0,06628.$$

ПЖВ3:

$$D_3 (I_3 - i_{k3}) + (D_5 + D_4)(i_{k4} - i_{k3}) = D_T (i_3 - i_2); \\ \Theta_3 = D_3/D_T = (i_3 - i_2)/(I_3 - i_{k3}) - (\Theta_5 + \Theta_4)(i_{k4} - i_{k3})/(I_4 - i_{k4}) = \\ = (653 - 482)/(3285 - 517) - \\ - (0,07705 + 0,06626)(680 - 517)/(3285 - 517) = 0,05334.$$

ПЖВ2:

$$D_2 \cdot I_2 + (D_5 + D_4 + D_3) i_{k3} + (D_T - D_5 - D_4 - D_3 - D_2) \cdot i_1 = D_T \cdot i_2; \\ D_2 \cdot (I_2 - i_1) = D_T \cdot (i_2 - i_1) - (D_5 + D_4 + D_3)(i_{k3} - i_1); \\ \Theta_2 = D_2/D_T = (i_2 - i_1)/(I_2 - i_1) - (\Theta_5 + \Theta_4 + \Theta_3) (i_{k3} - i_1)/(I_2 - i_1) = \\ = (482 - 344)/(3099 - 344) - (0,07705 + 0,06626 + \\ + 0,05334)(517 - 344)/(3099 - 344) = 0,03774.$$

ПЖВ1:

$$D_1 (I_1 - i_{k1}) = (D_T - D_5 - D_4 - D_3 - D_2)(i_1 - i_{Tk}); \\ \Theta_1 = D_1/D_T = (1 - \Theta_5 - \Theta_4 - \Theta_3 - \Theta_2) (i_1 - i_{Tk})/(I_1 - i_{k1}) = \\ = (1 - 0,07705 - 0,06626 - 0,05334 - \\ - 0,03774) (344 - 136)/(2855 - 356) = 0,06372.$$

Результати розрахунків зведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри робочих тіл у системі регенерації

Параметри	Номера відборів				
	1	2	3	4	5
Тиск пари у відборі, бар	0,60	2,3	5,5	14,3	31,6
Ентальпія пари, кДж/кг	2855	3099	3285	3053	3220
Тиск пари в корпусі підігрівача, бар	0,58	1,70	5,03	13,60	29,82
Температура живильної води після підігрівача, °С	82	115	153	193	233
Ентальпія живильної води після підігрівача, кДж/кг	344	482	653	824	1006
Ентальпія конденсату гріючої пари, кДж/кг	356	482	517	680	858
Коефіцієнт якості відбору	0,7563	0,5745	0,4359	0,2787	0,1542
Коефіцієнт кількості відбору	0,06372	0,03774	0,05334	0,06628	0,07705

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

$$D_T^0 = N_e / (H_i \cdot \eta_{\text{ма}}) = 22900 / (1342 \cdot 0,97) = 17,59 \text{ кг/с (63,33 т/год)};$$

$$D_T = D_T^0 / [1 - \sum_{n=1}^5 \theta_n (1 - \psi_n)] = 17,59 / [1 - 0,06372(1 - 0,7563) - 0,03774(1 - 0,5745) - 0,05334(1 - 0,4359) - 0,06628(1 - 0,2787) - 0,07705(1 - 0,1542)] = 21,32 \text{ кг/с (76,74 т/год)}.$$

Продуктивність парогенератора:

- у максимально спрощеній установці без регенерації:

$$D_T^0 = 17,59 \text{ кг/с (63,33 т/год)};$$

- у спрощеній установці з регенерацією:

$$D_T = 21,32 \text{ кг/с (76,74 т/год)}.$$

2.2.4 Витрати пари на турбіну, що працює у спрощеній ПТУ на ядерному паливі з регенерацією

Задача розв'язується на прикладі теплової схеми АЕС, наведеної у підрозділі 1.9.3 (див. рис. 1.53 і коментарі до нього). Загальні положення впливу регенеративного підігріву живильної води на техніко-економічні показники ПТУ, вибір температури живильної води і процедура визначення витрат пари на турбіну, що працює у спрощеній установці з регенерацією, аналогічні викладеним у підрозділі 2.2.3.

Початкова інформація (прийнята й обґрунтована) для побудови процесу розширення пари в турбоагрегаті (рис. 2.10) наступна:

електрична потужність агрегату $N_e = 1\,000\,000$ кВт;

параметри пари на вході в 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 $P_{1c} = 10,7$ бар;

температура $t_{1c} = 250$ °С;

ентальпія $I_{1c} = 2944$ кДж/кг;

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

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

При побудові процесів розширення пари в турбоагрегаті (див. рис. 2.10 та 2.11) прийнята і визначена наступна інформація:

внутрішні відносні ККД турбін високого, середнього і низького тисків, 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 у ТВТ $H_{ав} = I_0 - I_{2\text{вт}} = 2780 - 2485 = 295$ кДж/кг;

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

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;

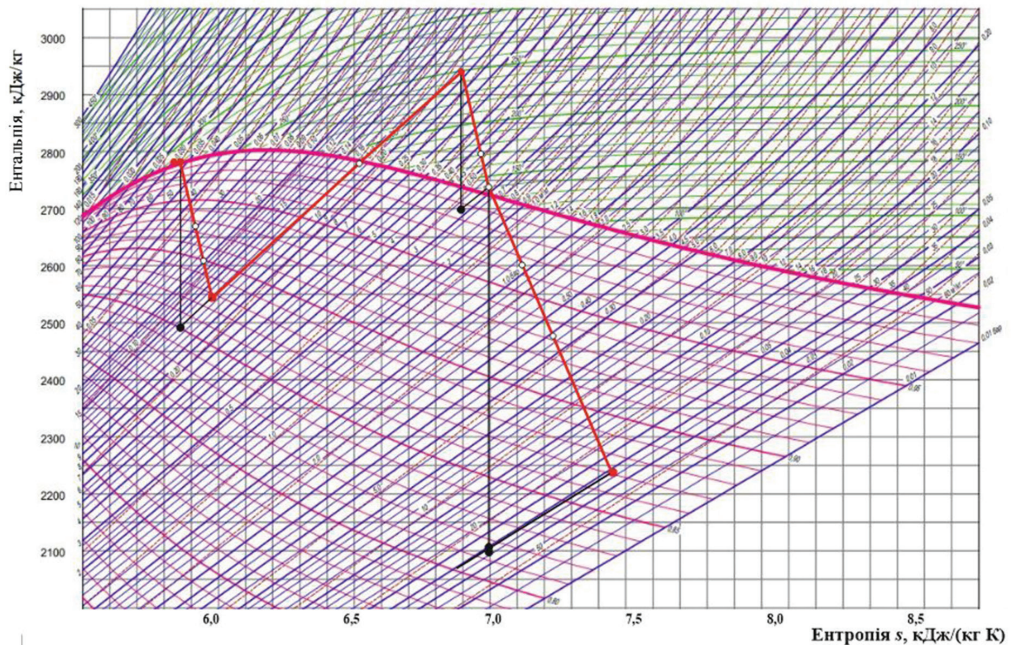


Рис. 2.10. Процес розширення пари в турбоагрегаті

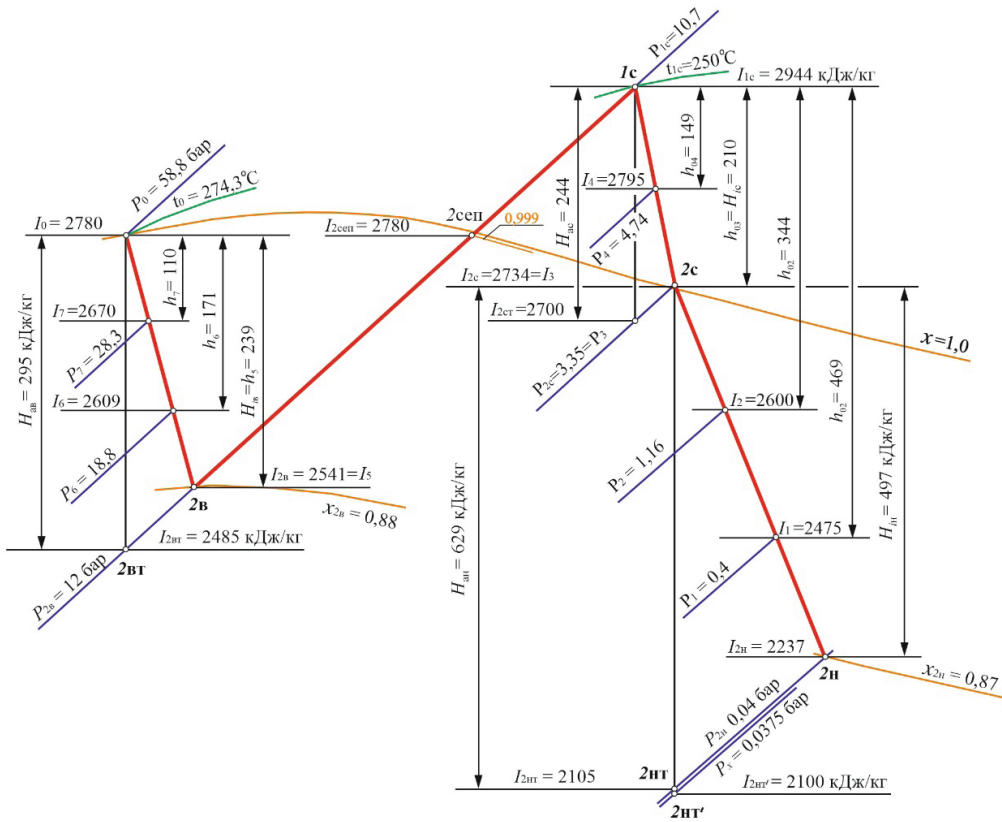


Рис. 2.11. Параметри процесів розширення пари в турбоагрегаті

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

адіабатний теплоперепад у ТСТ $H_{ac} = I_{1c} - I_{2ст} = 2944 - 2700 = 244$ кДж/кг;

внутрішній теплоперепад у ТСТ $H_{ic} = H_{ac} \cdot \eta_{0ic} = 244 \cdot 0,86 = 210$ кДж/кг;

ентальпія пари на виході із ТСТ $I_{2c} = I_{1c} - H_{ic} = 2944 - 210 = 2734$ кДж/кг;

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

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

ентальпія пари на виході із ТНТ в кінці адіабатного процесу розширення до тиску $P_{2н}$ $I_{2нт} = I_{2нт} + q_{вип} = 2100 + 5 = 2105$ кДж/кг;

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

адіабатний теплоперепад у ТНТ $H_{ан} = I_{2c} - I_{2нт} = 2734 - 2105 = 629$ кДж/кг;

внутрішній теплоперепад у ТНТ $H_{i_n} = H_{a_n} \cdot \eta_{0i_n} = 629 \cdot 0,79 = 497$ кДж/кг;
 ентальпія пари на виході із ТНТ у кінці дійсного (політропного) процесу розширення $I_{2_n} = I_{2_c} - H_{i_n} = 2734 - 497 = 2237$ кДж/кг.

Параметри робочого тіла в системі регенерації

Параметри робочого тіла в головному конденсаторі:

- тиск $P_x = 0,0375$ бар; температура насичення $t_x = 28,6^\circ\text{C}$ [11];
- температура конденсату на виході із головного конденсатора

$$t_{гк} = t_x - \Delta t_{ок} = 28,6 - 0,6 = 28^\circ\text{C} \text{ (301 K)};$$

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

Параметри води в головному парогенераторі:

- тиск $P_{пг} = 63$ бар;
- температура насичення $t_{спг} = 279^\circ\text{C}$ (552 K);
- ентальпія $i_{спг} = 1231$ кДж/кг.

Кількість регенеративних відборів $z = 7$.

Оптимальна за тепловою ефективністю температура живильної води на виході із системи регенеративного підігріву (на вході в парогенератор) $t_{жв}^{opt}$:

$$T_{жв}^{opt} = \sqrt[z+1]{T_{спг}^z \cdot T_k} = \sqrt[8]{552^7 \cdot 279} = 507\text{K}(234^\circ\text{C}) = 507\text{K} \text{ (234 }^\circ\text{C)}.$$

За розрахункову прийнято температуру відповідно до параметрів установки-прототипу:

$$t_{жв} = t_{жв}^{opt} - (10 \dots 20) = 234 - 12 = 222^\circ\text{C}.$$

Ентальпія живильної води залежить від її температури і тиску (прийнято $P_{жв} = 70$ бар), за таблицями [11] $i_{жв} = 954$ кДж/кг. Таким чином, загальний підвід теплоти до живильної води складає:

$$\Delta i_{жв} = 954 - 117 = 837 \text{ кДж/кг.}$$

Фіксовані точки відбору – параметри гріючої пари в другому і четвертому відборах, ресиверах після ТСТ і ТВТ:

$$P_3 = P_{2c} = 3,35 \text{ бар, } I_3 = I_{2c} = 2734 \text{ кДж/кг;}$$

$$P_5 = P_{2в} = 12 \text{ бар, } I_5 = I_{2в} = 2541 \text{ кДж/кг.}$$

Деаератор разом з ПЖВ5 включений до п'ятого відбору (див. рис. 1.52 і рис. 2.12). Для забезпечення надійної деаерації живильної води на режимах роботи установки, відмінних від номінального, тиск у деаераторі повинен бути меншим за тиск у відборі, приймаємо (за прототипом) $P_o = 7$ бар;

живильна води виходить при температурі насичення $t_{s0} = t_{50} = 165^\circ\text{C}$, ентальпія $i_{50} = 697$ кДж/кг [11].

Параметри робочих середовищ у ПЖВ3:

- тиск гріючої пари $P_{03} = P_3/(1,05 \dots 1,10) = 3,35/1,06 = 3,2$ бар;
- температура насичення гріючої пари $t_{s3} = 135,8^\circ\text{C}$;
- ентальпія конденсату гріючої пари $i_{k3} = 571$ кДж/кг;
- температура та ентальпія головного конденсату на виході із підігрівача

$$t_3 = t_{s3} - \Delta t_{\min 3} = 135,8 - (3 \dots 5^\circ\text{C}) = 132^\circ\text{C}; i_3 = 554 \text{ кДж/кг [11].}$$

Підігрів живильної води в перших трьох підігрівачах:

$$\Delta i_{1-3} = i_3 - i_{\text{тк}} = 554 - 136 = 418 \text{ кДж/кг,}$$

враховуючи викладене раніше (див. підрозділ 2.2.3), можна розподілити наступним чином:

$$\Delta i_1 = 0,4 \Delta i_{1-3} = 0,4 \cdot 418 = 167 \text{ кДж/кг;}$$

$$\Delta i_2 = 0,3 \Delta i_{1-3} = 0,3 \cdot 418 = 125 \text{ кДж/кг;}$$

$$\Delta i_3 = \Delta i_{1-3} - \Delta i_1 - \Delta i_2 = 418 - 167 - 125 = 126 \text{ кДж/кг.}$$

Параметри робочих середовищ у ПЖВ1:

- ентальпія і температура головного конденсату на виході із підігрівача

$$i_1 = i_{\text{тк}} + \Delta i_1 = 136 + 167 = 303 \text{ кДж/кг; } t_1 = 72^\circ\text{C;}$$

- температура насичення гріючої пари $t_{s1} = t_1 + \Delta t_{\min 3} = 72 + 3 = 75^\circ\text{C}$;
- тиск насичення гріючої пари $P_{01} = 0,385$ бар;
- ентальпія конденсату гріючої пари $i_{k1} = 314$ кДж/кг;
- тиск пари у відборі $P_1 = (1,05 \dots 1,10) P_{01} = 1,05 \cdot 0,385 = 0,4$ бар;
- ентальпія пари у відборі $I_1 = 2475$ кДж/кг.

Параметри робочих середовищ у ПЖВ2:

- ентальпія і температура головного конденсату на виході із підігрівача

$$i_2 = i_1 + \Delta i_2 = 303 + 125 = 428 \text{ кДж/кг; } t_2 = 101^\circ\text{C;}$$

- температура насичення гріючої пари $t_{s2} = t_2 + \Delta t_{\min 2} = 102 + 4 = 105^\circ\text{C}$;

- тиск насичення гріючої пари $P_{02} = 1,09$ бар;
- ентальпія конденсату гріючої пари $i_{k2} = 427,5$ кДж/кг;
- тиск пари у відборі $P_2 = (1,05 \dots 1,10) P_{02} = 1,06 \cdot 1,09 = 1,16$ бар;
- ентальпія пари у відборі $I_2 = 2600$ кДж/кг.

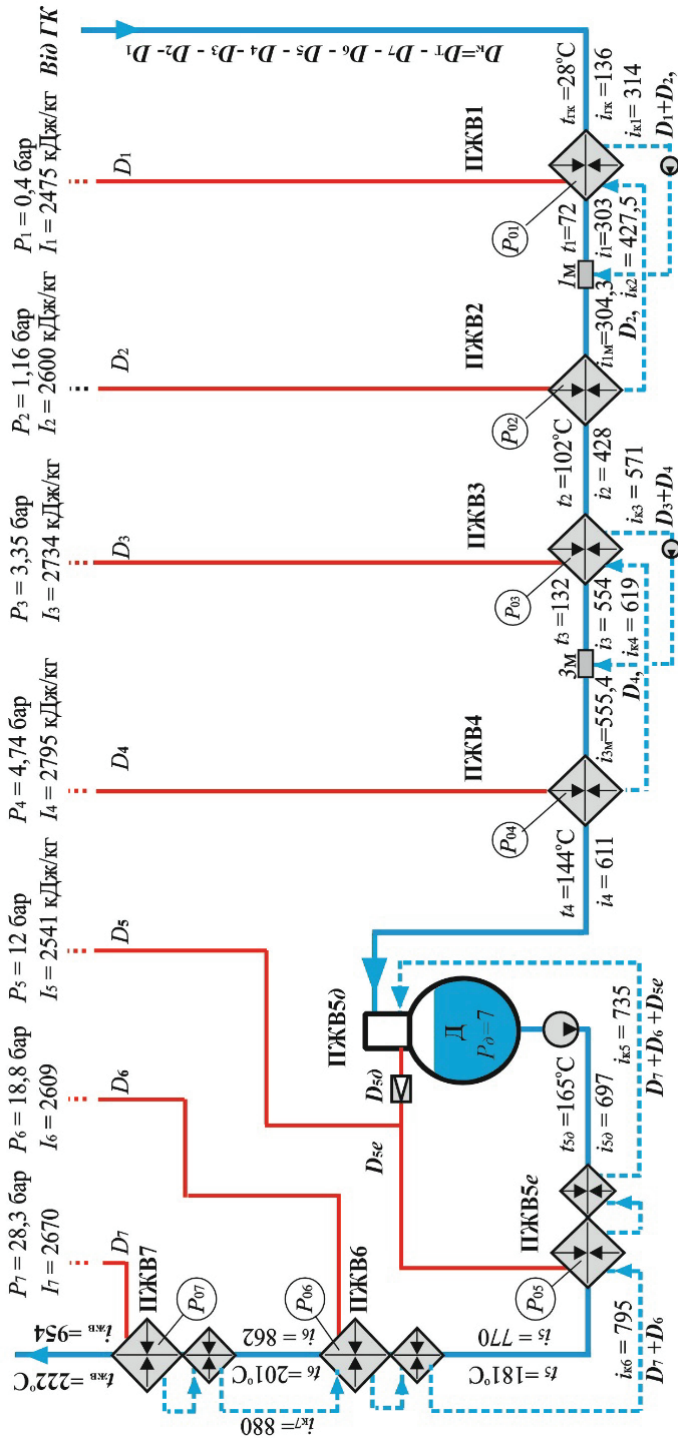


Рис. 2.12. До визначення параметрів робочих середовищ у системі регенеративного підігріву живильної води

Параметри робочих середовищ у ПЖВ5е:

- тиск гріючої пари $P_{05} = 12/(1,05 \dots 1,10) = 12/1,08 = 11,11$ бар;
- температура насичення гріючої пари $t_{s5} = 184,5$ °C;
- температура й ентальпія головного конденсату на виході із підігрівача

$$t_5 = t_{s5} - \Delta t_{\min 5} = 184,5 - (3 \dots 5 \text{ °C}) = 181 \text{ °C}; i_5 = 770 \text{ кДж/кг [11];}$$

- температура конденсату гріючої пари на виході із охолодника дренажу

$$t_{k5} = t_{s0} + (6 \dots 8 \text{ °C}) = 165 + 8 = 173 \text{ °C};$$

- ентальпія конденсату гріючої пари $i_{k5} = 735$ кДж/кг.

Підігрів живильної води у четвертому-п'ятому підігрівачах

$$\Delta i_{4-50} = i_{50} - i_3 = 697 - 554 = 143 \text{ кДж/кг}$$

можна розподілити наступним чином: $\Delta i_4 = 0,4 \Delta i_{4-50} = 0,4 \cdot 143 = 57$ кДж/кг;

$$\Delta i_{50} = 0,6 \Delta i_{1-3} = 0,6 \cdot 143 = 86 \text{ кДж/кг.}$$

Параметри робочих середовищ у ПЖВ4:

- ентальпія і температура головного конденсату на виході із підігрівача

$$i_4 = i_3 + \Delta i_4 = 554 + 57 = 611 \text{ кДж/кг}; t_4 = 144 \text{ °C};$$

- температура насичення гріючої пари $t_{s4} = t_4 + \Delta t_{\min 4} = 102 + 3 = 147 \text{ °C};$

- тиск насичення гріючої пари $P_{04} = 4,39$ бар;
- ентальпія конденсату гріючої пари $i_{k4} = 619$ кДж/кг;
- тиск пари у відборі $P_4 = (1,05 \dots 1,10) P_{04} = 1,08 \cdot 4,39 = 4,74$ бар;
- ентальпія пари у відборі $I_4 = 2795$ кДж/кг.

Підігрів живильної води у шостому та сьомому підігрівачах складає:

$$\Delta i_{6-7} = i_{жв} - i_5 = 954 - 770 = 184 \text{ кДж/кг.}$$

Приймаючи однакову величину підігріву живильної води в ПЖВ6 і ПЖВ7, можна одержати наступне: $\Delta i_6 = \Delta i_7 = 92$ кДж/кг.

Параметри робочих середовищ у ПЖВ6:

- ентальпія і температура живильної води на виході із підігрівача

$$i_6 = i_5 + \Delta i_5 = 770 + 92 = 862 \text{ кДж/кг}; t_6 = 201 \text{ °C};$$

- температура насичення гріючої пари $t_{s4} = t_4 + \Delta t_{\min 6} = 201 + 4 = 205 \text{ °C};$
- тиск насичення гріючої пари $P_{06} = 17,25$ бар;

- тиск пари у відборі $P_6 = (1,05 \dots 1,10) P_{06} = 1,09 \cdot 17,25 = 18,8$ бар;
 - ентальпія пари у відборі $I_6 = 2609$ кДж/кг;
 - температура конденсату гріючої пари на виході із охолодника дренажу ПЖВ6 $t_{к6} = t_5 + (6 \dots 8^\circ\text{C}) = 181 + 6 = 187^\circ\text{C}$;
 - ентальпія конденсату гріючої пари на виході із охолодника конденсату ПЖВ6 $i_{к6} = 795$ кДж/кг.
- Параметри робочих середовищ у ПЖВ7:
- температура насичення гріючої пари $t_{s7} = t_{жв} + \Delta t_{\min 7} = 222 + 4 = 226^\circ\text{C}$;
 - тиск насичення гріючої пари $P_{07} = 26$ бар;
 - тиск пари у відборі $P_7 = (1,05 \dots 1,10) P_{07} = 1,09 \cdot 26 = 28,3$ бар;
 - ентальпія пари у відборі $I_7 = 2670$ кДж/кг;
 - температура конденсату гріючої пари на виході із охолодника дренажу ПЖВ7 $t_{к7} = t_6 + (6 \dots 8^\circ\text{C}) = 201 + 6 = 207^\circ\text{C}$;
 - ентальпія конденсату гріючої пари на виході із охолодника конденсату ПЖВ7 $i_{к7} = 880$ кДж/кг.

Визначення коефіцієнтів якості і кількості відборів

Для розглянутого прикладу коефіцієнти якості відборів визначаються наступним чином:

$$\Psi_7 = h_7/H_i = (I_0 - I_7)/(H_{iB} + H_{iC} + H_{iH}) = (2780 - 2670)/(239 + 210 + 497) = 0,1163;$$

$$\Psi_6 = h_6/H_i = (2780 - 2609)/946 = 0,1808;$$

$$\Psi_5 = h_5/H_i = (2780 - 2541)/946 = 0,2526;$$

$$\Psi_4 = (h_{04} + H_{iB})/H_i = (I_{1C} - I_4 + H_{iB})/H_i = (2944 - 2795 + 239)/946 = 0,4101;$$

$$\Psi_3 = (h_{03} + H_{iB})/H_i = (I_{1C} - I_3 + H_{iB})/H_i = (2944 - 3285 + 239)/946 = 0,4746;$$

$$\Psi_2 = (h_{02} + H_{iB})/H_i = (I_{1C} - I_2 + H_{iB})/H_i = (2944 - 2600 + 239)/946 = 0,6163;$$

$$\Psi_1 = (h_{01} + H_{iB})/H_i = (I_{1C} - I_1 + H_{iB})/H_i = (2944 - 2475 + 239)/946 = 0,7484.$$

Коефіцієнти кількості відборів визначаються із рівнянь теплових балансів відповідних підігрівачів (див. рис. 2.12), починаючи з останнього за ходом живильної води (для прикладу, що розглядається, це ПЖВ7).

ПЖВ7:

$$D_7(I_7 - i_{к7}) = D_T(i_{жв} - i_6);$$

$$\Theta_7 = D_7/D_T = (i_{жв} - i_6)/(I_7 - i_{к7}) = (954 - 862)/(2670 - 880) = 0,0514;$$

$$\Theta_7 = 0,0514.$$

ПЖВ6:

$$D_6(I_6 - i_{k6}) + D_7(i_{k7} - i_{k6}) = D_T(i_6 - i_5);$$

$$\Theta_6 = D_6/D_T = (i_6 - i_5)/(I_6 - i_{k6}) - \Theta_7(i_{k7} - i_{k6})/(I_6 - i_{k6}) =$$

$$= (862 - 770)/(2609 - 795) - 0,0514(880 - 795)/(2609 - 795) = 0,0483;$$

$$\Theta_6 = 0,0483.$$

ПЖВ5e:

$$D_{5e}(I_5 - i_{k5}) + (D_7 + D_6)(i_{k6} - i_{k5}) = D_T(i_5 - i_{5d});$$

$$\Theta_{5e} = D_{5e}/D_T = (i_5 - i_{5d})/(I_5 - i_{k5}) - (\Theta_7 + \Theta_6)(i_{k6} - i_{k5})/(I_5 - i_{k5}) =$$

$$= (770 - 697)/(2541 - 735) - (0,0514 + 0,0483)(795 - 735)/(2541 - 735) =$$

$$= 0,0371.$$

ПЖВ5d:

$$D_{5d} \cdot I_5 + (D_7 + D_6 + D_{5e}) \cdot i_{k5} + (D_T - D_7 - D_6 - D_{5d} - D_{5e}) \cdot i_4 = D_T \cdot i_{5d};$$

$$D_{5d} \cdot (I_5 - i_4) = D_T \cdot (i_{5d} - i_4) - (D_7 + D_6 + D_{5e}) \cdot (i_{k5} - i_4);$$

$$\Theta_{5d} = D_{5d}/D_T = (i_{5d} - i_4)/(I_5 - i_4) - (\Theta_7 + \Theta_6 + \Theta_{5e}) \cdot (i_{k5} - i_4)/(I_5 - i_4);$$

$$\Theta_{5d} = (697 - 611)/(2541 - 611) - (0,0514 + 0,0483 + 0,0371) \cdot$$

$$\cdot (735 - 611)/(2541 - 611) = 0,0358;$$

$$\Theta_5 = \Theta_{5e} + \Theta_{5d} = 0,0371 + 0,0358 = 0,0729.$$

ПЖВ4, ПЖВ3: вирішується система з трьох рівнянь (теплові баланси підігрівачів і точка змішування) з трьома невідомими Θ_4 ; Θ_3 ; i_{3M} :

$$D_4(I_4 - i_{k4}) = (D_T - D_7 - D_6 - D_5) \cdot (i_4 - i_{3M});$$

$$D_3(I_3 - i_{k3}) + D_4(i_{k4} - i_{k3}) = (D_T - D_7 - D_6 - D_5 - D_4 - D_3) \cdot (i_3 - i_2);$$

$$(D_T - D_7 - D_6 - D_5 - D_4 - D_3) \cdot i_3 + (D_4 + D_3) \cdot i_{k3} = (D_T - D_7 - D_6 - D_5) \cdot i_{3M};$$

$$\Theta_4(I_4 - i_{k4}) = (1 - \Theta_7 - \Theta_6 - \Theta_5) \cdot (i_4 - i_{3M});$$

$$\Theta_3(I_3 - i_{k3}) + \Theta_4(i_{k4} - i_{k3}) = (1 - \Theta_7 - \Theta_6 - \Theta_5 - \Theta_4 - \Theta_3) \cdot (i_3 - i_2);$$

$$(1 - \Theta_7 - \Theta_6 - \Theta_5 - \Theta_4 - \Theta_3) \cdot i_3 + (\Theta_4 + \Theta_3) \cdot i_{k3} = (1 - \Theta_7 - \Theta_6 - \Theta_5) \cdot i_{3M};$$

$$\Theta_4 = 0,0251; \Theta_3 = 0,04366; i_{3M} = 555,4^\circ\text{C}.$$

ПЖВ2, ПЖВ1: вирішується система з трьох рівнянь (теплові баланси підігрівачів і точка змішування) з трьома невідомими Θ_2 ; Θ_1 ; i_{1M} :

$$D_2(I_2 - i_{k2}) = (D_T - D_7 - D_6 - D_5 - D_4 - D_3) \cdot (i_2 - i_{1M});$$

$$\begin{aligned}
 D_1(I_1 - i_{k1}) + D_2(i_{k2} - i_{k1}) &= (D_T - D_7 - D_6 - D_5 - D_4 - D_3 - D_2 - D_1) \cdot (i_1 - i_{TK}); \\
 (D_T - D_7 - D_6 - D_5 - D_4 - D_3 - D_2 - D_1) \cdot i_1 + (D_2 + D_1) \cdot i_{k1} &= (D_T - D_7 - D_6 - D_5 - D_4 - D_3) \cdot i_{1M}; \quad \Theta_2(I_2 - i_{k2}) = (1 - \Theta_7 - \Theta_6 - \Theta_5 - \Theta_4 - \Theta_3) \cdot (i_2 - i_{1M}); \\
 \Theta_1(I_1 - i_{k1}) + \Theta_2(i_{k2} - i_{k1}) &= (1 - \Theta_7 - \Theta_6 - \Theta_5 - \Theta_4 - \Theta_3 - \Theta_2 - \Theta_1) \cdot (i_1 - i_{TK}); \\
 (1 - \Theta_7 - \Theta_6 - \Theta_5 - \Theta_4 - \Theta_3 - \Theta_2 - \Theta_1) \cdot i_1 + (\Theta_2 + \Theta_1) \cdot i_{k1} &= \\
 (1 - \Theta_7 - \Theta_6 - \Theta_5 - \Theta_4 - \Theta_3) \cdot i_{1M}; \\
 \Theta_2 = 0,04272; \quad \Theta_1 = 0,04808; \quad i_{1M} = 304,3 \text{ } ^\circ\text{C}.
 \end{aligned}$$

Результати розрахунків зведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Параметри робочих тіл у 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 гріючої 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

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

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

$$\begin{aligned}
 D_T &= D_T^0 / [1 - \sum_{n=1}^7 \theta_n (1 - \psi_n)] = 1101 / [1 - 0,0481 \cdot (1 - 0,7484) - \\
 &- 0,0427 \cdot (1 - 0,6163) - 0,0437 \cdot (1 - 0,4746) - 0,0251 \cdot (1 - 0,4101) - \\
 &- 0,0729 \cdot (1 - 0,2526) - 0,0483(1 - 0,1808) - 0,0514(1 - 0,1163)] = \\
 &= 1386 \text{ кг/с (4990 т/год)}.
 \end{aligned}$$

Продуктивність парогенератора:

- у максимально спрощеній установці без регенерації

$$D_T^0 = 1101 \text{ кг/с (3964 т/год);}$$

- у спрощеній установці з регенерацією

$$D_T = 1386 \text{ кг/с (4990 т/год).}$$

2.3 Продуктивність котла (парогенератора) в реальній установці – з регенерацією та допоміжними споживачами пари

До складу паротурбінних установок окрім основного споживача пари – головного турбоагрегата, може входити цілий ряд допоміжних споживачів пари (див. розділ 1): турбоприводи насосів (живильного, циркуляційного), турбопривід допоміжного електрогенератора, опріснювальні установки, парогенератор низького тиску (випарник брудних конденсатів), підігрівачі мережної води, пароструминні ежектори тощо. Вони можуть споживати свіжу (чи свіжу охолоджену) пару, пару із регенеративних відборів; відпрацьована пара може бути використана в системі регенеративного підігріву живильної води. Сепаратор-пароперегрівач ПТУ на ядерному паливі, охолоджувач масла головним конденсатом також можуть бути умовно включені до складу допоміжних споживачів пари.

При фіксованих потужності турбоагрегату і параметрів робочих середовищ у системі регенеративного підігріву живильної води (що визначають витрату пари на турбіну D_T) включення до складу ПТУ будь-якого j -го допоміжного споживача (ДС) пари буде супроводжуватись появою додаткової витрати пари на допоміжний споживач $D_{дсj}$, зміною продуктивності парогенератора $D_{дсj}^{ум}$ по відношенню до витрат пари на турбіну D_T , пов'язану як з появою $D_{дсj}$, так і зміною витрат пари в усіх регенеративних відборах ΔD_{nj} (рис. 2.13).

Тут прийняті наступні позначення:

D_1, D_2, D_3 – витрати пари у відповідних регенеративних відборах (перед включенням до складу ПТУ j -го допоміжного споживача пари);

$D_{дсj}$ – витрата пари на допоміжний споживач, який включено в окремий (четвертий) відбір пари із турбіни;

$\Delta D_{1j}, \Delta D_{2j}, \Delta D_{3j}$ – зміна витрати пари у першому, другому та третьому відборах після включення до складу ПТУ j -го допоміжного споживача пари; витрату пари в четвертому відборі можна також вважати як зміну витрати пари, тобто $\Delta D_{3j} = D_{дсj}$;

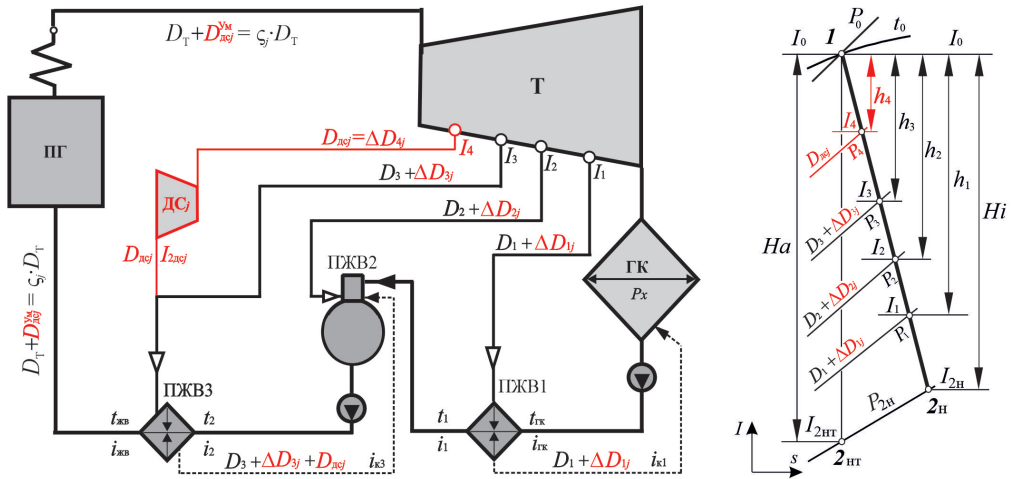


Рис. 2.13. До визначення продуктивності парогенератора реальної ПТУ

$D_{\text{ДС}j}^{\text{УМ}}$ – зміна продуктивності парогенератора для забезпечення роботи установки, до складу якої, окрім головного турбоагрегату, входить ще й допоміжний споживач пари, це можна назвати «умовною витратою пари на ДСП»;

ζ_j – локальний коефіцієнт, враховує в першому наближенні збільшення продуктивності парогенератора при включенні до складу ПТУ j -го ДСП.

Витрата пари на допоміжний споживач $D_{\text{ДС}j}$ визначається достатньо просто:

для теплообмінних апаратів (опріснювальних установок, мережних підігрівачів, парових перегрівачів тощо) – із рівняння теплового балансу при відомих параметрах гріючої пари і тепловій потужності апарату;

для турбоприводів допоміжних механізмів – із рівняння енергетичного балансу при відомій потужності, споживаної допоміжним механізмом, і параметрах пари на вході/виході із турбопривода.

Для визначення витрат пари на пароструминні ежектори використовують емпіричні залежності (див. підрозділ 1.7).

Встановлення взаємозв'язку між умовною витратою пари на допоміжний споживач $D_{\text{ДС}j}^{\text{УМ}}$ і дійсною витратою $D_{\text{ДС}j}$ дає можливість визначати продуктивність парогенератора реальної ПТУ з регенерацією і допоміжними споживачами пари.

Рівняння енергетичного балансу установки може мати наступний вигляд:

- до включення допоміжного споживача пари:

$$N_i = D_T H_i - D_1(H_i - h_1) - D_2(H_i - h_2) - D_3(H_i - h_3);$$

– після включення ДСП до складу ПТУ:

$$N_i = D_T H_i + D_{ДСj}^{ym} \cdot H_i - D_1 \cdot (H_i - h_1) - D_2 \cdot (H_i - h_2) - D_3 \cdot (H_i - h_3) - D_{дсj}(H_i - h_4) - \Delta D_{1j} \cdot (H_i - h_1) - \Delta D_{2j} \cdot (H_i - h_2) - \Delta D_{3j} \cdot (H_i - h_3).$$

За умови збереження незмінної потужності можна прирівняти праві частини рівнянь і скоротити подібні складники та одержати наступне:

$$D_{ДСj}^{ym} \cdot H_i = D_{дсj}(H_i - h_4) + \Delta D_{1j} \cdot (H_i - h_1) + \Delta D_{2j} \cdot (H_i - h_2) + \Delta D_{3j} \cdot (H_i - h_3);$$

$$D_{ДСj}^{ym} = D_{дсj}(1 - \Psi_4) + \sum_{n=1}^3 \Delta D_{nj} (1 - \Psi_n);$$

$$D_{ДСj}^{ym} = D_{дсj} [D_{дсj}/D_{дсj} (1 - \Psi_4) + \sum_{n=1}^3 \Delta D_{nj}/D_{дсj} (1 - \Psi_n)].$$

Введемо нове поняття – коефіцієнт зв'язку j -го допоміжного споживача пари з n -ою точкою відбору. Це відношення зміни витрати пари у відборі, в результаті включення ДСП, до витрати пари на споживач $a_{nj} = \Delta D_{nj}/D_{дсj}$. Для першого, другого і третього відборів відповідно $a_{1j} = \Delta D_{1j}/D_{дсj}$; $a_{2j} = \Delta D_{2j}/D_{дсj}$; $a_{3j} = \Delta D_{3j}/D_{дсj}$; для четвертого відбору – $D_{дсj}/D_{дсj} = \Delta D_{4j}/D_{дсj} = a_{4j} = 1,0$. Із останнього рівняння маємо співвідношення між умовною і дійсною витратою пари на допоміжний споживач:

$$D_{ДСj}^{ym} = D_{дсj} \sum_{n=1}^4 a_{nj} (1 - \Psi_n).$$

Для паротурбінної установки, що має « k » допоміжних споживачів і « z » регенеративних відборів продуктивність парогенератора визначиться як

$$D_{ПГ} = D_T + \sum_{j=1}^k D_{ДСj} \cdot \sum_{n=1}^z a_{nj} (1 - \Psi_n).$$

Для узагальнення рішення, відбір *свіжої* пари на допоміжний споживач називають нульовим, для нього коефіцієнт якості $\Psi_0 = 0$, коефіцієнт зв'язку $a_{0j} = 1,0$; для відбору охолодженої пари коефіцієнт якості пари можна визначити із рівняння теплового балансу парогенератора:

$$\Psi_{ок} = [1 - (I_{ок} - i_{жв})/(I_{пе} - i_{жв})].$$

Тепловий розрахунок ПТУ виконується методом послідовних наближень, так як продуктивність парогенератора залежить від витрат пари на головний турбоагрегат та умовних витрат на допоміжні споживачі, які, в свою чергу, залежать від загальних витрат робочого тіла в установці,

тобто від продуктивності парогенератора. Послідовність розрахунку наступна: спочатку визначаються витрати пари на головну турбіну з регенеративними відборами, потім продуктивність парогенератора в першому наближенні:

$$D'_{\text{ПГ}} = \zeta' \cdot D_{\text{Т}}$$

де ζ' – коефіцієнт, що враховує в першому наближенні збільшення продуктивності ПГ в результаті включення до складу теплової схеми ДСП.

Значення ζ залежить від кількості допоміжних споживачів, їх потужності, місця включення в теплову схему, параметрів робочого циклу тощо. В першому наближенні його можна визначати, використовуючи аналіз характеристик існуючих теплових схем. Наприклад, для ПТУ транспортних суден з проміжним перегрівом пари і незначною кількістю допоміжних споживачів пари (схеми типу ТС-3, див. рис. 1.54) – $\zeta = 1,01 \dots 1,04$; для схем типу ТС-1 (див. рис. 1.53) – $\zeta = 1,07 \dots 1,10$; для ПТУ атомних електростанцій $\zeta = 1,15 \dots 1,18$; для схем судових транспортних установок на ядерному паливі $\zeta = 1,22 \dots 1,27$. Коректність прийняття величини коефіцієнта ζ впливає тільки на кількість можливих послідовних наближень.

Продуктивність ПГ у першому наближенні дає можливість визначати витрати пари (звичайно також у першому наближенні) на допоміжні споживачі $D_{\text{де}j}$, потужність яких залежить від загальної витрати робочого тіла в установці.

Наступним кроком буде розрахунок коефіцієнтів зв'язку ДСП з точками відборів a_{nj} . Вони визначаються із теплових балансів відповідних підігрівачів, починаючи з останнього за ходом живильної води з використанням методу послідовних наближень.

Для ПЖВЗ (див. рис. 2.13) зміна витрати пари у відборі обумовлена двома факторами:

- по-перше, відпрацьована пара в j -му допоміжному споживачі використовується як гріюча, що зменшує витрату пари в третьому відборі;
- по-друге, в підігрівач потрібно подати більшу кількість пари, так як збільшилась витрата робочого середовища ($\zeta'_j \cdot D_{\text{Т}}$), що підігрівається при фіксованому перепаді температур $[t_{\text{жв}} - t_2]$.

Тут ζ'_j – коефіцієнт, що враховує збільшення продуктивності парогенератора при включенні до складу ПТУ j -го допоміжного споживача пари; оцінюється на основі аналізу ситуації, потім уточняється, при необхідності, в наступних наближеннях.

Рівняння теплового балансу третього підігрівача має такий вигляд:

$$\zeta'_j \cdot D_T \cdot (i_{жв} - i_2) = D_{дсj} \cdot (I_{2дсj} - i_{к3}) + (D_3 + \Delta D_{3j})(I_3 - i_{к3}),$$

звідси

$$\Delta D_{3j} = \zeta'_j \cdot D_T \cdot (i_{жв} - i_2)/(I_3 - i_{к3}) - D_3 - D_{дсj} \cdot (I_{2дсj} - i_{к3})/(I_3 - i_{к3});$$

$$\Delta D_{3j} = D_3(\zeta'_j - 1) - D_{дсj} \cdot (I_{2дсj} - i_{к3})/(I_3 - i_{к3});$$

$$a_{3j} = \Delta D_{3j}/D_{дсj};$$

$$a_{3j} = D_3/D_{дсj} (\zeta'_j - 1) - (I_{2дсj} - i_{к3})/(I_3 - i_{к3}).$$

Тепловий баланс ПЖВ2 (деаератора, підігрівача змішувального типу):

$$\zeta'_j \cdot D_T \cdot i_2 = (D_2 + \Delta D_{2j}) \cdot I_2 + (D_3 + \Delta D_{3j} + D_{дсj}) \cdot i_{к3} + \\ + i_1 (\zeta'_j \cdot D_T - D_3 - D_2 - D_{дсj} - \Delta D_{3j} - \Delta D_{2j});$$

$$\Delta D_{2j}(I_2 - i_1) = (\zeta'_j \cdot D_T - D_3 - D_2)(i_2 - i_1) - (\Delta D_{3j} + D_{дсj})(i_{к3} - i_1);$$

$$a_{2j} = \Delta D_{2j}/D_{дсj};$$

$$a_{2j} = D_T/D_{дсj} (\zeta'_j - \Theta_3 - \Theta_2)(i_2 - i_1)/(I_2 - i_1) - (a_{3j} + 1)(i_{к3} - i_1)/(I_2 - i_1).$$

Тепловий баланс ПЖВ1:

$$(D_1 + \Delta D_{1j})(I_1 - i_{к1}) = (\zeta'_j \cdot D_T - D_3 - D_2)(i_1 - i_{гк}) - D_{дсj}(i_1 - i_{гк});$$

$$a_{1j} = D_T/D_{дсj} (\zeta'_j - \Theta_3 - \Theta_2)(i_1 - i_{гк})/(I_1 - i_{к1}) - (i_1 - i_{гк})/(I_1 - i_{к1}) - D_1/D_{дсj}.$$

Визначивши зміну продуктивності парогенератора (в першому наближенні) від включення до складу теплової схеми j -го допоміжного споживача пари (умовну витрату пари на ДС) необхідно перевірити коректність прийнятого раніше значення коефіцієнта ζ'_j :

$$\zeta''_j = 1 + D_{дсj}^{ym}/D_T.$$

При допустимій розбіжності розрахунків можна вважати прийнятним.

Розрахунок коефіцієнтів зв'язку й умовних витрат пари може бути значно спрощений, якщо $D_{дсj}^{ym} \ll D_T$. У цьому випадку не враховують зміну витрати живильної води в підігрівачах без особливого впливу на коректність розрахунку.

За спрощеною системою розрахунку наведений вище приклад має наступний вигляд: $a_{1j} = a_{2j} = a_{0j} = 0$; $a_{4j} = 1,0$. Коефіцієнт зв'язку з третім підігрівачем визначиться за умови його незмінного теплового навантаження:

$$D_{\text{дс}j} \cdot (I_{\text{дс}j} - i_{\text{к}3}) + \Delta D_{3j}(I_3 - i_{\text{к}3}) = 0;$$

$$a_{3j} = \Delta D_{3j}/D_{\text{дс}} = - (I_{\text{дс}j} - i_{\text{к}3})/(I_3 - i_{\text{к}3}).$$

Спрощену методику розрахунку теплових схем було рекомендовано свого часу галузевим стандартом, в якому коефіцієнти зв'язку вираховувались лише у випадку, коли допоміжний споживач був пов'язаний із відбором чи підігрівачем трубопроводами. Так рахувати можна (може, навіть доцільно) для споживачів, що використовують незначну кількість пари (у порівнянні із загальною витратою робочого тіла в установці).

2.4 Визначення умовних витрат пари на допоміжні споживачі

2.4.1 ПТУ танкера з проміжним перегрівом пари (див. рис. 1.58)

До складу теплової схеми включені наступні допоміжні споживачі пари (ДСП), що працюють на ходовому режимі судна:

- випарник брудних конденсатів (ВБК), призначений для живлення вторинною парою теплообмінних апаратів, які можуть забруднювати робоче тіло (підігрівачі палива, масла тощо);
- водоопріснювальна установка (ВОУ), використовує пару першого відбору, конденсат гріючої пари надходить перед ПЖВ1, вторинна пара охолоджується основним потоком конденсату;
- охолоджувач масла (ОМ) ГТЗА, це також можна умовно вважати споживачем пари, оскільки підігрів основного конденсату в ОМ змінює (зменшує) продуктивність парогенератора.

Випарник брудних конденсатів

ВБК включений до четвертого відбору, конденсат гріючої пари повертається до деаератора (рис. 2.14).

Включення до складу теплової схеми в ПТУ випарника брудних конденсатів, як і будь-якого допоміжного споживача, викликає наступне:

- з'являється новий споживач пари з витратою пари на нього $D_{\text{ВБК}}$;
- збільшуються витрати робочого тіла в установці, продуктивність парогенератора становить $\zeta_j D_{\text{Т}}$ замість $D_{\text{Т}}$;
- змінюються витрати пари у регенеративних відборах, так як, по-перше, пара відбирається на живлення допоміжного споживача; по-друге, конденсат гріючої пари використовується в системі регенеративного підігріву; по-третє, змінюється (в даному випадку збільшується) кількість живильної води, що підігрівається в ПЖВ. На рис. 2.14 ці зміни позначені червоним кольором.

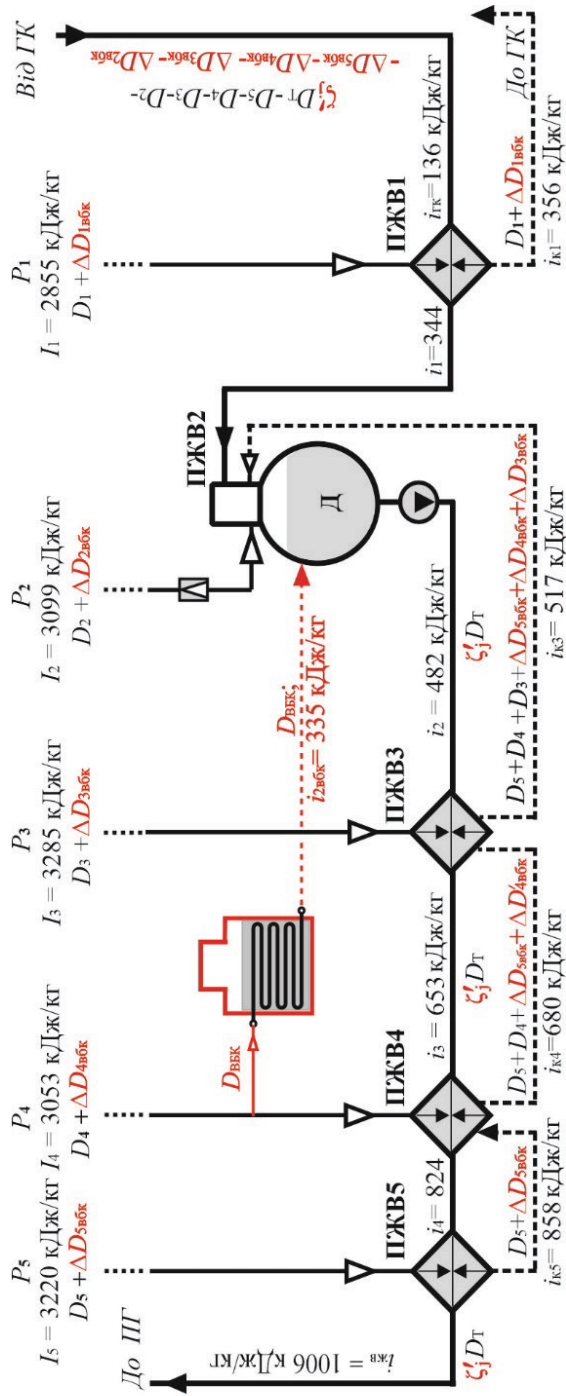


Рис. 2.14. До визначення умовної витрати пари на випарник брудних конденсатів

Дійсна витрата пари (в літературі зустрічається термін – «видима витрата пари») на випарник брудних конденсатів може бути визначена із рівняння його теплового балансу.

ВБК призначений для живлення вторинною парою загальносуднових споживачів і споживачів СЕУ (системи підігріву палива, масла, розігріву вантажу, поршневих механізмів, побутових споживачів та ін.), теплова потужність яких на момент виконання попередніх теплових розрахунків невідома. Тиск вторинної насиченої пари, що використовується споживачами – теплообмінними апаратами, може становити 5...8 бар, поршневими палубними механізмами 11...15 бар. Місце включення ВБК у теплову схему знаходиться після визначення складу споживачів вторинної пари та її параметрів. Температура насичення гріючої пари для ВБК (у регенеративному відборі t_{pb}) з урахуванням мінімального температурного напору становить:

$$t_{pb} = t_{s \text{ ВБК}} + \Delta t_{\min},$$

де $\Delta t_{\min} = 20...25^\circ\text{C}$ – мінімальний температурний напір.

Якщо прийняти параметри вторинної пари: тиск 8 бар і відповідну температуру насичення 170°C , то температура насичення гріючої пари повинна складати не менше 190°C , що дозволяє використовувати пару четвертого відбору.

Витрати гріючої пари на ВБК, кг/год:

$$D_{\text{ВБК}} = Q_{\text{ВБК}} / (I_4 - i_{k4}) / \eta_{\text{ВБК}} = 2 \cdot 10^6 / (3053 - 680) / 0,98 = 860; (0,239 \text{ кг/с}),$$

де $I_4 = 3053 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія пари у четвертому відборі;

$i_{k4} = 680 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія конденсату гріючої пари;

$\eta_{\text{ВБК}} = 0,98$ – коефіцієнт збереження теплоти ВБК;

$Q_{\text{ВБК}} = 2 \cdot 10^6 \text{ кДж/год}$ – теплова потужність ВБК (прийнята).

Коефіцієнти зв'язку ВБК з точками відборів вираховують із рівнянь теплових балансів відповідних підігрівачів живильної води, починаючи з останнього за ходом води.

Розрахунок коефіцієнтів зв'язку й умовних витрат пари на ВБК буде виконаний за спрощеною процедурою, враховуючи, що $D_{\text{вбр}}^{\text{ум}} \ll D_{\text{Т}}$. У цьому випадку можна прийняти, що $\zeta_j D_{\text{Т}} \approx D_{\text{Т}}$, тобто не враховувати зміну витрати живильної води в підігрівачах без будь-якого впливу на коректність розрахунку.

За спрощеною процедурою розрахунку наведений вище приклад має наступний вигляд:

$$\Delta D_{4\text{вбк}} = D_{\text{ВБК}}; \Delta D_{5\text{вбк}} = \Delta D_{3\text{вбк}} = \Delta D_{1\text{вбк}} = 0;$$

$$a_{4\text{вбк}} = 1,0; a_{5\text{вбк}} = a_{3\text{вбк}} = a_{1\text{вбк}} = 0.$$

Коефіцієнт зв'язку з другим підігрівачем (деаератором) визначиться за умови його незмінного теплового навантаження:

$$D_{\text{ВБК}} \cdot (i_{2\text{вбк}} - i_1) + \Delta D_{2\text{вбк}}(I_2 - i_1) = 0;$$

$$a_{2\text{вбк}} = \Delta D_{2\text{вбк}}/D_{\text{ВБК}} = -(i_{2\text{вбк}} - i_1)/(I_2 - i_1) = \\ = -(335 - 344)/(3099 - 344) = 0,0033.$$

Умовна витрата пари на роботу ВБК (збільшення продуктивності парогенератора в результаті включення до складу теплової схеми ВБК):

$$D_{\text{ВБК}}^{\text{ум}} = D_{\text{ВБК}} \sum_{n=1}^5 a_{n\text{вбк}} (1 - \Psi_n) = D_{\text{ВБК}} \cdot [a_{4\text{вбк}}(1 - \Psi_4) + a_{2\text{вбк}}(1 - \Psi_2)] = \\ = 0,239 \cdot [1,0 \cdot (1 - 0,2787) + 0,0033 (1 - 0,5745)] = 0,1727 \text{ кг/с (622 кг/год)}.$$

Водоопріснювальна установка

Водоопріснювальна установка забезпечує всі потреби в прісній воді на судні: побутові потреби, а також компенсацію втрат робочих середовищ у системах, що використовують пару чи воду. При ефективній потужності ГТЗА $N_E = 22,9$ МВт (див. вище) продуктивність ПГ у першому наближенні прийнята:

$$D'_{\text{ПГ}} = 1,013 \cdot 76740 = 77400 \text{ кг/год}.$$

Витрати прісної води на побутові потреби, кг/год:

$$D_{\text{ПВ}} = (10 \dots 15) z_{\text{ек}} = 15 \cdot 20 = 300,$$

де $z_{\text{ек}} = 20$ – кількість членів екіпажу.

Витрати пари на сажообдування, кг/год:

$$D_{\text{со}} = (0,0014 \dots 0,0019) \cdot D_{\text{ПГ}} = 0,0016 \cdot 77400 = 120.$$

Втрати робочого тіла від продування котла, кг/год:

$$D_{\text{пр}} = (0,0005 \dots 0,003) \cdot D_{\text{ПГ}} = 0,0013 \cdot 77400 = 100.$$

Втрати пари через нещільності арматури котла, пароперегрівачів тощо (відносять до втрат свіжої пари), кг/год:

$$D_{\text{вт сп}} = (23 \dots 29) N_E^{0,5} = 25 \cdot 22,9^{0,5} = 120 (N_E \rightarrow y \text{ МВт}).$$

Втрати відпрацьованої і частково відпрацьованої пари, втрати з випаром із деаератора, втрати конденсату тощо:

$$D_{\text{вт вп}} = (31 \dots 37) \cdot N_E^{2/3} = 32 \cdot 22,9^{2/3} = 260 \text{ (} N_E \rightarrow \text{у МВт)}.$$

Таким чином, продуктивність водоопріснювальної установки (якщо не враховувати суднові запаси) повинна складати:

$$D_{\text{воу}} = 300 + 120 + 100 + 120 + 260 = 900 \text{ кг/год.}$$

Прийнято одноступінчасту вакуумну опріснювальну установку киплячого типу (рис. 2.15), яка живиться парою першого регенеративного відбору, вторинна пара охолоджується основним конденсатом (див. рис. 1.58).

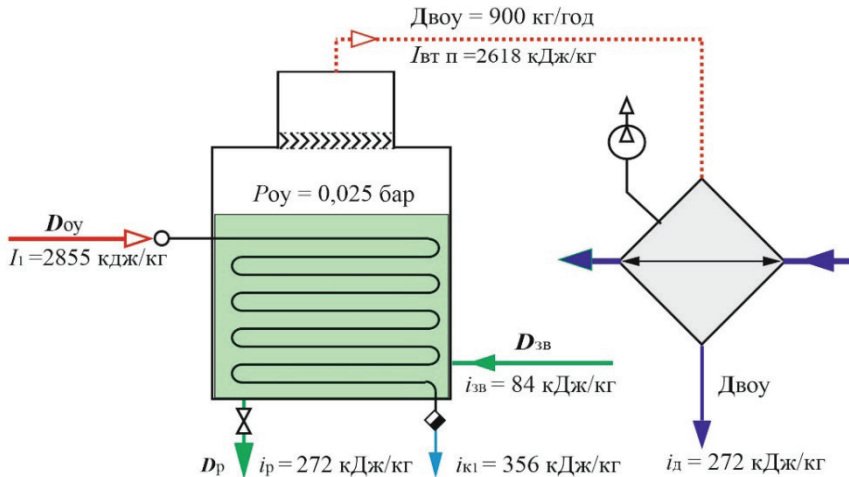


Рис. 2.15. До розрахунку витрат пари на водоопріснювальну установку

Дійсну витрату пари на опріснювальну установку можна визначити із рівняння теплового балансу (див. підрозділ 1.7.3):

$$D_{\text{oy}} = D_{\text{воу}} \frac{(I_{\text{вт п}} - i_{\text{зв}}) + \alpha_{\text{пр}}(i_{\text{р}} - i_{\text{зв}})}{(I_1 - i_{\text{кл}})\eta_{\text{oy}}} = 900 \frac{(2618 - 84) + 2,0(272 - 84)}{(2855 - 356)0,99} = 1176 \text{ кг/год,}$$

де $I_1, I_{\text{вт п}}$ – ентальпія гріючої та вторинної пари, кДж/кг;

$i_{\text{зв}}, i_{\text{р}}, i_{\text{кл}}$ – ентальпія забортної води, розсолу та конденсату гріючої пари, відповідно;

$\alpha_{\text{пр}}$ – коефіцієнт продування;

$\eta_{\text{oy}} = 0,98 \dots 0,99$ – коефіцієнт збереження теплоти ВОУ.

Температура насичення вторинної пари і розсолу, який продувається, визначається мінімальним температурним напором, температурною і гідростатичною депресіями:

$$t_{s.p} = t_{s.гп} - \Delta t_{\min} + \Delta t_T + \Delta t_{гст} = 85 - 15 - 1,0 - 4 = 65^\circ\text{C},$$

де $t_{s.гп} = 85^\circ\text{C}$ – температура насичення гріючої пари в розсільній батареї (тиск пари в регенеративному відборі з урахуванням втрат у паропроводі);

$\Delta t_{\min}$ – мінімальний температурний напір ($15 \dots 20^\circ\text{C}$);

Δt_T – температурна депресія, враховує різницю температур насичення чистої води і розсолу, залежить від температури розсолу і його солевмісту, може складати $0,5 \dots 2,7^\circ\text{C}$;

$\Delta t_{гст}$ – гідростатична депресія, враховує вплив тиску стовпа рідини над розсільною батареєю на температуру насичення (може сягати до 10°C).

Розрахунок коефіцієнтів зв'язку й умовних витрат пари на ВОУ буде також виконаний за спрощеною процедурою, враховуючи, що $D_{\text{воу}}^{\text{ум}} \ll D_T$ (у цьому випадку $a_{5\text{oy}} = a_{4\text{oy}} = a_{3\text{oy}} = a_{2\text{oy}} = 0$). З першим регенеративним відбором ВОУ має подвійний зв'язок:

$$a_{1\text{oy}} = a'_{1\text{oy}} + a''_{1\text{oy}} = 1,0 - 0,7185 = 0,2815,$$

де $a'_{1\text{oy}} = 1,0$ – коефіцієнт зв'язку за забором пари;

$a''_{1\text{oy}}$ – коефіцієнт зв'язку за поверненням теплоти, визначається за умови збереження теплового навантаження ПЖВ1:

$$D_{\text{BOY}} (I_{\text{вт п}} - i_d) + \Delta D''_{1\text{oy}} (I_1 - i_{\text{к1}}) = 0;$$

$$\Delta D''_{1\text{oy}} = - D_{\text{BOY}} (I_{\text{вт п}} - i_d) / (I_1 - i_{\text{к1}}) =$$

$$= - 900 (2618 - 272) / (2855 - 356) = - 845;$$

$$a''_{1\text{oy}} = - \Delta D''_{1\text{oy}} / D_{\text{oy}} = - 845 / 1176 = - 0,7185.$$

Умовна витрата пари на роботу ВОУ (збільшення продуктивності ПГ, пов'язане з включенням до складу теплової схеми ВОУ):

$$\begin{aligned} D_{\text{OY}}^{\text{ум}} &= D_{\text{oy}} \cdot a_{1\text{oy}} (1 - \Psi_1) = 1176 \cdot 0,2815 \cdot (1 - 0,7563) = \\ &= 80 \text{ кг/год} \quad (0,0225 \text{ кг/с}). \end{aligned}$$

Охолодник масла ГТЗА

Охолодник масла зменшує витрати пари в першому регенеративному підігрівачі і в цілому впливає на продуктивність парогенератора. Теплова потужність охолодника масла, кВт:

$$Q_{OM} = N_E \cdot (1 - \eta_{\text{мех}}) / \eta_{\text{мех}} = 22900 \cdot (1 - 0,975) / 0,975 = 587,$$

де $\eta_{\text{мех}} = \eta_p \eta_{\text{мт}} = 0,98 \cdot 0,995 = 0,975$ – механічний ККД ГТЗА;

$\eta_p = 0,98$ – ККД редуктора;

$\eta_{\text{мт}} = 0,995$ – механічний ККД турбіни, враховує втрати механічної енергії в підшипниках турбіни.

Зміна витрати пари у першому регенеративному відборі визначиться за умови незмінного теплового навантаження ПЖВ1 до і після включення до складу теплової схеми охолодника масла:

$$Q_{OM} + \Delta D_{1OM} \cdot (I_1 - i_{k1}) = 0;$$

$$\Delta D_{1OM} = -Q_{OM} / (I_1 - i_{k1}) = -587 / (2855 - 356) = -0,235 \text{ кг/с } (-846 \text{ кг/год}).$$

За спрощеною схемою визначення коефіцієнтів зв'язку охолодника масла з точками відборів можна прийняти $a_{5OM} = a_{4OM} = a_{3OM} = a_{2OM} = 0$; $a_{1OM} = 1,0$. Тоді умовна витрата пари на ОМ визначиться як

$$D_{OM}^{\text{ум}} = \Delta D_{1OM} a_{1OM} (1 - \Psi_1) = -846 \cdot 1,0 \cdot (1 - 0,7563) = -206 \text{ кг/год}.$$

Втрати робочого тіла на продування парогенератора, сажообдування, витоки через нещільності арматури котла, пароперегрівачів тощо (відносять до втрат свіжої пари):

$$D_{\text{ВТР}}^{\text{ум}} = D_{\text{со}} + D_{\text{пр}} + D_{\text{вт сп}} + D_{\text{вт вп}} = 120 + 100 + 120 + 260 = 600 \text{ кг/год}.$$

Продуктивність парогенератора у другому наближенні:

$$\begin{aligned} D_{\text{ПГ}}'' &= D_T + D_{\text{ВБК}}^{\text{ум}} + D_{\text{ОУ}}^{\text{ум}} + D_{\text{ОМ}}^{\text{ум}} + D_{\text{ВТР}}^{\text{ум}} = \\ &= 76740 + 622 + 80 - 206 + 600 = 77500 \text{ кг/год } (21,53 \text{ кг/с}). \end{aligned}$$

Перевірка збіжності наближень

$$\delta = 100 \cdot (D_{\text{ПГ}}'' - D_{\text{ПГ}}') / D_{\text{ПГ}}'' = 100 \cdot (77500 - 77400) / 77500 = 0,13 \text{ \%}.$$

Дійсні витрати пари у регенеративних відборах ПТУ, що має k допоміжних споживачів пари, можна визначити як

$$D_n^* = D_n + \sum_{j=1}^k \Delta D_{nj}.$$

Результати розрахунків зведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Дійсні витрати пари у регенеративних відборах

Величина	Позначення	Номери відборів					
		0	1	2	3	4	5
Витрата пари у відборі ПТУ без допоміжних споживачів пари, кг/год	D_n	0	4890	2896	4093	5086	5913
Зміна витрати пари при включенні ВБК, кг/год	$\Delta D_{n \text{ вбк}}$	0	0	3	0	860	0
Зміна витрати пари при включенні опріснювальної установки, кг/год	$\Delta D_{n \text{ оу}}$	0	331	0	0	0	0
Зміна витрати пари при включенні охолодника масла, кг/год	$\Delta D_{n \text{ ом}}$	0	-846	0	0	0	0
Втрати робочого тіла, кг/год	$\Delta D_{n \text{ втр}}$	600	0	0	0	0	0
Дійсні витрати пари у регенеративних відборах ПТУ з ДСП кг/год кг/с	D_n^*	600 0,167	4375 1,215	2899 0,805	4093 1,137	5946 1,652	5913 1,643

Енергетичний баланс ГТЗА (приймавши витрати пари на ГТЗА як $D_T^* = D_{III}'' - D_{ВТР}^{ум} = 21,528 - 0,167 = 21,361$ кг/с) буде мати наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 N_i' &= D_T^* \cdot (I_0 - I_5) + (D_T^* - D_5^*) \cdot (I_5 - I_4) + (D_T^* - D_5^* - D_4^*) \cdot (I_{1c} - I_3) + \\
 &+ (D_T^* - D_5^* - D_4^* - D_3^*) \cdot (I_3 - I_2) + (D_T^* - D_5^* - D_4^* - D_3^* - D_2^*) \cdot (I_2 - I_1) + \\
 &+ (D_T^* - D_5^* - D_4^* - D_3^* - D_2^* - D_1^*) \cdot (I_1 - I_{2H}) = \\
 &= 21,361 \cdot (3427 - 3220) + (21,361 - 1,643) \cdot (3220 - 3053) + \\
 &+ (21,361 - 1,643 - 1,652) \cdot (3496 - 3285) + \\
 &+ (21,361 - 1,643 - 1,652 - 1,137) \cdot (3285 - 3099) + \\
 &+ (21,361 - 1,643 - 1,652 - 1,137 - 0,805) \cdot (3099 - 2855) + \\
 &+ (21,361 - 1,643 - 1,652 - 1,137 - 0,805 - 1,215) \cdot (2855 - 2528) = \\
 &= 23481 \text{ кВт.}
 \end{aligned}$$

Ефективна потужність ГТЗА $N'_E = N'_i \cdot \eta_{\text{ма}} = 23481 \cdot 0,975 = 22894$ кВт.
Розбіжність значень ефективної потужності:

$$\delta_N = 100 \cdot (N_E - N'_E) / N_E = 100 \cdot (22900 - 22894) / 22900 = 0,026 \, \%.$$

Теплотехнічні показники установки

Витрата палива

$$B_{\Pi} = \frac{D_{\Pi\Gamma} \cdot (I_{\text{пе}} - i_{\text{жв}}) + (D_{\Pi\Gamma} - D_{\text{втр}}^{\text{УМ}} - D_5^* - D_4^*) \cdot (I_{\text{пп}} - I_{2\text{в}})}{Q_p^{\text{н}} \cdot \eta_{\Pi\Gamma}} =$$

$$= \frac{21,528 \cdot (3437 - 1006) + (21,528 - 0,167 - 1,643 - 1,652) \cdot (3507 - 3053)}{40740 \cdot 0,93} =$$

$$= 1,598 \text{ кг/с (5752 кг/год)},$$

де $Q_p^{\text{н}} = 40740$ кДж/кг – робоча нижча теплота згоряння палива (мазут М40);

$\eta_{\Pi\Gamma} = 0,93$ – ККД котла (парогенератора).

Питома витрата палива

$$g_e = B_{\Pi} / N'_E = 5752 / 22894 = 0,2512 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}.$$

Ефективний ККД установки

$$\eta_e = 3600 / (g_e \cdot Q_p^{\text{н}}) = 3600 / (0,2512 \cdot 40740) = 0,3518.$$

Специфікаційна продуктивність ПГ

$$D_{\Pi\Gamma}^{\text{спц}} = 1,03 \cdot D_{\Pi\Gamma}'' = 1,03 \cdot 77500 = 79825 \text{ кг/год (прийнято 80 т/год)}.$$

2.4.2 ПТУ електростанції на ядерному паливі

До складу теплової схеми (див. рис. 1.53) включені наступні допоміжні споживачі пари (ДСП): проміжний сепаратор-пароперегрівач; турбопривід живильного насоса, ежектори підтримки вакууму в головному конденсаторі й укупорки ущільнень, підігрівач 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 у системі регенерації.

Сепаратор пари

У результаті сепарації вологи зменшується витрата пари на наступні частини турбіни ТСТ і ТНТ. Для забезпечення незмінної потужності турбіни повинна збільшитися продуктивність парогенератора на величину, яку можна прийняти як умовну витрату пари на сепаратор.

Кількість вологи, що видаляється із робочого тіла в сепараторі, визначається із матеріального балансу сепаратора (рис. 2.16):

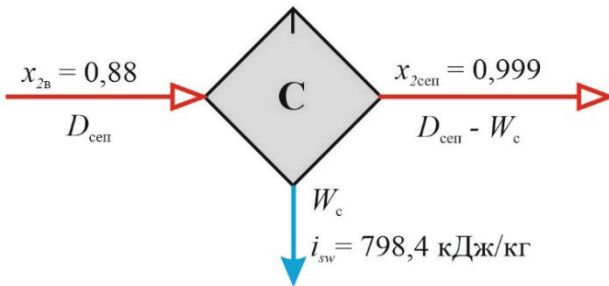


Рис. 2.16. Матеріальний баланс міжкорпусного сепаратора пари

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

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

де $x_{2в}$ і $x_{2\text{сеп}}$ – ступінь сухості пари на виході із ТВТ і сепаратора (див. рис. 2.11).

Витрату вологої пари на сепаратор для спрощеної установки з регенерацією можна визначити як

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

Тоді кількість вологи, що видаляється в сепараторі:

$$W_{\text{сеп}}^R = D_{\text{сеп}}^R \cdot (1 - x_{2в}/x_{2\text{сеп}}) = 1146,8 (1 - 0,88/0,999) = 136,6 \text{ кг/с.}$$

В установці з допоміжним споживачем пари (сепаратором) зміняться як загальна витрата робочого тіла, так і витрати робочого тіла у відборах, що позначиться на витраті вологої пари на сепаратор (рис. 2.17). У першому наближенні прийнято $W'_c = 1,075 \cdot W_{\text{сеп}}^R = 1,075 \cdot 136,6 = 147 \text{ кг/с.}$

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

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

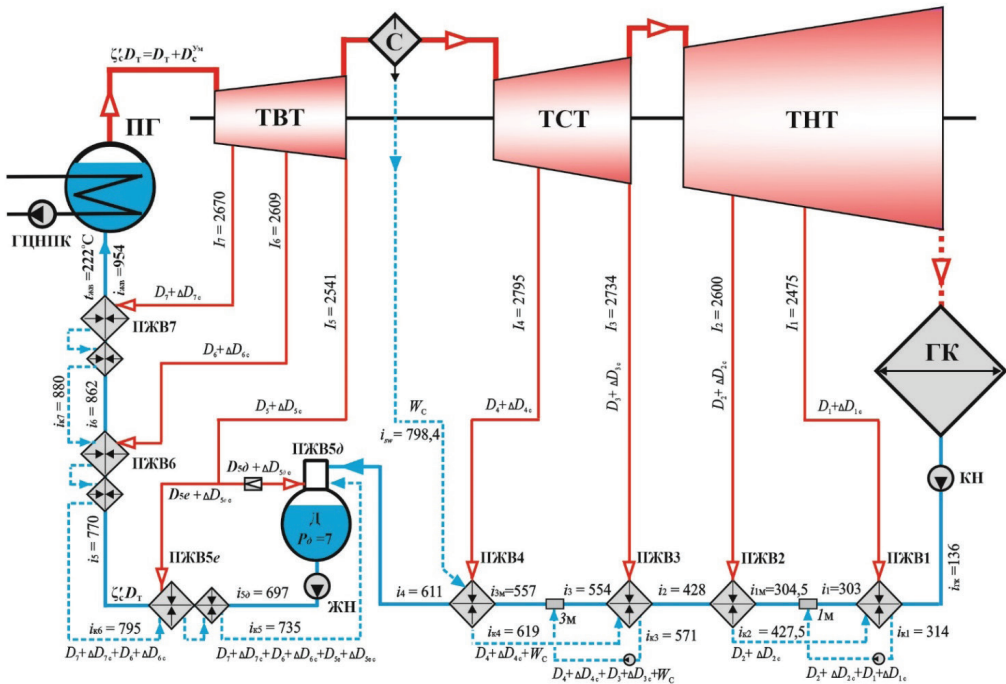


Рис. 2.17. До визначення умовної витрати пари на сепаратор

— 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 вологи 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 підігрівачів, починаючи з останнього за ходом живильної води (див. підрозділ 2.3), прийнявши в першому наближенні значення $\zeta'_c = 1,075$.

ПЖВ7:

$$\zeta'_c \cdot D_T \cdot (i_{жв} - i_6) = (D_7 + \Delta D_{7c}) \cdot (I_7 - i_{к7});$$

$$\Delta D_{7c} = \zeta'_c \cdot D_T \cdot (i_{жв} - i_6) / (I_7 - i_{к7}) - D_7 = D_7 (\zeta'_c - 1) = 71,24 \cdot (1,075 - 1) = 5,34 \text{ кг/с};$$

$$a_{7c} = \Delta D_{7c} / W'_c = 5,343 / 147 = 0,0364.$$

ПЖВ6:

$$\zeta'_c \cdot D_T \cdot (i_6 - i_5) = (D_6 + \Delta D_{6c}) \cdot (I_6 - i_{к6}) + (D_7 + \Delta D_{7c}) \cdot (i_{к7} - i_{к6});$$

$$\Delta D_{6c} = \zeta'_c \cdot D_T \cdot (i_6 - i_5)/(I_6 - i_{k6}) - (D_7 + \Delta D_{7c}) \cdot (i_{k7} - i_{k6})/(I_6 - i_{k6}) - D_6 = 5,16 \text{ кг/с};$$

$$a_{6c} = \Delta D_{6c} / W'_c = 5,16/147 = 0,0351.$$

ПЖВ5e:

$$\zeta'_c \cdot D_T \cdot (i_5 - i_{5\partial}) = (D_{5e} + \Delta D_{5ec}) \cdot (I_5 - i_{k5}) + (D_7 + \Delta D_{7c} + D_6 + \Delta D_{6c}) (i_{k6} - i_{k5});$$

$$\Delta D_{5ec} = \zeta'_c \cdot D_T \cdot (i_5 - i_{5\partial})/(I_5 - i_{k5}) -$$

$$- (D_7 + \Delta D_{7c} + D_6 + \Delta D_{6c}) (i_{k6} - i_{k5})/(I_5 - i_{k5}) - D_{5e} = 3,87;$$

$$a_{5ec} = \Delta D_{5ec} / W'_c = 3,87/147 = 0,0263.$$

ПЖВ5\partial:

$$(D_{5\partial} + \Delta D_{5\partial c}) \cdot I_5 + (D_7 + \Delta D_{7c} + D_6 + \Delta D_{6c} + D_{5ec} + \Delta D_{5ec}) i_{k5} +$$

$$+ (\zeta'_c \cdot D_T - D_7 - \Delta D_{7c} - D_6 - \Delta D_{6c} - D_{5ec} - \Delta D_{5ec}) i_4 = \zeta'_c \cdot D_T \cdot i_{5\partial};$$

$$\Delta D_{5\partial c} = \zeta'_c \cdot D_T \cdot (i_{5\partial} - i_4)/(I_5 - i_4) -$$

$$- (D_7 + \Delta D_{7c} + D_6 + \Delta D_{6c} + D_{5ec} + \Delta D_{5ec}) (i_{k5} - i_4) - D_{5\partial} = 3,67 \text{ кг/с};$$

$$a_{5\partial c} = \Delta D_{5\partial c} / W'_c = 3,67/147 = 0,0250.$$

Для п'ятого регенеративного відбору в цілому:

$$D_5 = D_{5e} + D_{5\partial} = 51,42 + 49,62 = 101,04 \text{ кг/с};$$

$$\Delta D_{5c} = \Delta D_{5ec} + \Delta D_{5\partial c} = 3,87 + 3,67 = 7,54 \text{ кг/с};$$

$$a_{5c} = 1 - a_{5ec} - a_{5\partial c} = 1 - 0,0263 - 0,0250 = 0,9487.$$

ПЖВ4. Враховуючи незначний вплив зміни витрат пари у відборах на значення ентальпії живильної води у точці змішування в порівнянні зі спрощеною установкою (прийнято значення $i_{3M} = 557 \text{ кДж/кг}$), розв'язання задачі можна спростити. Тепловий баланс четвертого підігрівача буде мати наступний вигляд:

$$(D_4 + \Delta D_{4c})(I_4 - i_{k4}) + W'_c (i_{sw} - i_{k4}) = (i_4 - i_{3M}) (\zeta'_c \cdot D_T - \sum_{n=5}^7 (D_n + \Delta D_{nc}));$$

$$\Delta D_{4c} = (\zeta'_c \cdot D_T - \sum_{n=5}^7 (D_n + \Delta D_{nc})) / (i_4 - i_{3M}) / (I_4 - i_{k4}) -$$

$$- W'_c (i_{sw} - i_{k4}) / (I_4 - i_{k4}) - D_4 = -16,32;$$

$$a_{4c} = \Delta D_{4c} / W'_c = -16,32/147 = -0,111.$$

ПЖВ3:

$$(D_3 + \Delta D_{3\text{ c}})(I_3 - i_{\text{к3}}) + (D_4 + \Delta D_{4\text{ c}} + W'_{\text{c}} i_{\text{к4}} - i_{\text{к3}}) = \\ = (\zeta'_{\text{c}} \cdot D_{\text{T}} - i_3 - i_2);$$

$$\Delta D_{3\text{ c}} = (\zeta'_{\text{c}} \cdot D_{\text{T}} - (i_3 - i_2) / (I_3 - i_{\text{к3}}) - \\ - (D_4 + \Delta D_{4\text{ c}} + W'_{\text{c}})(i_{\text{к4}} - i_{\text{к3}}) / (I_3 - i_{\text{к3}}) - D_3 = 6,49;$$

$$a_{3\text{ c}} = \Delta D_{3\text{ c}} / W'_{\text{c}} = 6,49 / 147 = 0,0441.$$

ПЖВ2. Значення ентальпії живильної води у точці змішування прийняте $i_{1\text{м}} = 304,5$ кДж/кг:

$$(D_2 + \Delta D_{2\text{ c}})(I_2 - i_{\text{к2}}) = (\zeta'_{\text{c}} \cdot D_{\text{T}} - \sum_{n=3}^7 (D_n + \Delta D_{n\text{ c}}) - W'_{\text{c}}) (i_2 - i_{1\text{м}});$$

$$\Delta D_{2\text{ c}} = (\zeta'_{\text{c}} \cdot D_{\text{T}} - \sum_{n=3}^7 (D_n + \Delta D_{n\text{ c}}) - W'_{\text{c}}) (i_2 - i_{1\text{м}}) / (I_2 - i_{\text{к2}}) - D_2 = -2,32 \text{ кГ/с};$$

$$a_{2\text{ c}} = \Delta D_{2\text{ c}} / W'_{\text{c}} = -2,32 / 147 = -0,0158.$$

ПЖВ1:

$$(D_1 + \Delta D_{1\text{ c}})(I_2 - i_{\text{к2}}) + (D_2 + \Delta D_{2\text{ c}})(i_{\text{к2}} - i_{\text{к1}}) = \\ = (\zeta'_{\text{c}} \cdot D_{\text{T}} - \sum_{n=1}^7 D_n - \sum_{n=2}^7 \Delta D_{n\text{ c}} - W'_{\text{c}})(i_1 - i_{\text{гк}}) - \Delta D_{1\text{ c}} (i_1 - i_{\text{гк}});$$

$$\Delta D_{1\text{ c}}(I_1 - i_{\text{к1}}) + \Delta D_{1\text{ c}}(i_1 - i_{\text{гк}}) = \\ = (\zeta'_{\text{c}} D_{\text{T}} - \sum_{n=1}^7 D_n - \sum_{n=2}^7 \Delta D_{n\text{ c}} - W'_{\text{c}})(i_1 - i_{\text{гк}}) - D_1(I_1 - i_{\text{к1}});$$

$$\Delta D_{1\text{ c}} [(I_1 - i_{\text{к1}}) + (i_1 - i_{\text{гк}})] = (\zeta'_{\text{c}} D_{\text{T}} - \sum_{n=1}^7 D_n - \sum_{n=2}^7 \Delta D_{n\text{ c}} - W'_{\text{c}})(i_1 - i_{\text{гк}}) - D_1(I_1 - i_{\text{к1}});$$

$$\Delta D_{1\text{ c}} = (\zeta'_{\text{c}} D_{\text{T}} - \sum_{n=1}^7 D_n - \sum_{n=2}^7 \Delta D_{n\text{ c}} - W'_{\text{c}})(i_1 - i_{\text{гк}}) / [(I_1 - i_{\text{к1}}) + (i_1 - i_{\text{гк}})] - \\ - D_1(I_1 - i_{\text{к1}}) / [(I_1 - i_{\text{к1}}) + (i_1 - i_{\text{гк}})] = 0,9911;$$

$$a_{1\text{ c}} = \Delta D_{1\text{ c}} / W'_{\text{c}} = 1,012 / 147 = 0,0067.$$

Умовна витрата пари на проміжний сепаратор

$$D_C^{ym} = W'_c \cdot \sum_{n=1}^7 a_{nc} \cdot (1 - \Psi_n) = W'_c [a_{1c} \cdot (1 - \Psi_1) + a_{2c} \cdot (1 - \Psi_2) + a_{3c} \cdot (1 - \Psi_3) + a_{4c} \cdot (1 - \Psi_4) + a_{5c} \cdot (1 - \Psi_5) + a_{6c} \cdot (1 - \Psi_6) + a_{7c} \cdot (1 - \Psi_7)];$$

$$D_C^{ym} = 147 \cdot [0,0067 \cdot (1 - 0,7484) - 0,0158 \cdot (1 - 0,6163) + 0,0441 \cdot (1 - 0,4746) - 0,1110 \cdot (1 - 0,4101) + 0,9487 \cdot (1 - 0,2526) + 0,0351 \cdot (1 - 0,1808) + 0,0364 \cdot (1 - 0,1163)] = 106,3 \text{ кг/с.}$$

Перевірка розбіжності наближень

$$\zeta''_c = 1 + D_C^{ym} / D_T = 1 + 106,3 / 1386 = 1,0767;$$

$$\delta = 100 \cdot (\zeta''_c - \zeta'_c) / \zeta''_c = 100 \cdot (1,0767 - 1,075) / 1,0767 = 0,16 \text{ \%}.$$

Перевірка значення ентальпії живильної води:

– в точці змішування 3 м:

$$i_{3m} = [(\zeta'_c \cdot D_T - i_{k3} + (D_4 + D_3 + \Delta D_{4c} + \Delta D_{3c} + W'_c) \cdot i_{k3}) / ((\zeta'_c \cdot D_T - \sum_{n=5}^7 (D_n + \Delta D_{nc})) = 557,2 \text{ кДж/кг};$$

– в точці змішування 1 м:

$$i_{1m} = [i_{k1} (D_2 + D_1 + \Delta D_{2c} + \Delta D_{1c}) + i_1 (\zeta'_c \cdot D_T - \sum_{n=1}^7 (D_n + \Delta D_{nc}) - W'_c) / (\zeta'_c \cdot D_T - \sum_{n=3}^7 (D_n + \Delta D_{nc}) - W'_c) = 304,4 \text{ кДж/кг}.$$

Розбіжності з прийнятими значенням i_{3m} та i_{1m} можна вважати допустимими.

Розрахунок умовної витрати пари на проміжний сепаратор за спрощеною процедурою

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

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

$$W'_c (i_{sw} - i_{k4}) + \Delta D_{4c} (I_4 - i_{k4}) = 0;$$

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

$$D_C^{ym} = W'_c [a_{5c} (1 - \Psi_5) + a_{4c} \cdot (1 - \Psi_4)] = 147 [1,0 (1 - 0,2526) - 0,08244 (1 - 0,4101)] = 102,7.$$

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 пароперегрівач

В установці використаний двоступінчастий проміжний паровий перегрівач пари. В першому ступені використовується пара сьомого регенеративного відбору, в другому ступені – свіжа пара (рис. 2.18).

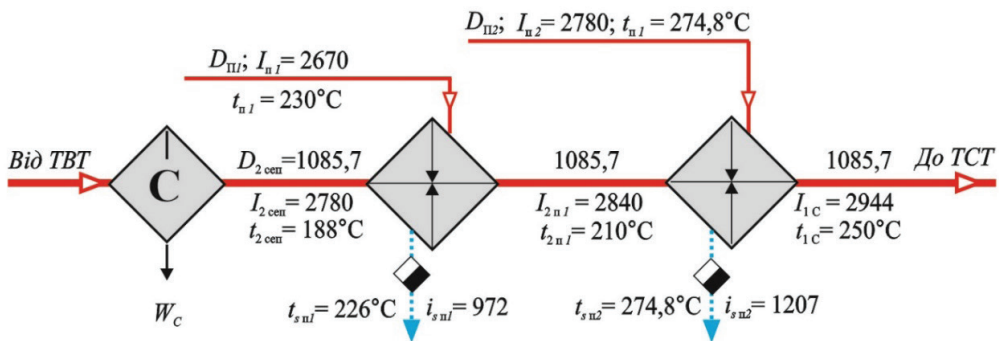


Рис. 2.18. Параметри проміжного перегріву пари

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

$$D'_{III} = \zeta'_{III} \cdot (D_T + D_C^{ym}),$$

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

Кількість пари, що підігрівається в проміжному пароперегрівачі (на виході із сепаратора D_{2cep}), визначиться як

$$D_{2cep} = \zeta'_{III} \cdot (D_T + D_C^{ym}) - \sum_{n=5}^7 (D_n + \Delta D_{nc}) - W'_c = 1,068 \cdot (1386 + 106,3) - 71,24 - 6,94 - 101,04 - 5,34 - 5,16 - 7,54 - 147 = 1189,5 \text{ кг/с}.$$

Температура пари на виході із першого ступеня підігріву з урахуванням температурного напору $t_{2п1} = t_{п1} - \Delta t_{\min1} = 230 - 20 = 210^\circ\text{C}$; ентальпія (див. рис. 2.10) $I_{2п1} = 2840$ кДж/кг.

Витрати гріючої пари знаходимо із рівнянь теплових балансів відповідних теплообмінників:

- перший ступінь підігріву

$$D_{п1} = D_{2\text{сеп}} (I_{2п1} - I_{2\text{сеп}}) / [(I_{п1} - i_{сн1}) \cdot \eta_{п1}] =$$

$$= 1189,5 \cdot (2840 - 2780) / [(2670 - 972) \cdot 0,99] = 42,5;$$

- другий ступінь підігріву

$$D_{п2} = D_{2\text{сеп}} (I_{1\text{с}} - I_{2п1}) / [(I_{п2} - i_{сн2}) \cdot \eta_{п1}] =$$

$$= 1189,5 \cdot (2944 - 2840) / [(2780 - 1207) \cdot 0,99] = 79,4 \text{ кг/с.}$$

Схема включення проміжного перегрівача і параметри, необхідні для визначення умовної витрати пари за повною процедурою, наведені на рис. 2.19.

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

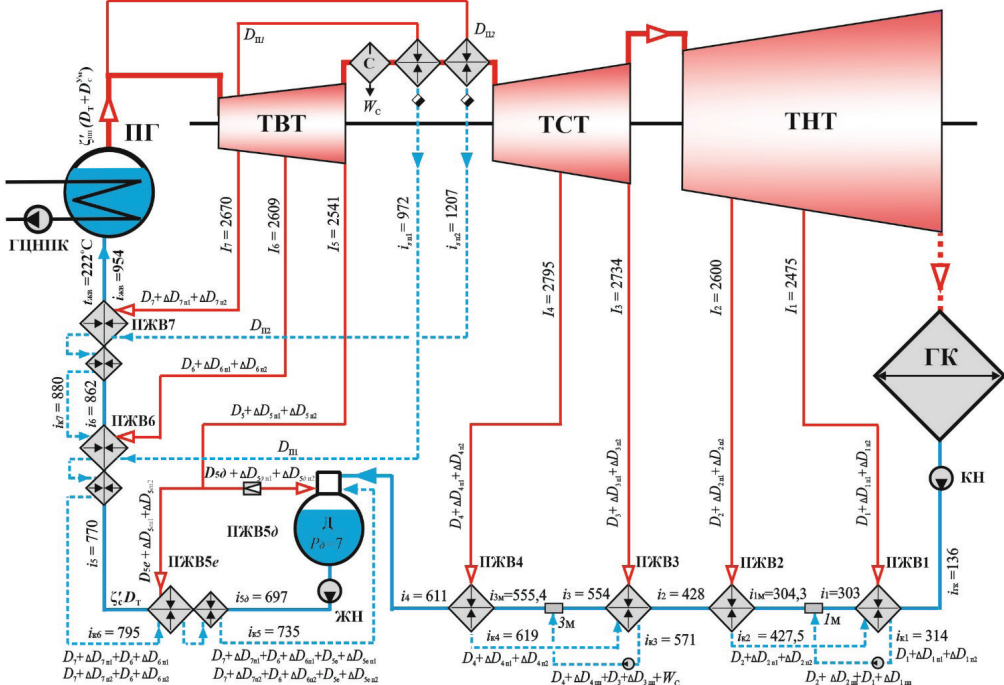


Рис. 2.19. Схема включення проміжного пароперегрівача в теплову схему

Коефіцієнт зв'язку перегрівача першого ступеня із сьомим регенеративним відбором $a_{7\text{ пІ}} = 1,0$; з шостим відбором – визначиться за умови незмінного теплового навантаження ПЖВ6:

$$D_{\text{пІ}} (i_{\text{спІ}} - i_{\text{к6}}) + \Delta D_{6\text{пІ}} (I_6 - i_{\text{к6}}) = 0;$$

$$a_{6\text{ пІ}} = - (i_{\text{спІ}} - i_{\text{к6}}) / (I_6 - i_{\text{к6}}) = - (972 - 795) / (2609 - 795) = -0,0976;$$

$$a_{1\text{ пІ}} = a_{2\text{ пІ}} = a_{3\text{ пІ}} = a_{4\text{ пІ}} = a_{5\text{ пІ}} = 0.$$

Умовна витрата пари на перший ступінь перегріву:

$$\begin{aligned} D_{\text{пІ}}^{\text{уМ}} &= D_{\text{пІ}} \cdot [a_{7\text{ пІ}} (1 - \Psi_7) + a_{6\text{ пІ}} (1 - \Psi_6)] = \\ &= 42,5 \cdot [1,0(1 - 0,1163) - 0,0976(1 - 0,1808)] = 35,2 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Коефіцієнт зв'язку паропідігрівача другого ступеня із нульовим відбором $a_{0\text{ п2}} = 1,0$; з сьомим відбором – визначиться за умови незмінного теплового навантаження ПЖВ7:

$$D_{\text{п2}} (i_{\text{сп2}} - i_{\text{к7}}) + \Delta D_{7\text{п2}} (I_7 - i_{\text{к7}}) = 0;$$

$$a_{7\text{ п2}} = - (i_{\text{сп2}} - i_{\text{к7}}) / (I_7 - i_{\text{к7}}) = - (1207 - 880) / (2670 - 880) = -0,1827;$$

$$a_{1\text{ п2}} = a_{2\text{ п2}} = a_{3\text{ п2}} = a_{4\text{ п2}} = a_{5\text{ п2}} = a_{6\text{ п2}} = 0.$$

Умовна витрата пари на другий ступінь перегріву:

$$\begin{aligned} D_{\text{п2}}^{\text{уМ}} &= D_{\text{п2}} \cdot [a_{0\text{ п2}} (1 - \Psi_0) + a_{7\text{ п2}} (1 - \Psi_7)] = \\ &= 79,4 \cdot [1,0 \cdot (1 - 0) - 0,1827 \cdot (1 - 0,1163)] = 66,6 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Умовна витрата пари на проміжний пароперегрівач:

$$D_{\text{пп}}^{\text{уМ}} = D_{\text{пІ}}^{\text{уМ}} + D_{\text{п2}}^{\text{уМ}} = 35,2 + 66,6 = 101,8 \text{ кг/с.}$$

Перевірка розбіжності наближень $D_{\text{пп}}^{\text{уМ}}$:

$$\zeta''_{\text{пп}} = 1 + \frac{D_{\text{пп}}^{\text{уМ}}}{D_{\text{Т}} + D_{\text{С}}^{\text{уМ}}} = 1 + 101,8 / (1386 + 106,3) = 1,0682;$$

$$\delta = 100 \cdot (\zeta''_{\text{пп}} - \zeta'_{\text{пп}}) / \zeta'_{\text{пп}} = 100 \cdot (1,0682 - 1,068) / 1,0682 = 0,019 \text{ \%}.$$

Варіант використання одноступінчастого проміжного паропідігрівача

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

$$\begin{aligned} D_{\text{пп}} &= D_{2\text{сеп}} (I_{1\text{С}} - I_{2\text{сеп}}) / [(I_{\text{п2}} - i_{\text{сп2}}) \cdot \eta_{\text{пІ}}] = \\ &= 1189,5 \cdot (2944 - 2780) / [(2780 - 1207) \cdot 0,99] = 125,3 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Коефіцієнт зв'язку паропідігрівача із нульовим відбором $a_{0\text{ п}2} = 1,0$; з сьомим відбором – визначиться за умови незмінного теплового навантаження ПЖВ7:

$$D_{\text{пп}} (i_{\text{сп}2} - i_{\text{к}7}) + \Delta D_{7\text{пп}} (I_7 - i_{\text{к}7}) = 0;$$

$$a_{7\text{ пп}} = -(i_{\text{сп}2} - i_{\text{к}7}) / (I_7 - i_{\text{к}7}) = -(1207 - 880) / (2670 - 880) = -0,1827;$$

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

Умовна витрата пари на пароперегрівач:

$$\begin{aligned} D_{\text{пп}}^{\text{ум}} &= D_{\text{пп}} \cdot [a_{0\text{ пп}} (1 - \Psi_0) + a_{7\text{ пп}} (1 - \Psi_7)] = \\ &= 125,3 \cdot [1,0 \cdot (1 - 0) - 0,1827 \cdot (1 - 0,1163)] = 105,1 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

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

Площа теплопередавальної поверхні одноступінчастого паропідігрівача у порівнянні з двоступінчастим (а також маса, габарити і вартість) повинні зменшитися за рахунок збільшення температурного напору.

При двоступінчастому перегріві середній логарифмічний температурний напір складає:

для першого ступеня

$$\Delta t_{\text{ср п}1} = [(t_{\text{сн}1} - t_{2\text{ сеп}}) - (t_{\text{н}1} - t_{2\text{н}1})] / [2,3 \lg (t_{\text{сн}1} - t_{2\text{ сеп}}) / (t_{\text{н}1} - t_{2\text{н}1})] = 28,1;$$

для другого ступеня

$$\Delta t_{\text{ср п}2} = [(t_{\text{сн}2} - t_{2\text{ н}1}) - (t_{\text{н}2} - t_{1\text{с}})] / [2,3 \lg (t_{\text{сн}2} - t_{2\text{ н}1}) / (t_{\text{н}2} - t_{1\text{с}})] = 40,8.$$

Теплова потужність, кВт:

– першого ступеня паропідігрівача

$$Q_{\text{П1}} = D_{2\text{ сеп}} (I_{2\text{п}1} - I_{2\text{ сеп}}) = 1189,5 \cdot (2840 - 2780) = 71340;$$

– другого ступеня підігріву

$$Q_{\text{П2}} = D_{2\text{ сеп}} (I_{1\text{с}} - I_{2\text{п}1}) = 1189,5 \cdot (2944 - 2840) = 123710.$$

Частка теплоти, що передається до першого та другого ступенів підігріву:

$$\alpha_{\text{п}1} = 71340 / (71340 + 123710) = 0,366; \alpha_{\text{п}2} = 0,634.$$

Якщо прийняти практичну однаковість коефіцієнтів теплопередачі в першому і другому ступенях перегріву, середньозважений температурний напір у двоступінчастому пароперегрівачі складе:

$$\Delta t_{\text{ср п}1+\text{п}2} = \alpha_{\text{п}1} \cdot \Delta t_{\text{ср п}1} + \alpha_{\text{п}2} \cdot \Delta t_{\text{ср п}2} = 0,366 \cdot 28,1 + 0,634 \cdot 40,8 = 36,2.$$

При одноступінчастому перегріві середній логарифмічний температурний напір складає:

$$\Delta t_{\text{ср пп}} = [(t_{s\text{ н2}} - t_{2\text{ сеп}}) - (t_{\text{н2}} - t_{1\text{С}})] / [2,3 / g ((t_{s\text{ н2}} - t_{2\text{ сеп}})) / (t_{\text{н2}} - t_{1\text{С}})] = 48,6.$$

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

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

При одноступінчастому проміжному перегріві пари покращуються масогабаритні і вартісні показники паропідігрівача за рахунок зменшення теплопередавальної поверхні (близько третини) в результаті збільшення середньологарифмічного температурного напору на 34 %.

Підігрівач мережної води

Включення підігрівача мережної води в теплову схему наведене на рис. 1.53. Подача споживачеві гарячої води проводиться для опалення міста, будівель та приміщень АЕС, теплопостачання калориферів вентиляційних установок, гарячого водопостачання та ін. Приміщення першого контуру та машинна зала опалюються за рахунок підігріву повітря.

Мережна вода насосом (НМВ) прокачується по замкнутому контуру, що з'єднує електростанцію зі споживачами за допомогою постачальної та зворотної магістралей. Вода підігрівається в основному підігрівачі мережної води парою з третього відбору (після турбіни середнього тиску). При низьких температурах зовнішнього повітря мережна вода може додатково підігріватися в піковому підігрівачі за рахунок теплоти пари більш високого тиску (відібраної з четвертого відбору із ТСТ).

Для заповнення втрат мережної води передбачені підживлювальний насос і установка підготовки води для підживлення тепломережі. Сукупність обладнання, що встановлюється на електростанції, називають теплофікаційною установкою (на рис. 1.53 не показана).

Постачальна і зворотна магістралі мережної води і пов'язані з ними допоміжні пристрої утворюють теплову мережу. Гарячу воду, що виходить з електростанції до споживача, називають прямою мережною водою, а ту, що повертається на станцію, – зворотною мережною водою.

Опалювальне навантаження залежить від обсягів опалювальних будівель і споруд і температури навколишнього середовища; в розрахунок прийнято $Q_{\text{ПМВ}} = 50 \text{ МВт}$.

Температури мережної води для опалення, що відповідають максимальному тепловому навантаженню, стандартизовані і прийняті – для прямої мережної води 130°C і для зворотної 70°C .

Дійсну витрату пари на підігрівач мережної води (третього відбору) можна визначити із рівняння теплового балансу:

$$D_{\text{ПМВ}} = Q_{\text{ПМВ}} / (I_3 - i_{\text{к3}}) / \eta_{\text{ПМВ}} = 50 \cdot 10^3 / (2734 - 571) / 0,98 = 23,59 \text{ кг/с},$$

де I_3 , $i_{\text{к3}}$ – ентальпія грійочої пари в третьому відборі та її конденсату, кДж/кг;

$\eta_{\text{ПМВ}}$ – коефіцієнт збереження теплоти у ПМВ, прийнято $\eta_{\text{ПМВ}} = 0,98$.

У загальному випадку включення до складу теплової схеми допоміжного споживача пари (підігрівача мережної води) при фіксованих параметрах робочих середовищ у системі регенерації приводить до наступних наслідків: збільшується продуктивність парогенератора, оскільки з'являється витрата пари в третьому відборі на ПМВ $D_{\text{ПМВ}}$ і змінюються витрати грійочої пари у кожному відборі ($\Delta D_{1 \text{ ПМВ}}$, $\Delta D_{2 \text{ ПМВ}}$, $\Delta D_{3 \text{ ПМВ}}$, $\Delta D_{4 \text{ ПМВ}}$, $\Delta D_{5e \text{ ПМВ}}$, $\Delta D_{5o \text{ ПМВ}}$, $\Delta D_{6 \text{ ПМВ}}$, $\Delta D_{7 \text{ ПМВ}}$) внаслідок збільшення витрати живильної води, що підігрівається (рис. 2.20). У першому наближенні приймаємо збільшення продуктивності парогенератора на 0,9 %, тобто

$$D'_{\text{ПГ}} = \zeta'_{\text{ПМВ}} D_{\text{Т}} = 1,009 \cdot D_{\text{Т}} = 1,009 \cdot 1386 = 1398,5 \text{ кг/с}.$$

З урахуванням незначної зміни витрат робочого тіла в установці можна виконати розрахунок умовної витрати грійочої пари на підігрівач мережної води за спрощеною процедурою, враховуючи зв'язок тільки з третім регенеративним відбором (по забору пари) $a_{3\text{ПМВ}} = 1,0$ і прийняти $a_{1\text{ПМВ}} = a_{2\text{ПМВ}} = a_{4\text{ПМВ}} = a_{5\text{ПМВ}} = a_{6\text{ПМВ}} = a_{7\text{ПМВ}} = 0$:

$$D_{\text{ПМВ}}^{\text{ум}} = D_{\text{ПМВ}} \cdot [a_{3\text{ПМВ}}(1 - \Psi_3)] = 23,59 \cdot [1,0 \cdot (1 - 0,4746)] = 12,4 \text{ кг/с};$$

$$D''_{\text{ПГ}} = D_{\text{Т}} + = 1386 + 12,4 = 1398,4 \text{ кг/с}.$$

Перевірка розбіжності наближень:

$$\zeta''_{\text{ПМВ}} = 1 + D''_{\text{ПГ}} = 1 + 12,4/1398,4 = 1,0089;$$

$$\delta = 100 \cdot (\zeta''_{\text{ПМВ}} - \zeta'_{\text{ПМВ}}) / \zeta'_{\text{ПМВ}} = 100 \cdot (1,0089 - 1,009) / 1,009 = - 0,01 \text{ \%}.$$

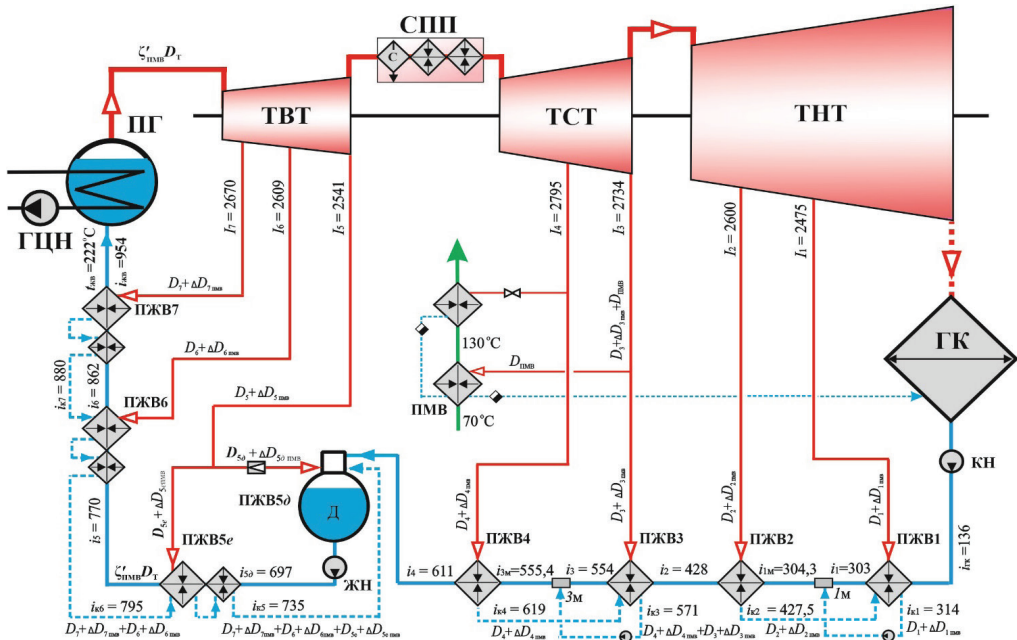


Рис. 2.20. До визначення умовної витрати пари на підігрівач мережної води

Турбоприводи живильних насосів

Подачу живильної води до парогенераторної установки забезпечують два живильних насоса кожен з приводом від парової турбіни. Відповідно до прийнятої схеми ПТУ, для роботи турбоприводів живильних насосів (ТПЖН) відбирається пара після сепаратора-пароперегрівача, відпрацьована пара надходить до допоміжного конденсатора (ДК) атмосферного типу, конденсат надходить у головний конденсатор (див. рис. 1.53). Тиск пари: перед турбіною приймається 0,90...0,95 від тиску в точці відбору, а за турбіною – на 10...15 % вищим за тиск у точці повернення.

Параметри пари наступні:

на вході в турбопривід:

- тиск $P_{1\text{тп}} = (0,90...0,95) \cdot P_{1\text{с}} = 0,93 \cdot 10,7 = 9,95$ бар;
- температура $t_{1\text{тп}} = t_{1\text{с}} - \Delta t_{\text{ок}} = 250 - (3...5) = 245$ °С;
- ентальпія $I_{1\text{тп}} = 2943$ кДж/кг;
- тиск пари в конденсаторі $P_{\text{х дк}} = 1,0$ бар;
- тиск пари в кінці процесу розширення в ТПЖН $P_{2\text{тп}} = 1,1$ бар;
- ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення в ТПЖН

до тиску 1,1 бар (рис. 2.21) $I_{2\text{тп}} = 2523$ кДж/кг.

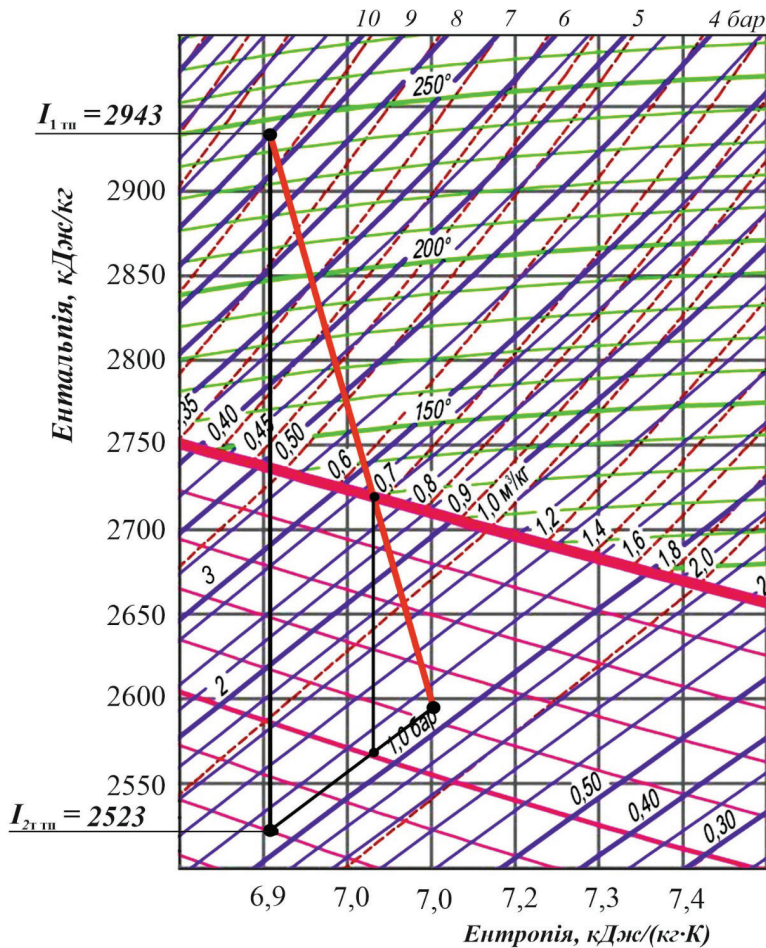


Рис. 2.21. Процес розширення пари в ТПЖН

Витрати пари на привідні допоміжні турбіни, кг/с , залежать від потужності привідних механізмів і параметрів пари на вході та виході з турбіни (тобто від місця включення турбіни в теплову схему):

$$D_{\text{тп}} = \frac{W_{\text{жн}}}{H_{a\text{тп}} \cdot \eta_{\text{ое тп}}},$$

де $W_{\text{жн}}$ – сумарна потужність, споживана живильними насосами на розрахунковому режимі, кВт ;

$H_{a\text{тп}}$ – адиабатний теплоперепад у ТПЖН, кДж/кг ;

$\eta_{\text{ое тп}}$ – відносний ефективний ККД турбіни, що враховує внутрішні втрати в турбіні, зовнішніх ущільненнях, підшипниках турбіни,

з'єднувальній муфті і допоміжному редукторі, втрати від дроселювання пари при регулюванні потужності привідної турбіни.

Потужність, кВт, споживана головними живильними насосами:

$$W_{\text{жн}} = \frac{V_{\text{жн}} \cdot H_{\text{жн}}}{3,6 \cdot \eta_{\text{жн}}},$$

де $V_{\text{жн}}$ – продуктивність живильних насосів, м³/год;

$H_{\text{жн}}$ – напір живильного насоса, МПа;

$\eta_{\text{жн}}$ – ККД насоса на розрахунковому режимі.

Продуктивність живильних насосів визначається загальними витратами робочого тіла ПТУ, тобто продуктивністю парогенераторної установки $D_{\text{пг}}$:

$$V_{\text{жн}} = 3600 \cdot D'_{\text{пг}} / \rho_{\text{жв}} = 3600 \cdot 1677 / 902,36 = 6690 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $\rho_{\text{жв}} = 902,36 \text{ кг/м}^3$ – густина живильної води на виході з деаератора (визначається за тиском в деаераторі 7 бар при температурі насичення 165°C [11]).

Продуктивність парогенераторної установки, прийнята в першому наближенні:

$$D'_{\text{пг}} = \xi' = 1,21 \cdot 1386 = 1677 \text{ кг/с},$$

де $\xi' = 1,21$ – коефіцієнт, що враховує в першому наближенні збільшення продуктивності котла (відносно витрати пари на головну турбіну) для забезпечення роботи допоміжних споживачів пари.

У звичайних схемах живлення напір насоса визначається різницею тисків у ПГ і деаераторі, величиною гідростатичного підпору і гідравлічного спротиву живильного трубопроводу. Тут необхідно враховувати, що для забезпечення гідродинамічної стійкості ПТУ на ядерному паливі, опір по живильній воді збільшують, використовуючи дросельні шайби (шайбування). Це зумовлює істотне збільшення опору парогенераторів на номінальному навантаженні. За даними базової АЕС специфікаційний напір живильного насоса складає 18,5 МПа (що перевищує тиск у парогенераторі майже в 3 рази – $18,5/6,3 = 2,9$); на розрахунковому номінальному режимі прийнято = 14,5 МПа.

ККД живильного насоса на розрахунковому режимі за проєктними даними в залежності від режиму роботи може складати = 0,78...0,82 (прийнято 0,82).

Сумарна потужність, споживана головними живильними насосами АЕС, складає

$$W_{\text{жн}} = 6690 \cdot 14,5 / (3,6 \cdot 0,82) = 32860 \text{ кВт.}$$

Адіабатний теплоперепад визначається початковими і кінцевими параметрами пари (див. рис. 2.21):

$$H_{a \text{ тп}} = I_{1 \text{ тп}} - I_{2 \text{ тп}} = 2943 - 2523 = 420 \text{ кДж/кг.}$$

Відносний ефективний ККД турбіни можна визначити як добуток коефіцієнтів, що враховують втрати в окремих елементах турбопривода ЖН – проточній частині привідної турбіни, кінцевих ущільненнях, підшипниках турбіни, з'єднувальній муфті, редукторі, дросельних клапанах тощо:

$$\eta_{\text{ое тп}} = \eta_{0i} \cdot \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{мт}} \cdot \eta_{\text{зм}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{др}} = \eta_{0i} \cdot \eta_{\text{ма}},$$

де η_{0i} – внутрішній відносний ККД привідної турбіни, враховує втрати в проточній частині турбіни;

$\eta_{\text{ку}} = 0,98 \dots 0,99$ – коефіцієнт, що враховує вплив витоків пари в кінцевих ущільненнях турбіни на її економічність;

$\eta_{\text{мт}} = 0,990 \dots 0,995$ – механічний ККД турбіни, враховує втрати в підшипниках;

$\eta_{\text{зм}} = 0,98 \dots 0,99$ – ККД з'єднувальної муфти;

$\eta_{\text{р}} = 0,98 \dots 0,99$ – ККД передачі (редуктора);

$\eta_{\text{др}}$ – коефіцієнт, що враховує втрати при дроселюванні;

$\eta_{\text{ма}} = \eta_{\text{ку}} \cdot \eta_{\text{мт}} \cdot \eta_{\text{зм}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{др}}$ – основну частину цих втрат складають механічні втрати, тому можна вважати ці співмножники механічним ККД турбоагрегату, $\eta_{\text{ма}} = 0,96 \dots 0,98$.

Для визначення внутрішнього відносного ККД привідної турбіни можна використати аналітичну залежність, одержану статистичною обробкою характеристик побудованих турбін:

$$\eta_{0i} = 0,698 \cdot \left(\frac{N_T}{736} \right)^{n_i} \cdot \left(1 + 0,25 \frac{4,3 - P_1}{10 + \frac{N_T}{736}} \right) \cdot \left(1 + 0,02 \frac{\Delta t_{ne}}{100} \right) \left(1 - 0,32 \frac{P_2}{P_1} \right) \times$$

$$\times \left[1 - \frac{H_{as}}{H_a} (1 - x_{cp}) \right] = 0,83,$$

де $N_T = 17000$ кВт – агрегатна потужність привідної турбіни (прийнята в першому наближенні);

$n_1 = 0,045 + 204/N_T = 0,057$ – показник;
 $P_1 = 0,995$ МПа – тиск пари на вході в турбину;
 $P_2 = 0,11$ МПа – тиск пари на виході з турбіни;
 $\Delta t_{пе} = t_{1тп} - t_s = 245 - 180 = 65$ °С – величина перегріву пари;
 $H_{ас} = 150$ кДж/кг – частина адіабатного теплоперепаду, спрацьованого у вологій парі (див. рис. 2.21);
 $x_{ср} = 0,98$ – середня ступінь сухості пари в ступенях, що працюють у вологій парі (див. рис. 2.21).

Відносний ефективний ККД турбопривода ЖН:

$$\eta_{ое\ тп} = \eta_{oi} \cdot \eta_{ма} = 0,83 \cdot 0,965 = 0,80.$$

Сумарні витрати пари на привідні допоміжні турбіни:

$$D_{тп} = \frac{W_{жн}}{H_{а\ тп} \cdot \eta_{ое\ тп}} = \frac{32860}{420 \cdot 0,80} = 97,8 \text{ кг/с.}$$

Агрегатна потужність парової привідної турбіни складає:

$$N_T = 0,5 W_{жн} / \eta_{ма} = 0,5 \cdot 32860 / 0,965 = 17026 \text{ кВт,}$$

що відрізняється від раніше прийнятої величини в першому наближенні (17000 кВт) на 0,15 % і не впливає на значення відносного ефективного ККД.

Умовну витрату пари на турбопривід живильного насоса визначимо за спрощеною процедурою (враховуючи, що $D_{тп}^{ym} \ll D_T$), а зв'язок існує тільки з п'ятим регенеративним відбором (за забором пари) $a_{5пмв} = 1,0$; для інших відборів прийнято $a_{1пмв} = a_{2пмв} = a_{3пмв} = a_{4пмв} = a_{6пмв} = a_{7пмв} = 0$:

$$D_{тп}^{ym} = D_{тп} \cdot [a_{5пмв} (1 - \Psi_5)] = 97,8 \cdot [1,0 \cdot (1 - 0,2526)] = 73,1 \text{ кг/с.}$$

Продуктивність паровиробної установки (ПВУ) у другому наближенні визначається як сума витрат пари на головну турбину з регенерацією і умовних витрат пари на допоміжні споживачі пари: сепаратор, проміжний пароперегрівач, підігрівач мережної води, турбопривід живильних насосів:

$$\begin{aligned}
 D_{пт}'' &= D_T + D_{сеп}^{ym} + D_{пп}^{ym} + D_{пмв}^{ym} + D_{тп}^{ym} = \\
 &= 1386 + 106,3 + 101,8 + 12,4 + 73,1 = 1680 \text{ кг/с (6048 т/год).}
 \end{aligned}$$

Величина розбіжності з раніше прийнятим значенням продуктивності ПВУ у першому наближенні складає

$$\delta = 100 \cdot \frac{D''_{\text{пр}} - D'_{\text{пр}}}{D''_{\text{пр}}} = 100 \frac{1680 - 1677}{1680} = 0,18 \, \%.$$

При використанні живильних насосів з електроприводом продуктивність ПВУ скорочується – $D''_{\text{пр}} = 1607 \text{ кг/с}$ (5785 т/год), але при цьому суттєво збільшуються власні потреби станції в електроенергії.

ЧАСТИНА II
ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ
ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

РОЗДІЛ 3

ОСНОВНІ ФІЗИЧНІ ПРОЦЕСИ, ЩО ПРОТІКАЮТЬ У ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВКАХ*

3.1 Склад і фізичні процеси, які протікають в ідеальній ГТУ простого циклу

Спрощена ГТУ складається з трьох елементів: компресора, камери згоряння і турбіни. Робоче тіло піддається стиску, в процесі якого витрачається механічна робота, що підводиться ззовні [13]. Процес стиснення супроводжується підвищенням температури і тиску робочого тіла, таким чином, його можна розглядати як процес підготовки, що створює умови для перетворення акумульованої робочим тілом теплоти на механічну роботу (рис. 3.1).

У ГТУ відкритого циклу повернення робочого тіла у початковий стан здійснюється видаленням відпрацьованого робочого тіла із циклу у зовнішнє середовище та підведенням свіжого робочого тіла (повітря).

Підготовлене описаним вище способом робоче тіло використовують для отримання механічної роботи, в процесі чого витрачається частина акумульованої ним теплоти – тиск робочого тіла знижується (процес розширення) при одночасному зниженні температури. Частина теплоти, що залишилася не витраченою на виробництво механічної роботи підведеного до робочого тіла в процесі його підготовки, відводиться потім з циклу (віддається холодному джерелу). При цьому робоче тіло повертається у початковий стан, що відповідає початку процесу стиснення, цикл умовно замикається.

Повітря, яке є робочим тілом у ГТУ, що працюють за відкритим циклом (див. рис. 3.1), засмоктується з атмосфери (точка 1) компресором при тиску p_1 та температурі T_1 . У процесі стиснення в компресорі тиск повітря та його температура підвищуються (точка 2а). На діаграмі показаний процес стиснення в ідеальній установці – ізоентропійний процес. З параметрами наприкінці процесу стиснення відповідно p_2 і T_{2a}

* У цьому розділі використано матеріали, які викладені в книзі Л. О. Маслова «Суднові газотурбінні установки». Л. Суднобудування, 1973.

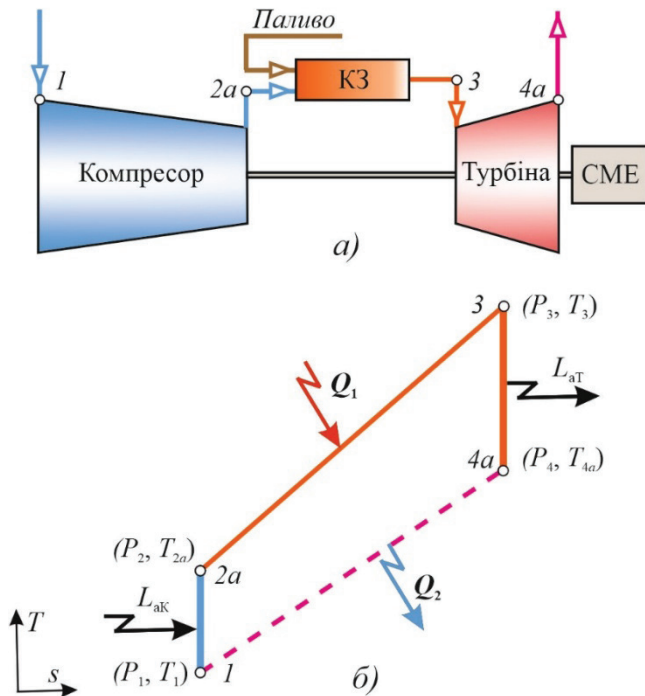


Рис. 3.1. Принципова схема ідеальної газотурбінної установки відкритого циклу (а); ідеальний цикл з ізобарним підведенням теплоти (б)

повітря надходить у камеру згоряння, куди подається паливо. Теплота, що виділяється під час горіння палива, акумулюється повітрям, і в камері згоряння температура повітря підвищується до T_3 . Тиск у камері згоряння ідеальної установки не змінюється: $p_3 = p_2$; $2a-3$ є ізобарним процесом підведення теплоти.

Після камери згоряння робоче тіло (продукти згоряння палива) поступає в турбіну, де розширюється до тиску p_4 , що близький до атмосферного, і викидається в довкілля з температурою $T_{4a} < T_3$ (точка $4a$).

Таким чином, ідеальний цикл найпростішої ГТУ з ізобарним підведенням теплоти (цикл Брайтона) включає такі процеси:

$1-2a$ – ізоентропне (адіабатне) стиснення повітря в компресорі за рахунок підведення ззовні механічної роботи, супроводжується збільшенням тиску та температури робочого тіла;

$2a-3$ – ізобарне підведення теплоти в камері згоряння за рахунок теплоти, що виділяється при згорянні палива; температура робочого тіла значно підвищується;

3-4a – адіабатне (ізоентропне) розширення робочого тіла (газу) в турбіні з отриманням механічної роботи, частина якої використовується в компресорі для стиснення повітря, частина, що залишилася, використовується для приводу споживача; у цьому процесі відбувається зниження як тиску, так і температури робочого тіла;

4a-1 – ізобарний процес передачі частини теплоти, невитраченої при отриманні механічної роботи; процес охолодження робочого тіла, повернення його у стан, що відповідає початковому, внаслідок змішування робочого тіла з атмосферним повітрям.

Цикл називається ідеальним, тому що всі його складові процеси (стиснення, підведення теплоти, розширення, охолодження) відбуваються без незворотних втрат і без теплообміну із зовнішнім середовищем (ККД всіх елементів ГТУ, задіяних у циклі, дорівнює одиниці).

Різниця між роботою, отриманою в циклі при розширенні робочого тіла ($L_{\text{ат}}$), та роботою, витраченою на його стиснення ($L_{\text{ак}}$), є корисною роботою циклу. Її величина еквівалентна різниці між кількістю теплоти, підведеної до циклу ззовні (Q_1), та відведеної з нього до зовнішнього середовища (Q_2).

Відношення кількості теплоти, перетвореної на корисну роботу, отриману в циклі, до кількості теплоти, підведеної від зовнішнього джерела, є коефіцієнт корисної дії циклу (η_i):

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}. \quad (3.1)$$

Фактори, які впливають на ККД ідеальної ГТУ простого циклу

Кількість теплоти Q_1 , що підводиться в цикл з паливом, визначається умовами переходу повітря зі стану p_2, T_{2a} до стану p_3, T_3 . Кількість теплоти Q_2 , що відводиться в циклі з робочим тілом, яка викидається в атмосферу з турбіни, визначається різницею ентальпії робочого тіла при виході з турбіни і при вході в компресор. Таким чином, відкритий цикл замикається процесом охолодження робочого тіла, що відбувалося в установці (суміші повітря з продуктами згоряння палива) при змішуванні його з атмосферним повітрям. У процесі цього змішування параметри атмосферного повітря не змінюються, оскільки кількість відпрацьованого робочого тіла, що викидається в атмосферу, нескінченно мала в порівнянні з кількістю атмосферного повітря. На вході в компресор повітря повертається до початкового стану (p_1, T_1).

При викладанні основ теорії газотурбінних циклів, для визначення залежності між параметрами газу та повітря (в процесах стиснення,

розширення, нагрівання та охолодження, в камерах згоряння та теплообмінних апаратах) використовуються середні для кожного даного термодинамічного процесу значення теплоємності. При цьому передбачається, що середнє значення теплоємності відповідає саме тому інтервалу температур, який характеризує даний термодинамічний процес.

З урахуванням сказаного вище, величини підведеної та відведеної у циклі теплоти, кДж/кг, можна представити так:

$$Q_1 = \bar{c}_{p_{2a-3}} (T_3 - T_{2a}); \quad (3.2)$$

$$Q_2 = \bar{c}_{p_{4a-1}} (T_{4a} - T_1), \quad (3.3)$$

де $\bar{c}_{p_{2a-3}}$ і $\bar{c}_{p_{4a-1}}$ – середні значення ізобарної теплоємності у процесах підведення та відведення теплоти, кДж/(кг · град).

З урахуванням рівнянь (3.2) та (3.3), залежність (1) може бути представлена:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{\bar{c}_{p_{4a-1}} (T_{4a} - T_1)}{\bar{c}_{p_{2a-3}} (T_3 - T_{2a})} \approx 1 - \frac{T_{4a} - T_1}{T_3 - T_{2a}}. \quad (3.4)$$

Середні значення ізобарних теплоємностей $\bar{c}_{p_{2a-3}}$ і $\bar{c}_{p_{4a-1}}$ залежать від відповідних інтервалів температур; з метою спрощення останнього виразу тут прийнята їх рівність.

Рівняння (3.4) можна перетворити, якщо визначити температури T_{2a} і T_{4a} із рівнянь відповідних адіабат. У теорії циклів ГТУ використовуються такі поняття:

– $\varepsilon = p_2/p_1$ – ступінь підвищення тиску в циклі (ступінь стиснення, міра підвищення тиску): відношення тиску повітря після компресора до тиску повітря на вході в нього;

– $e = p_3/p_4$ – ступінь розширення (міра розширення) газу в турбіні: відношення тиску газу на вході в турбіну до тиску газу на виході з неї.

Для ідеального циклу $p_3 = p_2$, а $p_4 = p_1$, отже, $\varepsilon = e$ і рівняння адіабатичного стиснення може бути подано у наступному вигляді:

$$\frac{T_{2a}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon^{m_k},$$

тоді
$$T_{2a} = T_1 \varepsilon^{m_k}. \quad (3.5)$$

Рівняння адіабатичного розширення можна записати як:

$$\frac{T_3}{T_{4a}} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = e^{m_\tau}, \text{ тоді } T_{2a} = \frac{T_3}{e^{m_\tau}}. \quad (3.6)$$

У рівняннях (3.5) і (3.6) « κ » і « κ » – це показники адіабати (ізоентропи) процесів стиснення і розширення; приймаючи рівність показників адіабати, отримаємо рівність показників ступеня: $m_\kappa = m_\tau = m$.

З урахуванням цього, вираз для термічного ККД циклу може бути перетворено наступним чином:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_{4a} - T_1}{T_3 - T_{2a}} = 1 - \frac{\frac{T_3}{\varepsilon^m} - T_1}{T_3 - T_1 \varepsilon^m} = 1 - \frac{\frac{T_3 - T_1 \varepsilon^m}{\varepsilon^m}}{T_3 - T_1 \varepsilon^m} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^m} = 1 - \varepsilon^{-m}. \quad (3.7)$$

Останній вираз свідчить, що термічний ККД ідеальної ГТУ залежить лише від ступеня підвищення тиску в циклі: дорівнює нулю при $\varepsilon = 1,0$ і зростає без обмежень зі збільшенням ступеня підвищення тиску (рис. 3.2).

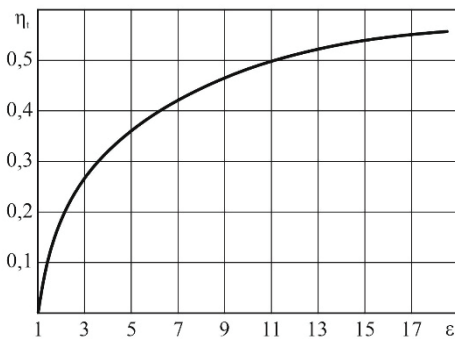


Рис. 3.2. Залежність термічного ККД циклу від ступеня підвищення тиску

3.2 Цикл реальної ГТУ

Реальні цикли теплових двигунів відрізняються від ідеальних наявністю втрат, що супроводжують перебіг усіх процесів, які складають цикл. Ці втрати можуть бути враховані відповідними коефіцієнтами: ККД турбомашин; коефіцієнтами, що визначають втрати тиску при перебігу робочого тіла в інших елементах установки.

Виконаємо аналіз термодинамічних процесів, що протікають в реальній ГТУ простого циклу (рис. 3.3). Для цього циклу, перш за все, відсутня

рівність ступенів підвищення тиску в компресорі і розширення газу в турбіні, тобто $e < \epsilon$, так як $p_3 < p_2$, а $p_1 < p_4$. Це обумовлено наявністю втрат у газоповітряному тракті.

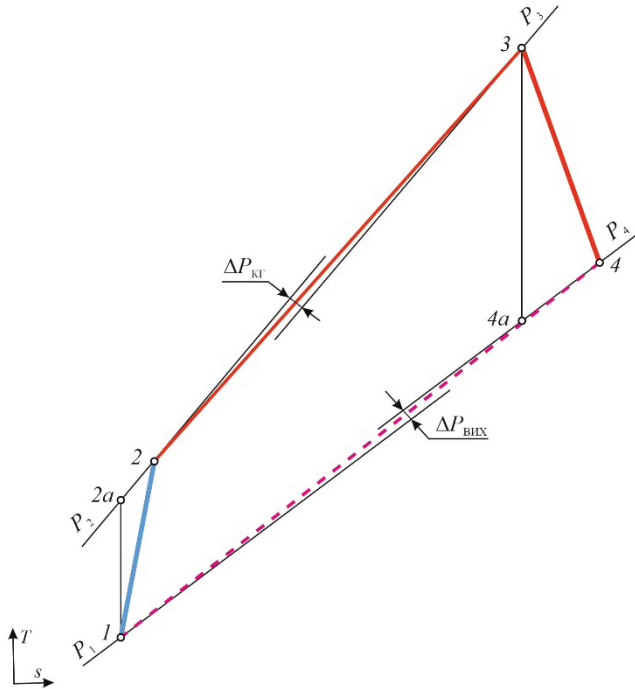


Рис. 3.3. Цикл реальної ГТУ в s - T -координатах:
 $\Delta P_{\text{КТ}}$ – втрати тиску на ділянці між КВТ і ТВТ (камера згоряння, перехідні частини);
 $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$ – втрати тиску на вихідній ділянці (вихлопна труба, УПГ, регенератор тощо)

Процес стиснення

Реальний процес стиснення повітря в компресорі 1-2 відрізняється від ідеального (ізоентропного 1-2a) наявністю втрат:

- на тертя робочого тіла об стінки каналів проточної частини;
- на перетікання в радіальних зазорах робочих лопаток компресора;
- робочого тіла в ущільненнях компресора;
- на внутрішньорідинне тертя і додаткові витрати енергії для стиснення повітря, що розширюється при підведенні теплоти, що виділяється при терті.

Цей процес політропний, супроводжується збільшенням ентропії робочого тіла (див. рис. 3.3). Втрати, що відрізняють реальний процес стиснення від ідеального, можна врахувати за допомогою коефіцієнта корисної дії компресора, що представляє собою відношення ізоентропної роботи стиснення в компресорі до дійсної (політропної) при тому ж ступені підвищення тиску:

$$\eta_k = \frac{L_{ак}}{L_k} = \frac{\bar{c}_{pk1-2a}(T_{2a} - T_1)}{\bar{c}_{pk1-2}(T_2 - T_1)} \approx \frac{T_{2a} - T_1}{T_2 - T_1}, \quad (3.8)$$

де $\bar{c}_{pk1-2a}$ і $\bar{c}_{pk1-2}$ – середні ізобарні теплоємності повітря в процесах $1-2a$ і $1-2$, що залежать від відповідних інтервалів температур $[T_1; T_{2a}]$ і $[T_1; T_2]$; з певною коректністю можна прийняти їхню рівність.

Цей ККД називають адіабатичним (точніше – ізоентропним) або просто ККД компресора. Останній вираз можна перетворити наступним чином:

$$\eta_k = \frac{T_{2a} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_{2a} / T_1 - 1}{T_2 / T_1 - 1} = \frac{(P_2 / P_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_2 / T_1 - 1} = \frac{\varepsilon^{m_k} - 1}{T_2 / T_1 - 1}. \quad (3.9)$$

Звідси випливає, що ККД компресора залежить від ступеня підвищення тиску, і при варіантних розрахунках циклів ГТУ, що відрізняються ним, це необхідно враховувати. Сорока Я.Х.* запропонував залежність для визначення ККД компресора в залежності від ступеня підвищення тиску наступного вигляду:

$$\eta_k = \frac{\varepsilon^{m_k} - 1}{\frac{m_k}{\varepsilon^{\eta_{ст}}} - 1}, \quad (3.10)$$

де $\eta_{ст}$ – адіабатний ККД процесу підвищення тиску при малих перепадах тиску, величину якого можна прийняти в інтервалі 0,88...0,92.

ККД компресорів сучасних турбомашин може становити $\eta_k = 0,87...0,89$.

При відомому ККД компресора, з рівняння (3.9) можна визначити температуру повітря в кінці дійсного процесу стиснення (точка 2, див. рис. 3.3):

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2a} - T_1}{\eta_k} = T_1 \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_k} - 1}{\eta_k} \right), \quad (3.11)$$

де $m_k = \frac{k-1}{k}$ та $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$.

* Сорока Яков Хананович (1909-1979) – професор, головний конструктор і керівник СПБ «Машпроект», Миколаїв

Показник адіабати для повітря визначається з відомого в термодинаміці виразу:

$$k = \frac{1}{1 - \frac{R_{\text{пов}}}{\bar{c}_{\text{рк}}}}, \quad (3.12)$$

тоді

$$m_{\text{к}} = \frac{k-1}{k} = \frac{R_{\text{пов}}}{\bar{c}_{\text{рк}}}, \quad (3.13)$$

де $R_{\text{пов}}$ – газова постійна для повітря, може бути прийнята рівною 0,287 кДж/(кг·град);

$\bar{c}_{\text{рк}}$ – ізобарна теплоємність повітря, середня в процесі стиснення 1-2 в компресорі; для характерних сучасним газотурбінним двигунам інтервалів температур її значення (при попередніх теплових розрахунках) можна приймати з діапазону 1,005...1,010 кДж/(кг·град).

Величина роботи стиснення в компресорі може бути визначена з урахуванням залежності (3.8) наступним чином:

$$\bar{c}_{\text{рк}}(T_2 - T_1) = \bar{c}_{\text{рк}} \frac{(T_{2\text{т}} - T_1)}{\eta_{\text{к}}} = \frac{\bar{c}_{\text{рк}} T_1}{\eta_{\text{к}}} (\varepsilon^{m_{\text{к}}} - 1). \quad (3.14)$$

Процес розширення

Дійсний процес розширення газу в турбіні (політропний) відрізняється від ідеального наявністю ряду втрат і супроводжується збільшенням ентропії (див. рис. 3.3). При врахуванні втрат у проточній частині використовують поняття внутрішнього ККД турбіни, який представляє відношення політропної роботи розширення турбіни $L_{\text{т}}$ до адіабатної $L_{\text{ат}}$:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{L_{\text{т}}}{L_{\text{ат}}} = \frac{\bar{c}_{\text{рх}_{3-4}}(T_3 - T_4)}{\bar{c}_{\text{рх}_{3-4\text{а}}}(T_3 - T_{4\text{а}})} \approx \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4\text{а}}}, \quad (3.15)$$

де $\bar{c}_{\text{рх}_{3-4\text{а}}}$ і $\bar{c}_{\text{рх}_{3-4}}$ – значення середніх ізобарних теплоємностей в процесах 3-4а і 3-4, що залежать від відповідних інтервалів температур $[T_3; T_{4\text{а}}]$ і $[T_3; T_4]$; з певним ступенем точності можна прийняти їх рівність.

Відношення $p_3/p_4 = e$ являє собою ступінь розширення газу в турбіні (очевидно, що $e < \varepsilon$ завжди), а рівняння адіабати процесу розширення матиме такий вигляд:

$$\frac{T_3}{T_{4a}} = e^{\frac{x-1}{x}} = e^{m_t}. \quad (3.16)$$

Показник адіабати «х» для продуктів розширення визначається з відомого в термодинаміці виразу:

$$x = \frac{1}{1 - \frac{R_r}{\bar{c}_{px}}}, \quad (3.17)$$

тоді

$$m_t = \frac{x-1}{x} = \frac{R_r}{\bar{c}_{px}}, \quad (3.18)$$

де R_r – газова постійна для продуктів згоряння, залежить від їх складу, з урахуванням значних коефіцієнтів надлишку повітря може бути прийнята практично рівною газовій постійній для повітря 0,287...0,291 кДж/(кг·град);

$\bar{c}_{px}$ – середня ізобарна теплоємність робочого тіла в процесі розширення в турбіні, залежить, в основному, від інтервалу температур $[T_3; T_4]$ і складу продуктів згоряння; для попередніх теплових розрахунків в інтервалі температур, характерному для сучасних суднових ГТД і застосовуваних палив, її значення може бути прийнятим у діапазоні 1,15...1,17 кДж/(кг·град).

Вираз (3.15) для ККД можна перетворити з урахуванням (3.16):

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_{4a}} = \frac{1 - T_{4a}/T_3}{1 - T_{4a}/T_3} = \frac{1 - T_{4a}/T_3}{1 - e^{-m_t}}. \quad (3.19)$$

Звідси випливає, що ККД турбіни залежить від ступеня розширення газу $\eta_t = f(e)$, проте вираз (3.19) не може бути використаний для його обчислення, оскільки температура газу за турбіною T_{4a} залежить від ККД турбіни.

Для визначення цього взаємозв'язку запропоновано наступний вираз:

$$\eta_t = \frac{1 - e^{-m_t \cdot \eta_{\text{роз}}}}{1 - e^{-m_t}}, \quad (3.20)$$

який може бути використаний при попередніх теплових розрахунках ГТУ з варіацією ступеня підвищення тиску в циклі. Тут $\eta_{\text{роз}} = 0,87 \dots 0,91$ – представляє собою адіабатний ККД процесу розширення при нескінченно малих перепадах тиску (тобто, коли $e \rightarrow 1,0$).

Таким чином, необхідно пам'ятати, що значення ККД залежать від ступеня розширення газу в турбіні і для сучасних турбомашин можуть становити $\eta_{\text{т}} = 0,82 \dots 0,90$ (за статичними параметрами).

При відомих значеннях верхньої температури циклу, ступеня розширення газу, ККД турбіни (прийнятих або обчислених) і теплоємності робочого тіла можуть бути визначені параметри процесу розширення:

- температура в кінці процесу розширення (з рівняння (3.15):

$$T_4 = T_3 - \eta_{\text{т}}(T_3 - T_{4\text{а}}) = T_3[1 - \eta_{\text{т}}(1 - e^{-m_{\text{т}}})]; \quad (3.21)$$

- робота розширення (робота турбіни):

$$L_{\text{т}} = \bar{c}_{\text{рх}}(T_3 - T_4) = \bar{c}_{\text{рх}}\eta_{\text{т}}(T_3 - T_{4\text{а}}) = \bar{c}_{\text{рх}}T_3\eta_{\text{т}}(1 - e^{-m_{\text{т}}}). \quad (3.22)$$

Коефіцієнт корисної дії реальної ГТУ

В елементах газотурбінного двигуна (компресорі та турбіні) витрати робочого тіла відрізняються. Витрата робочого тіла в турбіні – газу ($G_{\text{т}}$) більша за витрату повітря в компресорі ($G_{\text{п}}$) на величину витрати палива ($B_{\text{пал}}$):

$$G_{\text{т}} = G_{\text{п}} + B_{\text{пал}} = G_{\text{п}}(1 + \frac{B_{\text{пал}}}{G_{\text{п}}}) = G_{\text{п}}(1 + \mu), \quad (3.23)$$

де μ – коефіцієнт, що визначає збільшення витрати газу по відношенню до витрати повітря, залежить від коефіцієнта надлишку повітря:

$$\mu = \frac{B_{\text{пал}}}{G_{\text{п}}} = \frac{B_{\text{пал}}}{B_{\text{пал}} \alpha l_0} = \frac{1}{\alpha l_0} \quad (3.24)$$

і може приймати значення від 0,015 до 0,025.

Тут $\alpha = G_{\text{п}}/(B_{\text{пал}} \cdot l_0)$ являє собою коефіцієнт надлишку повітря, його значення залежить в основному від верхньої температури циклу: $\alpha = 4,5 \dots 6,0$; l_0 – теоретична кількість повітря, необхідна для спалювання одного кілограма палива, залежить від його хімічного складу і може становити 13,6...14,3 кг повітря/кг палива.

Ефективний коефіцієнт корисної дії ГТУ може бути визначений як відношення корисної роботи циклу до витраченої (підведеної) в циклі теплоти:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_{\text{під}}}. \quad (3.25)$$

Причому, тут корисну роботу циклу (з урахуванням втрат у передачах механічної енергії) визначають по відношенню до одиниці повітря (1 кг), що стискається в одиницю часу (1 с). Це означає, що отримана вище залежність (3.22) для визначення роботи турбіни вимагає уточнення, оскільки вона отримана по відношенню до одиниці витрати газу, що розширюється в турбіні.

Кількість підведеної теплоти в циклі (в камері згоряння) визначається також по відношенню до одиниці витрати повітря в компресорі:

$$Q_{\text{під}} = \frac{B_{\text{пал}} Q_{\text{н}}^{\text{p}}}{G_{\text{п}}} = \mu Q_{\text{н}}^{\text{p}}, \quad (3.26)$$

де $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ – нижча робоча теплота згоряння палива, кДж/кг.

Величину $\mu Q_{\text{н}}^{\text{p}} = Q_{\text{під}}$ можна знайти з рівняння теплового балансу камери згоряння (рис. 3.4):

$$B_{\text{пал}} Q_{\text{н}}^{\text{p}} \eta_{\text{кг}} + G_{\text{п}} I_2 + B_{\text{пал}} I_{\text{пал}} = G_{\text{г}} I_3 = G_{\text{п}} I_3 + B_{\text{пал}} I_3. \quad (3.27)$$



Рис. 3.4. До визначення теплового балансу камери згоряння

Після скорочення на $G_{\text{п}}$ і враховуючи малість величини $B_{\text{пал}} I_{\text{пал}} \approx 0$, остання залежність прийме такий вигляд: $\mu Q_{\text{н}}^{\text{p}} \eta_{\text{кг}} + I_2 = I_3 + \mu I_3$.

Звідки

$$\mu Q_{\text{н}}^{\text{p}} = Q_{\text{під}} = \frac{I_3 - I_2}{\eta_{\text{кг}} - \frac{I_3}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}}} = \frac{\bar{c}_{pq} (T_3 - T_2)}{\eta_{\text{кг}} - \frac{I_3}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}}}, \quad (3.28)$$

де $\bar{c}_{pq}$ – середня ізобарна теплоємність робочого тіла в процесі підведення теплоти в камері згоряння, залежить від інтервалу температур

$[T_2; T_3]$, на стадії попередніх теплових розрахунків можна приймати значення теплоємності із діапазону 1,11...1,19 кДж/(кг·град);

$\eta_{\text{кг}}$ – коефіцієнт повноти згоряння, що враховує неповне окиснення палива і втрати теплоти в навколишнє середовище, $\eta_{\text{кг}} = 0,98...0,99$;

I_3 – ентальпія робочого тіла на виході з камери згоряння; можна визначати використанням I - t -діаграми, або прийняти, з допустимою похибкою, відношення $I_3/Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,020...0,025$.

Корисна робота циклу (по відношенню до одиниці витрати повітря в процесі стиснення) визначається як

$$L_e = (L_{\text{т}} - L_{\text{к}})\eta_{\text{пер}} = [(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{ок}})\bar{c}_{\text{рх}} T_3 \eta_{\text{т}} \eta_{\text{мт}} (1 - e^{-m_{\text{т}}}) - \bar{c}_{\text{рх}} T_1 \frac{\varepsilon^{m_{\text{к}}} - 1}{\eta_{\text{к}}}] \eta_{\text{пер}}; \quad (3.29)$$

ефективний ККД газотурбінної установки

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_{\text{під}}} = \frac{(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{дод}})\bar{c}_{\text{рх}} T_3 \eta_{\text{т}} \eta_{\text{мт}} (1 - e^{-m_{\text{т}}}) - \frac{\bar{c}_{\text{рх}} T_1}{\eta_{\text{к}}} (\varepsilon^{m_{\text{к}}} - 1)}{\bar{c}_{\text{рх}}(T_3 - T_2)} \left(\eta_{\text{кг}} - \frac{I_3}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \right) \eta_{\text{пер}}, \quad (3.30)$$

де $\eta_{\text{пер}}$ – ККД передачі потужності; для механічних передач (зубчастих редукторів) 0,97...0,98; гідродинамічних передач – 0,95...0,98; електричних – 0,90...0,94;

$\eta_{\text{мт}}$ – механічний ККД двигуна, що враховує втрати в підшипниках турбіни і компресора, дорівнює 0,990...0,995;

$\Delta \bar{g}_{\text{дв}}$ – відносна витрата додаткового повітря, що використовується в системі герметизації та охолодженні проточної частини ГТД.

Крім ефективного ККД, термодинамічну досконалість ГТУ оцінюють також величиною питомої витрати палива, кг/(кВт·год):

$$b_e = \frac{3600 \cdot B_{\text{пал}}}{N_e} = \frac{3600}{\eta_e Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (3.31)$$

де $N_e = G_{\text{п}} L_e$ – ефективна потужність двигуна на фланці передачі, кВт.

Масогабаритні показники ГТУ, її компактність характеризує питома витрата повітря:

$$g_{\Pi} = \frac{G_{\Pi}}{N_e} = \frac{G_{\Pi}}{G_{\Pi} L_e} = \frac{1}{L_e}. \quad (3.32)$$

3.3 Додаткові витрати повітря

3.3.1 Витрата повітря на систему герметизації ГТД

Призначення системи

Повітря подається в систему укупорки ущільнень для:

- створення бар'єрного тиску, який запобігає витіканню масла або газів;
- забезпечення охолодження й вентиляції підшипникових відсіків;
- підтримання різниці тисків між сусідніми порожнинами;
- гарантування герметичності камер та дренажних систем.

Повітря відбирається із ступенів компресора, зазвичай із проміжних (4...8 ступені), або з виходу компресора низького тиску.

Призначення подачі повітря	Тип ущільнення / зона	Витрата від загальної продуктивності компресора
Ущільнення підшипників (газomasляні)	Передня і задня опори ротора	0,2...0,5 %
Ущільнення камери згоряння	Лабіринтні кільця та зазори корпусу	0,3...0,8 %
Ущільнення ротора турбіни й компресора	Міжступінчасті ущільнення	0,5...1,0 %
Продувка дренажних порожнин	Повітряні бар'єри	0,1...0,3 %

Витрата повітря на герметизацію зазвичай становить 1...2 % від загального потоку повітря через компресор.

Вплив на характеристики двигуна

- Витрата знижує ККД компресора, оскільки ця частина повітря не бере участі в робочому процесі.
- Забезпечує надійність і ресурс підшипників та ущільнень.
- На режимах холостого ходу подачу повітря на герметизацію обмежують, щоб підвищити ефективність.

3.3.2 Витрата повітря на охолодження проточної частини ГТД

Призначення системи охолодження проточної частини

Охолодження застосовується в тих зонах, де температура газів перевищує допустиму для матеріалу деталей. Повітря використовується для охолодження:

- лопаток турбіни (робочих і напрямних);
- дисків турбін;
- корпусів і соплових апаратів;
- задньої частини камери згоряння та газових каналів.

Вузол охолодження	Призначення	Відсоток від загальної витрати повітря в КНТ
Робочі лопатки турбіни	Внутрішнє та плівкове охолодження	2...4 %
Напрямні апарати турбіни	Внутрішнє/плівкове охолодження	1...3 %
Диски турбінних ступенів	Продувка й охолодження порожнин дисків	1...2 %
Задня частина камери згоряння, перехідна зона	Охолодження стінок та жарової труби	1...3 %
Охолодження корпусів, соплових блоків і обтічників	Конвективне охолодження	0,5...1 %

Охолоджувальне повітря відбирається зазвичай із кінцевих ступенів КВТ. Охолодження необхідне для збереження міцності та ресурсу лопаток. Збільшення витрати охолоджувального повітря знижує ККД циклу, оскільки це повітря не бере участі в горінні.

У сучасних ГТД прагнуть зменшити витрату повітря на охолодження за рахунок:

- використання жароміцних сплавів;
- застосування теплозахисних покриттів;
- удосконалення схем охолодження.

Узагальнені значення

Параметр	Типове значення
Джерело повітря	7...10-та ступені КВТ
Тиск повітря	0,4...0,8 МПа
Температура повітря	500...800 К
Витрата повітря на охолодження	5...15 % від витрати повітря через компресор
Вплив на ККД	Зниження на 1...3 % при зростанні витрати на 5 %

Висновок. Загальна витрата повітря на охолодження проточної частини (турбіни, камери згоряння, каналів) становить 5...10 %. Для авіаційних ГТД високої температури ($T_3 = 1700...1900$ К) вона може досягати 15...20 % в турбінах з розвиненою системою плівкового охолодження.

3.4 Вплив параметрів робочого циклу на ефективність ГТУ

З отриманої раніше залежності (3.7) випливає, що термодинамічна ефективність ідеальної ГТУ простого циклу з ізобарним підведенням теплоти в камері згоряння залежить тільки від ступеня підвищення тиску. На теплову економічність реальної ГТУ (залежність 3.30) впливає значна кількість факторів, у тому числі:

- ступінь підвищення тиску повітря (ϵ) і ступінь розширення газу в турбіні (e);
- ККД турбомашин (η_t ; η_k ; η_{mt}) і коефіцієнт повноти згоряння (η_{kt});
- температури робочого тіла на вході в компресор і турбіну (T_1 і T_3);
- теплоємності робочого тіла в процесах, що складають цикл, та ін.

Перераховані вище фактори можна поділити на керовані (піддаються варіюванню) і некеровані (не залежать від проекту). Для підвищення обґрунтованості прийняття рішень при проектуванні (розуміння процесів вдосконалення процесів у газотурбінних установках), розглянемо вплив керованих параметрів на ефективність ГТУ.

Для аналізу впливу ступеня підвищення тиску, ККД турбомашин і температур робочого тіла на ефективний ККД газотурбінної установки, вираз (3.30) вимагає перетворення (спрощення). Це може бути досягнуто прийняттям наступних припущень:

- рівність ступенів розширення і підвищення тиску в циклі $e = \epsilon$, тобто виключення втрат тиску в газоповітряному тракті;
- рівність теплоємностей $\bar{c}_{pk} = \bar{c}_{px} = \bar{c}_{pq} = \bar{c}_p$, наслідком чого буде також рівність показників $m_k = m_t = m$;
- нехтуємо зміною кількості робочого тіла в процесах стиснення-розширення, тобто $1 + \mu = 1,0$ і $1 - \Delta \bar{g}_{ox} = 1,0$.

Після порівняно нескладних перетворень, з урахуванням прийнятих спрощень, вираз для ефективного ККД ГТУ матиме такий вигляд:

$$\eta_e = \frac{\epsilon^m - 1}{\epsilon^m} \frac{\eta_t \eta_{mt} - \frac{T_1}{T_3} \frac{\epsilon^m}{\eta_k}}{1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{\epsilon^m - 1}{\eta_k} \right)} \left(\eta_{kt} - \frac{J_3}{Q_H^p} \right) \eta_{пер}. \quad (3.33)$$

Аналіз останнього виразу дозволяє отримати наступні результати:

1. ККД реального циклу (так само, як і ідеального) дорівнює нулю при $\varepsilon = 1,0$ ($p_2 = p_1$, тобто відсутній сам цикл, відсутня і корисна робота).
2. Зі зростанням ступеня підвищення тиску корисна робота циклу спочатку збільшується, а потім знову зменшується до нуля за умови

$$\eta_t \eta_{\text{мт}} - \frac{T_1}{T_3} \frac{\varepsilon^m}{\eta_k} = 0,$$

коли ступінь підвищення тиску прийме значення:

$$\varepsilon = \left(\frac{T_3}{T_1} \eta_t \eta_{\text{мт}} \eta_k \right)^{-m}. \quad (3.34)$$

Це означає, що зі значним зростанням ступеня підвищення тиску стрімко збільшується робота стиснення (робота компресора L_k), отже, корисна робота циклу $L_e = L_t - L_k$ скорочується і при значенні ε^* , що задовольняє умові (3.34), дорівнює нулю (рис. 3.5). Робота компресора стає рівною роботі турбіни. Така поведінка залежності $\eta_e = f(\varepsilon)$ передбачає наявність екстремуму, коли економічність установки досягає максимальних значень.

Аналіз результатів розрахунків показує, що на економічність ГТУ впливають не окремі значення температур T_1 і T_3 , а відношення $\lambda = T_3/T_1$. Збільшення λ супроводжується зростанням ефективного ККД. Причому більш чутливою до зміни (збільшення) λ (а значить, і ККД) є зміна (зменшення) T_1 . Однак температура повітря на вході в компресор визначається температурою зовнішнього повітря та не є, зазвичай, керованим параметром.

Найбільш ефективним напрямком підвищення теплової економічності ГТУ простого циклу є збільшення T_3 , що пов'язано з використанням більш жароміцних матеріалів для виготовлення робочих лопаток турбіни високого тиску, розробкою більш досконалих систем їх охолодження. Спільний вплив відцентрових сил, що виникають при значних частотах обертання ротора турбіни, і високої температури робочого тіла на вході в ТВД обумовлює виникнення явищ пластичних деформацій робочих лопаток ТВД, що впливають на ресурс турбіни.

Як впливає з аналізу впливу параметрів робочого тіла на економічність ГТУ, збільшення верхньої температури циклу (T_3) супроводжується також збільшенням оптимального ступеня підвищення тиску (рис. 3.5, де $\lambda_1 < \lambda_2 < \lambda_3$).

Розвиток ГТУ тісно пов'язаний з реалізацією заходів, спрямованих на збільшення ККД турбомашин (компресорів і турбін) за рахунок удосконалення процесів, що протікають в їх лопаткових апаратах [13–18].

Збільшення T_3 має більш помітний вплив на теплову економічність ГТУ при низьких ККД турбомашин. Зі збільшенням ККД турбомашин, тобто наближенням циклу до ідеального, цей вплив стає менш істотним. У граничному випадку, при досягненні значень η_t і η_k , близьких до одиниці, ККД циклу буде більше залежати від ступеня підвищення тиску. У реальному циклі збільшення ККД турбомашин супроводжується як зростанням теплової ефективності установки, так і збільшенням оптимального ступеня підвищення тиску в циклі (див. рис. 3.5, б).

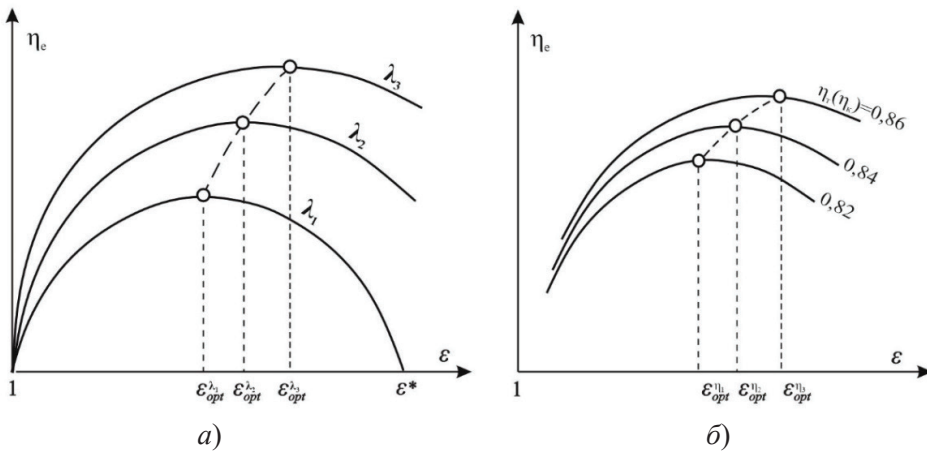


Рис. 3.5. Залежність ефективного ККД від ступеня підвищення тиску: а) – при різних значеннях $\lambda = T_3/T_1$; б) – при різних значеннях ККД турбомашин

Корисна робота в циклі становить лише деяку частину від повної роботи розширення. Ця частина збільшується зі збільшенням λ і η_t , η_k , η_{mt} , а зі зростанням ступеня підвищення тиску (понад оптимальні значення) зменшується.

Тому збільшення ККД турбомашин на 1 % приводить до збільшення ефективного ККД установки в цілому в стільки разів більше, у скільки разів корисна робота в циклі менша за повну роботу розширення в циклі або роботу стиснення. Отже, за зазначених вище умов, збільшення ККД турбіни супроводжуватиметься зростанням ККД циклу на 3...4 %, а зміна ККД компресора на ту ж величину зумовить збільшення η_e на 2...3 %.

Підвищення ККД турбомашин у всіх випадках слід розглядати як необхідну умову отримання високих показників ефективності установок, хоча перспективи вдосконалення ГТУ в цьому напрямку, очевидно, менші в порівнянні з підвищенням верхньої температури циклу.

3.5 Заходи щодо підвищення термодинамічної ефективності ГТУ

Крім збільшення верхньої температури циклу (T_3) і ККД турбомашин (η_t, η_k) існує ряд способів підвищення термодинамічної ефективності ГТУ за рахунок використання складних циклів:

- регенерації теплоти в циклі;
- проміжного охолодження повітря в процесі стиснення;
- проміжного підведення теплоти в процесі розширення в газовій турбіні;
- утилізації теплоти газів, що виходять з двигуна, для одержання додаткової механічної енергії в бінарних і контактних газопаротурбінних установках.

Теоретичними передумовами застосування складних циклів у ГТУ є спроба реалізації циклу, що наближається до узагальненого циклу Карно, який має найвищу термодинамічну досконалість.

Узагальнений цикл Карно складається з двох ізотерм підведення і відведення теплоти і двох еквідистантних кривих процесів стиснення-розширення робочого тіла (рис. 3.6).

У газотурбінній установці узагальнений цикл Карно може бути реалізований, якщо:

- ізоентропний процес розширення $1-4a$ замінити на ізотермічний $1-4'a$, що може бути забезпечено (теоретично) проміжним підведенням теплоти в нескінченно великій множині додаткових камер згоряння;
- замість ізоентропного процесу стиснення $1-2a$ використовувати ізотермічний $1-2'a$, що може бути забезпечено (теоретично) відведенням теплоти в проміжних охолоджувачах повітря (нескінченно великої кількості);
- позбутися ізобарних процесів підведення ($2a-3$) і відведення ($4a-1$) теплоти, використовуючи регенерацію теплоти в циклі: повітря після стиснення в компресорі підігрівати за рахунок теплоти відхідних газів при рівноважному теплообміні в теплообміннику поверхневого типу – регенераторі.

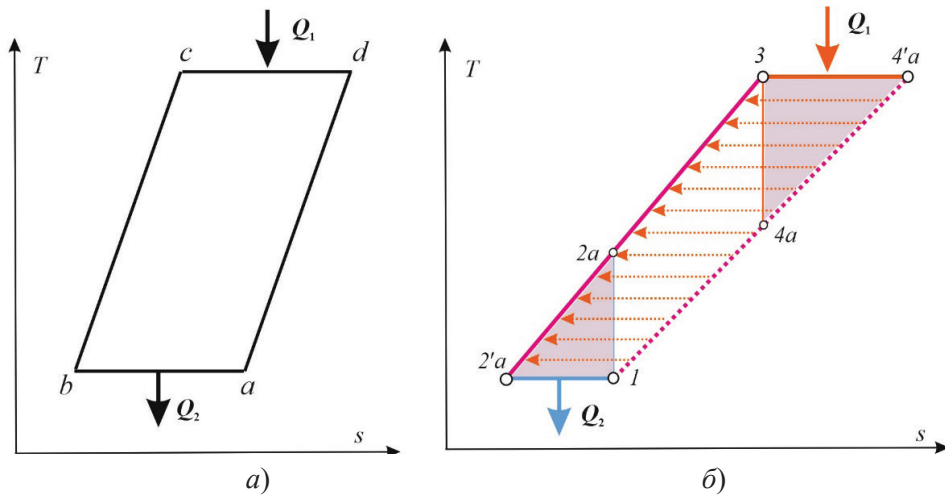


Рис. 3.6. Зображення узагальненого циклу Карно:
а) – загальний вигляд; б) – цикл, який теоретично можна одержати після перетворення циклу Брайтона

Практична реалізація подібних заходів зі зрозумілих причин неможлива, проте використання проміжного охолодження повітря, регенерації теплоти, проміжного підведення теплоти знаходить застосування в суднових і стаціонарних ГТУ складних циклів.

3.5.1 Регенерація теплоти

Регенерація теплоти в поєднанні з ізотермічними процесами стиснення повітря і розширення газу наближає цикл з двома ізобарами за термодинамічною ефективністю до циклу Карно. Використання регенерації теплоти також доцільно, якщо процеси стиснення-розширення відбуваються по політропах.

На практиці регенерація теплоти здійснюється введенням до складу реальної газотурбінної установки теплообмінного апарату поверхневого типу, в якому здійснюється теплообмін між газами, що залишають двигун, і повітрям перед камерою згоряння (рис. 3.7).

Для визначення ступеня наближення реального регенеративного циклу до гранично-регенеративного циклу використовують поняття ступеня регенерації, що являє відношення кількості теплоти, яке отримує повітря в регенераторі, до тієї кількості теплоти, яку воно могло б отримати при нагріванні повітря до температури газів T_4 , що виходять з турбіни:

$$r = \frac{Q_r}{Q_0} = \frac{\bar{c}_{pk}(T_{2r} - T_2)}{\bar{c}_{px}(T_4 - T_2)(1 + \mu)} \approx \frac{(T_{2r} - T_2)}{(T_4 - T_2)}. \quad (3.35)$$

Тут Q_r – кількість теплоти, яка передається повітрю в регенераторі при його підігріві до температури T_{2r} ; в координатах s - T являє собою площу фігури $2r$ - s_{2r} - s_2 - 2 - 2_r ;

Q_0 – максимальна кількість теплоти, яка могла бути передана повітрю в гранично-регенеративному циклі при підігріві повітря в умовах рівноважного теплообміну до температури T_4 – площа фігури 2_{r0} - s_{2r0} - s_2 - 2 - 2_{r0} .

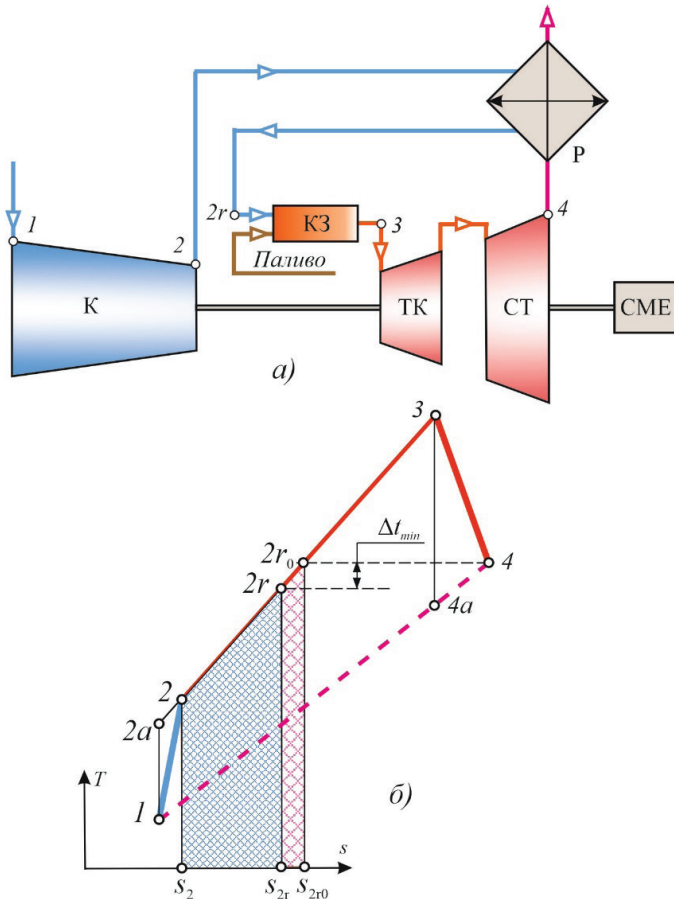


Рис. 3.7. Регенерація теплоти в газотурбінних установках:
а) – принципова схема; б) – цикл у s - T -координатах

ККД газотурбінного циклу з регенерацією визначається аналогічно ГТУ простого циклу (3.21):

$$\eta_{er} = \frac{L_e}{Q_{\text{під}}^{\text{рег}}} = \frac{L_e}{\mu_r Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (3.36)$$

де L_e – корисна робота в циклі з регенерацією (визначається аналогічно установці простого циклу);

$\mu_r Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – кількість теплоти, підведеної до одиниці повітря в камері згоряння установки з регенерацією.

Кількість теплоти, підведеної до одиниці повітря в камері згоряння установки з регенерацією, визначають з теплового балансу камери згоряння (за аналогією з установкою простого циклу):

$$Q_{\text{під}}^{\text{рег}} = \mu_r Q_{\text{н}}^{\text{р}} = \frac{\bar{c}_{pq}(T_3 - T_{2r})}{\eta_{\text{кг}} - \frac{J_3}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}}. \quad (3.37)$$

З рівняння (3.32) випливає, що $T_{2r} = T_2 + r(T_4 - T_2)$, тоді

$$\begin{aligned} Q_{\text{під}}^{\text{рег}} = \mu_r Q_{\text{н}}^{\text{р}} &= \frac{\bar{c}_{pq}(T_3 - T_{2r})}{\eta_{\text{кг}} - \frac{J_3}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}} = \frac{\bar{c}_{pq}[T_3 - T_2 - r(T_4 - T_2)]}{\eta_{\text{кг}} - \frac{J_3}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}} = \\ &= \frac{\bar{c}_{pq}(T_3 - T_2)(1 - r \frac{T_4 - T_2}{T_3 - T_2})}{\eta_{\text{кг}} - \frac{J_3}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}}. \end{aligned} \quad (3.38)$$

ККД установки з регенерацією з урахуванням останнього виразу набуває вигляду

$$\eta_{er} = \frac{L_e}{\mu_r Q_{\text{н}}^{\text{р}}} = \frac{L_e}{\bar{c}_{pq}(T_3 - T_2)} \frac{\eta_{\text{кг}} - \frac{J_3}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}}{1 - r \frac{T_4 - T_2}{T_3 - T_2}} = \frac{\eta_e}{1 - r \frac{T_4 - T_2}{T_3 - T_2}}. \quad (3.39)$$

Аналіз останнього виразу дозволяє зробити деякі висновки:

– при ступені підвищення тиску в циклі, що дорівнює одиниці, ККД установки дорівнює нулю;

- теплова економічність установки з регенерацією вище ККД простого циклу без регенерації (знаменник менше одиниці, тому $\eta_e < \eta_{er}$ завжди);
- зі збільшенням ступеня регенерації економічність установки зростає;
- збільшення ефективності установки починає позначатися найбільш помітно при ступені регенерації більше 0,5;
- регенерація знижує оптимальний ступінь підвищення тиску в циклі і при збільшенні ступеня регенерації оптимальний ступінь підвищення тиску зменшується;
- при значному збільшенні ступеня підвищення тиску в циклі ККД ефективність регенеративного процесу знижується (температура повітря за компресором, збільшуючись, наближається до температури газу після турбіни); ККД циклу з регенерацією наближається до значень ККД простого циклу.

Розрахунки дозволяють виконати аналіз характеру поведінки залежності $\eta_{er} = f(\epsilon)$ при різних значеннях ступеня регенерації (рис. 3.8).

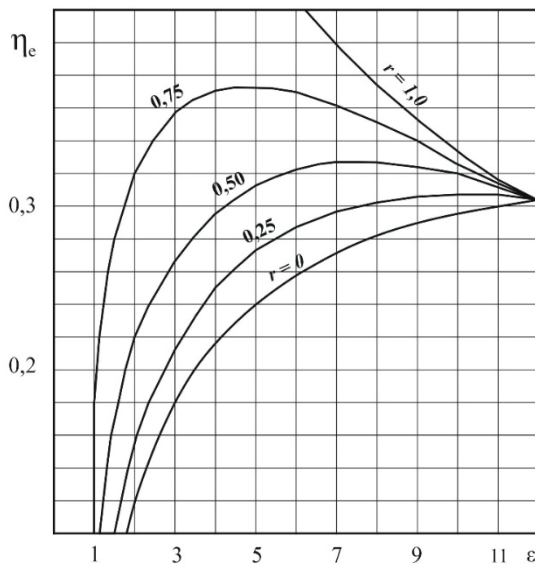


Рис. 3.8. Залежність ККД реального циклу ГТУ з регенерацією від ступеня підвищення тиску при різних значеннях ступеня регенерації r

З наведеної вище інформації випливає, що з термодинамічної точки зору збільшення значень ступеня регенерації (до одиниці) завжди доцільне, проте існують обмеження реалізації подібного напрямку.

1. Збільшення ступеня регенерації може бути досягнуто за рахунок зниження температурного напору в регенераторі $\Delta t_{\min}$ – теплообміннику поверхневого типу. Це пов'язано зі збільшенням теплопередавальної поверхні і погіршенням масогабаритних показників установки: з наближенням ступеня регенерації до одиниці поверхня теплообміну прагне до нескінченності. Збільшення ступеня регенерації, наприклад, з 0,75 до 0,80, за інших рівних умов, призводить до збільшення поверхні теплообміну на 75 %.

2. Зростання поверхні теплообміну призводить до збільшення втрат тиску в газоповітряному тракті, а, отже, до зменшення корисної роботи і ККД циклу.

3. Збільшення ступеня регенерації призводить до збільшення витрати робочого тіла (повітря) в циклі, що, своєю чергою, погіршує масогабаритні та вартісні показники установки в цілому.

Перераховане вище дозволяє зробити висновок, що вибір і обґрунтування ступеня регенерації при проєктуванні є оптимізаційною задачею, коректне розв'язання якої можливе з урахуванням усього комплексу факторів, що впливають на ефективність функціонування установки:

- впливу ступеня регенерації на теплову економічність, отже, на величину витрат на паливо, величину запасів палива, водотоннажність судна (якщо це судова ЕУ), а також потужність ЕУ;

- впливу ступеня регенерації на масогабаритні та вартісні показники.

Для сучасних ГТУ прийнято вважати, що ступінь регенерації не повинен перевищувати 0,8...0,85. Разом з тим, у літературі відсутні відомості про реалізацію комплексного підходу при розв'язанні цієї задачі.

3.5.2 Проміжне охолодження повітря

Проміжне охолодження повітря (ПОП) спрямоване на зниження роботи стиснення в компресорі, що приводить до збільшення корисної роботи циклу (див. вираз 3.29), а отже, до зниження питомої витрати робочого тіла в установці (3.28) і поліпшення масогабаритних показників ГТД. Зменшення роботи стиснення відбувається в результаті зниження температури повітря (збільшення його густини) на вході в компресор високого тиску.

У судових ГТУ для зменшення роботи стиснення в компресорі загальний ступінь підвищення тиску в циклі розподіляють між двома (можливо, але дуже рідко – трьома) каскадами стиснення (компресорами) і використовують проміжне охолодження повітря між каскадами в теплообмінному апараті, як правило, поверхневого (принципово можливо і змішувального) типу. Оскільки як охолоджуюче середовище використовують

природну воду (в суднових ГТУ – забортну, в стаціонарних – із системи оборотного водопостачання), температура якої відрізняється від температури навколишнього повітря всього лише на $2...3\text{ }^{\circ}\text{C}$, то охолодити повітря в ПОП до початкової температури T_1 на практиці не вдається; мінімальний температурний напір у ПОП може становити $\Delta t_{\min} = 15...25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вплив ПОП на ефективний ККД циклу неоднозначний, оскільки збільшення корисної роботи (приріст корисної роботи циклу ΔL_e еквівалентний площі заштрихованої фігури) відбувається з одночасним збільшенням кількості підведеної теплоти в циклі (рис. 3.9).

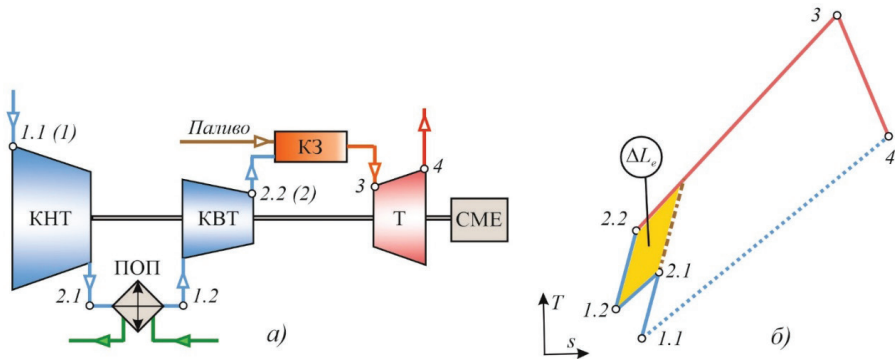


Рис. 3. 9. Проміжне охолодження повітря в ГТУ:
а) – принципова схема; б) – цикл у s - T -координатах

Розподіл загального ступеня підвищення тиску між компресорами

На практиці найбільш реальним слід вважати двокаскадне стиснення повітря в ГТУ, тоді загальний ступінь підвищення тиску в циклі можна представити як

$$\Pi_{\varepsilon} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2. \quad (3.40)$$

При рівномірному розподілі загального ступеня підвищення тиску між компресорами, ступінь підвищення тиску в першому каскаді (компресорі низького тиску КНТ) визначається як

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\Pi_{\varepsilon}}. \quad (3.41)$$

Якщо брати до уваги тільки теплову економічність, то цілком очевидно, що ступінь підвищення тиску в компресорі, який засмоктує більш холодне повітря і який має більш високий ККД, повинен бути вищим, тоді

$$\varepsilon_1 = \sqrt{\Pi_{\varepsilon} \cdot \frac{T_{1.2}}{T_{1.1}} \cdot \frac{\eta_{k1}}{\eta_{k2}}}. \quad (3.42)$$

На стадії теплових розрахунків величину ступеня підвищення тиску в окремих каскадах часто приймають однаковою, тоді в загальному випадку при z-каскадному стисненні

$$\varepsilon_1 = (\Pi\varepsilon)^{1/z}. \quad (3.43)$$

За умови забезпечення достатньої ефективності роботи ГТД на часткових навантаженнях В. І. Романов* рекомендує приймати $\varepsilon_1 \leq 3,0$.

Ефективний ККД циклу ГТУ з проміжним охолодженням повітря визначається аналогічно випадкам, розглянутим вище:

$$\eta_e^{\text{пов}} = \frac{L_{\tau} - L_{\kappa\Sigma}}{\mu Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \eta_{\text{пер}} =$$

$$= \frac{(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{ox}}) \bar{c}_{\text{px}} T_3 \eta_{\tau} \eta_{\text{мт}} (1 - e^{-m_{\tau}}) - \sum_{i=1}^z \frac{\bar{c}_{\text{pki}} T_{\text{li}}}{\eta_{\text{ki}}} (\varepsilon_i^{m_{\text{ki}}} - 1)}{\bar{c}_{\text{pq}} (T_3 - T_{2z})} \left(\eta_{\text{кг}} - \frac{J_3}{Q_{\text{H}}^{\text{p}}} \right) \eta_{\text{пер}}. \quad (3.44)$$

Вплив проміжного охолодження повітря на показники ГТУ зводиться до наступного:

1. ПОП є досить ефективним способом збільшення корисної роботи циклу, зниження витрати повітря і скорочення розмірів турбомашин.

2. Термодинамічний ефект особливо помітний при великих значеннях ступеня підвищення тиску в циклі і низьких значеннях ККД компресорів і T_3 .

3. Ефект посилюється при одночасному використанні проміжного охолодження повітря і регенерації теплоти в циклі (подвійне посилення ефекту). ККД такого циклу має наступний вигляд:

$$\eta_e^{\text{поп+рег}} = \frac{\eta_e^{\text{нов}}}{1 - r \frac{T_4 - T_{2z}}{T_3 - T_{2z}}}. \quad (3.45)$$

3.5.3 Проміжний підігрів газу в газотурбінному циклі

Збільшення корисної роботи в циклі теоретично може бути досягнуто шляхом збільшення роботи розширення, наприклад, використовуючи замість адіабатного ізотермічне розширення.

* Романов Віктор Іванович (1928–2018) – головний конструктор, керівник СПБ «Машпроект», Миколаїв.

Ізотермічне розширення на практиці здійснити в ГТУ неможливо, тому його замінюють поділом всього політропного процесу розширення на кілька ділянок з проміжним підведенням теплоти до робочого тіла в додаткових камерах згоряння між ділянками (рис. 3.10).

Загальна кількість послідовно працюючих камер згоряння навіть у стаціонарних ГТУ не перевищує двох, що пов'язано зі складністю управління установкою. З огляду на великі значення коефіцієнтів надлишку повітря в ГТУ, процеси згоряння палива в додатковій камері протікають досить ефективно.

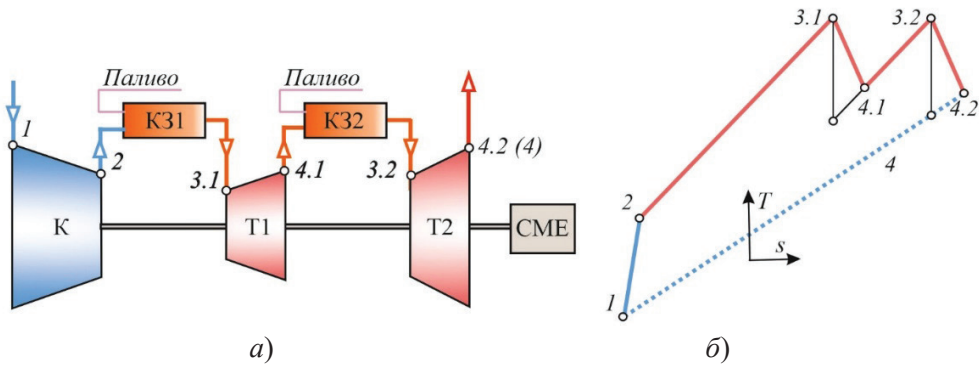


Рис. 3.10. Проміжний підігрів газу в ГТУ:
а) – принципова схема; б) – діаграма циклу в s - T -координатах

Для визначення повної роботи розширення в циклі з проміжним підігрівом газу (ППГ) можна представити як суму робіт розширення в турбінах T_1 і T_2 :

$$L_{T\Sigma} = \sum_{j=1}^2 (1 + \mu_j)(1 - \Delta \bar{g}_{j \text{ ок}}) \bar{c}_{pxj} T_{3j} \eta_{Tj} \eta_{mTj} (1 - e_j^{-m_{Tj}}). \quad (3.46)$$

У циклі з ППГ збільшення корисної роботи циклу в результаті збільшення роботи розширення супроводжується збільшенням витрат теплоти, що підводиться в камерах згоряння. Очевидно, що ефективний ККД ГТУ буде зростати в тому випадку, коли приріст корисної роботи перевищує збільшення витрати теплоти в циклі.

Використання тільки ППГ приносить маловідчутний ефект. Максимальний ефект від використання ППГ буде в установках з регенерацією.

Ефективний ККД циклу з ППГ і регенерацією

$$\eta_e^{\text{ппг+рег}} = \frac{L_{T\Sigma} - L_K}{(\mu Q_H^p)_\Sigma} \cdot \eta_{\text{пер}}, \quad (3.47)$$

де $L_{\text{ТС}}$ – сумарна робота розширення в циклі з ППГ, кДж/кг, див. (3.46);

$L_{\text{к}}$ – робота стиснення в циклі, кДж/кг, див. (3.14);

$(\mu Q_{\text{н}}^{\text{р}})_{\Sigma}$ – повна кількість підведеної теплоти в циклі ГТУ з ПОВ і регенерацією – на базі рівнянь (3.26)–(3.28), кДж/кг.

Вплив ППГ на показники ГТУ можна сформулювати наступним чином:

1. ППГ є одним із способів зменшення питомої витрати повітря в циклі та відповідного скорочення розмірів турбомашин.
2. ППГ може збільшувати ККД циклу при порівняно невисоких значеннях T_3 , $\eta_{\text{т}}(\eta_{\text{к}})$ і високих значеннях ступеня підвищення тиску в циклі.
3. Економічний ефект від застосування ППГ буде максимальним при одночасному використанні проміжного охолодження повітря і регенерації теплоти.

Ефективний ККД циклу з ППГ, ПОП і регенерацією

$$\eta_{\text{е}}^{\text{ппг+поп+рег}} = \frac{L_{\text{ТС}} - L_{\text{КС}}}{(\mu Q_{\text{н}}^{\text{р}})_{\Sigma}} \cdot \eta_{\text{пер}}.$$

3.6 Способи виділення корисної потужності в ГТУ

Корисна потужність, що використовується для приводу споживача енергії ГТУ, може бути виділена різними способами.

Перший спосіб заснований на використанні для приводу споживача енергії турбіни, яка приводить компресор. Відповідні цьому способу принципові схеми установок зображені на рис. 3.1, 3.7, 3.9, 3.10. Газотурбінний агрегат, в якому турбіна, компресор і споживач жорстко пов'язані одним валом, прийнято називати *блокованим* агрегатом. Такий агрегат має істотні недоліки, що пояснюється наявністю жорсткого зв'язку між трьома різними елементами установки (турбіна-компресор-гвинт), характеристики яких істотно відрізняються. Жорсткий зв'язок ускладнює забезпечення режимів роботи установки, відмінних від номінального.

Крім того, є й інші обставини (які тут не розглядаються, наприклад, пуск установки), які, спільно з зазначеним вище недоліком, ускладнюють, а іноді й унеможливають безпосереднє використання блокового агрегата як суднового двигуна.

Другий спосіб – розділення приводу споживача і компресора. Зазначений вище недолік – жорсткий зв'язок між турбіною, компресором

і споживачем (наприклад, гребним гвинтом) може бути усунутий шляхом розділення приводів споживача і компресора. Це дає можливість виділити в складі установки газогенераторну частину в незалежний турбокомпресорний блок, що складається з компресора, привідної його турбіни і камери згоряння. Турбокомпресорний блок може бути виділений шляхом розділення перепаду теплоти (рис. 3.11, а) або розділення потоку повітря або газу (рис. 3.11, б).

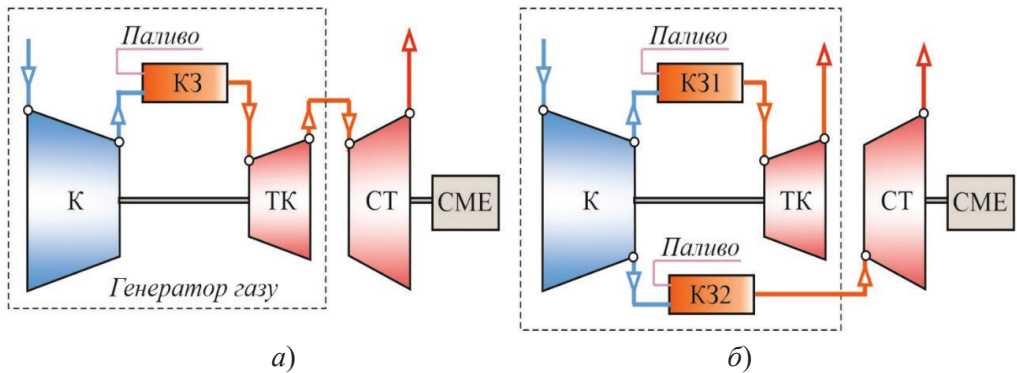


Рис. 3.11. Принципові схеми виділення газогенераторної частини в окремий турбоблок:

а) – ГТД з розділеним теплоперепадом; б) – ГТД з розділеним потоком повітря

В агрегаті з розділеним перепадом теплоти турбіна високого тиску (ТВТ) приводить компресор К, а силова турбіна (СТ) віддає свою потужність споживачу. Повний теплоперепад процесу розширення ділиться в такій установці на частини високого і низького тиску.

В агрегаті з розділеним потоком повітря (газу) обидві турбіни працюють паралельно, причому кожна переробляє повний тепловий перепад процесу розширення. У кожній з турбін розширюється лише частина загальної кількості газу, що відповідає витраті повітря, стисненого компресором. Розділення повітря на два паралельних потоки може здійснюватися відразу за компресором. У цьому випадку підігрів повітря здійснюється в двох незалежних камерах згоряння. В принципі можливе розділення потоку газу на дві паралельні гілки після однієї загальної камери згоряння (тобто безпосередньо перед турбіною).

При наявності двох камер згоряння температури газу перед паралельно працюючими турбінами можуть бути різними. Це представляє відому перевагу такого способу поділу потоку повітря в порівнянні з поділом його після однієї загальної камери згоряння.

Обидві установки – з розділеним перепадом теплоти і розділеним потоком газу – позбавлені основного недоліку, властивого установці з блокованим приводом споживача (гвинта чи електрогенератора) і компресора. У них відсутній жорсткий зв'язок між компресором і споживачем, що покращує їх експлуатаційні якості (роботу на часткових навантаженнях, пусках і т. д.).

Компресор і турбіна, що приводить його в дію, і відповідна камера згоряння, що входять до складу установок з розділеним перепадом теплоти і розділеним потоком повітря і об'єднані в незалежні турбокомпресорні блоки, являють собою турбокомпресорні генератори газу. Їх основне призначення – виробництво робочого газу таких параметрів і в такій кількості, які необхідні для отримання потужності, що віддається установкою споживачеві.

Крім описаних вище способів, корисна потужність може бути отримана також за рахунок реактивної дії струменя газу, що розширюється в соплі, яке розміщується замість турбіни низького тиску безпосередньо за турбіною турбокомпресорного генератора газу в установці з розділеним перепадом теплоти. Тут реактивне сопло являє собою другий ступінь розширення (низького тиску). Установка в цьому випадку називається *турбореактивним двигуном*.

Слід зауважити, що реактивний принцип руху стає економічно доцільним лише при досить високих швидкостях руху транспортних засобів, для яких цей принцип використовують. Тому реактивний рух знаходить застосування головним чином в авіації, де швидкості руху літальних апаратів порівняні зі швидкостями газу, що витікає з реактивного сопла турбореактивного двигуна (ТРД). При швидкостях руху сучасних кораблів і суден ефективність реактивного принципу руху досить невисока.

Турбіну, що віддає свою потужність споживачу і не пов'язану з компресором, у загальному випадку прийнято називати *силовою*. У тому випадку, коли споживачем потужності газотурбінної установки є гребний гвинт, цю турбіну доцільно називати *пропульсивною*, тобто призначеною для цілей руху судна або *привідною турбіною повітряного гвинта*.

Розвиток сучасного газотурбобудування іде шляхом збільшення верхньої температури циклу T_3 та підвищення ККД турбомашин, що супроводжується ростом оптимального ступеня підвищення тиску в циклі (див. рис. 2.5) і виявляється більш доцільним (для роботи установки на змінних режимах) при поділі процесу стиснення на дві частини (в компресорі низького і високого тиску зі своїми привідними турбінами). Так з'явився

тривальний ГТД з приводом КНТ, розташованим всередині вала привода КВТ (рис. 3.12).

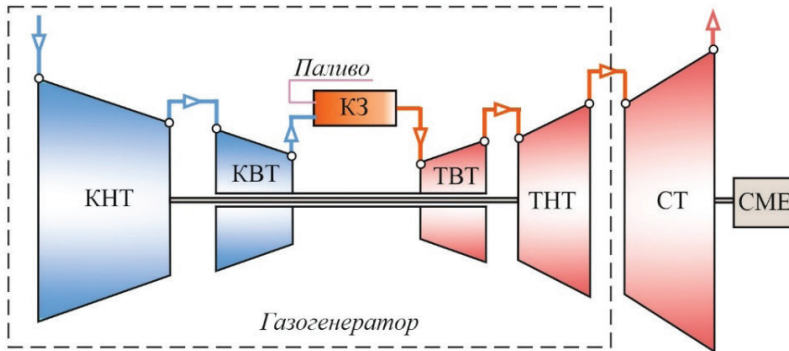


Рис. 3.12. Принципова схема тривального ГТД

3.7 Утилізація теплоти відхідних газів

Відхідні гази в ГТД, що працюють за циклом Брайтона, мають досить високий потенціал, їх температура може складати від 450 °С до 550 °С. Близько 60...65 % підведеної теплоти в циклі надходить до холодного джерела – навколишнього середовища. Утилізація теплоти відхідних газів з одержанням механічної енергії може значно підвищити теплову економічність установки. Найбільш поширеним наразі є використання бінарного циклу – Брайтона-Ренкіна. Відхідні гази поступають в утилізаційний парогенератор (УПГ), де віддають частину своєї теплоти робочому тілу паротурбінного контуру. Перегріта пара (температура 400...450 °С, тиск 30...40 бар) надходить до парової конденсаційної турбіни, яка забезпечує вироблення механічної енергії до 30...40 % потужності ГТД (рис. 3.13).

Температура перегрітої пари $t_{\text{пе}}$ залежить від температури газів за ГТД $t_{\text{г}}$ (на вході в УПГ) наступним чином:

$$t_{\text{пе}} = t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{min}}.$$

Мінімальний температурний напір Δt_{min} суттєво впливає на величину площі теплопередавальної поверхні УПГ і на теплову економічність утилізаційного контуру (цикл Ренкіна залежить від початкових параметрів пари). Його вибір є оптимізаційною задачею, розв'язання якої залежить від вимог щодо масо-габаритних, вартісних показників установки та її теплової економічності. Наразі при проектуванні утилізаційних парогенераторів

$\Delta t_{\min}$ приймають від (30)40 °С до 50(60) °С; температуру газів на виході із УПГ $t_{\text{вг}} = 160 \dots 180$ °С (з урахуванням запобігання низькотемпературній сірчистій корозії економайзерної частини УПГ).

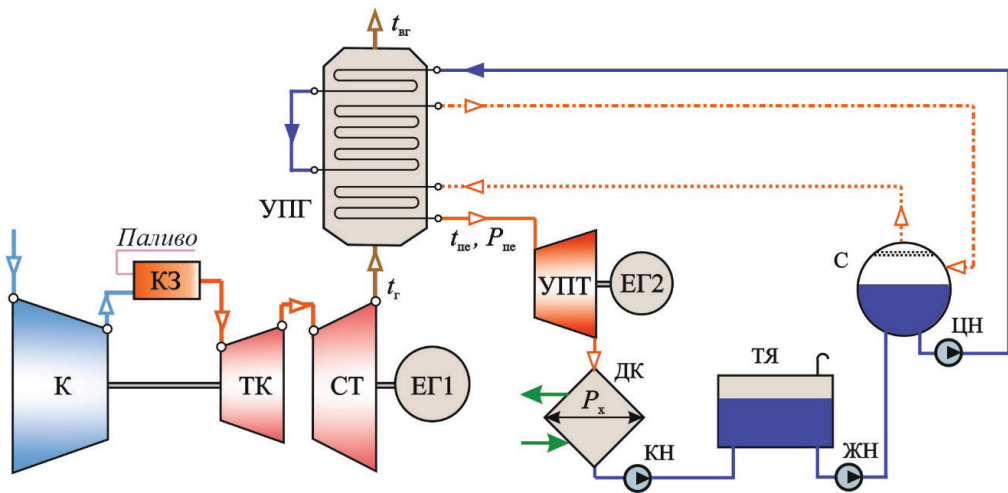


Рис. 3.13. Принципова схема бінарної газопаротурбінної установки

Тиск перегрітої пари $P_{\text{пе}}$, що генерує УПГ, приймають спряженим значенням початкової температури як такий, що забезпечує допустиму вологість пари в кінці політропного процесу розширення в УПТ.

Утилізаційна парова турбіна (УПТ), як показано на схемі рис. 3.13, приводить до дії автономний електрогенератор ЕГ2, однак це не обов'язкове рішення. Вона може працювати на один і той же генератор, що і ГТД, або (в разі суднової установки) приводить в дію гребний гвинт разом з ГТД через підсумовуючий редуктор (ГТУ з ТУК трейлеровоза «Капітан Смирнов» побудови Чорноморського суднобудівного заводу).

Достатній досвід проектування та створення газопаротурбінних установок має підприємство «Зоря»-«Машпроект», м. Миколаїв. З урахуванням багаторічного досвіду побудови морських ГПТУ підприємство на базі двигунів власної розробки пропонує ряд стаціонарних установок (ГТУ з ТУК) потужністю від 13 до 325 МВт, ефективний ККД яких становить від 45 до 52 % і вище [14].

Реалізовані також інші способи утилізації теплоти відхідних із ГТД газів, наприклад, з використанням контактної газопаротурбінної установки (КПТУ) – рис. 3.14. У цій установці, на відміну від бінарної, пара, що виробляє УПГ, надходить у камеру згоряння і спрацьовує далі в турбіні,

яку можна назвати парогазовою. Підвищення потужності КГПТУ, в порівнянні з ГТУ простого циклу, може також складати 30...40 % за рахунок збільшення як витрати робочого тіла в турбіні, так і його теплоємності. Установка має більш простий склад, відсутній окремий агрегат – УПТ і системи, що забезпечують її роботу.

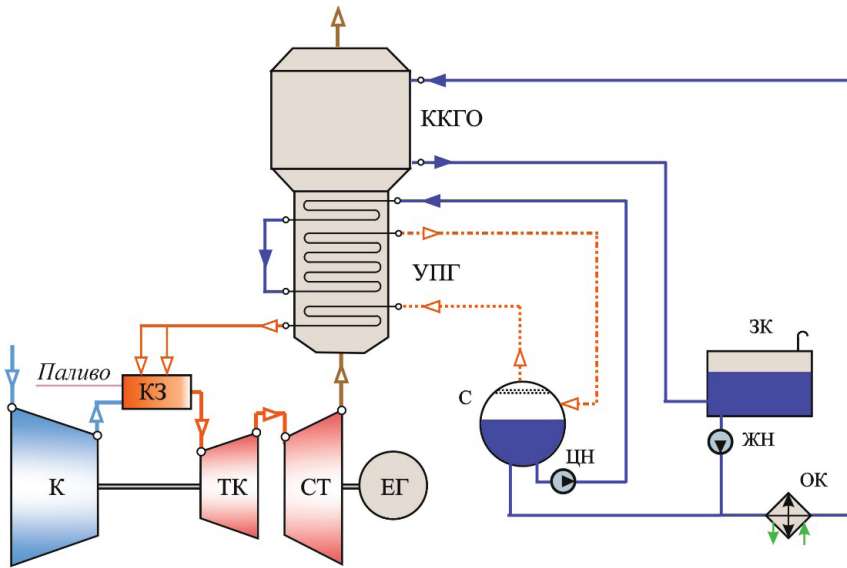


Рис. 3.14. Принципова схема контактної газопаротурбінної установки

Для уловлювання води з парогазового потоку на виході з ГТД фахівці підприємства «Зоря»-«Машпроект» розробили конструкцію контактного конденсатора-газоохолоджувача (ККГО), в якому використовується зрошення водою парогазової суміші на виході із УПГ (див. рис. 3.14), її охолодження до температури нижче точки роси, висаджування конденсату, його збір і повернення в цикл.

3.8 Втрати тиску в газоповітряному тракті ГТУ

Рух робочого тіла (повітря, продуктів згоряння) на різних ділянках газоповітряного тракту двигуна забезпечується перепадом тиску на кожній ділянці для подолання гідравлічних опорів, зумовлених тертям робочого тіла об стінки каналів, а також наявністю місцевих опорів.

Практично можна вважати, що рух робочого тіла по газоповітряному тракту відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем, тобто ентальпія робочого тіла не змінюється (в силу швидкоплинності процесів). Тоді цей процес можна представити як процес дроселювання, а втрата тиску на кожній ділянці може бути представлена відповідним ступенем розширення при дроселюванні. Загальний ступінь розширення при дроселюванні робочого тіла при його русі по газоповітряному тракту можна визначити як

$$Pe_{др} = e_{др1} \times e_{др2} \times \dots \times e_{др i} \times \dots \times e_{др n},$$

де $e_{др i}$ – ступінь розширення при дроселюванні робочого тіла на i -й ділянці газоповітряного тракту двигуна.

Загальний ступінь розширення в турбіні (ТВТ, ТНТ, СТ) Pe_t завжди буде меншим за загальний ступінь підвищення тиску в компресорі ϵ_Σ :

$$Pe_t = Pe / Pe_{др},$$

що призводить до зменшення роботи розширення в циклі, а, отже, і його ККД. Для ГТУ простого циклу (при швидкості руху повітря в камері згоряння $w_n = 60 \dots 70$ м/с і загальному ступені підвищення тиску в компресорі $\epsilon_\Sigma = 10 \dots 15$) зниження роботи розширення може становити 2...3 %, а для ГТУ з проміжним охолодженням повітря і регенерацією (при $w_n = 30 \dots 40$ м/с і $\epsilon_\Sigma = 7 \dots 9$) – 3...4 %.

При теплових розрахунках ГТУ необхідно враховувати вплив втрат тиску на показники циклу, використовуючи дані зі сфери проєктування і створення сучасних вітчизняних установок (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Ступінь розширення при дроселюванні на окремих ділянках газоповітряного тракту

Найменування ділянки	$e_{др i}$
1	2
1. Повітрозабірна шахта	1,010...1,020
2. Перехідник між компресорами	1,004...1,006
3. Вихід з компресора-охолоджувач-вхід у компресор	1,060...1,070
4. Завиток на виході з компресора	1,015...1,025
5. Завиток на вході в компресор	1,010...1,015
6. Камера згоряння	1,040...1,050
7. Завиток на вході в турбіну	1,010...1,015

Продовження таблиці 3.1

1	2
8. Завиток на виході з турбіни	1,015...1,025
9. Перехідник між турбінами	1,004...1,006
10. Повітроводи, газоходи	1,005...1,015
11. Регенератор по повітряній стороні ^{*)}	1,015...1,025
12. Регенератор по газовій стороні ^{*)}	1,020...1,040
13. Утилізаційний парогенератор	1,020...1,060
14. Випускний газохід	1,020...1,060

^{*)} Для ступеня регенерації $r = 0,75$.

РОЗДІЛ 4

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ГТУ

4.1 Початкова інформація

Існують наступні методи теплових розрахунків ГТУ:

- розрахунок із середніми постійними значеннями теплоємності робочого тіла в процесах, що складають цикл;
- розрахунок із змінними значеннями теплоємності з використанням таблиць «ентальпія-температура» (С.Л. Ривкін);
- розрахунок графоаналітичним способом з використанням суміщеної діаграми «температура-ентропія-ентальпія» (Б.С. Фрумкін).

Кожен з цих методів має свої переваги і недоліки. Нижче буде розглянуто метод розрахунку із середніми постійними значеннями теплоємності, що визначається наочністю і достатнім ступенем коректності.

Завданням теплового розрахунку є визначення витрати палива і повітря на установку. При цьому визначаються параметри робочого тіла в основних точках газоповітряного тракту.

Заданою вхідною інформацією для теплового розрахунку суднової ГТУ зазвичай є наступне:

- тип судна, його величина (повна водотоннажність або дедвейт);
- експлуатаційна швидкість ходу;
- умови експлуатації (район плавання),

що дозволяє визначити ефективну потужність головного двигуна (якщо вона не задана).

На основі цієї інформації проєктант (з урахуванням досвіду проєктування, створення, експлуатації та перспектив розвитку газотурбобудування) здійснює вибір і обґрунтування:

- типу схеми;
- температури газу T_3 (повітря T_1) на початку процесу розширення (стиснення);
- загального ступеня підвищення тиску в циклі P_π (діапазону його зміни);

- коефіцієнта повноти згоряння $\eta_{\text{кг}}$; ККД компресорів $\eta_{\text{кп}}$, внутрішніх і механічних ККД турбін $\eta_{\text{тв}}$, $\eta_{\text{мтв}}$; ККД передачі $\eta_{\text{пер}}$ (якщо вона є);
- ступеня регенерації теплоти в циклі r або діапазону його зміни (для ГТУ з регенерацією);
- ступеня розширення на всіх ділянках газоповітряного тракту.

При обґрунтуванні вибору типу ГТУ необхідно (доцільно) розглянути альтернативні варіанти комплектації суднової (стаціонарної) газотурбінної енергетичної установки, оцінити їх техніко-економічні показники. Оптимальним варіантом буде той, який забезпечить максимальний прибуток від його реалізації в процесі експлуатації протягом терміну служби об'єкта.

4.1.1 Вибір температури робочих тіл

Температура повітря на вході в компресор (T_1) залежить від району експлуатації об'єкта: для суден з необмеженим районом плавання температуру зовнішнього повітря приймають 20...22 °С ($T_1 = 293...295$ К); для об'єктів стаціонарної енергетики – середньорічну температуру кліматичної зони місця їх розташування.

Верхня температура циклу (температура газу T_3 на вході в ТВД) залежить від жароміцності лопаток турбіни (від застосовуваних матеріалів, досконалості систем охолодження); впливає на вартість і ресурс робочих лопаток, витрати на капітальні ремонти; визначається рівнем розвитку газотурбобудування. Підвищення T_3 є одним із найбільш перспективних напрямів удосконалення ГТД. В даний час освоєний вітчизняним газотурбобудуванням рівень температур становить 1300...1480 К, в перспективі – до 1660 К.

4.1.2 Вибір ступеня підвищення тиску

На величину оптимального (за тепловою економічністю) ступеня підвищення тиску сильний вплив мають тип ГТУ, верхня температура циклу, ККД турбомашин, потужність установки.

За результатами розрахунків теплової економічності ГТУ різних схем можна рекомендувати наступні діапазони зміни загального ступеня підвищення тиску при варіантних розрахунках:

- ГТУ з регенерацією: $P_\pi \rightarrow (4, 5, 6, 7, 8, 9, 10)$;
- ГТУ з регенерацією ПОВ, ГТУ з ТУК: $P_\pi \rightarrow (11, 12, 13, 14, 15, 16)$;
- ГТД простого циклу: $P_\pi \rightarrow (16, 18, 20, 22, 24, 26)$;
- ГТУ з проміжним охолодженням повітря: $P_\pi \rightarrow (25, 30, 35, 40, 45, 50)$.

При збільшенні T_3 , ККД турбомашин, ефективної потужності оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску в циклі буде зміщуватися в область більших значень. Проте, наявну інформацію можна використати (при варіантних розрахунках) для вибору інтервалів зміни P_c таким чином, щоб оптимальний ступінь підвищення тиску виявився всередині інтервалу.

Використання цих рекомендацій може суттєво зменшити обсяг розрахунків.

4.1.3 Визначення теплоємності робочих тіл

Взаємозв'язок між параметрами робочих тіл у газотурбінному циклі може бути визначений як з використанням середніх постійних значень теплоємностей, так і змінних.

Для визначення залежностей між параметрами газу і повітря в процесах стиснення-розширення, нагрівання в камерах згоряння і охолодження чи нагрівання в теплообмінних апаратах зручно використовувати середні для кожного термодинамічного процесу значення теплоємності, що відповідають тому інтервалу температур, в якому цей процес протікає. Середня інтегральна (середня) теплоємність робочого тіла в термодинамічному процесі являє собою відношення кількості теплоти, підведеної (або відведеної) до робочого тіла, до приросту температури робочого тіла в цьому процесі. Середні значення теплоємності слід приймати з урахуванням інтервалу температур.

При виконанні обчислень це вимагає застосування послідовних наближень, тому часто прийнято усереднювати значення теплоємності для групи аналогічних процесів. Наприклад, для всіх процесів стиснення повітря в діапазонах зміни температури, характерних для сучасних ГТУ, середні значення теплоємності можна приймати (зрозуміло, з деяким наближенням) рівними $\bar{c}_{pk} = 1,005 \dots 1,010$ кДж/(кг · град.); аналогічно для процесів розширення $\bar{c}_{px} = 1,15$ кДж/(кг · град.).

Для процесів розширення можна використовувати залежність, отриману для продуктів згоряння органічного палива:

$$\bar{c}_{px} = 1,03 + 0,000126 \cdot t_{cp},$$

де t_{cp} – середня температура для розглянутого інтервалу, °С.

У процесі підведення тепла в камері згоряння (у випадках, що не вимагають підвищеної точності розрахунку) середню

теплоємність робочого тіла можна приймати рівною $\bar{c}_{pq} = 1,11 \dots 1,12$ кДж/(кг·град.), для більш коректного визначення (в інтервалах температур $t_3 = 600 \dots 1000$ °С і $t_2 = 100 \dots 500$ °С) доцільно використовувати залежність, що пропонує Л.О. Маслов:

$$\bar{c}_{pq} = \left(1,084 + 0,043 \frac{t_3 - 600}{400} \right) + \left(0,088 - 0,019 \frac{t_3}{400} \right) \frac{t_2 - 200}{300},$$

де t_3, t_2 – температури газу на виході із КЗ і повітря на вході, °С.

Використання значень середньої теплоємності, при визначенні параметрів циклу ГТУ, пов'язане з відомими похибками. Тому у випадках, коли необхідно звести до мінімуму можливі помилки, необхідно з максимальною ретельністю визначити ступінь впливу різних факторів (температур газу і повітря, ступеня підвищення тиску, ККД турбомашин та ін.) на значення ККД циклу та інших характеристик ГТУ.

Подібна необхідність виникає на стадіях проектування ГТУ, коли потрібно дати коректну оцінку показників установки, які можуть бути покладені в основу проектних розробок. У цьому випадку доцільно термодинамічні розрахунки виконувати зі змінними значеннями теплоємності.

4.2 Тепловий розрахунок ГТД простого циклу

Прийнятий до розрахунку ГТД складається з двовального газогенератора та силової турбіни (рис. 4.1).

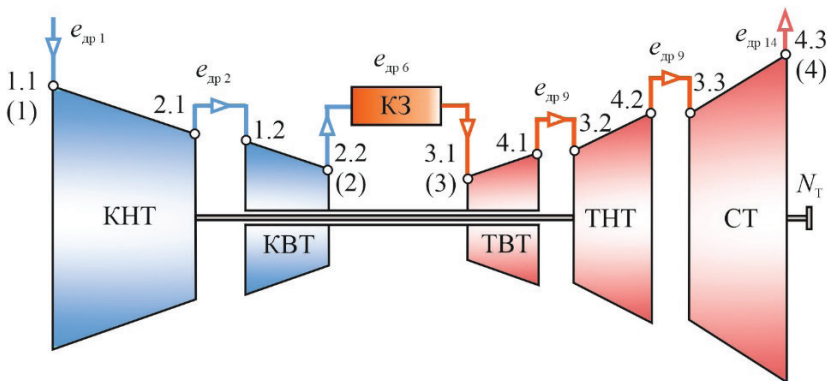


Рис. 4.1. Розрахункова схема тривального ГТД простого циклу

Прийнята наступна початкова інформація:

- номінальна ефективна потужність двигуна $N_T = 27000$ кВт;
- параметри повітря навколишнього середовища:
температура $t_0 = 15^\circ\text{C}$ ($T_0 = 288$ К);
тиск $P_0 = 1,013$ бар;
- верхня температура циклу $t_3 = 1250^\circ\text{C}$ ($T_3 = 1523$ К);
- загальний ступінь підвищення тиску Pe (за варіантами): 18, 20, 22, 24, 26;
- втрати тиску на ділянках газоповітряного тракту (див. рис. 3.16, табл. 3.1): $e_{др1} = 1,020$; $e_{др2} = 1,004$; $e_{др6} = 1,050$; $e_{др9} = 1,004$; $e_{др14} = 1,020$;
- газова постійна для повітря $R_{пов} = 0,287$ кДж/(кг · град);
- газова постійна для продуктів згоряння $R_r = 0,287$ кДж/(кг · град);
- коефіцієнт, що визначає збільшення витрати газу по відношенню до витрати повітря $\mu = 0,015 \dots 0,022$;
- відносна додаткова витрата повітря, що використовується для системи герметизації та охолодження газотурбінної частини двигуна:

$$\Delta \bar{g}_{дв} = \Delta \bar{g}_{сг} + \Delta \bar{g}_{ох1} + \Delta \bar{g}_{ох2} = 0,02 + 0,4 + 0,02 = 0,08,$$

де $\Delta \bar{g}_{сг}$, $\Delta \bar{g}_{ох1}$, $\Delta \bar{g}_{ох2}$ – відповідно, додаткові витрати повітря на систему герметизації та охолодження ТВТ і ТНТ;

- механічний ККД турбін $\eta_{мт1} = \eta_{мт2} = \eta_{мт3} = \eta_{мт} = 0,995$;
- адіабатний ККД процесу підвищення тиску при нескінченно малих перепадах тиску $\eta_{сг} = 0,90$;
- внутрішній ККД турбін $\eta_t = 0,88 \dots 0,90$;
- коефіцієнт повноти згоряння КЗ, що враховує неповне окислення палива і втрати тепла в навколишнє середовище, $\eta_{кг} = 0,99$;
- теплота згоряння палива $Q_H^p = 42000$ кДж/кг.

Тепловий розрахунок ГТД наведений у додатку 1, а основні результати – в табл. 4.1 і на рис. 4.2.

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити певні висновки.

1. Показники теплової економічності установки (ККД циклу, питома витрата палива) мають достатньо пологий характер в районі оптимального значення загального ступеня підвищення тиску.

2. Вибір, наприклад, як розрахункового (для проектування ГТД) значення $Pe = 22$ (замість $Pe = 26$, зменшеного на 15 %) супроводжується суттєвим покращенням масогабаритних і вартісних показників установки в результаті зменшення кількості ступенів стиснення компресора (скорочення довжини двигуна) і витрат повітря в циклі (на 4 %) – зменшення

висот проточних частин двигуна і його діаметра в цілому. Витрати палива збільшуються при цьому на 0,66 %.

Таблиця 4.1 – Результати теплового розрахунку ГТД

Загальний ступінь підвищення тиску	18	20	22	24	26
Корисна робота в циклі, кДж/кг	329,67	324,26	317,46	310,43	304,32
Кількість підведеного тепла в циклі, кДж/кг	919,02	892,49	868,40	845,04	826,62
ККД циклу	0,3587	0,3633	0,3656	0,3674	0,3681
Питома витрата палива, кг/(кВт·год)	0,2390	0,2359	0,2344	0,2333	0,2329
Питома витрата повітря, кг/МДж	3,0333	3,0839	3,1500	3,2213	3,2860
Витрата палива, кг/с	1,7925	1,7693	1,7580	1,7497	1,7464
Загальна витрата повітря, кг/с	83,54	84,94	86,75	88,72	90,49
Витрата газу, кг/с	85,33	86,71	88,51	90,47	92,24

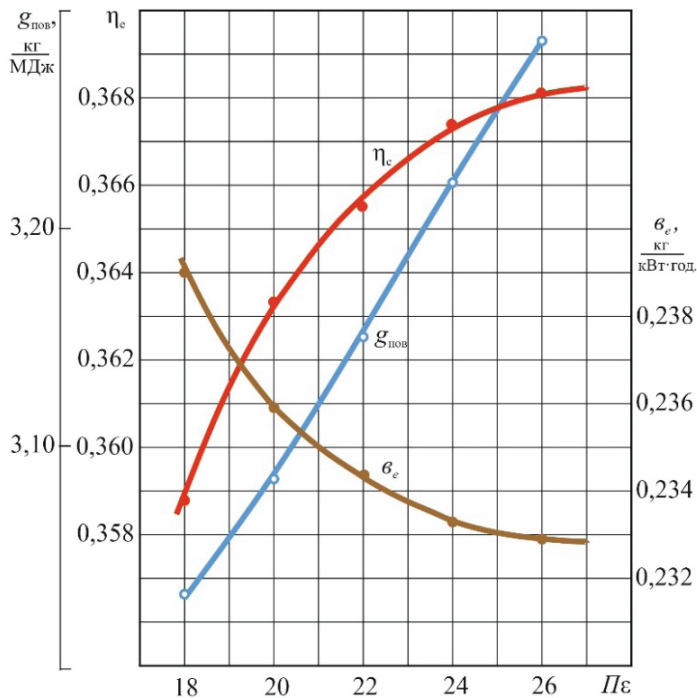


Рис. 4.2. Залежність питомої витрати палива g_e , ККД циклу η_c і відносної витрати повітря $g_{пов}$ від загального ступеня підвищення тиску

3. Величина прибутку від використання установки на об'єкті призначення протягом терміну його використання залежить від капітальних затрат на побудову (вартість установки) і витрат на експлуатацію (в основному це затрати на паливо, технічне обслуговування і ремонт).

4. Обґрунтування вибору загального ступеня підвищення тиску – досить складна оптимізаційна задача техніко-економічного аналізу функціонування об'єкта з урахуванням вимог щодо масогабаритних, вартісних і експлуатаційних показників ГТД, який його обслуговує.

4.3 Тепловий розрахунок ГТУ з теплоутилізаційним контуром

При вирішенні питань створення газотурбінної установки з теплоутилізаційним комплексом можлива реалізація двох варіантів:

А) – проєктування комбінованої газопаротурбінної установки;

Б) – розробка ТУК для серійного ГТД простого циклу.

Варіанти будуть відрізнятися техніко-економічними показниками, так як оптимальний ступінь підвищення тиску ГТД простого циклу суттєво відрізняється від оптимального ступеню підвищення тиску ГТД, що працює в складі комбінованої установки (див. рис. 4.1). Це тягне за собою зміну витрат робочого тіла, масогабаритних показників і показників теплової економічності.

4.3.1 Комбінована газопаротурбінна установка (варіант А)

Принципова схема комбінованої бінарної газопаротурбінної установки (БГПТУ), прийнята до розрахунку, наведена на рис. 4.3; опис – в підрозділі 3.7.

Тепловий розрахунок ГТД, що працює в складі БГПТУ (додаток 2), відрізняється від попереднього розрахунку ГТД простого циклу наступним:

1. Для додержання умов співставлення з попереднім розрахунком прийнято, що сумарна потужність БГПТУ складатиме 27 МВт, тобто

$$N_{\Sigma} = N_{\text{ГТ}} + N_{\text{ПТ}} = 27000 \text{ кВт},$$

де $N_{\text{ГТ}}$ і $N_{\text{ПТ}}$ – відповідно, потужність на фланці газотурбінного двигуна та утилізаційної парової турбіни.

2. Загальний ступінь підвищення тиску P_{Σ} (за варіантами) складає, відповідно до рекомендацій: 11, 12, 13, 14, 15.

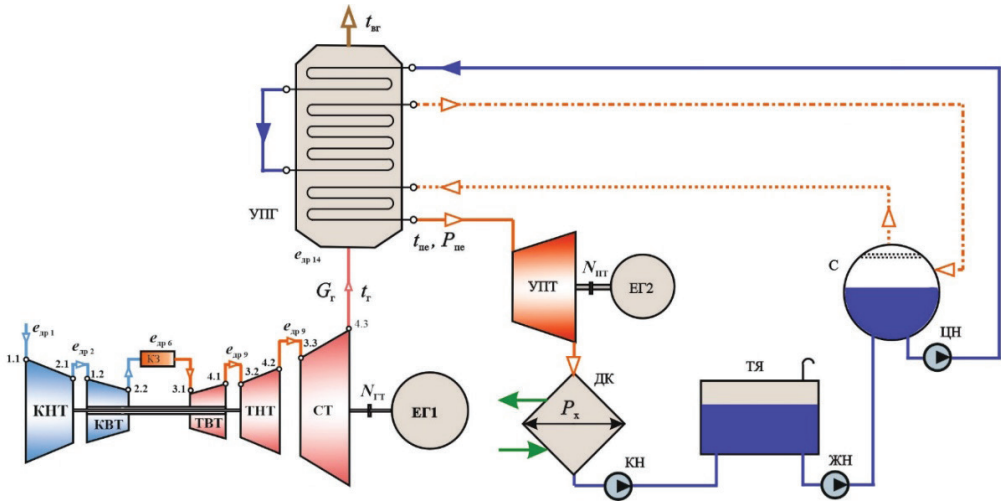


Рис. 4.3. Розрахункова схема бінарної газопаротурбінної установки

3. Втрата тиску на ділянці газоповітряного тракту після ГТД визначається з урахуванням наявності утилізаційного парогенератора $e_{др\ 14} = 1,07$.

4. Коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище (коефіцієнт збереження теплоти) в УПГ, $\eta_{упг} = 0,98$.

5. Коефіцієнт, що враховує втрати енергії утилізаційної парової турбіни (УПТ), пов'язані з втратами пари в кінцевих ущільненнях і втратами енергії в підшипниках турбіни, $\eta_{втр} = 0,985$.

6. Значення ентальпії води в теплому ящику прийняте $i_{тя} = 251$ кДж/кг.

Інша початкова інформація прийнята відповідно до підрозділу 4.2.

Тепловий розрахунок БГПТУ наведений у додатку 2, а основні результати – в табл. 4.2 і на рис. 4.4.

Бінарна комбінована газопаротурбінна установка загальною потужністю 27 МВт у порівнянні з ГТД простого циклу відрізняється наступним.

1. Газотурбінний двигун більш компактний, що впливає на його вартість:

- значно менше розрахункове значення ступеня підвищення тиску ($P_e = 15$ замість 24) скорочує кількість ступенів стиснення компресора і його довжину;

- зменшена потужність ГТД 20412 кВт (27000 кВт) скорочує витрати робочого тіла 64,1 кг/с (90,5 кг/с), висоти робочих лопаток, діаметр корпусу агрегата і т. д.

Таблиця 4.2 – Результати теплового розрахунку БГПТУ

Ступінь підвищення тиску	P_{Σ}		11	12	13	14	15
Потужність ГТД	$N_{ГТ}$	кВт	19616	19860	20069	20251	20412
Потужність УПГ	$N_{УПГ}$	кВт	7384	7140	6931	6749	6588
Витрата палива	$B_{\text{пал}}$	кг/с	1,487	1,472	1,461	1,453	1,449
Загальна витрата повітря	$G_{\text{пов}}$	кг/с	61,38	61,90	62,50	63,16	63,87
Витрата газів	$G_{\text{г}}$	кг/с	61,66	62,16	62,73	63,38	64,07
Температура газів на вході в УПГ	$t_{\text{г}}$	°C	626	608	592	578	564
Продуктивність УПГ	$D_{\text{упг}}$	т/год	34,20	33,07	32,10	31,26	30,52
Теплова потужність УПГ	$Q_{\text{упг}}$	кВт	29130	28170	27340	26630	25990
Питома витрата палива в БГПТУ	ϵ_e	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$	0,1983	0,1963	0,1948	0,1937	0,1932
Ефективний ККД БГПТУ	η_e	—	0,4322	0,4366	0,4400	0,4425	0,4436

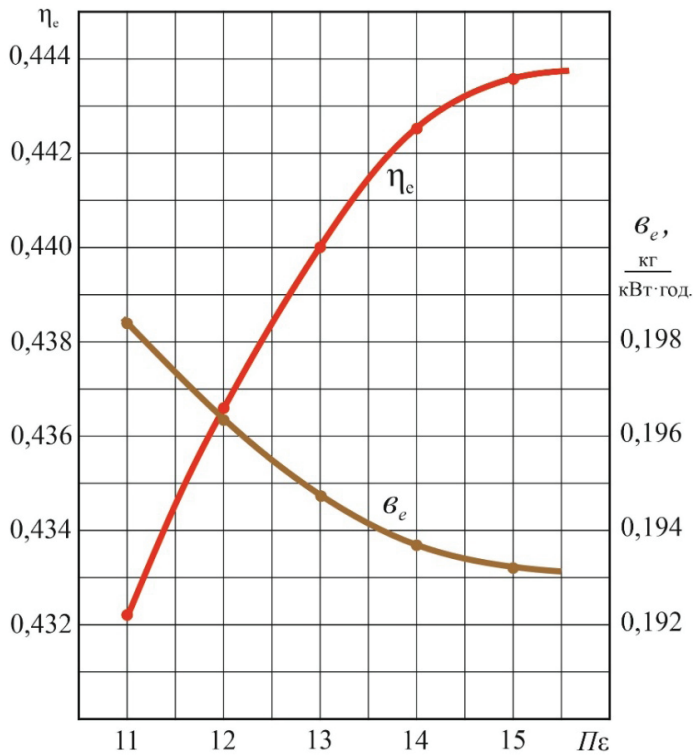


Рис. 4.4. Залежність питомої витрати палива ϵ_e і ККД циклу η_e від загального ступеня підвищення тиску

2. Суттєве збільшення теплової економічності скорочує витрати на експлуатацію установки. Зменшення питомої витрати палива складає 40,1 г/(кВт·год) – 193,2 замість 233,3, що зменшує добову витрату палива на 26 т ($10^6 \times 40,1 \times 27000 \times 24$).

3. Ускладнення теплової схеми, включення до її складу утилізаційного парогенератора, парової турбіни, конденсатно-живильної і парової систем значно погіршують масогабаритні і вартісні показники установки.

4. Доцільність використання такого рішення визначається техніко-економічним аналізом ефективності роботи установки протягом терміну експлуатації з урахуванням вимог щодо масо-габаритних, вартісних показників установки та її теплової економічності.

4.3.2 ГТУ з ТУК на базі серійного ГТД простого циклу (варіант Б)

Для порівняння ефективності двох варіантів розробки ГТУ з ТУК (А і Б) розглянемо розрахунок теплоутилізаційного комплексу для ГТД простого циклу (див. додаток 1), що працює із ступенем підвищення тиску $P_\pi = 24$ і загальною потужністю 27 МВт. Параметри перегрітої пари в утилізаційному контурі прийняті за умови забезпечення достатнього температурного напору в пароперегрівній частині парогенератора і допустимої вологості пари (7 %) в кінці дійсного процесу розширення в турбіні.

Методика теплового розрахунку наведена в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Розрахунок теплової економічності ГТУ з ТУК

Величина	Позначення	Одиниця виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Значення
1	2	3	4	5
1. Температура газів на вході в ТВТ	T_3	К	Додаток 1	1523
2. Температура повітря за КВТ	T_{22}	К	Додаток 1	787,19
3. Температура газів на вході в СТ	T_{33}	К	Додаток 1	1029,1
4. Тиск газів на вході в СТ	P_{33}	бар	Додаток 1	4,2089
5. Температура газів на виході із СТ	T'_{43}	К	Прийнято в першому наближенні	754,6
6. Середня температура газів в СТ	t_{cp3}	°С	$0,5(T_{33} + T'_{43}) - 273$	618,9

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
7. Середня ізобарна теплоємність газів в процесі розширення в СТ	$\bar{c}_{px3}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$1,003 + 0,000126 \cdot t_{cp3}$	1,1080
8. Показник	m_{t3}	—	$R_{\Gamma} / \bar{c}_{px3}$	0,2590
9. ККД турбіни низького тиску	η_{t3}	—	Додаток 1	0,900
10. Ступінь дроселювання на вихідній ділянці газового тракту (після ГТД)	$e_{др14}$	—	Прийнято з урахуванням наявності УПП	1,070
11. Тиск газів на виході із СТ	P_{43}	бар	$P_0 e_{др14}$	1,0839
12. Ступінь зниження тиску в СТ	e_{t3}	—	P_{33} / P_{43}	3,8831
13. Температура газів на виході з СТ	T_{43}	К	$T_{33} \cdot [1 - \eta_{t3} \cdot (1 - e_{t3}^{-m_{t3}})]$	754,7
14. Коефіцієнт	μ	—	Додаток 1	1,0197
15. Відносна величина витрати повітря на систему герметизації	$\Delta \bar{g}_{cr}$	—	Додаток 1	0,020
16. Корисна робота в циклі	L_e	кДж/кг	$(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{cr}) \times \bar{c}_{px3} \cdot T_{33} \cdot \eta_{t3} \cdot \eta_{m\Gamma} \cdot (1 - e_{t3}^{-m_{t3}})$	302,31
17. Кількість підведеної теплоти в циклі	$Q_{під}$	кДж/кг	Додаток 1	845,04
18. ККД газотурбінного циклу	η_e	—	$L_e / Q_{під}$	0,3577
19. Питома витрата палива	ϵ_e	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$	$3600 / (\eta_e \cdot Q_{\text{н}}^p)$	0,2396
20. Потужність ГТД	$N_{\Gamma\Gamma}$	кВт	Прийнято в першому наближенні	21392
21. Витрата палива	$B_{пал}$	кг/с	$\epsilon_e \cdot N_{\Gamma\Gamma} / 3600$	1,4238
22. Питома витрата основного повітря	$g_{оп}$	кг/МДж	$1000 / L_e$	3,3079
23. Витрата основного повітря	$G_{оп}$	кг/с	$10^{-3} \cdot N_{\Gamma\Gamma} g_{оп}$	70,763
24. Загальна витрата повітря	$G_{пов}$	кг/с	$(1 + \Delta \bar{g}_{cr}) G_{оп}$	72,178

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5
25. Коефіцієнт	μ	—	$B_{\text{пал}}/G_{\text{пов}}$	1,0197
26. Витрата газів	$G_{\text{г}}$	кг/с	$G_{\text{оп}} + B_{\text{пал}}$	72,187
27. Температура газів на вході в УПГ	$t_{\text{г}}$	°С	$(T_{43} - 273) - 3$	478,6
28. Температура газів на виході з УПГ	$t_{\text{вг}}$	°С	<i>Прийнято</i>	180
29. Середня температура газів в УПГ	$t_{\text{ср}4}$	°С	$0,5 (t_{\text{г}} + t_{\text{вг}})$	329,3
30. Середня ізобарна теплоємність газів в УПГ	$\bar{c}_{\text{рг}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$1,003 + 0,000126 \cdot t_{\text{ср}4}$	1,0715
31. Теплова потужність УПГ	$Q_{\text{упг}}$	кВт	$G_{\text{г}} \cdot \bar{c}_{\text{рг}} (t_{\text{г}} - t_{\text{вг}}) \cdot \eta_{\text{упг}}$	22634
32. Параметри пари, що генерує УПГ				
температура	$t_{\text{пе}}$	°С	<i>Прийнято</i>	400
тиск	$P_{\text{пе}}$	бар	<i>Прийнято</i>	50,0
ентальпія	$I_{\text{пе}}$	кДж/кг	[7]	3197
33. Продуктивність УПГ	$D_{\text{упг}}$	кг/с	$Q_{\text{упг}} / (I_{\text{пе}} - i_{\text{та}})$	7,6830
34. Параметри пари на вході в ПТ				
температура	t_0	°С	$t_{\text{пе}} - 5$	395
тиск	P_0	бар	$0,9 P_{\text{пе}}$	45,0
ентальпія	I_0	кДж/кг	[7]	3194
35. Тиск пари на виході із ПТ	P_2	бар	<i>Прийнято</i>	0,2
36. Ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення в ПТ	$I_{2\text{т}}$	кДж/кг	<i>Рис. 4.5</i>	2206
37. Адіабатний тепловий перепад пари в ПТ	Ha	кДж/кг	$I_0 - I_{2\text{т}}$	988
38. Внутрішній відносний ККД ПТ	$\eta_{0\text{т}}$	—	<i>Прийнято</i>	0,75
39. Потужність УПТ	$N_{\text{ПТ}}$	кВт	$D_{\text{упг}} \cdot Ha \cdot \eta_{0\text{т}} \cdot \eta_{\text{втр}}$	5608
40. Потужність ГТД	$N_{\text{ГТ}}$	кВт	$N_{\Sigma} - N_{\text{ПТ}}$	21392
41. Питома витрата палива в БГПТУ	ϵ_e	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$	$3600 \cdot B_{\text{пал}} / N_{\Sigma}$	0,1898
42. Ефективний ККД БГПТУ	η_e	—	$3600 / (\epsilon_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}})$	0,4515

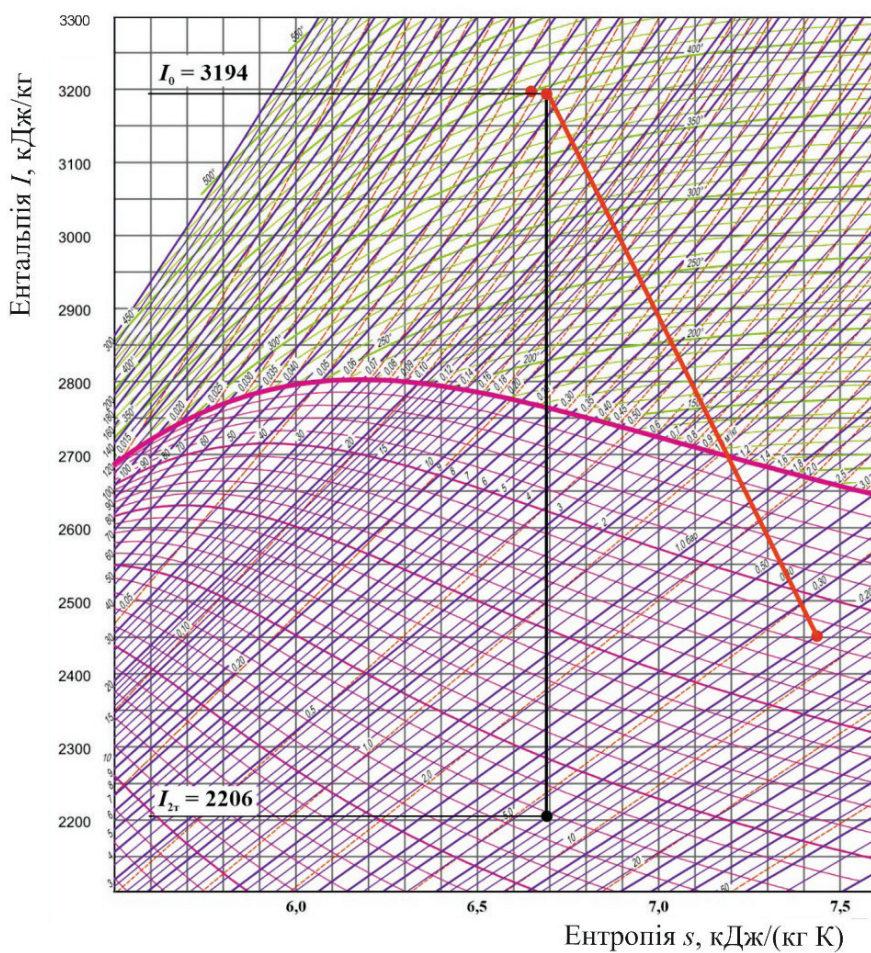


Рис. 4.5. Процес розширення пари в УПТ (s - I -координати)

Характеристики газотурбінних установок різних теплових схем наведені в додатку 3.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бондаренко М. С., Єлеонська О. С. Теплові та атомні електростанції й установки : навчальний посібник. Миколаїв : НУК, 2025. 158 с.
2. Розвиток теплоенергетики та гідроенергетики. Книга 3 / за заг. ред. Г. К. Вороновського. *Енергетика: історія, сучасність і майбутнє* : веб-сайт. 2013. URL: <http://energetika.in.ua/ua/books/book-3>
3. Гічов Ю. О. Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії. Частина II : навчальний посібник. Дніпро : НМетАУ, 2017. 59 с.
4. Вибір теплоенергетичного устаткування ТЕС. *Київський енергетичний фаховий коледж* : веб-сайт. URL: <https://kek.edu.ua/tema-2-4-vibir-teploenergetichnogo-ustatkuvannya-tes/>
5. Елементи технологічних схем теплових електростанцій. *Київський енергетичний фаховий коледж* : веб-сайт. URL: <https://kek.edu.ua/tema-2-1-elementi-tehnologichnih-shem-teplovih-elektrostantsij/>
6. Кравець Т. Ю., Галянчук І. Р. Турбіни ТЕС та АЕС : конспект лекцій для студентів базового напрямку 6.050601 «Теплоенергетика». Львів, 2011. 95 с. (Реєстр. номер: 3600 від 01.09.2011).
7. Черноусенко О. Ю., Бутовський Л. С., Грабовська О. О., Гудов Р. І. Конструкція та призначення основних елементів парових турбін ТЕС та АЕС. Частина 1: Статор : навчальний посібник. Київ : НТУУ «КПІ», 2010.
8. Дубровська В. В., Шкляр В. І., Білоус І. Ю. Технологія виробництва електричної енергії. Підвищення ефективності циклів паротурбінних установок : навчальний посібник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. 41 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/66520>
9. Кесова Л. О., Побіровський Ю. М. Теплообмінники теплових схем паротурбінних установок. Ч. І. Поверхневі теплообмінники : навчальний посібник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. 115 с. URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/25555>
10. Pathways to a low carbon future: LNG Carrier Nuclear Ship Concept Design. 2024 American Bureau of Shipping. Email: ABS-Eur@eagle.org
11. Теплофізичні властивості води і водяної пари : довідковий матеріал : навчальний посібник / уклад. І. П. Іванов. Київ : Київський енергетичний фаховий коледж, 2022.

12. Nikitin, A. Floating Nuclear Power Plants: Bellona Foundation Report. 2011: [archived 1 August 2017] / A. Nikitin, L. Andreev. – Bellona Foundation, 2011. – 48 p.
13. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 304 с.
14. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 1 : Агрегати виробництва України та Росії : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2005. 344 с.
15. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 2 : Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2008. 420 с.
16. Судовое и энергетическое газотурбостроение : науч.-техн. сб. Т. 1 : Научно-исследовательские и опытно-конструкторские разработки. Николаев : НПКГ «Зоря»-«Машпроект» ; НО ИАУ, 2004.
17. Судовое и энергетическое газотурбостроение: науч.-техн. сб. Т. 2 : Производство, организация и технология. Ремонт и эксплуатация. Опыт создания и перспективы развития. Николаев : НПКГ «Зоря»-«Машпроект» ; НО ИАУ, 2004.
18. Николаевские газотурбинные двигатели и установки. История создания / ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Центр НИОКР «Машпроект» ; под общ. ред. В. И. Романова. Николаев : Юг-Информ, 2005.

Тепловий розрахунок тривального ГТД простого циклу

Величина	Позна-чення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Π_{Σ}				
				18	20	22	24	26
Процес стиснення повітря в КНТ								
1. Ступінь підвищення тиску в КНТ	ε_1	—	$(\Pi_{\Sigma})^{0,5}$	4,2426	4,4721	4,6904	4,8990	5,0990
2. Температура повітря на вході в КНТ	T_{11}	К	$T_{11} = T_0$	288				
3. Тиск повітря на вході в КНТ	P_{11}	бар	$P_0 / e_{\text{пр } 1}$	0,9931				
4. Середня ізобарна тепло-ємність повітря в процесі стиснення в КНТ	$\bar{c}_{\text{рк } 1}$	кДж / кг · град	Прийнято	1,0050	1,0055	1,0060	1,0065	1,0070
5. Показник	$m_{\text{к}1}$	—	$R_{\text{пов}} / \bar{c}_{\text{рк } 1}$	0,2856	0,2854	0,2853	0,2851	0,2850
6. Адіабатний ККД про-цесу стиснення	$\eta_{\text{ст}}$	—	Прийнято	0,90				
7. ККД компресора	$\eta_{\text{к}1}$	—	$\frac{\varepsilon^{m_{\text{к}}} - 1}{\varepsilon^{m_{\text{к}}}/\eta_{\text{ст}} - 1}$	0,8781	0,8773	0,8765	0,8759	0,8752
8. Робота стиснення КНТ	$L_{\text{с}1}$	кДж/кг	$\frac{\bar{c}_{\text{рк}1} \cdot T_{11}}{\eta_{\text{к}1}} (\varepsilon_1^{m_{\text{к}1}} - 1)$	168,44	176,06	183,16	189,66	195,79
9. Температура повітря за КНТ	T_{21}	К	$T_{11} \cdot (1 + \frac{m_{\text{к}1} - 1}{\eta_{\text{к}1}})$	455,60	463,10	470,07	476,43	482,43
10. Тиск повітря на виході із КНТ	P_{21}	бар	$P_{11} \cdot \varepsilon_1$	4,2133	4,4412	4,6580	4,8652	5,0638

Продовження Додатка 1

Величина	Позна-чення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску P_{Σ}					
				18	20	22	24	26	
Процес стиснення повітря в КВТ									
11. Ступінь підвищення тиску в КВТ	ε_2	—	$P_{\Sigma} / \varepsilon_1$	4,2426	4,4721	4,6904	4,8990	5,0990	
12. Температура повітря на вході в КВТ	T_{12}	К	T_{21}	455,60	463,10	470,07	476,43	482,43	
13. Тиск повітря на вході в КВТ	P_{12}	бар	$P_{21}/e_{\text{др}2}$	4,1965	4,4235	4,6394	4,8458	5,0436	
14. Середня ізобарна теплоємність повітря в процесі стиснення в КВТ	$\bar{c}_{\text{рк}2}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	Прийнято	1,0075	1,0080	1,0085	1,0090	1,0095	
15. Показник	m_{k2}	—	$R_{\text{тоб}} / \bar{c}_{\text{рк}2}$	0,2849	0,2847	0,2846	0,2844	0,2843	
16. ККД компресора високого тиску	η_{k2}	—	$\frac{\varepsilon_2^{m_{k2}} - 1}{\varepsilon_2^{m_{k2}/\eta_{\text{ст}}} - 1}$	0,8782	0,8774	0,8761	0,8759	0,8753	
17. Робота стиснення КВТ	L_{k2}	кДж/кг	$\frac{\bar{c}_{\text{рк}2} \cdot T_{12}}{\eta_{k2}} (\varepsilon_2^{m_{k2}} - 1)$	266,27	282,93	298,95	313,56	327,74	
18. Температура повітря за КВТ	T_{22}	К	$T_{12} \cdot (1 + \frac{\varepsilon_2^{m_{k2}} - 1}{\eta_{k2}})$	719,89	743,78	765,49	787,19	807,09	
19. Тиск повітря за КВТ	P_{22}	бар	$P_{12} \cdot \varepsilon_2$	17,804	19,782	21,761	23,740	25,717	
Процес розширення продуктів згорання в ТВТ									
20. Температура газів на вході в ТВТ	T_3	К	Прийнято	1523					
21. Тиск газів на вході в ТВТ	P_{31}	бар	$P_{22} / e_{\text{др}6}$	16,956	18,840	20,725	22,610	24,492	

Продовження Додатка 1

Величина	Позначення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Пє				
				18	20	22	24	26
22. Температура газів на виході із ТВГ	T'_{41}	К	Прийнято в першому наближенні	1280	1264	1249	1235	1222
23. Середня температура газів в ТВГ	t_{cp1}	°C	$0,5(T_3 + T'_{41}) - 273$	1128,5	1120,5	1113,0	1106,0	1099,5
24. Середня ізобарна теплоємність газів в процесі розширення в ТВГ	$\bar{c}_{px1}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$1,03 + 0,000126 \cdot t_{cp1}$	1,1722	1,1712	1,1702	1,1694	1,1685
25. Показник	m_{r1}	—	$R_r / \bar{c}_{px1}$	0,2448	0,2450	0,2452	0,2454	0,2456
26. ККД турбіни високого тиску	η_{r1}	—	Прийнято	0,88				
27. Коефіцієнт	μ	—	Прийнято в першому наближенні	0,022	0,021	0,020	0,019	0,019
28. Відносна величина додаткової витрати повітря	$\Delta \bar{g}_{\text{доб}}$	—	Прийнято	0,08				
29. Ступінь зниження тиску в ТВГ	e_{r1}	—	$(1 - \frac{L_{k2}}{(1 + \mu) \cdot (1 - \Delta \bar{g}_{\text{доб}})} \cdot \bar{c}_{px1} \cdot T_3 \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_{\text{MT1}})^{-1/m_{r1}}$	2,2625	2,3977	2,5377	2,6745	2,8135
30. Температура газів на виході з ТВГ	T_{41}	К	$T_3 \cdot [1 - \eta_{r1} (1 - e_{r1}^{-m_{r1}})]$	1280,2	1264,5	1249,4	1235,5	1222,3
31. Робота розширення в ТВГ (перевірка)	L_{r1}	кДж/кг	$(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{доб}}) \times \bar{c}_{px1} \cdot T_3 \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_{\text{MT}} \cdot (1 - e_{r1}^{-m_{r1}})$	266,27	282,93	298,95	313,56	327,74
32. Тиск газів на виході із ТВГ	P_{41}	бар	P_{31} / e_{r1}	7,4944	7,8575	8,1668	8,4539	8,7052
Процес розширення продуктів згорання в ТНГ								
33. Зниження температури газів на виході із ТВГ, пов'язане з її повітряним охолодженням	$\Delta T_{\text{ок1}}$	К	30...50, прийнято	30				

Продовження Додатка 1

Величина	Позначення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Пє				
				18	20	22	24	26
34. Температура газів на вході в ТНТ	T_{32}	К	$T_{41} - \Delta T_{\text{ок1}}$	1250,2	1234,5	1219,4	1205,5	1192,3
35. Тиск газів на вході в ТНТ	P_{32}	бар	$P_{41} / e_{\text{пр}9}$	7,4645	7,8262	8,1343	8,4202	8,6705
36. Температура газів на виході із ТНТ	T'_{42}	К	Прийнято в першому наближенні	1099	1076	1054	1034	1015
37. Середня температура газів в ТНТ	$t_{\text{ср}2}$	°С	$0,5(T_{32} + T'_{42}) - 273$	901,6	883,8	863,7	846,8	830,7
38. Середня ізобарна теплоємність газів в процесі розширення в ТНТ	$\bar{c}_{\text{пр}2}$	кДж / кг · град	$1,003 + 0,000126 \cdot t_{\text{ср}2}$	1,1436	1,1414	1,1388	1,1367	1,1347
39. Показник	m_{42}	—	$R_{\text{r}} / \bar{c}_{\text{пр}2}$	0,2510	0,2515	0,2520	0,2525	0,2529
40. ККД турбіни низького тиску	$\eta_{\text{r}2}$	—	Прийнято	0,89				
41. Ступінь зниження тиску в ТНТ	e_{42}	—	$L_{\text{к1}} \cdot \frac{1}{(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{ок}2}) \bar{c}_{\text{пр}2} \cdot T_{32} \cdot \eta_{\text{r}2} \eta_{\text{м}2}} \cdot \frac{1}{T_{32} \cdot \eta_{\text{r}2} \eta_{\text{м}2}} \cdot \frac{1}{T_{32} \cdot \eta_{\text{r}2} \eta_{\text{м}2}}$	1,7870	1,8552	1,9247	1,9926	2,0601
42. Температура газів на виході з ТНТ	T_{42}	К	$T_{32} \cdot [1 - \eta_{\text{r}2}(1 - e_{42}^{-m_{42}})]$	1099,3	1076,3	1054,3	1034,1	1015,0
43. Робота розширення в ТНТ (перевірка)	$L_{\text{r}1}$	кДж/кг	$(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{ок}} - \Delta \bar{g}_{\text{ок}2}) \times \bar{c}_{\text{пр}2} \cdot T_{32} \cdot \eta_{\text{r}2} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot (1 - e_{42}^{-m_{42}})$	168,44	176,05	183,16	189,66	195,78
44. Тиск газів на виході із ТНТ	P_{42}	бар	P_{32} / e_{42}	4,1771	4,2185	4,2263	4,2257	4,2088
Процес розширення продуктів згорання в силовій турбіні								
45. Зниження температури газів на виході із ТНТ, пов'язане з її повітряним охолодженням	$\Delta T_{\text{ок}2}$	К	Прийнято	5,0				

Продовження Додатка 1

Величина	Позна-чення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Пє				
				18	20	22	24	26
46. Температура газів на вході в СТ	T_{33}	К	$T_{42} - \Delta T_{\alpha 2}$	1094,3	1071,3	1049,3	1029,1	1010,0
47. Тиск газів на вході в СТ	P_{33}	бар	$P_{42} / e_{\text{пр } 9}$	4,1605	4,2017	4,2095	4,2089	4,1920
48. Температура газів на виході із СТ	T'_{43}	К	Прийнято в першому наближенні	797,5	778,5	761,6	746,6	732,8
49. Середня температура газів в СТ	$t_{\text{ср } 3}$	°C	$0,5(T_{33} + T'_{43}) - 273$	672,9	651,9	633,5	614,9	598,4
50. Середня ізобарна теплоємність газів в процесі розширення в СТ	$\bar{c}_{\text{рх } 3}$	кДж / кг · град	$1,003 + 0,000126 \cdot t_{\text{ср } 3}$	1,1148	1,1121	1,1097	1,1075	1,1054
51. Показник	$m_{\text{т } 3}$	—	$R_{\text{г}} / \bar{c}_{\text{рх } 3}$	0,2574	0,2581	0,2586	0,2591	0,2596
52. ККД турбіни низького тиску	$\eta_{\text{т } 3}$	—	Прийнято	0,90				
53. Тиск газів на виході із СТ	P_{43}	бар	$P_0 e_{\text{пр } 14}$	1,03326				
54. Ступінь зниження тиску в СТ	$e_{\text{т } 3}$	—	P_{33} / P_{43}	4,0266	4,0664	4,0740	4,0734	4,0571
55. Температура газів на виході з СТ	T_{43}	К	$T_{33} \cdot [1 - \eta_{\text{т } 3} \cdot (1 - e_{\text{т } 3}^{-m_{\text{т } 3}})]$	797,56	778,43	761,67	746,58	732,93
Показники циклу								
56. Корисна робота в циклі	L_e	кДж/кг	$(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{сг}}) \times$ $\times \bar{c}_{\text{рх } 3} \cdot T_{33} \cdot \eta_{\text{т } 3} \cdot \eta_{\text{мт}} \cdot (1 - e_{\text{т } 3}^{-m_{\text{т } 3}})$	329,67	324,26	317,46	310,43	304,32
57. Середня теплоємність робочого тіла в процесі підводу тепла в КЗ	$\bar{c}_{\text{рл}}$	кДж / кг · град	Прийнято	1,110	1,111	1,112	1,114	1,120

Продовження Додатка 1

Величина	Позначення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску П _ε				
				18	20	22	24	26
58. Кількість підведеної теплоти в циклі	$Q_{\text{під}}$	кДж/кг	$\frac{\bar{c}_p q (T_3 - T_{22})}{\eta_{\text{КТ}} - 0,02}$	919,02	892,49	868,40	845,04	826,62
59. ККД циклу	η_e	—	$L_e / Q_{\text{під}}$	0,3587	0,3633	0,3656	0,3674	0,3681
60. Питома витрата палива	ν_e	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$	$3600 / (\eta_e \cdot Q_{\text{H}}^{\text{p}})$	0,2390	0,2359	0,2344	0,2333	0,2329
61. Витрата палива	$B_{\text{пал}}$	кг/с	$\nu_e \cdot N_T / 3600$	1,7925	1,7693	1,7580	1,7497	1,7464
62. Питома витрата основного повітря	$g_{\text{оп}}$	кг/МДж	$1000 / L_e$	3,0333	3,0839	3,1500	3,2213	3,2860
63. Витрата основного повітря	$G_{\text{оп}}$	кг/с	$10^{-3} \cdot N_T \cdot g_{\text{оп}}$	81,90	83,27	85,05	86,98	88,72
64. Загальна витрата повітря	$G_{\text{пов}}$	кг/с	$(1 + \Delta g_{\text{сг}}) G_{\text{оп}}$	83,54	84,94	86,75	88,72	90,49
65. Коефіцієнт	μ	—	$B_{\text{пал}} / G_{\text{пов}}$	0,0215	0,0208	0,0203	0,0197	0,0193
66. Витрата газів	$G_{\text{г}}$	кг/с	$G_{\text{оп}} + B_{\text{пал}}$	83,69	85,04	86,81	88,73	90,47

Додаток 2

Тепловий розрахунок комбінованої бінарної газопаротурбінної установки

Величина	Позна-чення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску P_{Σ}				
				11	12	13	14	15
Процес стиснення повітря в КНТ								
1. Ступінь підвищення тиску в КНТ	ε_1	—	$\sqrt{P/\varepsilon}$	3,3166	3,4641	3,6056	3,7417	3,8730
2. Температура повітря на вході в КНТ	T_{11}	К	$T_{11} = T_0$	288				
3. Тиск повітря на вході в КНТ	P_{11}	бар	$P_0 / e_{\text{пр } 1}$	0,9931				
4. Середня ізобарна тепло-ємність повітря в процесі стиснення в КНТ	$\bar{c}_{\text{рж } 1}$	кДж / кг · град	Прийнято	1,005				
5. Показник	$m_{\text{к}1}$	—	$R_{\text{пов}} / \bar{c}_{\text{рж } 1}$	0,2856				
6. Адиабатний ККД про-цесу стиснення	$\eta_{\text{ст}}$	—	Прийнято	0,90				
7. ККД компресора	$\eta_{\text{к}1}$	—	$\frac{\varepsilon^{m_{\text{к}}} - 1}{\varepsilon^{m_{\text{к}}/\eta_{\text{ст}}} - 1}$	0,8820	0,8814	0,8807	0,8801	0,8796
8. Робота стиснення КНТ	$L_{\text{с}1}$	кДж/кг	$\frac{\bar{c}_{\text{рж}1} \cdot T_{11} \cdot \varepsilon_1^{m_{\text{к}1}} - 1}{\eta_{\text{к}1}}$	134,01	139,88	145,38	150,52	155,36
9. Температура повітря за КНТ	T_{21}	К	$T_{11} \cdot (1 + \frac{m_{\text{к}1} - 1}{\eta_{\text{к}1}})$	421,34	427,29	432,66	437,78	442,59
10. Тиск повітря на виході із КНТ	P_{21}	бар	$P_{11} \cdot \varepsilon_1$	3,2937	3,4402	3,5807	3,7159	3,8463

Продовження Додатка 2

Величина	Позначення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Π_{Σ}				
				11	12	13	14	15
Процес стиснення повітря в КВТ								
11. Ступінь підвищення тиску в КВТ	ε_2	—	$\Pi_{\Sigma} / \varepsilon_1$	3,3166	3,4641	3,6056	3,7417	3,8730
12. Температура повітря на вході в КВТ	T_{12}	К	T_{21}	421,34	427,29	432,66	437,78	442,59
13. Тиск повітря на вході в КВТ	P_{12}	бар	$P_{21}/e_{\text{ар}2}$	3,2806	3,4265	3,5664	3,7011	3,8310
14. Середня ізобарна теплоємність повітря в процесі стиснення в КВТ	$\bar{c}_{\text{рк}2}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	Прийнято	1,007				
15. Показник	m_{k2}	—	$R_{\text{нов}} / \bar{c}_{\text{рк}2}$	0,2850				
16. ККД компресора високого тиску	η_{k2}	—	$\frac{\varepsilon_2^{m_{k2}} - 1}{\varepsilon_2^{m_{k2}/\eta_{\text{ст}} - 1}}$	0,8821	0,8814	0,8808	0,8802	0,8796
17. Робота стиснення КВТ	L_{k2}	кДж/кг	$\frac{\bar{c}_{\text{рк}2} \cdot T_{12}}{\eta_{k2}} (\varepsilon_2^{m_{k2}} - 1)$	195,93	207,43	218,26	228,66	238,61
18. Температура повітря за КВТ	T_{22}	К	$T_{12} \cdot (1 + \frac{\varepsilon_2^{m_{k2}} - 1}{\eta_{k2}})$	615,91	633,28	649,41	664,85	679,55
19. Тиск повітря за КВТ	P_{22}	бар	$P_{12} \cdot \varepsilon_2$	10,880	11,870	12,859	13,848	14,837
Процес розширення продуктів згорання в ТВТ								
20. Температура газів на вході в ТВТ	T_3	К	Прийнято	1523				
21. Тиск газів на вході в ТВТ	P_{31}	бар	$P_{22}/e_{\text{ар}6}$	10,362	11,305	12,247	13,189	14,130
22. Температура газів на виході із ТВТ	T'_{41}	К	Прийнято в першому наближенні	1345,3	1334,7	1324,7	1315,1	1305,9

Продовження Додатка 2

Величина	Позна-чення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Пє				
				11	12	13	14	15
23. Середня температура газів в ТВТ	t_{cp1}	°C	$0,5(T_3 + T_{41}) - 273$	1161,2	1155,9	1150,9	1146,1	1141,5
24. Середня ізобарна теплоємність газів в процесі розширення в ТВТ	$\bar{c}_{px1}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$1,03 + 0,000126 \cdot t_{cp1}$	1,1763	1,1756	1,1750	1,1744	1,1738
25. Показник	m_{r1}	—	$R_r / \bar{c}_{px1}$	0,2440	0,2441	0,2443	0,2444	0,2445
26. ККД турбіни високого тиску	η_{r1}	—	Прийнято	0,88				
27. Коефіцієнт	μ	—	Прийнято в першому наближенні	0,0240	0,0238	0,0234	0,0230	0,0228
28. Відносна додаткова витрата повітря	$\Delta \bar{g}_{дв}$	—	Прийнято	0,08				
29. Ступінь зниження тиску в ТВТ	e_{r1}	—	$(1 - \frac{L_{k2}}{(1+\mu) \cdot (1 - \Delta \bar{g}_{дв}) \cdot \bar{c}_{px1} \cdot T_3 \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_{mT1}})^{-1/m_{r1}}$	1,7913	1,8592	1,9258	1,9932	2,0603
30. Температура газів на виході з ТВТ	T_{41}	К	$T_3 \cdot [1 - \eta_{r1}(1 - e_{r1}^{-m_{r1}})]$	1345,3	1334,7	1324,7	1315,1	1305,9
31. Робота розширення в ТВТ (перевірка)	L_{r1}	кДж/кг	$(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{дв}) \times \bar{c}_{px1} \cdot T_3 \cdot \eta_{r1} \cdot \eta_{mT1} \cdot (1 - e_{r1}^{-m_{r1}})$	195,93	207,43	218,26	228,66	238,61
32. Тиск газів на виході із ТВТ	P_{41}	бар	P_{31} / e_{r1}	5,7846	6,0806	6,3594	6,6170	6,8582
Процес розширення продуктів згоряння в ТНТ								
33. Зниження температури газів на виході із ТВТ, пов'язане з її повітряним охолодженням	ΔT_{ox1}	К	30....50, прийнято	30				
34. Температура газів на виході в ТНТ	T_{32}	К	$T_{41} - \Delta T_{ox1}$	1315,3	1304,7	1294,7	1285,1	1275,9

Величина	Позначення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Пє				
				11	12	13	14	15
35. Тиск газів на вході в ТНТ	P_{32}	бар	$P_{41} / e_{\text{пр} 9}$	5,7615	6,0564	6,3341	6,5906	6,8309
36. Температура газів на виході із ТНТ	T'_{42}	К	Прийнято в першому наближенні	1196,6	1180,6	1165,4	1151,1	1137,3
37. Середня температура газів в ТНТ	$t_{\text{ср}2}$	°С	$0,5(T_{32} + T'_{42}) - 273$	983,0	969,7	957,1	945,1	933,6
38. Середня ізобарна теплоємність газів в процесі розширення в ТНТ	$\bar{c}_{\text{пр} 2}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$1,003 + 0,000126 \cdot t_{\text{ср}2}$	1,1539	1,1522	1,1506	1,1491	1,1476
39. Показник	m_{42}	—	$R_i / \bar{c}_{\text{пр} 2}$	0,2487	0,2491	0,2494	0,2498	0,2501
40. ККД турбіни низького тиску	$\eta_{\text{п}2}$	—	Прийнято	0,89				
41. Ступінь зниження тиску в ТНТ	$e_{\text{т}2}$	—	$\frac{L_{\text{к}1}}{(1 - \frac{\Delta \bar{g}_{\text{ср}} - \Delta \bar{g}_{\text{ок}2}}{(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{ср}} - \Delta \bar{g}_{\text{ок}2})} \bar{c}_{\text{пр}2} \cdot T_{32} \cdot \eta_{\text{т}2} \eta_{\text{м}2})^{-1/m_{\text{т}2}}}$	1,5373	1,5744	1,6113	1,6471	1,6826
42. Температура газів на виході з ТНТ	T_{42}	К	$T_{32} \cdot [1 - \eta_{\text{т}2}(1 - e_{\text{т}2}^{-m_{\text{т}2}})]$	1196,6	1180,6	1165,4	1151,1	1137,3
44. Тиск газів на виході із ТНТ	P_{42}	бар	$P_{32} / e_{\text{т}2}$	3,7478	3,8468	3,9310	4,0013	4,0597
43. Робота розширення в ТНТ (перевірка)	$L_{\text{т}1}$	кДж/кг	$(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{ср}} - \Delta \bar{g}_{\text{ок}2}) \times \bar{c}_{\text{пр}2} \cdot T_{32} \cdot \eta_{\text{т}2} \cdot \eta_{\text{м}2} \cdot (1 - e_{\text{т}2}^{-m_{\text{т}2}})$	134,01	139,87	145,38	150,51	155,36
Процес розширення продуктів згорання в силловій турбіні								
45. Зниження температури газів на виході із ТНТ, пов'язане з її повітряним охолодженням	$\Delta T_{\text{ок}2}$	К	Прийнято	5,0				

Продовження Додатка 2

Величина	Позна-чення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Π_{Σ}				
				11	12	13	14	15
46. Температура газів на вході в СТ	T_{33}	К	$T_{42} - \Delta T_{\text{от}2}$	1191,6	1175,6	1160,4	1146,1	1132,3
47. Тиск газів на вході в СТ	P_{33}	бар	$P_{42} / e_{\text{пр}9}$	3,7329	3,8315	3,9153	3,9854	4,0435
48. Температура газів на виході із СТ	T'_{43}	К	Прийнято в першому наближенні	902,0	884,3	868,3	853,8	840,5
49. Середня температура газів в СТ	$t_{\text{ср}3}$	°C	$0,5(T_{33} + T'_{43}) - 273$	773,8	757,0	741,4	727,0	713,4
50. Середня ізобарна теплоємність газів в процесі розширення в СТ	$\bar{c}_{\text{рх}3}$	кДж / кг · град	$1,003 + 0,000126 \cdot t_{\text{ср}3}$	1,1275	1,1254	1,1234	1,1216	1,1199
51. Показник	$m_{\text{т}3}$	—	$R_{\text{г}} / \bar{c}_{\text{рх}3}$	0,2545	0,2550	0,2555	0,2559	0,2563
52. ККД турбіни низького тиску	$\eta_{\text{т}3}$	—	Прийнято	0,90				
53. Тиск газів на виході із СТ	P_{43}	бар	$P_0 e_{\text{пр}14}$	1,0839				
54. Ступінь зниження тиску в СТ	$e_{\text{т}3}$	—	P_{33} / P_{43}	3,4440	3,5349	3,6122	3,6769	3,7305
55. Температура газів на виході з СТ	T_{43}	К	$T_{33} \cdot [1 - \eta_{\text{т}3} \cdot (1 - e_{\text{т}3}^{-m_{\text{т}3}})]$	902,0	884,3	868,3	853,8	840,4
Показники циклу								
56. Корисна робота в циклі ГТД	$L_{\text{е}}$	кДж/кг	$(1 + \mu)(1 - \Delta \bar{g}_{\text{от}})^{\times} \times \bar{c}_{\text{рх}3} \cdot T_{33} \cdot \eta_{\text{т}3} \cdot \eta_{\text{мт}} \cdot (1 - e^{-m_{\text{т}3}})$	326,00	327,23	327,52	327,03	325,98
57. Середня теплоємність робочого тіла в процесі підводу тепла в КЗ	$\bar{c}_{\text{рл}}$	кДж / кг · град	Прийнято	1,110	1,111	1,112	1,114	1,118

Продовження Додатка 2

Величина	Позначення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску Пє				
				11	12	13	14	15
58. Кількість підведеної теплоти в циклі	$Q_{\text{під}}$	кДж/кг	$\frac{\bar{c}_{pq}(T_3 - T_{22})}{\eta_{\text{КТ}} - 0,02}$	1038,0	1019,1	1001,5	985,55	972,14
59. ККД газотурбінного циклу	η_e	—	$L_e / Q_{\text{під}}$	0,3141	0,3211	0,3270	0,3318	0,3353
60. Питома витрата палива	e_e	$\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$	$3600 / (\eta_e \cdot Q_{\text{н}}^p)$	0,2729	0,2669	0,2621	0,2583	0,2556
61. Питома витрата основного повітря	$g_{\text{оп}}$	кг/МДж	$1000 / L_e$	3,0675	3,0560	3,0532	3,0578	3,0677
62. Потужність ГТД	$N_{\text{ГТ}}$	кВт	Прийнято в першому наближенні	19617	19857	20068	20251	20412
63. Витрата палива	$B_{\text{пал}}$	кг/с	$e_e \cdot N_{\text{ГТ}} / 3600$	1,4871	1,4722	1,4611	1,4530	1,4493
64. Витрата основного повітря	$G_{\text{оп}}$	кг/с	$10^{-3} \cdot N_{\text{ГТ}} \cdot g_{\text{оп}}$	60,175	60,683	61,272	61,924	62,618
65. Загальна витрата повітря	$G_{\text{пов}}$	кг/с	$(1 + \Delta \bar{g}_{\text{ст}}) G_{\text{оп}}$	61,379	61,897	62,497	63,162	63,870
66. Коефіцієнт	μ	—	$B_{\text{пал}} / G_{\text{пов}}$	0,0242	0,0238	0,0234	0,0230	0,0227
67. Витрата газів	$G_{\text{г}}$	кг/с	$G_{\text{оп}} + B_{\text{пал}}$	61,662	62,155	62,733	63,377	64,067
68. Температура газів на вході в УПП	$t_{\text{г}}$	°C	$(T_{43} - 273) - 3$	626	608,3	592,3	577,8	564,4
69. Температура газів на виході з УПП	$t_{\text{вг}}$	°C	Прийнято	180				
70. Середня температура газів в УПП	$t_{\text{ср4}}$	°C	$0,5 (t_{\text{г}} + t_{\text{вг}})$	403	394,2	386,2	378,9	372,2
71. Середня ізобарна теплоємність газів в УПП	$\bar{c}_{pr}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$	$1,003 + 0,000126 \cdot t_{\text{ср4}}$	1,0808	1,0797	1,0787	1,0777	1,0769
72. Теплова потужність УПП	$Q_{\text{упг}}$	кВт	$G_{\text{г}} \cdot \bar{c}_{pr} (t_{\text{г}} - t_{\text{вг}}) \cdot \eta_{\text{упг}}$	29129	28168	27342	26627	25991

Продовження Додатка 2

Величина	Позначення	Один. виміру	Спосіб визначення (формула чи джерело)	Загальний ступінь підвищення тиску P_e				
				11	12	13	14	15
73. Параметри пари, що генерує УПП								
температура	$t_{пе}$	°C	Прийнято			450		
тиск	$P_{пе}$	бар	Прийнято			50,0		
ентальпія	$I_{пе}$	кДж/кг	Властивості води і водяної пари			3317		
74. Продуктивність УПП	$D_{упг}$	кг/с	$\underline{Q}_{упг} / (I_{пе} - i_{га})$	9,5007	9,1872	8,9179	8,6846	8,4771
75. Параметри пари на вході в ПТ								
температура	t_0	°C	$t_{пе} - 5$			445		
тиск	P_0	бар	$0,9 P_{пе}$			45,0		
ентальпія	I_0	кДж/кг	Властивості води і водяної пари			3312		
76. Тиск пари на виході із ПТ	P_2	бар	Прийнято			0,2		
77. Ентальпія пари в кінці адіабатного процесу розширення в ПТ	$I_{2т}$	кДж/кг	Рис. Д2.1			2260		
78. Адіабатний теплоперепад пари в ПТ	Ha	кДж/кг	$I_0 - I_{2т}$			1052		
79. Внутрішній відносний ККД ПТ	η_{oi}	—	Прийнято			0,75		
80. Потужність УПП	$N_{птг}$	кВт	$D_{упг} \cdot Ha \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{впр}$	7384	7140	6931	6749	6588
81. Потужність ГТД	$N_{гтг}$	кВт	$N_{\Sigma} - N_{птг}$	19616	19860	20069	20251	20412
82. Питома витрата палива в БГПТУ	e_e	$\frac{кг}{кВт \cdot год}$	$3600 \cdot B_{пал} / N_{\Sigma}$	0,1983	0,1963	0,1948	0,1937	0,1932
83. Ефективний ККД БГПТУ	η_e	—	$3600 / (e_e \cdot Q_H^p)$	0,4322	0,4366	0,4400	0,4425	0,4436

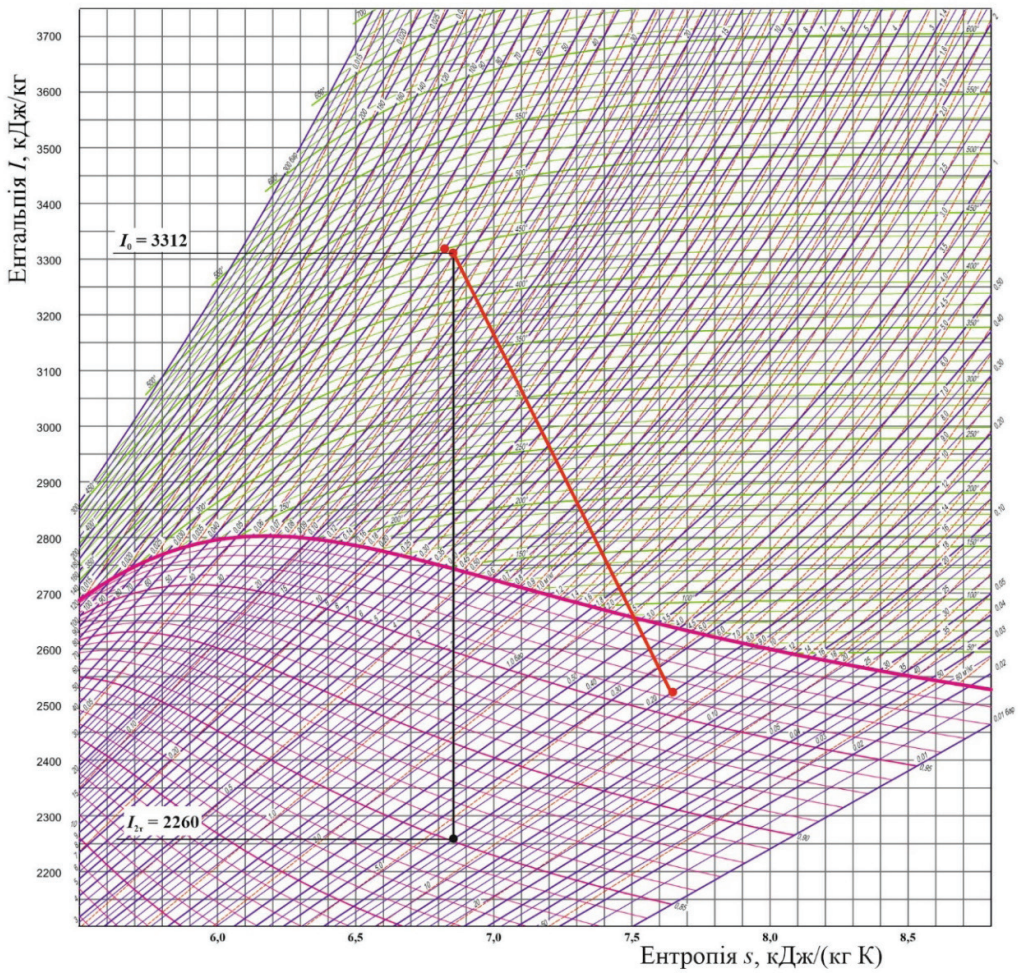


Рис. Д2.1. Процес розширення пари в утилізаційній паровій турбіні
(s - I -координати)

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГТУ РІЗНИХ ТЕПЛОВИХ СХЕМ

1. Загальна будова газотурбінних агрегатів

1.1. ГТУ простої теплової схеми

Підприємствами України в даний час випускаються газотурбінні агрегати різних конструктивних схем [14, 16–18].

Однокаскадний агрегат з блокованою силовою турбіною (рис. 3.1) у порівнянні з іншими схематичними рішеннями є найбільш простим. Одновальні агрегати використовуються, як правило, на постійному (номінальному або близькому до номінального) режимі роботи. За такою схемою виконано наступні агрегати: *UGT 2500* і ГТД 110 («Зоря»-«Машпроект»).

Ротори таких турбін виконано, як правило, двохопорними з розташуванням упорного підшипника з боку компресора (більш холодної частини двигуна). Відбір потужності частіше здійснюється також з боку компресора. В агрегатах невисокої потужності (до 3 МВт) і високої частоти обертання ротора характерне використання вбудованого редуктора (*UGT 2500*).

Однокаскадний агрегат з вільною силовою турбіною (рис. 3.11) в даний час знаходить досить широке застосування. Двовальний агрегат, крім більш високої економічності при роботі на часткових режимах, має таку перевагу, як можливість його створення на базі авіаційних турбореактивних двигунів шляхом додавання до базового однокаскадного газогенератора додатково розроблюваної вільної силової турбіни.

Для зниження частоти обертання вихідного вала деякі фірми-розробники використовують редуктор, що дозволяє без істотних доопрацювань використовувати агрегати як приводні електростанції.

Двокаскадний агрегат з вільною силовою турбіною (рис. 3.12). Тривальна схема в даний час використовується практично у всіх транспортних (суднових, корабельних, танкових) ГТД. Стаціонарні (енергетичні та приводні) газотурбінні агрегати, конвертовані з авіаційних, суднових або танкових двигунів, виконано за такою ж схемою: *UGT 6000*, *UGT 6000+*, *UGT 10000*, *UGT 15000*, *UGT 15000+*, *UGT 16000*, *UGT 25000* («Зоря»-«Машпроект»).

За конструктивним типом всі газотурбінні агрегати, що випускаються підприємствами України, можна класифікувати як авіаційні, судові (корабельні) і промислові.

Створенням судових (корабельних) ГТА займається підприємство «Зоря»-«Машпроект» на основі двигунів власних розробок.

1.2. Конструктивні особливості

Компресори. Значного поширення в складі ГТД всіх типів набули багатоступінчасті осьові компресори; інші типи компресорів (наприклад, відцентрові або осьові відцентрові) мають одиничне застосування. Осьові компресори забезпечують загальний ступінь підвищення тиску від 6...8 до 21...28. При цьому загальна кількість ступенів стиснення, що розміщуються в одному або у двох каскадах, коливається від 8 до 18. Ступінь підвищення тиску в одному ступені коливається в середньому від 1,14 до 1,34. Особливістю компресорів сучасних ГТД є розвинена система регулювання, яка забезпечує надійну роботу агрегата в усіх експлуатаційних режимах.

Камери згоряння. У складі ГТА використовуються різноманітні конструкції – найбільшого поширення набули вбудовані в корпус агрегатів камери згоряння кільцевого і трубчасто-кільцевого типу, виконані за прямоточною або протиточною схемою (для агрегатів авіаційного і судового типів). Для агрегатів промислового типу найчастіше використовуються виносні та вбудовані індивідуальні камери згоряння.

Турбіни. Приводні турбіни компресорів агрегатів з вільною силовою турбіною, як правило, охолоджувані, високонавантажені, одно- або двоступінчасті. Значна їх частина (авіаційного і судового типів) має консольне розміщення дисків. Вільні силові турбіни проєктуються з частотою обертання, що відповідає споживачеві. У деяких випадках агрегати оснащуються редуктором. Кількість ступенів вільної силової турбіни може коливатися від однієї до п'яти-шести. Турбіни одновальних газотурбінних агрегатів мають у своєму складі 3...4 ступені.

1.3. Газотурбінні агрегати складних теплових схем

Підвищенню теплової економічності ГТУ сприяє використання складних циклів з проміжним охолодженням, регенерацією теплоти і проміжним підведенням теплоти в процесі розширення, а також утилізацією теплоти відпрацьованих газів у парогазових установках. Окремі

агрегати з регенерацією теплоти відпрацьованих газів пропонує підприємство «Зоря»-«Машпроект». Випадки використання парогазових установок є поодинокими; проміжний підігрів газу для підвищення ефективності ГТУ не знаходить застосування.

ГТУ з регенерацією теплоти (рис. 3.7). Миколаївським підприємством «Зоря»-«Машпроект» розроблено газотурбінний агрегат з регенерацією теплоти UGT 3200RG (ДО42). При потужності 3,4 МВт, ступені регенерації 0,85 і ступені підвищення тиску 7,0 його ККД становить 40 %.

ГТУ з утилізацією теплоти відпрацьованих газів (рис. 3.13). Сьогодні значно зріс інтерес підприємств України до створення енергетичних газотурбінних агрегатів з утилізацією теплоти відпрацьованих газів для отримання додаткової потужності в паровій (бінарній ГПТУ) або газовій (контактній ГПТУ) турбіні. Такі установки створюються, як правило, на базі ГТД простого циклу.

У 70-х роках минулого століття газопаротурбінні установки (ГПТУ) виробництва СПБ «Машпроект» знайшли своє застосування на транспортному і військово-морському флоті. ГТУ з теплоутилізаційним контуром (ГТУ з ТУК) М25 була оснащена серія трейлеровозів пр. 1609 (чотири судна, головне – «Капітан Смирнов»). Установка працювала за бінарним циклом: потужність газотурбінної частини становила 19200 к.с., паротурбінної утилізаційної – 5800 к.с., а сумарна потужність складала 2×25000 к.с. Питома витрата палива при цьому була скорочена на 25 %. Черговим етапом розвитку корабельних енергетичних установок стало створення колективом підприємства агрегата М21 для ракетних крейсерів проекту «Слава» на базі маршового двигуна М70, обладнаного паротурбінним утилізаційним контуром.

Агрегат до теперішнього часу успішно експлуатується на декількох крейсерах, забезпечуючи високу економічність на малих ходах. Використання ТУК поряд зі зниженням питомої витрати палива забезпечило збільшення потужності на 25 % і істотне збільшення ресурсу маршового двигуна на режимах економічного ходу.

Пріоритетна увага в 70–80-х роках розвитку атомної енергетики призвела до того, що на даний час можна відзначити суттєве відставання України у створенні вискоєфективних парогазотурбінних установок від зарубіжних фірм *General Electric Vernova*, *Mitsubishi Power*, *Siemens Energy* – лідерів сучасного світового газотурбобудування.

Процес створення сучасних парогазотурбінних установок відновився в Україні в середині 90-х років ХХ ст.

У 90-х роках на підприємстві «Зоря»-«Машпроект» створено контактну парогазотурбінну установку (монарного термодинамічного циклу) з підведенням пари, що отримується в котлі-утилізаторі, в камеру згоряння газотурбінного двигуна з подальшим уловлюванням і поверненням води в цикл. Установка КГПТУ-16К (ДУ71) потужністю 16 МВт в даний час знаходиться в дослідній експлуатації на газоперекачувальній станції.

Сьогодні на базі двигунів власного виробництва *UGT 10000*, *UGT 15000*, *UGT 25000* і ГТД 110 підприємство розробило і пропонує потенційному Замовнику ряд установок бінарного циклу потужністю 13...325 МВт з ККД 45...52 %. Розроблено також ряд контактних газопаротурбінних установок потужністю від 4 до 40 МВт з ККД 35...43 %.

Створювані підприємствами України бінарні парогазотурбінні установки виконані у вигляді моноблоку або дубль-блоку. За моноблочною схемою (один ГТД з паровим котлом-утилізатором і одна парова турбіна, що працюють на загальний або індивідуальний електрогенератор) виконано такі агрегати: *UGT 10000CC1*, *UGT 15000CC1*, *UGT 25000CC1* і *UGT 110000CC1*.

За схемою дубль-блок (два ГТД і одна парова турбіна, що використовує пару від двох котлів-утилізаторів; кожна турбіна приводить свій електрогенератор) виконано установки *UGT 10000CC2*, *UGT 15000CC2*, *UGT 25000CC2* і *UGT 110000CC2*.

У всіх розглянутих проєктах котли-утилізатори забезпечують отримання пари двох тисків (на принципових схемах з метою спрощення це не показано).

2. Технічні характеристики продукції підприємств України

2.1. «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв)

З 1954 р. підприємством «Зоря»-«Машпроект» було вироблено понад 1500 корабельних ГТД (загальною потужністю понад 12500 МВт), які експлуатуються у складі військово-морських флотів 20 країн світу. Розроблено близько 70 типів газотурбінних агрегатів для водотоннажних кораблів, кораблів на повітряній подушці і підводних крилах – від простих прискорювальних до головних всережимних [14, 16–18].

Газотурбогенератори НПКГ «Зоря»-«Машпроект» загальною потужністю 1760 МВт відпрацювали понад 3,2 млн годин на енергопоїздах,

плавучих і стаціонарних електростанціях Азербайджану, Білорусії, Казахстану, Туркменії, України, Чехії та Канади. Для забезпечення транспортування природного газу до Європи для 11 магістральних газопроводів з 1978 р. вироблено понад 700 газоперекачувальних агрегатів загальною потужністю 84000 МВт.

Корабельні енергетичні та приводні газотурбінні агрегати виконані за простою схемою. Двигуни другого-третього поколінь створювалися в першу чергу для використання на кораблях ВМС, що і визначило їх конструктивну схему: двокаскадний газогенератор з вільною силовою турбіною. Компресор низького тиску приводиться турбіною низького тиску, а компресор високого тиску – турбіною високого тиску (див. рис. 3.12). Вал, що об'єднує контур високого тиску, проходить всередині валу контуру низького тиску, так звана схема «вал у валі», яка характерна для авіаційних двигунів. Турбокомпресори низького і високого тиску не пов'язані між собою механічно, мають власні опори і різні частоти обертання, що забезпечують досить стійку роботу в змінних режимах. Потужність, що виробляється вільною силовою турбіною, передається споживачеві третім валом, не пов'язаним механічно з газотурбогенератором. Така компоновальна схема поряд з більш складною конструкцією має ряд істотних переваг при роботі установки на режимах неповного навантаження.

Двигуни з вільною силовою турбіною, крім переваг у роботі на змінних режимах, мають більш широкі можливості багатоцільового використання. Це слід вважати чималою перевагою, оскільки транспортні ГТД випускаються порівняно невеликими серіями і багатоцільове використання їх дозволяє значно розширити і здешевити виробництво (в ГТД, залежно від споживача, може бути модифікована тільки силова турбіна, а газогенераторна частина залишається незмінною).

Корабельні ГТД виробництва підприємства «Зоря»-«Машпроект» (табл. ДЗ.1) можуть бути оснащені як реверсивною, так і нереверсивною силовою газовою турбіною. Газовий реверс, вперше використаний у кінці 60-х років на двигунах другого покоління, на даний час є унікальним і не має аналогів у світовій практиці. Газовий реверс забезпечує максимально можливі маневрені якості бойовому кораблю – відсутні будь-які обмеження на тепловиділення, властиві для реверсивних редукторів з фрикційними і гідравлічними муфтами. Недоліком газового реверсу є додаткові вентиляційні втрати в контурі заднього ходу, що знижують ККД установки на передньому ходу до 1,0...2,0 %.

Таблиця Д3.1 – Характеристики ГТУ підприємства «Зоря»-«Машпроект»

Тип установки	Модифікація	Номін. потужність, кВт	ККД, %	Витрата палива, кг/с	Ступінь підвищення тиску	Температура газу, К		Частота обертів, хв ⁻¹	Габарити, м			Маса, т	Ресурс, тис.год	
						T_3	за ГТД		L	B	H		до КР	Σ
UGT 2500	ДО49	2850	28,5	16,5	12,0	1224	733		3,5	2,5	1,9	4,3	25	100
UGT 3200	ДО41	3400	31,5	14,9		—	—	14000	4,2	2,1	2,3	2,0	25	75
UGT 3200RG	ДО42		40,0	16,0	7,0	—	—		7,6	2,9	4,2	—		
UGT 3000	ДЕ76	3360	31,0	15,5	14,0	1293	713	9700	2,5	1,3	1,3	2,5	—	—
UGT 3000R	ДС76	3360	28,5	16,0	14,0	—	743	8800	2,5	1,8	1,8	2,8	—	—
UGT 6000	ДТ71	6500	31,5	31,0			703	8200	3,8	1,3	1,6	3,5	—	—
	ДВ71	6360	31,5	30,5			698	3000	4,6	1,8	1,7	4,5	—	—
	ДП71	7350	32,0	32,0	16,0–	1228	713	7000	3,2	1,7	1,8	3,5	—	—
	ДМ71	7350	32,0	32,0	16,5		713	6400	3,2	1,7	1,8	3,1	—	—
	ДР71	6700	31,5	31,0			693	9300	2,8	1,7	1,8	3,1	—	—
	ДС71	7350	30,0	32,5			743	4750	3,4	1,7	1,8	3,5	—	—
UGT 6000+	ДП79	8800	33,0	34,0	13,5–	1373	743	7000	3,2	1,6	1,7	3,5	—	—
	ДС77	8800	31,0	34,5	15,0	—	773	7300	3,2	1,6	1,7	3,5	—	—
UGT 10000	ДН70	10500	36,0	36,0	19,5	1453		4800	4,0	1,8	1,7	5,0	—	—
	ДИ70	10500	36,0	36,0	19,0	—	763	6500	4,0	1,8	1,7	5,0		
	ДУ70	15700	42,2	39,5	20,0	1358		4800	4,0	1,8	1,7	5,0	—	—
	ДБ90	16900	35,0	71,0		1349	693	3600	6,1	2,2	2,5	12,8	—	—
UGT 15000	ДП90	16700	35,0	71,0		1343	693	5200	4,7	2,1	2,2	11,6	—	—
	ДА90	17650	35,4	73,0	20,5–	1348	703	5300	4,8	2,2	2,2	9,0	—	—
	ДО90	14700	33,0	70,0	22,5	1348	673	4400	5,0	2,6	2,8	11,5	—	—
	ДС90	25000	41,5	72,0		1335	693	3600	6,4	2,5	2,7	15,0	—	—

Продовження таблиці Д3.1

Тип установки	Модифікація двигуна	Номін. потужність, кВт	ККД, %	Витрата палива, кг/с	Ступінь підвищення тиску	Температура газів, К		Частота обертів, хв. ⁻¹	Габарити, м			Маса, т	Ресурс, тис.год	
						T_3	за ГТД		L	B	H		до КР	Σ
UGT 15000+	ДА91	20000	36,0	74,0	20,0	1438	733	3500	6,1	2,2	2,5	12,8	—	—
	ДЖ59Л3	15900	31,4	96,0	12,5–13,5	—	623	3000	5,9	2,7	3,1	16,0	25	75
UGT 16000	ДЖ59Л2	16700	32,0	98,0	—	1138	633	5300	5,9	2,7	3,1	16,0	25	75
	ДТ59	16550	30,0	98,0	—	—	653	3600	6,6	2,5	3,1	14,0	20	60
UGT 25000	ДГ80	26200	36,3	87,5	—	—	758	3000	—	—	—	—	25	100
	ДН80	26700	36,5	88,0	20,5–22,5	1518	763	3700	6,4	2,5	2,7	16,0	25	100
	ДИ80	26700	36,5	88,0	—	—	763	3500	—	—	—	—	25	100
	ДА80	28700	37,0	95,0	23,6	1548	778	3400	—	—	—	—	20	60
UGT 45000	ГТЭ-45	47700	36,1	138,5	18,0	—	818	3960	—	—	—	—	—	—
UGT 60000	ГТЭ-60а	63500	38,8	174,5	14,7	1483	783	4320	—	—	—	—	—	—
	ГТД 110	114500	36,0	365,0	15,0	1483	793	3000	5,7	3,7	4,0	60,0	25	100
UGT 110000	ГТЭ-110+	140000	37,5	407,0	16,6	1551	816	3000	—	—	—	—	—	—
	ГТЭ-110М	160000	38,0	407,0	17,0	1655	872	3000	—	—	—	—	—	—

Коментарі до таблиці

Газотурбінний двигун UGT 2500 (заводське позначення агрегата ДЮ49) – одновальний, з вбудованим редуктором, є високоекономічним приводом генератора та забезпечує вироблення високоякісної електричної енергії. Рік розробки двигуна – 1989; серійний випуск – з 1994 р. (рис. Д3.1).

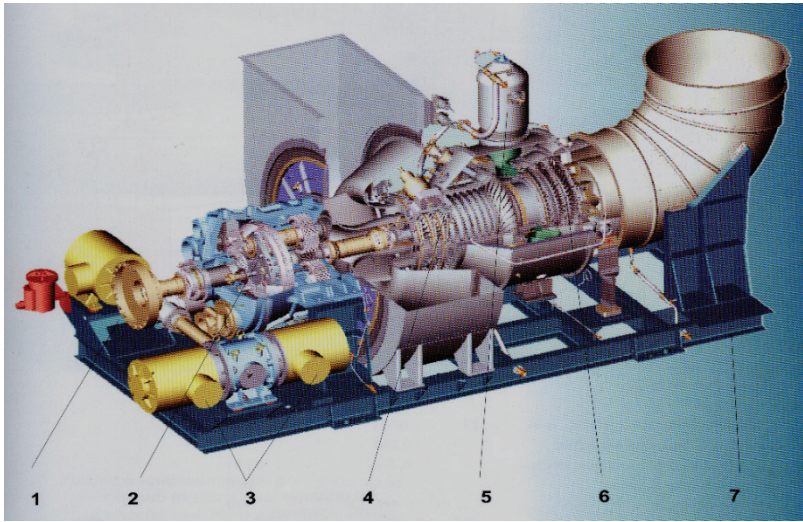


Рис. Д3.1. Загальний вигляд і конструктивні особливості ГТД *UGT 2500*:

1 – фланець відбору потужності; 2 – редуктор; 3 – електростартери;
4 – компресор; 5 – камера згоряння; 6 – турбіна; 7 – рама

Двигун UGT 3200 – промислового типу, одновальний, з вбудованим редуктором, призначений для приводу електрогенератора. Двигун *UGT 3200RG* розроблений на базі ДО41, працює за циклом з регенерацією теплоти.

Двигун UGT 3000 – двокаскадний, з вільною силовою турбіною, розроблений у кінці 70-х років для використання як маршового на ракетних катерах. Обладнаний реверсивною газовою силовою турбіною; входив до складу енергетичних установок М15, М15Б і М15В (ДС76, ДМ76 і ДР76) – рис. Д3.2.

Газотурбінний двигун UGT 6000 (М70) третього покоління, розроблявся для кораблів з динамічними принципами підтримки.

Газотурбінний двигун UGT 6000+ створений (на базі *UGT 6000*) для використання в енергетиці, газотранспортній промисловості та флоті. Його конструкція дозволяє забезпечити взаємозамінність агрегатів і вузлів з двигуном-прототипом. Збільшення потужності досягнуто за рахунок збільшення верхньої температури циклу при збереженні ступеня підвищення тиску, витрати повітря і частоти обертання газотурбокомпресора.

Газотурбінний двигун UGT 10000. Високоєфективний модульний ГТД четвертого покоління (рис. Д3.3). Двигун (у модифікаціях ДН70Л і ДІ70П) використовується як привід нагнітача компресорних станцій. На його основі (модифікації ДУ71) була створена ГТУ з утилізацією теплоти відпрацьованих газів контактного типу.

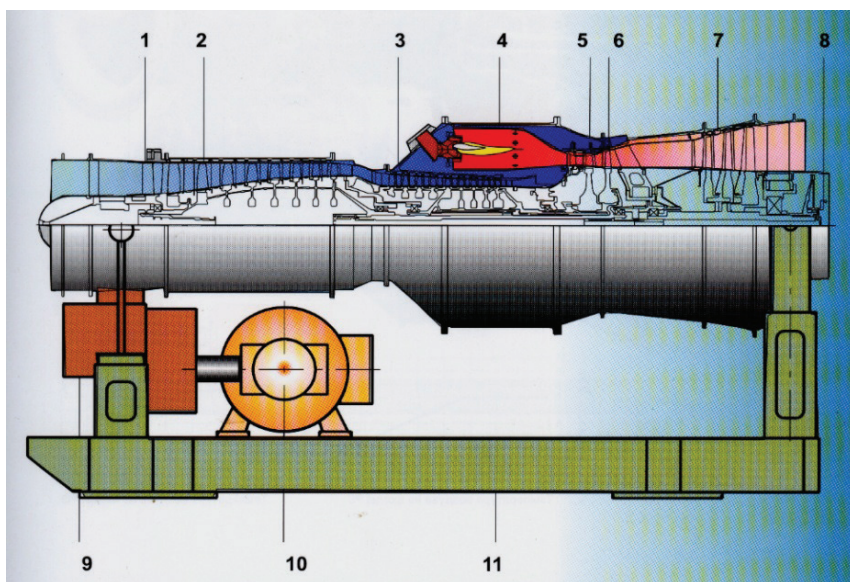
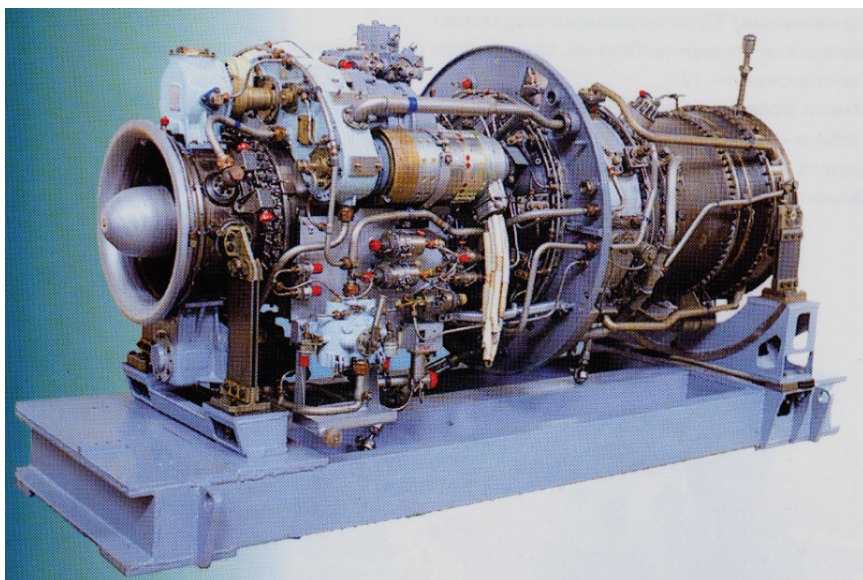


Рис. Д3.2. Загальний вигляд і конструктивні особливості ГТД UGT 3000:
1 – ВНА; 2 – КНТ; 3 – КВТ; 4 – КЗ; 5 – ТВТ; 6 – ТНТ;
7 – СТ; 8 – фланець відбору потужності; 9 – коробка приводів;
10 – електростартер; 11 – рама

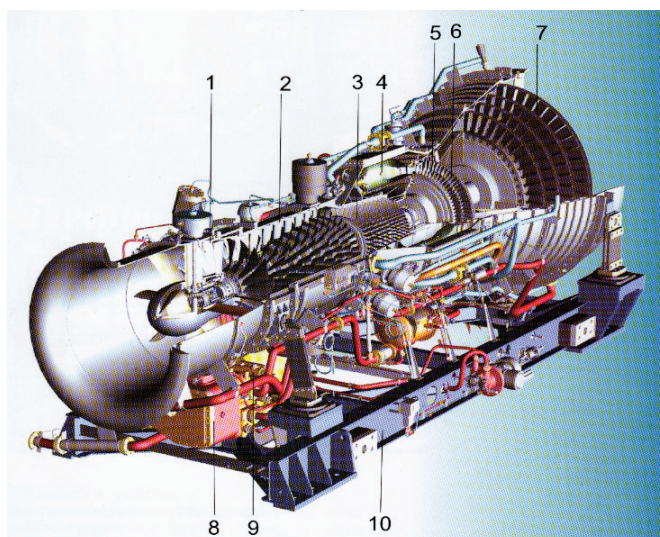
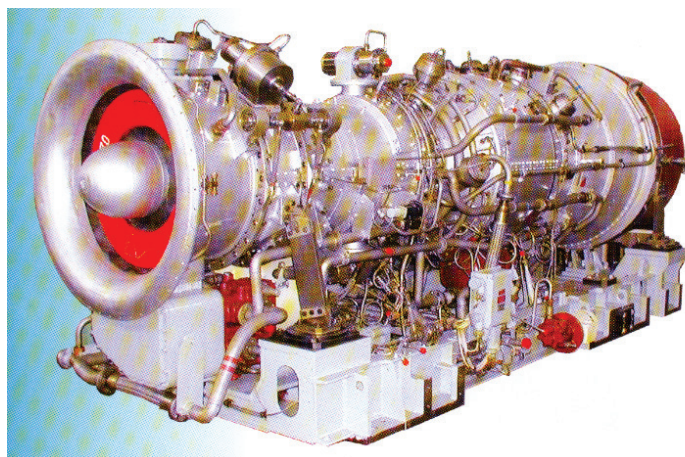


Рис. ДЗ.3. Загальний вигляд і конструктивні особливості ГТД *UGT 10000*:

1 – поворотний ВНА; 2 – КНТ; 3 – КВТ; 4 – КЗ; 5 – ТВТ; 6 – ТНТ;

7 – СТ; 8 – коробка приводів; 9 – електростартер; 10 – рама

Газотурбінний двигун UGT 15000 (М90), розробка якого була закінчена в 1984 р., став подальшим розвитком уніфікованого ряду економічних двигунів третього покоління, призначених як для застосування на кораблях будь-якого класу, так і в промисловості. Він використовується в складі корабельних агрегатів (М27, М9Б, М44), електрогенераторів (ГТГ-16), газоперекачувальних агрегатів (ГПА-Ц-16С, ГПА-16С, ГПУ-16А) та ін. Двигун *UGT 15000* (модифікація ДС-90) був

використаний при створенні контактної газопаротурбінної установки «Водолій» потужністю 25 МВт. Газотурбінний двигун *UGT 15000+* розроблений на базі прототипу *UGT 15000* (рис. ДЗ.4). Збільшення потужності до 20 МВт отримано за рахунок збільшення верхньої температури циклу при збереженні ступеня підвищення тиску, витрати робочого тіла і частоти обертання ГТН; конструкція забезпечує взаємозамінність агрегатів і вузлів з двигуном-прототипом.

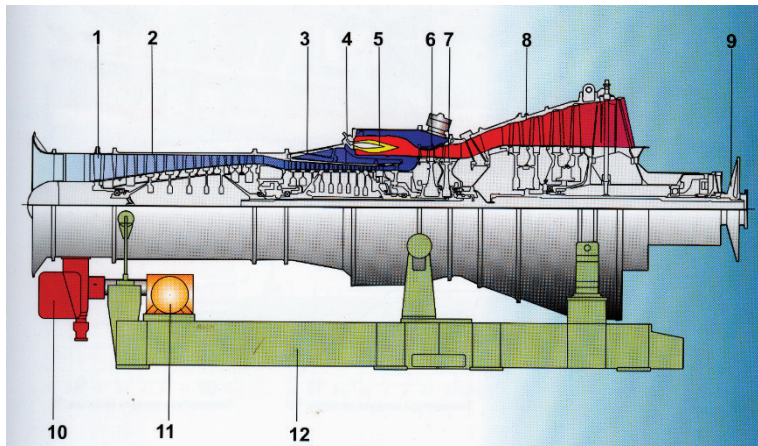
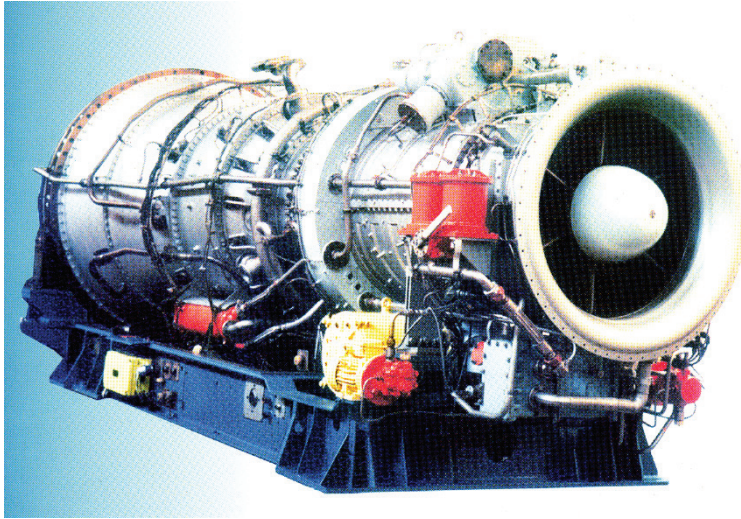


Рис. ДЗ.4. Загальний вигляд і конструктивні особливості ГТД *UGT 15000+*:
 1 – ВНА; 2 – КНТ; 3 – КВТ; 4 – форсунка; 5 – КЗ; 6 – ТВТ;
 7 – ТНТ; 8 – СТ; 9 – фланець відбору потужності; 10 – коробка приводів;
 11 – електростартери; 12 – рама

Двигун *UGT 16000*. Це єдиний двигун другого покоління, який випускається підприємством до теперішнього часу. Що свідчить про його економічність, високу надійність і ремонтпридатність, стабільну роботу на будь-якому експлуатаційному режимі, швидкий запуск і набір навантаження, високий ресурс і прийнятну вартість. *UGT 16000* є подальшим розвитком корабельного двигуна М8 (ДО59) – одного з перших ГТД другого покоління.

На базі двигуна ДІ59 в середині 70-х були розроблені судові бінарні газотурбінні установки з утилізацією теплоти відпрацьованих газів (М25) для трейлеровозів серії «Капітан Смирнов».

ГТД *UGT 25000* є першим двигуном четвертого покоління, найпотужнішим і найекономічнішим з уніфікованого ряду двигунів *UGT 3000*, *UGT 6000*, *UGT 10000* і *UGT 15000*. При його створенні був максимально узагальнений і використаний досвід проєктування, виготовлення та експлуатації двигунів третього покоління (рис. ДЗ.5).

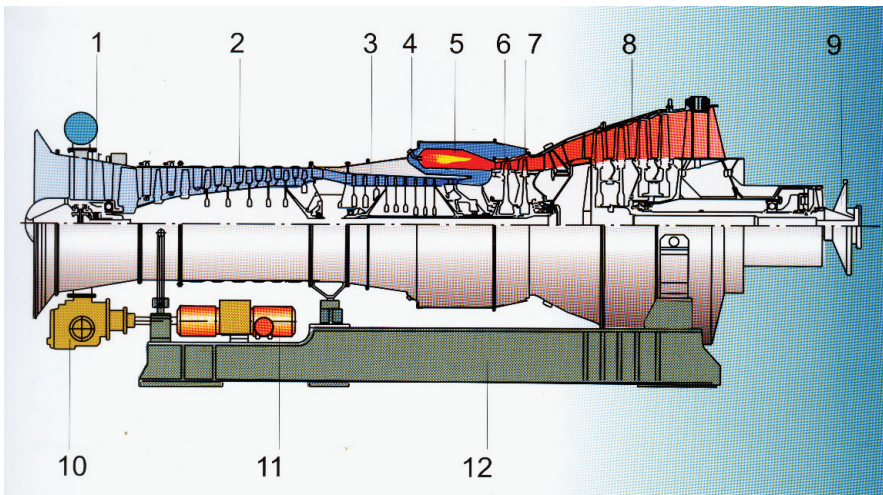


Рис. ДЗ.5. Конструктивні особливості газотурбінного двигуна *UGT 25000*:

- 1 – вхідний направляючий апарат; 2 – компресор низького тиску;
- 3 – компресор високого тиску; 4 – форсунка; 5 – камера згоряння;
- 6 – турбіна високого тиску; 7 – турбіна низького тиску; 8 – силова турбіна;
- 9 – фланець відбору потужності; 10 – коробка приводів;
- 11 – електростартер; 12 – рама

Двигун ГТД 110 призначений для використання у складі бінарних газопаротурбінних установок потужністю 325 і 175 МВт для вироблення електричної та теплової енергії в базовому, напівпіковому та піковому режимах (рис. ДЗ.6, ДЗ.7).

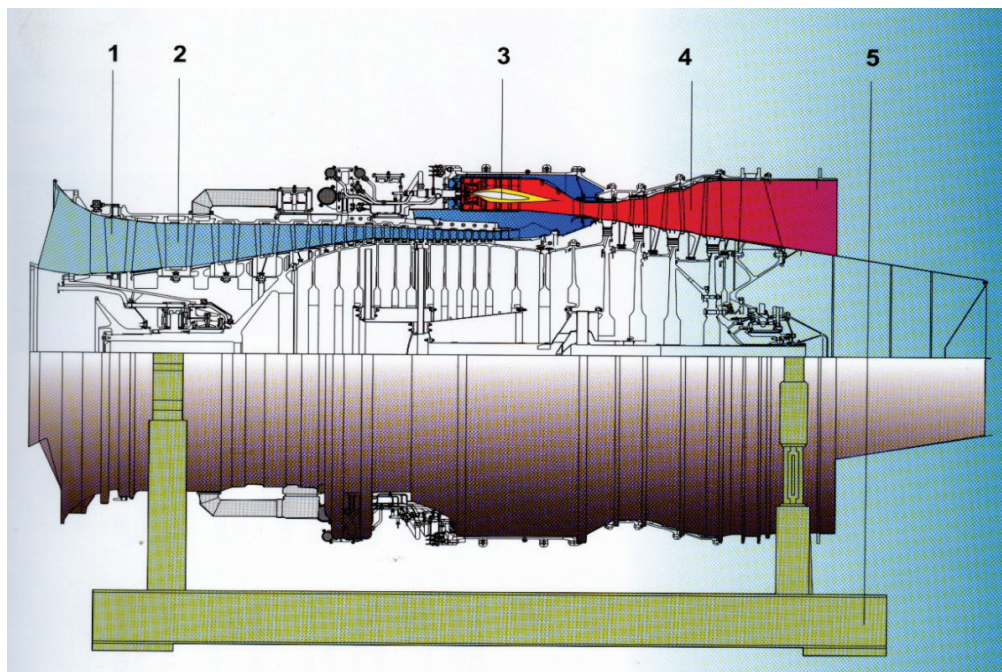


Рис. ДЗ.6. Конструктивна схема ГТД *UGT 110000*:
1 – ВНА; 2 – компресор; 3 – камера згоряння; 4 – турбіна; 5 – рама

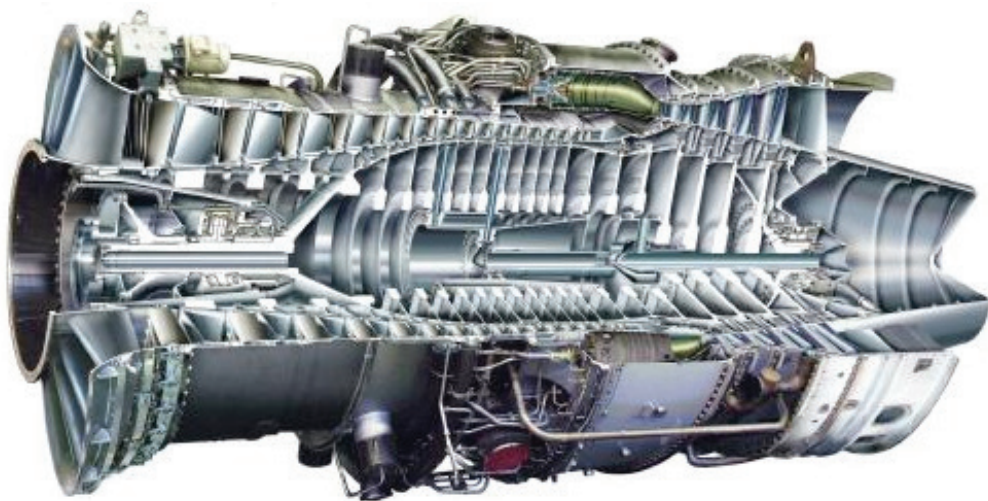


Рис. ДЗ.7. Загальний вигляд та переріз ГТД *UGT 110000*

Когенераційні установки на базі ГТД

Підприємство «Зоря»-«Машпроект» має більш ніж 30-річний досвід створення когенераційних газотурбінних установок, які призначені для спільного вироблення електричної та теплової енергії. Перші установки подібного виду підприємство почало випускати на початку 70-х років на плавелектростанції типу «Північне саяво». Малогабаритний утилізаційний парогенератор змішувикового типу з примусовою циркуляцією, що використовує теплоту відпрацьованих газів, встановлюється на вихлопі ГТД. Пара та (або) гаряча вода, що виробляються утилізаційним контуром, можуть бути використані в технологічних процесах або для теплофікації. Підприємство розробило ряд когенераційних установок, оснащених ТУК, на тиск пари від 1,0 до 2,5 МПа (табл. Д3.2).

Параметри і кількість генерованої пари можуть бути змінені на замовлення Замовника в межах заявленої теплової потужності. Додаткові парові секції низького тиску (0,3...0,6 МПа) і водогрійні секції для теплофікації можуть підвищити коефіцієнт використання теплоти в установці. При необхідності істотного збільшення теплової потужності установки утилізаційний парогенератор може бути оснащений додатковою камерою згоряння.

Таблиця Д3.2 – Основні технічні характеристики когенераційних установок

Тип установки	Потужність, кВт			ККД, %	КВТ, %		Витрати		
	Електрична	Парова	Водогрійна		Паровий	Паровий+ водогрійний	пари, т/год	паливного газу, м³/год	рідкого палива, кг/год
UGT 2500C	2750	4730	1000	27,5	75,0	84,8	6,3	1000	840
UGT 6000C	6000	8600	1900	30,1	73,2	82,8	11,1	2000	1680
UGT 6000+C	7900	11200	1970	31,3	75,7	83,5	14,4	2530	2130
UGT 10000C	9900	12900	2140	33,4	76,9	84,1	15,7	2980	2500
UGT 16000C	14500	18640	8400	27,9	63,8	79,9	24,5	5220	4380
UGT 15000C	16000	19500	4390	32,5	72,1	81,0	24,4	4940	4150
UGT 15000+C	18500	22700	4140	33,4	74,4	81,9	27,9	5560	4670
UGT 25000C	25000	28500	7000	34,8	74,5	84,2	35,1	7210	6060

Установки з впорскуванням пари в проточну частину ГТД (варіант STIG)

Починаючи з другої половини 80-х років, підприємство «Зоря»-«Машпроект» займається розробкою установок з впорскуванням пари, що отримується в утилізаційному парогенераторі, в проточну частину газотурбінного двигуна, що забезпечує вироблення додаткової енергії. За термінологією англомовних країн такі установки належать до класу *Steam in Gas (STIG)*. Ці установки відрізняються істотним приростом потужності, мінімальним значенням (без додаткових витрат) емісії NO_x і CO , зниженням відносних капітальних витрат (на одиницю потужності). Підприємство гарантує поставку двох типів установок, що працюють за технологією *STIG*, – неконвертована (*S1*) і конвертована (*S2*) проточна частина ГТД (табл. Д3.3).

Таблиця Д3.3 – Основні характеристики установок *STIG* «Зоря»-«Машпроект»

Тип установки	Потужність електрична, кВт		ККД, %		Витрата		
	з подачею пари	без подачі пари	з подачею пари	без подачі пари	пари, т/год	паливного газу, м³/год	рідкого палива, кг/год
<i>UGT 2500S1</i>	4300	2750	35,5	27,5	6,3	1220	1020
<i>UGT 6000S1</i>	8000	6000	36,3	30,1	11,1	2210	1860
<i>UGT 10000S2</i>	16000	6700	43,0	30,0	12,9	3740	3140
<i>UGT 15000S2</i>	25000	11400	42,0	28,3	24,0	5980	5020
<i>UGT 25000S1</i>	30800	25000	40,0	34,8	35,0	7730	6490
<i>UGT 25000S2</i>	40700	17000	42,8	31,7	46,4	9550	8020

Установки модифікації *S1* можуть використовуватися з високим ККД як у варіанті когенерації (передачею теплоти зовнішньому споживачу), так і для отримання додаткової енергії при подачі пари в проточну частину. Внаслідок конвертування проточної частини ГТД (*S2*) забезпечується отримання максимальної потужності та ККД в режимі з впорскуванням пари. При цьому відбувається оптимізація процесів згоряння (частина пари подається в зону згоряння камери згоряння), при цьому істотно знижується рівень емісії оксидів азоту NO_x .

Установки типу «Водолій»

При роботі газотурбінної установки за циклом *STIG* пара, яка відпрацювала в проточній частині ГТД, безповоротно виходить в атмосферу. При цьому втрачається велика кількість прісної котлової води, поповнення якої вимагає наявності спеціального потужного цеху водопідготовки (20...30 т/год для установки потужністю 16...25 МВт). Для уловлювання води з парогазового потоку на виході з ГТД фахівці підприємства «Зоря»-«Машпроект» розробили конструкцію контактного конденсатора-газоохолоджувача, в якому використовується зрошення водою парогазової суміші, її охолодження до температури нижче точки роси, висаджування води, збір конденсату і повернення його в цикл (див. рис. 3.14).

Установки типу «Водолій» (табл. Д3.4) мають високі технічні показники і є найбільш перспективними для використання в маловодних і екологічно чистих районах з жорсткими обмеженнями щодо викидів шкідливих речовин.

Таблиця Д3.4 – Основні характеристики установок типу «Водолій»

Тип установки	Потужність електрична, кВт		ККД, %		Витрати		
	з подачею пари	без подачі пари	з подачею пари	без подачі пари	пари, т/ч	паливного газу, м³/ч	рідкого палива, кг/ч
UGT 2500S1A	4190	2750	346	27,5	6,3	1220	1020
UGT 10000S2A	15600	6700	41,9	30,0	12,9	3740	3140
UGT 15000S2A	24370	11400	41,0	28,3	24,0	5980	5020
UGT 25000S2A	39700	17000	41,7	31,3	46,4	9550	8020

Комбіновані газопаротурбінні установки

Підприємство «Зоря»-«Машпроект» має достатній досвід проектування та створення комбінованих газопаротурбінних (КГПТУ) установок, в яких теплота відпрацьованих газів використовується для вироблення пари та використання її в паровій турбіні (ПТ) для вироблення додаткової енергії. У суднових агрегатах М21 і М25 потужність паротурбінної установки (понад 30 % від потужності ГТД) використовується через підсумовуючий редуктор для підкручування гребного гвинта. В установках для стаціонарної енергетики як ГТД, так і ПТ обертають свої електрогенератори.

З урахуванням багаторічного досвіду створення і морських ГПТУ, підприємство на базі двигунів власної розробки пропонує ряд стаціонарних КГПТУ потужністю від 13 до 325 МВт, економічність яких може становити від 45 до 52 % (табл. ДЗ.5).

При комплектації наведених вище комбінованих установок використовуються дві схеми: СС1 (1+1) – один газотурбінний двигун з УПГ і одна парова турбіна, що працюють на свій електрогенератор (моноблок); СС2 (2+1) – два ГТД і одна ПТ, що використовує пару від двох УПГ, які працюють кожен на свій генератор (дубль-блок).

Таблиця ДЗ.5 – Основні характеристики комбінованих ГПТУ

Тип установки	Кількість і тип двигунів	Потужність електрична, кВт	ККД, %	Витрата палива	
				газу, м ³ /год	рідкого, кг/год
UGT 10000CC1	UGT 10000+ПТ	13500	45,8	2980	2500
UGT 15000CC1	UGT 15000+ПТ	22700	45,3	4940	4150
UGT 10000CC2	2×UGT 10000+ПТ	27000	46,3	5960	4940
UGT 25000CC1	UGT 25000+ПТ	34700	47,5	7210	6060
UGT 15000CC2	2×UGT15000+ПТ	45800	45,9	9880	8300
UGT 25000CC2	2×UGT25000+ПТ	70000	48,5	14420	12120
UGT 110000CC1	ГТД 110+ПТ	160000	50,5	31810	26700
UGT 110000CC2	2×ГТД 110+ПТ	325000	52,0	63620	53400

2.2. Продукція підприємств «Прогрес» і «Мотор Січ» (м. Запоріжжя)

«Мотор Січ» на даний час є єдиним в Україні підприємством з виробництва, супроводу та ремонту понад 50-ти модифікацій і типів надійних та економічних авіаційних газотурбінних двигунів як допоміжних, так і потужних силових установок найбільших у світі літаків «Руслан» і «Мрія», вертольотів Мі-26.

Перспективним напрямком діяльності підприємств «Прогрес» і «Мотор Січ» є також виробництво наземної газотурбінної техніки потужністю від 1 до 10 МВт: мобільних і блочних електростанцій, газотурбінних приводів газоперекачувальних і нафтоперегінних агрегатів (табл. ДЗ.6).

Таблиця Д3.6 – Технічні характеристики підприємств ГТД «Прогрес» і «Мотор Січ»

Модифікація двигуна	Потужність кВт	ККД, %	Витрата повітря, кг/с	Ступінь підвищення тиску	Температура, К		Частота обертання СТ, хв ⁻¹	Габарити, м			Маса, т	Ресурс, тис. год	
					T_3	за ГТД		L	B	H		до КР	Σ
АИ-336-1/2-4	4200	26,0	27,2	13,0	1187	675	8200	3,9	1,1	1,2	1,47	25	100
Д-336-1/2, Д-336-2Т, АИ-336Э-1-6,3	6300	31,0	32,0	16,7	1282	704	8200	3,9	1,1	1,2	1,47	25	100
АИ-336-1/2-8 АИ-336Э-1-8	8000	32,0	35,6	17,5	1365	725	8200	4,1	1,1	1,2	1,57	25	100
АИ-336-1/2-10	10000	34,0	41,5	21,3	1371	710	6500	5,1	2,1	1,9	3,35	–	100
ЭГ-6000	6000	32,0	–	–	–	–	–	–	–	–	60,0	–	–
ЭГ-8000	7450	32,5	–	–	–	–	–	–	–	–	70,0	–	–
ЭГ-10000	9700	34,5	–	–	–	–	–	–	–	–	70,0	–	–
АИ-4000	4000	25,5	27,5	–	–	680	–	–	–	–	–	25	50
АИ-6000	6300	30,0	32,2	–	–	704	–	–	–	–	–	25	50
АИ-20ДКЭ	2500	24,0	21,2	7,5	1010	673	12350	3,3	1,7	1,2	2,5	25	100

2.3. Продукція підприємства «Турбоатом» (м. Харків)

В даний час підприємство, поряд з паровими та гідравлічними турбінами, пропонує замовникам газотурбінні та парогазові установки. Характеристики газотурбінного обладнання представлені в табл. Д3.7.

Таблиця Д3.7 – Технічні характеристики ГТД підприємства «Турбоатом»

Модифікація	Потужність, МВт		Ефективний ККД, %	ККД, %		Витрата повітря, кг/с	Ступінь підвищення тиску	Температура, К		Габарити, м			Маса, т
	електрична	теплова		компресора	турбіни			T_3	за ГТД	L	B	H	
ГТЭ-45-3	51,8	–	27,7	85,4	90,8	271	7,7	1153	736	16,3	4,6	4,0	180
ГТЭ-45-3М	58,2	–	29,0	–	–	295	8,26		723				
ГТЭ-45-3М2	64,3	–	30,0	–	–	–	–	1200	–	–	–	–	–
ГТЭ-70	71,0	–	30,7	–	90,8	–	–	1153	–	–	–	–	–
ГТЭ-115	114,0	–	33,2	–	–	395	12,2	1413	788	18,6	5,3	5,0	–
ГТЭ-115М	136,5	220,0	35,3	–	–	418	13,5	1493	816		–	–	–

2.4. Продукція підприємств «Констар» і «Енергія» (м. Кривий Ріг)

Підприємство «Констар» в основному займається виробництвом і ремонтом газоперекачувальних агрегатів ГПА-10 (ГПА-10-01), а також приводних газотурбінних двигунів ДР59Л, ДО49 і ДО51. Двокаскадний двигун ДР59Л з вільною силовою турбіною потужністю 10000 кВт був розроблений «Зоря»-«Машпроект» на базі корабельних модифікацій двигуна М8 і є приводом газоперекачувального агрегата ГПА-10-01.

Підприємство «Енергія» пропонує для суднового та промислового використання газотурбогенератори ГТГ 100К(М) потужністю 100 кВт, виробництво яких розпочалося в 1987 р. Розроблені і готові до серійного виробництва енергозберігаючі установки з безкомпресорними турбінами (від 2500 до 6000 кВт), які можуть утилізувати потенційну енергію магістрального природного газу (табл. Д3.8).

Таблиця Д3.8 – Характеристики ГТД підприємств «Констар» і «Енергія»

Модифікація двигуна	Потужність, кВт		ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Температура, К		Частота обертання СТ, хв ⁻¹	Габарити, м			Маса, т	Ресурс, тис. год
	номінальна	теплова УК			T_3	за ГТД		L	B	H		
ДР59Л	10400	–	27,6	10,5	1058	–	4800	5,9	–	1,7	105	82,5
ГТГ-2500 (ДО49)	2500	4000	28,5	–	–	–	–	–	–	–	–	80,0
ДО51	2500	–	28,0	12	–	723	13000	–	–	–	–	75,0
ГТГ 100К	100	–	11,4	5,5	–	873	43000	1,85	0,76	1,17	0,52	8,0
ГТГ 100 М								2,2	0,80	1,2	1,4	

2.5. Продукція підприємства «Сумське НВО» (м. Суми)

Підприємство є найбільшим в Україні з випуску обладнання для нафтової, хімічної та газової промисловості. У загальному обсязі продукції, що випускається, провідна роль належить газоперекачувальним агрегатам (37 %) і компресорним станціям (22 %) для нафтогазового комплексу. З виробництва газоперекачувальних агрегатів для магістральних трубопроводів «Сумське НВО» є, по суті, монополістом на території України (проектна потужність становить 100 агрегатів на рік, фактична – 60–70).

Як приводи використовуються газотурбінні двигуни авіаційного та суднового типів, розроблені підприємствами «Зоря»-«Машпроєкт», «Прогрес» та ін.

В даний час «Сумське НВО» випускає газоперекачувальні агрегати, які використовують такі типи газотурбінних приводних ГТД:

потужність 6,3 МВт:

- двигун Д-336-2 авіаційного типу конструкції «Прогрес»;
- двигун ДТ71ПЗ суднового типу конструкції «Зоря»-«Машпроєкт»;

потужність 16 МВт:

- двигун ДУ71 суднового типу конструкції «Зоря»-«Машпроєкт»;
- двигун ДГ90Л2 суднового типу конструкції «Зоря»-«Машпроєкт»;
- двигун ДЖ59Л2 суднового типу конструкції «Зоря»-«Машпроєкт»;

потужність 25 МВт:

- двигун ДН80 суднового типу конструкції «Зоря»-«Машпроєкт».

Парогазова установка ПГУ-22. На базі ГТД авіаційного типу розроблена установка для вироблення електричної енергії загальною потужністю 22 МВт. Склад ПГУ, що включає газотурбогенераторний і паротурбогенераторний блоки, а також системи, що забезпечують їх роботу, має такі основні характеристики:

Потужність, МВт

ГТД

номінальна	16
максимальна	19,2
парової турбіни	4...6

Параметри пари на виході з УК:

температура, °С	не вище 380
тиск, МПа	2,0
Витрата пари, т/год	32,6
Тиск пари на вході в турбіну, МПа	1,75.

2.6. Продукція підприємства «Турбогаз» (м. Харків)

Підприємство спеціалізується на проведенні науково-дослідних, дослідно-конструкторських і експериментальних робіт та виготовленні обладнання для нафтогазової галузі – бурового обладнання, турбохолодильної техніки та газотурбінних електростанцій. Номенклатура продукції включає:

- блочно-комплектні газоперекачувальні агрегати з газотурбінним (простого і комбінованого циклів) і електричним приводами потужністю 1,0, 2,5 і 16 МВт;

- блочно-комплектні електростанції з газотурбінним приводом потужністю 1,0, 2,5 і 6,0 МВт;
- блочно-комплектні турбодетандерні установки;
- турбохолодильні агрегати для охолодження природного газу в технологічних схемах його обробки;
- бурове, свердлильне та газорозподільне обладнання, нафтопромисловий інструмент, компресори, насоси, спеціальні транспортні та вантажопідйомні пристрої тощо.

3. Області застосування газотурбінних агрегатів виробництва підприємств України

Усі газотурбінні агрегати, які виготовляються підприємствами України, можна класифікувати за п'ятьма основними групами: енергетичні, приводні, суднові (корабельні), танкові та безкомпресорні утилізаційні.

Енергетичні газотурбінні агрегати. Призначені для приводів електрогенераторів стаціонарних та мобільних електростанцій. Виконуються як за простою, так і складними схемами, у тому числі з утилізацією теплоти відхідних газів (парогазові установки).

Підприємствами України наразі виготовляються та перебувають у стадії розробки енергетичні газотурбінні агрегати простої теплової схеми.

Привідні газотурбінні агрегати. Призначені для приводу потужних механізмів та пристроїв. В даний час вони використовуються для приводів нагнітачів природного газу компресорних станцій різного призначення – лінійних, дотискувальних. Газотурбінними приводами обладнано понад 86 % усіх газоперекачувальних агрегатів газотранспортної мережі.

Суднові (корабельні) газотурбінні агрегати. Найчастіше використовують у складі пропульсивних установок суден із динамічними принципами підтримки та на кораблях ВМС. Застосування ГТД на судах транспортного флоту має швидше експериментальний характер.

Миколаївське підприємство «Зоря»-«Машпроект» пропонує низку надійних та високоекономічних газотурбінних двигунів потужністю від 3 до 28 МВт: *UGT 3000 (M75), UGT 6000 (M70), UGT 16000 (DT59), UGT 15000 (M90).*

Танкові газотурбінні агрегати. Призначені для приводу різної бронетанкової техніки: серійних танків, бронетанкових та ремонтно-експлуатаційних машин.

Безкомпресорні утилізаційні газотурбінні агрегати. До цієї категорії можна віднести газові утилізаційні турбіни, призначені для виробництва

електроенергії за рахунок енергії доменного газу на металургійних заводах, детандерно-генераторні агрегати, що утилізують потенціальну енергію магістрального газу (знижують тиск газу на газорозподільних станціях до прийнятних значень).

4. Газотурбінні двигуни виробництва провідних світових виробників

4.1. Тенденції розвитку зарубіжного газотурбобудування

Наприкінці 40-х і в 50-ті роки провідні виробники промислової газотурбінної техніки (*Brown Boveri Ltd, Escher Wyss AG, General Electric Co, Westinghouse Electric Corp., Siemens AG, STAL* та ін.) прагнули створювати потужні енергетичні агрегати. Основний недолік агрегатів – низька ефективність – часто долався ускладненням їх теплової схеми: використанням регенерації теплоти газів, проміжним охолодженням повітря між компресорами та/або проміжним підігрівом газу між турбінами. Таким чином, було створено низку ГТА потужністю до 20...30 МВт, економічність яких відповідала економічності паротурбінних установок потужністю до 50 МВт [15].

Однак досвід експлуатації агрегатів складних теплових схем показав, що внаслідок ненадійності окремих елементів та неможливості врахувати деякі втрати економічні переваги подібних ГТА не можуть бути повністю реалізовані. Розвиток теплоенергетики в 50–60-ті роки свідчив про те, що зростання одиничних потужностей та економічності парових турбін значно випереджає аналогічні показники ГТА та практично виключає на цьому етапі їх використання у великій енергетиці як базових установок.

Кризова ситуація, що склалася в енергетичному газотурбобудуванні на початку 60-х років, докорінно змінилася після 1965 р. У листопаді цього року в США сталася так звана північно-східна аварія (*Northeast Blackout*). У результаті збою в електропостачанні північний схід країни (основний промисловий і діловий регіон США з населенням 25 млн, включаючи Нью-Йорк) протягом декількох днів залишався знеструмленим. Ця аварія відкрила нове століття у промисловому газотурбобудуванні і на певний час визначила основний напрямок його розвитку. Спочатку в Північній Америці, а потім у Європі та Азії різко збільшився попит на пікові та резервні газотурбінні енергетичні модулі.

Збільшення попиту на газотурбінні агрегати зумовило інтенсифікацію робіт з їх вдосконалення і дало для цього джерело фінансування.

Використанню ГТА як пікових установок чимало сприяли придатність газотурбінних двигунів до швидкого пуску та набору навантаження, компактність агрегатів та їх мала металоємність. Для зменшення капіталовкладень у будівлю електростанції та прискорення введення установок у дію, конструкції ГТА стали виконуватися блоковими. Блоки розташовувалися у спеціальних боксах і транспортувалися до місця призначення у зібраному вигляді або великими вузлами. У цей час відбулася практично повна відмова від використання агрегатів складних теплових схем. Домінуючою стала конструкція ГТА простої теплової схеми, яка хоч і мала меншу ефективність, проте яскравіше виражала основні переваги даного типу двигуна (малі габарити і масу, високу маневреність тощо).

Вперше на ринок промислових газотурбінних агрегатів повною мірою вийшли провідні світові виробники авіаційних ГТД – *Rolls-Royce Ltd, Pratt & Whitney Corp.*, авіадвигунобудівний підрозділ компанії *General Electric Co.* Промислові ГТА стали створюватися на основі газогенераторів успішних конструкцій турбореактивних та турбогвинтових двигунів шляхом їх конвертування та оснащення додатковою силовою турбіною. Відмінністю таких агрегатів була низька вартість, що пояснювалося великосерійним виробництвом базових авіаційних ГТД. Оскільки виробничі потужності даних фірм не могли впоратися зі зростаючим попитом, широкого поширення набула практика залучення до випуску ГТА додаткових підприємств, які спеціалізувалися на комплектації агрегатів, використовуючи для цього отримані від базового підприємства двигуни. Такою діяльністю не гребували і найстаріші виробники стаціонарних ГТА. Так, наприклад, *Brown Boveri Ltd* у цей період організувала випуск пікових і резервних електростанцій на основі турбореактивного двигуна «*Avon*» компанії *Rolls-Royce Ltd*.

Наслідком енергетичних криз 70-х – першої половини 80-х стало суттєве зниження темпів розвитку стаціонарного газотурбобудування. Рівень виробництва промислових ГТА у період стабілізувався на позначці 8...15 ГВт на рік. Подальший розвиток енергетичного газотурбобудування був пов'язаний з удосконаленням установок з утилізацією теплоти газів, що відходять (парогазових установок). Необхідно відзначити, що розвиток останніх йшов паралельно з розвитком промислових ГТА простої теплової схеми. Так, наприклад, вже перший газотурбінний агрегат, встановлений компанією *General Electric* в 1949 р., був оснащений контуром підігріву живильної води відхідними газами. Ця вода потім використовувалася в циклі парової турбіни.

Значна кількість газотурбінних двигунів, вироблених у 50–60-ті роки, працювала разом із паротурбінними агрегатами. Характерною рисою такої роботи було використання газів, що відходять від двигуна, у традиційному парогенераторі, де в їхньому середовищі відбувався процес спалювання палива. Ефективність циклу паротурбінної установки у своїй підвищувалася на 5...6 %. Крім того, поверхня теплообміну парогенератора могла бути прийнята істотно меншою, що позитивно позначалося на його масі та вартості. У другій половині 60-х років поступово стає все популярнішим з'єднання газотурбінних установок з утилізаційними парогенераторами. Отримувана за рахунок утилізації водяна пара часто застосовувалася у виробничих процесах підприємств хімічної та нафтопереробної промисловості.

Істотна зміна в тепловій схемі парогазових установок (ПГУ) відбулася на початку 70-х років, коли стали серійно випускатися двигуни, потужність яких перевищувала 50 МВт, і які були здатні ефективно і надійно працювати на режимах базового навантаження («*Frame 7*» компанії *General Electric* та ін.). Вперше стало доцільним використовувати пари, що утворювались за рахунок утилізації не тільки для теплофікаційних і виробничих потреб, але й для вироблення додаткової потужності в парових турбінах, якими оснащувалися такі установки. У 1986 р. була представлена перша ПГУ з ефективністю понад 50 % (*KA13E-1* на основі двигуна *GT13E Brown Boveri Ltd*).

Кінець 80-х відзначений початком широкого застосування таких установок в енергетиці. У перші роки XXI ст. був подоланий рубіж ККД 60 % (*S109H* з двигуном *MS9001H General Electric Co*). Значне зростання інтересу до парогазових установок виникло в усьому світі після аварії на Чорнобильській АЕС у 1986 р. Висока ефективність створених на той час конструкцій доповнювалася їх відмінними екологічними характеристиками (порівняно з паротурбінними та атомними установками). На початку 90-х сумарна кількість замовлень на стаціонарні ГТА і ПГУ подвоїлася в порівнянні з попереднім періодом і досягла значення 25...30 ГВт на рік. Прискорені темпи розвитку парогазових установок дуже швидко позначилися і на вартості. Якщо 1991 р. питома ціна ПГУ становила загалом 600 доларів США за 1 кВт генерованої потужності, то вже 1996 р. вона знизилася до значення 350 дол./кВт.

Необхідно відзначити, що в даний час у всьому світі парогазові установки розглядаються як єдине ефективне та екологічно чисте джерело електричної енергії, альтернативою якому можуть у найближчому майбутньому стати лише паливні елементи та відновлювані джерела енергії.

Відразу після закінчення Другої світової війни багато фірм-виробників авіаційних ГТД розпочали роботи зі створення корабельних газотурбінних агрегатів. Для цього як вихідні використовувалися конструкції турбогвинтових і турбореактивних двигунів, які піддавалися спеціальному доопрацюванню (конвертуванню). Першим у світі судном, оснащеним газотурбінною енергетичною установкою, став артилерійський катер *MGB 2009* (Великобританія), на якому в 1947 р. успішно пройшов випробування як прискорювальний двигун *Gatric* потужністю 1,86 МВт компанії *Metropolitan-Vickers Electrical Co Ltd*. Позитивні результати випробувань сприяли отриманню компанією нових замовлень та подальшому розвитку корабельного газотурбобудування. Першою в західному світі серією кораблів великої водотоннажності з газотурбінною установкою (також прискорювальною) стали англійські фрегати класу *Tribal* (тип 81), перший з яких *Ashanti* був спущений на воду в 1961 р.

Застосування ГТД як прискорювальних агрегатів у корабельній енергетиці 50–60-х років дозволяло раціонально використовувати їх обмежений на той час ресурс, а також експлуатувати двигун переважно на номінальній потужності, зберігаючи тим самим найбільше значення його ефективності. Найчастіше ГТД використовували спільно з дизельними двигунами, які забезпечували маршовий режим руху корабля (90...95 % всього часу експлуатації). Схема корабельної енергетичної установки *Combined Diesel and Gas turbine (CODAG)* припускала на режимі максимальної швидкості одночасну роботу дизеля і ГТД, схема *Combined Diesel or Gas turbine (CODOG)* – використання на цьому режимі тільки прискорювального газотурбінного агрегата.

В 1974 р. спускається на воду англійський фрегат «*Amazon*» (головне судно проекту 21). Цей фрегат став першим кораблем західного світу, оснащеним всережимною газотурбінною установкою (тип *COGOG*), яку склали маршові двигуни *Tyne RM1A* і прискорювальні *Olympus TM3B* компанії *Rolls-Royce plc*. Наразі газотурбінний двигун є основним типом головного двигуна енергетичних установок надводних кораблів. ГТД використовуються у складі військово-морських флотів 40 країн Західної Європи, Азії та Америки. За даними на 2006 р., в експлуатації перебувало понад 500 газотурбінних кораблів (у тому числі понад 300 – водотоннажних).

У 50-х роках з'являються перші газотурбінні установки на комерційних судах. З жовтня 1951 по 1960 р. дослідну експлуатацію проходив англійський танкер «*Auris*», оснащений спочатку газотурбогенератором потужністю 955 кВт (з регенерацією теплоти відхідних газів), а після

заміни енергетичної установки в 1956 р. – газотурбогенератором потужністю 4045 кВт (з регенерацією). Обидва види енергоустановки були зроблені фірмою *British Thomson-Houston C.*

У 1956 р. у зв'язку з кампанією по вибору найбільш прийнятної для транспортних суден типу енергетичного приводу, що проводилась Морською адміністрацією США, *General Electric* розмістила на судні «*John Sargeant*» (одне з чотирьох суден типу «*Liberty*» виділених для цієї мети) газотурбінний агрегат потужністю 4,4 МВт.

Досить високими темпами будівництва газотурбінних суден було відзначено першу половину 70-х. За даними на 1978 р., в експлуатації знаходилися 24 комерційні судна з ГТА турбокомпресорного типу. Суднові газотурбінні установки для танкерів, газовозів, контейнеровозів, поромів, рудовозів серійно вироблялися в цей період компаніями *General Electric Co*, *Pratt & Whitney Corp.*, *General Motors Corp.*, *Allison Division* та ін. Однак у 80-ті роки після низки енергетичних криз та суттєвого збільшення цін на нафту сфера застосування ГТА (як менш економічного двигуна порівняно з малообертовими дизелями) на комерційних судах суттєво скоротилася. В даний час цими установками оснащуються головним чином швидкісні вантажні та пасажирські пороми, а також круїзні лайнери. У більшості випадків ГТД використовується у складі комбінованих дизель-газотурбінних (CODAG) або парогазотурбінних (COGES) установок.

4.2. Прогноз ринку газотурбінних двигунів і установок

На початку 2025 року спостерігався значний попит на газотурбінні двигуни й установки, який зумовлений як залишковими замовленнями з 2024 року, так і провідними ринковими індикаторами, такими як драйвери ринку в ланцюгах постачання, розвиток виробників оригінального обладнання – *Original Equipment Manufacturer (OEM)* та іншими ключовими факторами (<https://gasturbine-world.com/market-forecast/>). Існують вагомі геополітичні та галузеві чинники (наприклад, розширення центрів обробки даних або збільшення потужностей з виробництва скрапленого природного газу (LNG), які приводять до довгострокового зростання попиту на газові турбіни.

Динаміка ринку газових турбін

Річний прогноз світового ринку промислових газових турбін передбачає формування портфеля нових замовлень на суму понад 192 млрд доларів США протягом наступних десяти років (без урахування витрат на допоміжні системи та монтажні роботи).

Світові обсяги продажу потужностей газових турбін за останні п'ять років (рис. Д3.8) характеризувалися помітними коливаннями – від 38917 МВт у 2020 році до 58381 МВт у 2024 році. Водночас кількість реалізованих турбін зростала більш поступово: від мінімального показника 394 замовлені одиниці у 2020 році до 471 одиниці у 2024 році.

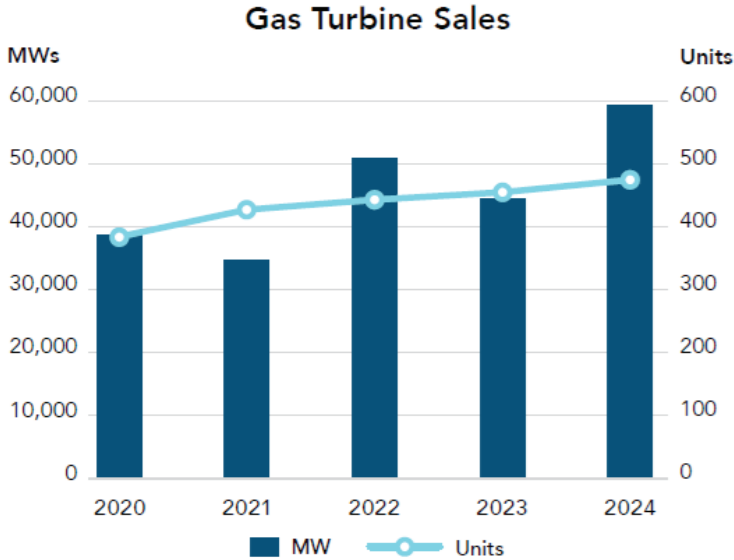


Рис. Д3.8. Продажі газових турбін у 2020–2024 рр.

У 2022 році зафіксували суттєвий сплеск замовлень – до 50479 МВт встановленої потужності. Це зростання було зумовлене підвищеним попитом з боку енергетичних компаній на нове покоління великих газових турбін із передовими *H*- та *J*-технологіями, які характеризуються значно вищими показниками одиничної потужності та коефіцієнта корисної дії. Подальше зниження обсягів замовлень у 2023 році було прогнозованим і відповідало циклічній динаміці ринку.

За прогнозами, у 2025 році обсяг замовлених потужностей зросте з 58381 МВт у 2024 році до 70838 МВт. Водночас кількість замовлених турбін збільшиться з 471 одиниці у 2024 році до 964 одиниць у 2025 році. Подібного рівня попиту ринок не спостерігав із 2009–2011 років, коли щорічні обсяги замовлень перевищували 1000 одиниць.

Парогазові установки, які сьогодні мають ККД до 64 %, становлять найбільший сегмент діючого парку газових турбін. Ці станції використовуються в основному для виробництва дешевої базової потужності та для

роботи в змінній частині графіка навантаження протягом тривалих періодів експлуатації.

Газові турбіни простого циклу розглядаються як найбільш гнучка форма генерації для задоволення короткострокових потреб, таких як покриття піків навантаження, швидке резервування переривчастих відновлюваних джерел енергії та захист електромережі.

Аналіз частки ринку виробників (ОЕМ)

Відстеження продажів є важливим при оцінці частки ринку виробників. Зі збільшенням агрегатної потужності, для задоволення попиту в сумарній потужності потрібно менше одиниць.

Наприклад, зростання одиничної потужності сучасних газових турбін з *H*- та *J*-технологіями зменшує продажі в одиницях просто тому, що кожна турбіна забезпечує більшу потужність. Чистим ефектом є скорочення та посилення конкуренції на ринку для виробників газових турбін, які намагаються підтримувати завантаження своїх заводів на ефективному рівні.

Для постачальників-виробників газових турбін це ринок, де кожне замовлення стає більш значущим, що посилює увагу до агресивного фінансування проєктів, ціноутворення на обладнання, довгострокових сервісних угод та післяпродажних запасних частин.

Компанії, що працюють у ланцюгу постачання для нових газових турбін, а також ті, що надають післяпродажні послуги, більше залежать від загальної кількості встановлених одиниць, ніж від проданої потужності.

Станом на кінець 2024 року фактичні обсяги реалізованих потужностей зросли на 32,4 % порівняно з попереднім роком, тоді як кількість проданих турбін збільшилася на 4,1 % відносно показників 2023 року. Така динаміка свідчить про зростання частки високопотужних агрегатів у структурі замовлень.

Трійку найбільших виробників газових турбін за обсягом замовлених потужностей (рис. ДЗ.9) у 2024 році сформували: *GE Vernova* – 20102 МВт (34 %), *Mitsubishi Power* – 15775 МВт (27 %), *Siemens Energy* – 13582 МВт (24 %).

Відроджена компанія *GE Vernova* також лідирувала за загальним обсягом продажів в одиницях вперше за понад 5 років. Трьома найкращими виробниками за кількістю замовлених одиниць у 2024 році були: *GE Vernova* – 106 одиниць (22 %), *Solar Turbines* – 105 одиниць (22 %). *Siemens Energy* – 90 одиниць (20 %).

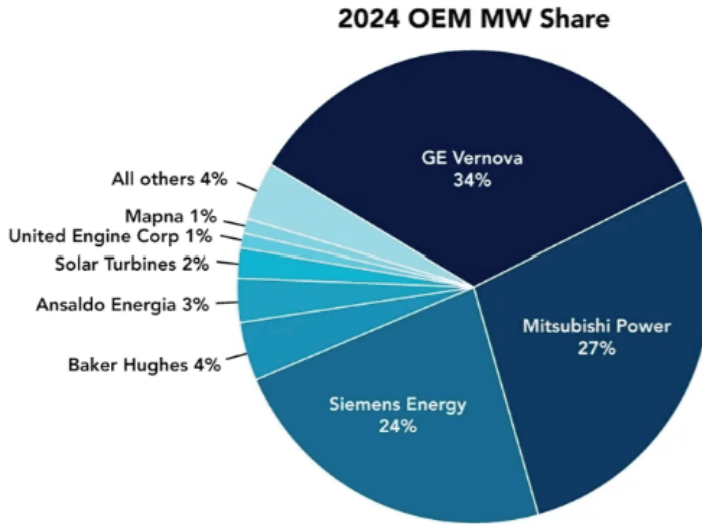


Рис. Д3.9. Ринок газових турбін за виробниками у 2024 році

Прогноз ринку за технологіями

Конструкції промислових газових турбін зазвичай поділяються на три загальні типи: авіаційні похідні (скорочено «аеропохідні» або «Аеро»), важкі наземні та легкі промислові машини.

Аеропохідні турбіни (Aeroderivatives) – це адаптовані версії авіаційних двигунів, модифіковані для наземної промислової експлуатації. Приблизно 80 % їх компонентів є взаємозамінними.

Завдяки передовим авіаційним технологіям та матеріалам, аеропохідні турбіни є набагато легшими, компактнішими та займають менше місця, ніж важкі наземні та легкі промислові конструкції. В експлуатації вони також забезпечують швидший запуск і зупинку та можуть часто змінювати навантаження без впливу на графік технічного обслуговування.

За останні сім років (2018–2024 рр.) сектор електроенергетики – *Electric Power Utility (EPU)* – увів в експлуатацію 252800 МВт нових потужностей, представлених 1520 газотурбінними установками.

Через відносно меншу одиничну потужність аеропохідні турбіни забезпечили лише 5 % ринку за показником встановленої потужності (12312 МВт) від загального обсягу замовлень, проте їх частка в кількісному вираженні становила близько 20 % (300 одиниць).

За аналогічний період сектор нафти й газу – *Oil & Gas (O&G)* – наростив потужність до 45139 МВт. У цьому сегменті аеропохідні

турбіни зайняли 42 % ринку, як за встановленою потужністю (18556 МВт), так і за кількістю проданих агрегатів (632 одиниці з 1516). Високі обсяги реалізації аеропохідних турбін зафіксовано у Північній Америці та Катарі, що пов'язано з активним розширенням виробництва скрапленого природного газу.

Очікується, що протягом наступних 5 років продажі тільки обладнання (без послуг) аеропохідних газових турбін у секторах електроенергетики та нафтогазу складуть 12,5 мільярда доларів. Ринок капітального ремонту і техобслуговування (*Aftermarket*) для аеропохідних турбін оцінюється в 3,3 мільярда доларів на рік протягом наступних 5 років.

Важкі наземні газові турбіни (Heavy Frame), спроектовані з самого початку для промислової експлуатації, дуже схожі на парові турбіни – мають важкі литі корпуси, масивні опорні конструкції та важкі ротори. Колись важкі наземні турбіни вважалися менш ефективними, ніж аеропохідні, повільнішими в запуску та менш чутливими до зміни навантаження. Поступово впроваджуючи технологічні досягнення від своїх аеропохідних «родичів», такі як 3D-аеродинамічне профілювання лопаток, передові технології охолодження, високотемпературні матеріали та покриття, сучасні важкі наземні машини практично не поступаються економічності своїм легким аналогам.

У період 2018–2024 рр. важкі наземні газові турбіни домінували в секторі електроенергетики, забезпечивши 95 % ринку за показником встановленої потужності (238940 МВт) від загального приросту. У кількісному вимірі їх частка становила 71 % ринку, що відповідає 1074 встановленим одиницям.

У секторі нафти й газу встановлена потужність важких наземних установок досягла 19810 МВт, або 44 % ринку, тоді як їх частка за кількістю проданих агрегатів склала 21 % (316 одиниць).

Прогнозується, що протягом наступних п'яти років обсяг продажів обладнання для важких наземних турбін сягне 48,6 млрд доларів США. Водночас ринок капітального ремонту та технічного обслуговування таких установок оцінюється в 19,6 млрд доларів США щорічно протягом зазначеного періоду.

Легкі промислові газові турбіни (Light Industrial) розроблені з нуля для промислової роботи, поєднують в собі особливості конструкцій аеропохідних та важких наземних турбін.

Це гібридні конструкції з великими камерами згоряння (характерними для важких наземних установок), але з легшими корпусами та опорними конструкціями. Їх конструкція також включає передове аеродинамічне

профілювання лопаток, технології охолодження, матеріали та покриття, запозичені в аеропохідних турбін.

Донедавна легкі промислові газові турбіни в основному обслуговували ринок нафти та газу, який загалом додав 6473 МВт потужностей, представлених 516 одиницями, протягом періоду 2018–2024 років. У цьому загальному обсязі легкі промислові турбіни склали 14 % частки ринку потужностей та 38 % частки ринку в одиницях (568 одиниць). Легкі промислові турбіни отримують замовлення для будівництва центрів обробки даних – ці турбіни постачаються набагато швидше, ніж важкі наземні чи аеропохідні.

Очікується, що продажі тільки обладнання для легких промислових турбін складуть 4,4 мільярда доларів протягом наступних 5 років. Ринок капітального ремонту та техобслуговування для легких промислових установок оцінюється в 652 мільйони доларів на рік протягом наступних 5 років.

Зростання ринку аеропохідних турбін

Спостерігається зростаючий попит на аеропохідні газові турбіни для резервного живлення та покриття пікових навантажень, викликаний додаванням потужностей переривчастих відновлюваних джерел енергії.

Компанії *GE Vernova*, *Baker Hughes*, *Mitsubishi Power Aero* та *Siemens Energy* мали значне зростання замовлень на установки потужністю від 30 до 100 МВт.

Аеропохідні газові турбіни мають малу, компактну та легку конструкцію, що робить їх ідеальними для віддалених об'єктів та застосувань з кількома агрегатами, таких як:

- великі пікові електростанції (чудово підходять для компенсації нестабільності відновлюваних джерел енергії);
- мобільні електростанції на причепах;
- установки для компримування та скрапленого природного газу;
- проміжні компресорні станції для транспортування природного газу.

Частка ринку виробників аеропохідних ГТ за 5-річний період становить: *GE Vernova / Baker-Hughes* (63 %), *Siemens Energy* (з використанням технології газових турбін *Rolls-Royce*) (10 %), *Mitsubishi Power Aero* (з використанням інженерної технології *Pratt & Whitney*) (5 %). Відмітимо, що *GE Vernova* та *Baker-Hughes* використовують базові аеропохідні газові турбіни, спроектовані та виготовлені *GE Aerospace*. Очікується, що діючий парк встановлених аеропохідних установок, проданих *GE* та *Baker-Hughes*, приносить дохід від капітального ремонту понад 3,3 мільярда

доларів на рік. У 2024 році ці дві компанії захопили 100 % бізнесу з техобслуговування аеропохідних турбін у Північній Америці та 82 % – у світі.

Прогноз загальної вартості ринку ГТ

Прогнозується, що протягом наступних десяти років обсяг нових замовлень на промислові газові турбіни перевищить 137 мільярдів доларів США (без урахування допоміжних систем та витрат на встановлення). Виходячи з діючого парку (понад 39000 промислових газових турбін, розгорнутих по всьому світу) ринок продуктів та послуг з капітального ремонту оцінюється у понад 261 мільярд доларів. На кінець 2024 року прогнозується збільшення замовлень в одиницях на 48 % у секторі електроенергетики (*Electric Power Utility*) та приблизно на 4 % у секторі нафти та газу (*Oil & Gas*). Величезний сплеск замовлень у секторі електроенергетики спричинений насамперед активністю, пов'язаною із замовленнями для центрів обробки даних (*Data Center*).

Ринок морських газотурбінних двигунів і тенденції розвитку пропульсивних технологій (2025–2035)

Морські газотурбінні двигуни (МГТД) залишаються ключовою пропульсивною технологією для військово-морських і швидкісних комерційних суден завдяки високій питомій потужності, малій масі, швидкому динамічному реагуванню та потенціалу для інтеграції в гібридні електричні архітектури. Тоді, як потужні суднові дизельні двигуни домінують у низькошвидкісних і високоефективних сферах, МГТД є кращими там, де критичними є вага, час запуску або питома потужність. Незважаючи на виклики, пов'язані з цілями декарбонізації та конкуренцією з боку альтернативних пропульсивних систем, прогнози ринку вказують на стабільне довгострокове зростання, зумовлене модернізацією флотів і суворішими стандартами обмеження викидів.

Прогноз ринку морських газотурбінних двигунів (2025–2035)

Згідно з останніми галузевими звітами, очікується, що світовий ринок морських газотурбінних двигунів стабільно зростатиме з 2025 по 2035 рік. Прогнози відображають поточні військово-морські закупівлі, комерційний попит на ефективні пропульсивні системи, а також технологічні вдосконалення в економічності турбін та зменшенні викидів:

- очікується, що ринок збільшується із середньорічним темпом зростання (*CAGR*) близько 3,7 % з 2025 по 2035 рік;
- зростання, зумовлене модернізацією флотів, дотриманням норм викидів та впровадженням гібридних пропульсивних систем;
- очікується, що Північна Америка та Азійсько-Тихоокеанський регіон зроблять значний внесок у розширення ринку.

Рік	Орієнтовний світовий обсяг ринку МГТД (млрд дол. США)	Примітки
2025	~3,48	Базовий рівень згідно з останніми даними прогнозування
2026	~3,61	Прогноз із урахуванням тенденції <i>CAGR</i> (~3.7 %)
2027	~3,74	Лінійна екстраполяція <i>CAGR</i>
2028	~3,88	Продовження зростання у військово-морському та комерційному сегментах
2030	~4,17	Стабільне впровадження в Азійсько-Тихоокеанському регіоні
2031	~4,33	Триваючі зусилля щодо дотримання норм викидів
2032	~4,49	Приблизно середина прогнозу до 2035 року
2033	~4,66	Поступове зростання
2034	~4,83	Поступове розширення
2035	~5,00	Очікуваний розмір світового ринку до 2035 року

Порівняння МГТД і потужних суднових дизельних двигунів

Морські газові турбіни та потужні двотактні суднові дизельні двигуни представляють різні технологічні підходи до суднової енергетики. Нижче наведено технічне порівняння, що висвітлює ключові відмінності, важливі для продуктивності, ефективності, викидів та операційного контексту.

Характеристика / Показник	Газотурбінні двигуни	Великі суднові дизельні двигуни
Термічний ККД	~30...42 % – типово для простих циклів	~45...55 % – типово для тихохідних двотактних ДВЗ
Питома потужність	Висока питома потужність, компактний та легкий	Нижча питома потужність, більш важкий
Реакція на навантаження	Відмінна, швидке нарощування потужності	Хороша, але повільніша реакція
Технічне обслуговування	Частіше обслуговування високо-температурних компонентів	Менша частота, модульні капітальні ремонти
Паливна гнучкість	Можуть використовувати авіаційний гас, суднове малов'язке пальне, суміші зі скрапленим природним газом	Переважно важке паливо та суднове дизельне паливо; з'являються двопаливні версії
Профіль викидів	Нижчі викиди твердих частинок і SO _x ; потрібне зниження NO _x	Вищі викиди твердих частинок, NO _x та SO _x без систем очищення
Придатність до застосування	Військові кораблі, швидкісні судна, гібридні системи	Балкери, танкери, тихохідні водотоннажні судна

Потужні суднові дизельні двигуни зазвичай мають вищий ефективний ККД (~45...55 %) порівняно з морськими газовими турбінами (~30...42 %), що пов'язано насамперед з перевагами їх термодинамічного циклу.

Поточний технологічний стан морських газотурбінних двигунів

Сучасні морські газові турбіни переважно походять від авіаційних похідних платформ, адаптованих для військово-морських та офшорних застосувань. Однією з найпоширеніших установок є сімейство *General Electric LM2500*, яке налічує понад тисячу встановлених одиниць по всьому світу, переважно на військових кораблях. Двигун *Rolls-Royce MT30* є одним із прикладів, забезпечення вихідної потужності, яка наближається до 36...40 МВт, і встановлений на кількох сучасних військових платформах.

ККД морських газових турбін простого циклу коливається від 30 до 42 %, залежно від конфігурації та умов навантаження.

Останні технологічні розробки зосереджені на:

- удосконаленні охолодження лопаток і використанні термобар'єрних покриттів;
- конструкціях камер згоряння з низьким викидом NO_x ;
- інтеграції з системами утилізації теплоти;
- поєднанні з гібридними електричними пропульсивними установками;
- моніторингу на основі цифрових двійників та прогнозній діагностиці.

Ключові світові лідери у виробництві морських газотурбінних двигунів

До основних компаній, які домінують на ринку морських газових турбін, належать:

- *General Electric (GE Aerospace)* – основний виробник двигунів серії *LM* (наприклад, *LM2500*), що широко використовується у військових кораблях;
- *Rolls-Royce plc* – постачальник морських турбін, таких як серія *MT30*, з потужністю до 40 МВт;
- *Siemens Energy* – технологічний партнер і постачальник великих турбінних систем;
- *MAN Energy Solutions* – постачальник важких морських турбін та інтегрованих пропульсивних рішень;
- *Mitsubishi Heavy Industries* – диверсифіковані промислові газотурбінні установки;
- *Kawasaki Heavy Industries* – розробник газових турбін для морського застосування та енергогенерації;

- *Wärtsilä / MTU (Rolls-Royce Power Systems)* – надають гібридні пропульсивні рішення та морські енергетичні системи;
- інші виробники: *Solar Turbines (Caterpillar)*, *Vericor*, *Harbin Electric*, *AVIC Gas Turbine* та інші, орієнтовані на спеціалізовані ринки.

Обсяги виробництва та тенденції впровадження

Сімейство турбін *General Electric LM2500* (одне з найпоширеніших) встановлене на численних військових платформах; повідомляється про понад 1000 одиниць на бойових кораблях по всьому світу. Впровадження морських турбін є найвищим у військово-морських оборонних застосуваннях, патрульних катерах, швидкісних поромач та гібридних пропульсивних системах, через високу питому потужність газових турбін. Також зростає кількість комерційних турбінних установок, що працюють на скрапленому природному газі, через посилення зниження норм викидів.

На відміну від суднових дизельних двигунів, які виробляються у дуже великих обсягах для комерційного судноплавства, обсяги виробництва МГТД є порівняно нижчими та тісно пов'язані з циклами оборонних закупівель. Річне світове виробництво оцінюється в діапазоні від десятків до кількох сотень одиниць, залежно від військово-морських контрактів та програм модернізації.

Більшість нових установок припадає на:

- фрегати та есмінці;
- авіаносці;
- швидкісні військово-морські патрульні катери;
- гібридні електричні військові кораблі;
- окремі офшорні судна та судна, що працюють на *LNG*.

Порівняння основних моделей морських газотурбінних двигунів

Морські газові турбіни використовуються переважно на військових кораблях, швидкісних поромач, патрульних катерах і високошвидкісних комерційних судах завдяки високому відношенню потужності до маси, компактності та швидкому динамічному реагуванню.

Сімейство *LM2500* є найпоширенішою серією морських газових турбін у військово-морських флотах світу. Типова ефективність простого циклу коливається від 31 % до 42 %, що нижче, ніж у суднових дизельних двигунів (~45...55 %), але турбіни мають:

- значно вищу питому потужність,
- зменшену масу та габарити,
- швидкий запуск і реакцію на навантаження,
- придатність для комбінованих пропульсивних систем (*CODAG*, *CODOG*, *CODLAG*).

Модель газової турбіни	Вихідна потужність, кВт	Термічний ККД	Типове застосування
General Electric LM500	~4470	~31–32 %	Патрульні катери, малі швидкісні судна
General Electric LM1600	~14920	~36–37 %	Середні військові та комерційні судна
General Electric LM2500	~25060	~36–37 %	Фрегати, есмінці, військові кораблі
General Electric LM2500+	~30200	~38–39 %	Сучасні фрегати та корвети
General Electric LM2500+G4	~35320	~39 %	Сучасні військові кораблі
General Electric LM6000	~42000...52000 кВт	~40–42 %	Високопотужні морські та промислові установки

Регуляторні тенденції та тенденції щодо палива:

- суворіші норми *IMO* щодо викидів та сучасні тенденції щодо декарбонізації орієнтують судові пропульсивні системи на зниження викидів та впровадження гібридних установок;

- очікується, що попит на *LNG* для судноплавства принаймні подвоїться до 2030 року завдяки дотриманню норм викидів та розвитку інфраструктури.

Гібридизація та цифровізація:

- зростає інтеграція газових турбін в електричні гібридні пропульсивні системи (газова турбіна + накопичувач енергії + електричний привід);

- прогнозне технічне обслуговування та діагностика на основі цифрових двійників підвищують надійність та керування життєвим циклом.

Регіональна динаміка:

- Азійсько-Тихоокеанський регіон демонструє сильне прогнозоване зростання, зумовлене розширенням ВМФ та новою суднобудівною активністю;

- Північна Америка залишається ключовим ринком для технології МГТД завдяки оборонним витратам та інвестиціям у морську інфраструктуру.

Морські газотурбінні двигуни зберігають стабільну та помірно зростаючу позицію на світовому ринку до 2035 року. Їх роль є особливо вагомою у військово-морських та високопродуктивних застосуваннях. Хоча їх ККД у простому циклі залишається нижчим, ніж у сучасних судових

дизельних двигунів, очікуваний постійний прогрес у гібридизації, використанні альтернативних видів палива, цифровому моніторингу та контролі викидів буде підтримувати їх актуальність.

Прогнозоване зростання, приблизно з 3,5 млрд доларів США у 2025 році до майже 5 млрд доларів до 2035 року, підтверджує постійний стратегічний попит, особливо в оборонній сфері та вдосконалених пропульсивних системах. Стабільне зростання обсягів використання скрапленого природного газу (LNG) як морського палива, а також технологічні інновації у сфері газових турбін та зниження рівня викидів визначатимуть розвиток суднових пропульсивних систем протягом наступного десятиліття.

Значна кількість компаній спеціалізується на комплектації газотурбінних агрегатів різного призначення, використовуючи при цьому двигуни інших підприємств (табл. Д3.9).

Таблиця Д3.9 – Характеристики ГТД виробництва зарубіжних фірм [15]

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
Alstom											
GT8C2	1998	56300	33,9	17,6	434	6219	946	368,2	38	17	16
GT11NM	1997	87900	34,0	12,5	695	3600	936	418,9	31	18	33
GT11N2	1993	115400	33,6	15,5	880	3600	988	418,9	31	18	33
GT13E2	1993	172200	36,4	15,4	1184	3000	972	747,4	35	21	18
GT24	1994	187700	36,9	32,0	981	3600	1134	507,1	35	13	15
GT26	1994	281000	38,3	32,0	1393	3000	1139	815,7	40	16	18
Ansaldo Energia											
V64.3A	1996	68500	34,7	15,8	421	3000	1092	242,5	36	13	16
V94.2(6)	1981	166000	34,4	11,8	1122	3000	1015	518,1	46	41	28
V94.3A2	1995	272000	38,5	17,4	1446	3000	1067	727,5	41	20	25
V94.3A4	2004	279000	39,1	17,7	1470	3000	1071	—	—	—	—
Bharat Heavy Electricals											
PG5371(PA)	1988	26300	28,5	10,5	270	5100	909	185,2	38	11	12
PG6581(B)	2000	42100	32,1	12,2	321	5163	1011	200,6	49	11	12

Продовження таблиці ДЗ.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
PG6591(C)	2004	42300	36,3	19,0	258	7100	1065	—	—	—	—
PG6111(FA)	2003	75900	35,0	15,6	463	5254	1121	231,5	—	—	—
PG9171(E)	1994	126100	33,8	12,6	890	3000	1001	617,3	66	15	16
V 94.2	1997	157000	34,4	11,1	1132	3000	1004	650,4	46	41	28
PG9351(FA)	1996	255600	36,9	15,4	1422	3000	1129	595,2	74	16	18
PG9371(FB)	2004	268800	378	18,5	—	3000	—	—	—	—	—
Centrax Gas Turbine											
CX501-KB3	1993	2691	25,1	8,0	28,2	12857	1060	66,1	30	9	10
CX501-KB5	1992	3943	29,0	10,2	34,6	14571	1038	70,5	30	9	10
CX501-KN5	1992	4499	30,9	10,7	36,0	14571	1027	70,5	30	9	10
CX501-KH5	1992	6340	39,9	12,3	39,4	14571	981	77,2	30	9	10
CX501-KB7	1993	5344	32,1	13,5	46,2	14571	937	70,5	30	9	10
CX501-KN7	1993	5785	33,5	14,0	47,6	14571	914	70,5	30	9	10
Dreser-Rand											
KG2-3C	1968	1499	16,1	3,9	28,2	18000	1058	36,4	21	7	9
KG2-3E	1989	1895	16,7	4,7	33,0	18800	1020	38,6	21	7	9
DR60G	1990	13775	35,0	21,5	104,0	7000	1020	227,1	42	12	11
DR61	1986	22302	36,2	18,1	150,0	5500	986	252,7	49	13	18
DR61G	1973	23873	37,6	18,4	153,0	3600	992	308,6	48	12	18
DR61GP	1998	31380	39,5	22,8	192,0	3600	959	352,7	48	12	18
Vectra-40G	1998	31380	40,6	22,8	186,0	6200	955	352,7	48	14	18
DR63G	1992	42984	41,1	29,6	282,0	3600	824	485,0	60	14	23
Ebara											
ST6L-795	1986	678	24,7	7,4	7,1	33000	1092	0,2	4	1	2
ST6L-813	1978	848	26,1	8,5	8,6	33000	1051	0,3	4	2	2
ST18A	1995	1961	30,4	14,0	17,6	18900	990	0,8	5	2	3
ST40	1999	4039	33,1	16,9	30,6	14875	1011	1,2	6	2	3
Swift Pac 4	—	3880	31,8	16,9	30,6	14875	1011	—	—	—	—
FT8 PowerPac	1990	25490	38,1	19,3	187,0	14875	855	—	—	—	—
FT8 TwinPac	1990	51350	38,4	19,3	374,0	3000	855	—	—	—	—

Продовження таблиці Д3.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
Swift Pac 25	–	25455	38,1	19,5	186,9	3000	855	–	–	–	–
Swift Pac 50	–	51235	38,3	19,5	3738	3000	855	–	–	–	–
FT8-3 PowerPac	1990	27970	38,3	20,2	193,0	3000	893	–	–	–	–
FT8-3 TwinPac	1990	56340	38,6	20,2	386,0	3000	893	–	–	–	–
GE Energy Aeroderivative (50/60 Hz)											
GE5	1999	5505	30,7	14,8	43,2	16630	1065	127,5	32	8	10
GE10	2000	11252	31,2	15,8	106,0	11000	897	171,6	42	8	10
GE Energy Aeroderivative (50 Hz)											
LM1600PE	1989	13748	35,0	20,2	104,3	7900	915	190,0	50	12	15
LM1600PE	1989	14898	33,8	21,3	109,7	7900	894	190,0	50	12	15
LM1600PD	–	13776	34,9	20,1	103,8	7900	928	190,0	50	12	15
LM2000PS	–	17674	34,9	16,0	141,9	3000	894	210,0	57	9	10
LM2000PS	–	18363	33,8	16,5	145,9	3000	866	210,0	57	9	10
LM2000PJ	–	17855	34,5	15,9	140,2	3000	925	210,0	57	9	10
LM2500PE	1981	22346	35,4	18,0	153,6	3000	1001	250,0	57	9	10
LM2500PE	1981	23060	34,0	16,5	146,5	3000	868	250,0	57	9	10
LM2500PJ	1981	21719	35,4	17,6	151,4	3000	992	250,0	57	9	10
LM2500STIG50	1988	26463	39,4	19,4	167,6	3000	927	255,0	57	9	10
LM2500+6Stg	1997	29244	37,2	22,6	193,5	3000	968	260,0	57	9	10
LM2500+6Stg	1997	29275	35,4	22,4	197,0	3000	911	260,0	57	9	10
LM2500+6Stg	1997	29921	37,1	23,1	195,1	3000	982	260,0	57	9	10
LM2500+2Stg	2002	30349	39,8	21,5	185,9	6100	931	469,7	65	19	16
LM2500+2Stg	2002	33507	38,2	22,9	196,8	6100	907	469,7	65	19	16
LM2500+2Stg	2002	30057	39,7	21,4	184,8	6100	933	469,7	65	19	16
LM6000PC	1992	42890	41,8	29,2	283,5	3627	817	673,4	65	14	15
LM6000PC	1992	42519	39,8	29,2	286,4	3627	780	673,4	65	14	15
LM6000PCsprint	1997	46757	41,9	30,5	293,1	3627	823	673,4	65	14	15
LM6000PCsprint	1997	50041	40,3	31,5	301,6	3627	813	673,4	65	14	15
LM6000PD	1994	41711	40,8	29,3	279,4	3627	838	673,4	65	14	15
LM6000PDSprint	2003	46903	41,3	30,9	292,4	3627	834	673,4	65	14	15

Продовження таблиці ДЗ.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
LMS100PA	2005	98894	45,1	40,0	457,7	3000	782	–	–	–	–
LMS100PA	2005	102843	43,8	41,0	469,9	3000	764	–	–	–	–
LMS100PA	2005	102564	46,9	41,0	473,1	3000	743	–	–	–	–
LMS100PB	2005	97878	45,0	40,0	453,0	3000	784	–	–	–	–
GE Energy Aeroderivative (60 Hz)											
LM1600PE	1989	13769	35,1	20,2	104,3	7900	915	190,0	50	12	15
LM1600PE	1989	14907	33,8	21,3	109,7	7900	894	190,0	50	12	15
LM1600PD	–	13797	34,9	20,1	103,8	7900	928	190,0	50	12	15
LM2000PS	2000	17606	35,6	15,6	138,5	3600	886	210,0	57	9	10
LM2000PS	2000	18411	34,6	16,1	142,7	3600	860	210,0	57	9	10
LM2000PJ	–	17658	35,2	15,4	136,1	3600	917	210,0	57	9	10
LM2500PE	1981	23292	36,6	19,1	153,1	3600	992	250,0	57	9	10
LM2500PE	1981	24050	35,1	18,7	157,4	3600	955	250,0	57	9	10
LM2500PJ	1981	22613	36,5	17,8	150,9	3600	984	250,0	57	9	10
LM2500STIG50	1986	27763	40,7	19,4	167,1	3600	922	255,0	57	9	10
LM2500+6Stg	1997	30676	38,6	22,5	192,2	3600	959	260,0	57	9	10
LM2500+6Stg	1997	30980	36,7	22,8	196,6	3600	910	260,0	57	9	10
LM2500+6Stg	1997	30463	38,5	22,6	191,3	3600	960	260,0	57	9	10
LM600PC	1992	43417	42,1	29,1	282,1	3600	824	532,1	56	14	15
LM600PC	1992	43175	40,2	29,2	285,5	3600	786	532,1	56	14	15
LM6000PCsprint	1997	46784	42,2	30,3	290,9	3600	826	532,1	56	14	15
LM6000PCsprint	1997	50080	40,5	31,3	299,1	3600	819	532,1	56	14	15
LM6000PD	1994	42336	41,1	29,3	277,9	3600	846	532,1	56	14	15
LM6000PDsprint	2003	46824	41,4	30,7	289,7	3600	837	532,1	56	14	15
LMS100PA	2005	98816	45,1	40,0	457,7	3600	780	–	–	–	–
LMS100PA	2005	102500	43,8	41,0	469,9	3600	763	–	–	–	–
LMS100PA	2005	102479	46,9	41,0	473,1	3600	742	–	–	–	–
LMS100PB	2005	97718	45,0	40,0	453,0	3600	783	–	–	–	–
GE Energy Heavy Duty											
PG6581(B)	1999	42100	32,1	12,2	311,0	5163	1018	700,0	123	24	34

Продовження таблиці Д3.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фут (ft)		
									L	B	H
PG6591C	2003	42300	36,3	19,0	258,0	7100	1065	775,0	82	28	41
PG6111(FA)	2003	75900	35,0	15,6	447,0	5231	1117	800,0	95	66	34
PG7121(EA)	2003	75900	34,8	15,7	449,0	5254	1118	800,0	95	66	34
PG7112(EA)	1984	85100	32,7	12,7	648,0	3600	997	1070,0	132	71	31
PG7241(FA)	1994	171700	36,5	16,0	981,0	3600	1114	1642,0	180	75	31
PG9171(E)	1992	126100	33,8	12,6	922,0	3000	1009	1900,0	115	77	39
PG9351(FA)	1996	255600	36,9	17,0	1413,0	3000	1116	2400,0	112	25	50
GE Energy Oil & Gas											
GE5	1999	5500	30,7	14,8	43,1	16630	1065	116,2	19	8	10
GE10	2000	11250	31,2	15,5	104,7	11000	900	169,4	30	8	20
PGT16	1989	13720	35,0	20,2	104,3	7900	916	41,9	27	8	12
PGT20	2001	17469	35,1	18,0	137,8	6500	887	83,0	30	11	11
PGT25	1981	22417	36,3	17,9	151,9	6500	977	83,0	30	11	11
PGT25+	1996	30226	39,6	21,5	185,9	6100	932	67,8	21	12	13
LM6000	1992	43076	41,3	30,0	288,8	3600	840	68,3	31	14	14
PG5371(PA)	1987	26830	28,4	10,5	276,1	5094	901	192,7	38	10	12
MS5002E	2003	29683	35,7	17,0	225,0	5714	901	242,5	56	14	13
Hitachi											
H-15	1990	15000	322	14,7	115,0	9710	1031	429,0	82	19	36
H-25	1988	27500	33,8	14,7	194,0	7280	1031	561,0	115	19	36
PG5371(PA)	1987	26300	28,5	10,5	270,0	5100	909	570,0	115	19	36
PG6561(B)	1996	39620	31,9	12,0	318,0	5123	989	700,0	123	24	34
PG6101(FA)	1993	70140	34,2	15,0	433,0	5247	1107	—	120	20	34
PG7121(EA)	1987	85400	32,8	12,6	658,0	3600	998	1070,0	132	71	31
PG7241(FA)	1994	171700	36,5	15,5	952,0	3600	1119	1642,0	180	75	31
PG9171(E)	1987	123400	33,8	12,3	890,0	3000	1001	1900,0	115	77	39
PG9331(FA)	1995	243000	36,5	14,8	1422,0	3000	1106	2400,0	112	25	50
Hitachi Zosen											
GT10	2001	4270	25,7	10,2	347	14600	1031	1,3	7	3	3
GT13	2001	5313	27,5	13,4	44,7	14600	1000	1,7	9	4	4

Продовження таблиці Д3.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
VHP6	2001	6354	39,0	10,2	40,4	14600	1029	1,3	8	3	3
<i>Ishikawajima-Harima Heavy Industries</i>											
IM150	1988	1100	26,2	9,4	12,0	22850	907	1,0	6	2	2
IM270	1996	2000	24,6	12,2	21,3	20300	1013	4,4	8	3	3
IM400	1982	4100	27,2	10,9	35,1	14580	1076	1,3	7	3	3
IM400	1992	5460	293	13,5	44,8	14580	951	1,7	9	4	4
IM400 IHI-FLECS	1996	6230	35,7	12,4	40,1	14580	1029	1,2	8	3	3
LM1600PA	1988	13900	33,7	22,3	103,6	7000	914	6,7	14	9	7
LM2500PE	1976	21900	33,2	18,6	154,3	3000	986	8,6	22	7	7
LM2500PE	1976	22800	34,3	18,4	154,3	3600	968	8,6	22	7	7
LM2500PK	1998	28440	37,3	23,1	181,2	3000	952	11,0	22	7	7
LM2500PK	1998	28500	39,4	22,8	176,1	3600	937	11,0	22	7	7
LM6000PC	1997	42197	41,0	29,4	275,0	3000	853	15,5	16	7	7
LM6000PC	1997	42623	41,4	29,4	275,0	3600	853	15,5	16	7	7
LM6000PCSprint	1997	46070	40,5	30,0	287,0	3000	833	15,5	16	7	7
LM6000PCSprint	1997	46370	40,9	30,0	287,0	3600	835	15,5	16	7	7
LM6000PD	1997	41124	40,7	29,4	273,0	3000	840	19,2	16	7	7
LM6000PD	1997	41540	41,1	29,4	273,0	3600	840	19,2	16	7	7
LM6000PDSprint	1997	45480	40,5	30,0	288,1	3000	842	19,2	16	7	7
LM6000PDSprint	1997	45770	40,9	30,0	288,8	3600	842	19,2	16	7	7
STIG-LM1600	1991	16900	39,7	25,1	116,0	7000	878	—	—	—	—
STIG-LM2500	1986	26650	39,5	19,7	168,0	3000	929	—	—	—	—
STIG-LM2500	1986	27990	40,8	20,0	168,0	3600	922	—	—	—	—
<i>Japan Gas Turbine</i>											
GT11N2	1993	115400	33,6	15,5	880,0	3600	988	418,9	31	18	33
GT24	1994	187700	36,9	32,0	981,0	3600	1134	507,1	35	13	15
GT26	1994	281000	38,3	32,0	1393,0	3000	1139	815,7	40	16	18
<i>Kawasaki Heavy Industries</i>											
S2A-01	1979	648	19,8	8,5	11,2	1500	885	3,3	7	4	4

Продовження таблиці ДЗ.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
M1A-01	1978	—	—	8,2	17,9	1500	959	6,6	7	5	6
M1A-03	1982	—	—	8,8	20,4	1500	1022	6,6	7	5	6
M1A-06	1989	—	—	9,1	20,7	1500	1022	6,6	7	5	6
M1A-11	1989	1240	23,2	9,3	17,9	1500	867	7,2	8	5	7
M1A-13X	2001	1424	23,7	9,6	17,4	1500	977	8,7	10	4	10
M1A-13	1989	1474	24,2	9,4	17,7	1500	968	7,2	8	5	7
M1A-13D	1995	1475	24,0	9,5	17,5	1500	986	7,5	8	4	7
M1A-13CC	1989	1302	21,7	7,6	17,0	1500	1027	7,9	9	6	5
M1A-13CC(Steam)	1989	2299	32,0	8,9	18,9	1500	1074	7,9	9	6	5
M1A-23	1991	2043	24,8	11,4	21,6	1500	1056	8,4	10	5	7
M1T-13	1989	2903	23,9	9,4	35,5	1500	968	13,7	8	7	6
M1T-13D	1995	2907	23,6	9,5	35,1	1500	986	13,8	8	7	7
M1T-23	1991	4050	24,5	11,4	43,2	1500	1056	15,5	8	8	6
M7A-01	1993	5512	29,6	12,7	48,0	1500	1013	9,9	12	5	6
M7A-01S	1996	6545	33,3	12,7	48,9	1500	981	10,4	12	5	6
M7A-02	1997	6912	30,5	15,9	59,5	1500	972	11,0	12	5	6
M7A-01D	1993	5381	29,3	12,7	48,0	1500	1008	10,4	12	5	6
M7A-02D	1997	6721	30,3	15,9	59,5	1500	972	11,5	12	5	6
L20A	2001	17640	34,3	18,0	127,2	3000	1013	30,9	22	7	9
MAN Turbo											
THM1203A	1979	5760	22,5	78	78,0	7550	959	165,3	49	9	16
THM1304-9	1999	8640	27,7	9,6	100,0	8600	918	169,8	52	9	17
THM1304-10	1980	9320	28,0	10,0	100,0	8600	932	169,8	52	9	17
THM1304-11	1999	10760	29,8	11,3	108,0	8600	941	169,8	52	12	21
THM1304-12	2004	1152	30,6	11,0	108,0	8600	941	169,8	52	12	21
FT8 Power Pac	1990	25490	38,1	19,3	187,0	3000	855	330,7	66	15	12
FT8 Twin Pac	1990	51350	38,4	19,3	374,0	3000	855	551,1	115	15	12
Mitsubishi Heavy Industries											
ASE40	1996	3137	27,2	8,4	27,8	15400	1113	1,3	4	3	3

Продовження таблиці ДЗ.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
ASE50	1999	3532	29,6	10,2	30,4	15400	1044	1,6	5	3	3
MF-61	1989	5925	28,7	15,0	60,0	13800	925	21,6	12	8	10
MF-111	1985	14570	31,0	15,0	121,0	9660	986	48,5	18	9	8
MFT-8	1994	26780	38,7	21,0	190,0	5000	867	14,8	23	8	8
MF-221	1994	30000	32,0	15,0	238,0	7200	991	110,2	25	12	11
M501	1980	113950	34,9	14,0	763,0	3600	1009	319,7	38	19	14
M501F	1989	185400	37,0	16,0	1011,0	3600	1136	429,9	46	15	15
M501G	1997	267500	39,1	20,0	1320,0	3600	1113	551,1	50	15	16
M701	1981	144090	34,8	14,0	972,0	3000	1008	440,9	41	17	17
M701F	1992	278300	38,2	17,0	1432,0	3000	1113	749,6	57	19	19
M701G	1997	334000	39,5	21,0	1625,0	3000	1089	925,9	60	20	20
Mitsui Engineering & Shipbuilding											
SB5	1987	1080	25,5	10,0	11,0	26600	918	2,2	6	5	3
SB15	1986	2720	25,6	10,0	32,0	13070	916	14,1	10	5	10
SB30E	1995	7330	28,0	12,5	72,5	11380	936	41,4	16	8	12
SB60-2	1981	12490	29,6	12,1	122,0	5680	853	120,6	24	11	15
SB60-1	1988	13570	29,7	13,2	131,0	6780	918	114,6	23	11	15
SB120	1985	23000	30,5	11,7	225,0	5070	887	198,4	31	14	20
MSC40	1970	3520	27,9	9,7	41,0	1500	819	59,5	29	8	10
MSC50	1985	4350	29,2	10,3	41,9	1500	934	59,5	29	8	10
MSC60	1989	5000	30,3	11,7	47,1	1500	898	59,5	29	8	10
MSC70	1994	6840	32,3	15,0	56,2	1500	894	116,8	41	9	11
MSC90	1987	9290	31,7	16,2	86,4	1500	867	149,9	48	9	11
MSC100	1989	10690	32,5	17,1	91,8	1500	910	149,9	48	9	11
MTU Friedrichshafen											
LM1600-PA	1989	13820	35,6	21,5	103,0	7000	910	7,6	15	8	7
LM2500 PE	1973	22460	36,2	18,8	152,0	3600	974	10,3	21	7	7
LM2500 PHSTIG	1986	27630	40,4	20,2	167,0	3600	926	10,5	21	7	7
LM2500+ (PK)	1998	28070	37,8	22,2	183,0	3600	950	11,5	23	7	7

Продовження таблиці Д3.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура вихідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
NK-Engines											
HK-143	1996	10000	33,0	11,3	87,5	3000	—	6,8	15	5	5
HK-39	1995	16000	38,0	25,9	120,0	3000	829	15,9	19	7	7
HK-37	1993	25000	36,4	23,1	223,0	3000	797	21,8	17	7	7
OPRA Optimal Radial Turbine											
OP16-2AG	2003	1860	26,2	6,7	19,1	1500	1038	4,0	8	4	5
OP16-2AL	2002	1730	25,7	6,7	19,1	1500	1008	4,0	8	4	5
OP16-2HD	2004	1910	26,9	6,7	19,1	1500	1029	4,0	8	4	5
Pratt & Whitney Power Systems											
ST6L-795	1986	678	24,7	7,4	7,1	33000	1092	0,2	4	1	2
ST6L-813	1978	848	26,1	8,5	8,6	33000	1051	0,3	4	2	2
ST18A	1995	1961	30,4	14,0	17,6	18900	990	0,8	5	2	3
ST40	1899	4039	33,1	16,9	30,6	14875	1011	1,2	6	2	3
Swift Pac 4	2003	3880	31,8	16,9	30,6	14875	1011	—	—	—	—
Mobile Pac	2005	24957	37,8	19,3	187,0	3000	855	—	—	—	—
FT8 Power Pac	1990	25490	38,1	19,3	187,0	3000	855	—	—	—	—
FT8 Twin Pac	1990	51350	38,4	19,3	374,0	3000	855	—	—	—	—
Swift Pac 25	2003	25455	38,1	19,5	186,9	3000	856	—	—	—	—
Swift Pac 50	2003	51235	38,3	19,5	373,8	3000	856	—	—	—	—
FT8-3 Power Pac	1990	27970	38,3	20,2	193,0	3000	893	—	—	—	—
FT8-3 Twin Pac	1990	56340	38,6	20,2	386,0	3000	893	—	—	—	—
Rolls-Royce											
501-KB5S	1990	3897	29,1	10,3	33,9	14200	1040	—	—	—	—
501-KB7S	1992	5245	31,5	13,9	46,6	14600	928	—	—	—	—
501-KH5	1982	6447	40,1	12,5	40,6	14600	986	—	—	—	—
RB211-6562 DLE	1993	27520	36,3	20,8	202,0	4800	932	—	—	—	—
RB211-6762 DLE	1999	29500	37,7	21,5	211,0	4800	920	—	—	—	—
RB211-6761 DLE	2000	32120	39,3	21,5	208,0	4850	938	—	—	—	—
Trent 60 DLE	1996	51504	42,1	33,0	334,0	3000	832	—	—	—	—
Trent 60 DLE	1996	51685	41,9	34,0	341,0	3600	825	—	—	—	—

Продовження таблиці ДЗ.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Температура вхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фути (ft)		
									L	B	H
Trent 60 WLE	2001	58000	40,9	36,0	365,0	3000	794	–	–	–	–
Trent 60 WLE	2001	58000	40,9	35,0	358,0	3600	805	–	–	–	–
Siemens Power Generation											
SGT-100	1989	4350	30,0	13,0	39,0	16500	981	78,2	33	8	11
SGT-100	1989	4700	30,2	14,1	42,0	17384	975	78,2	33	8	11
SGT-100	1997	5050	30,2	14,3	43,0	17384	1015	78,2	33	8	11
SGT-100	1998	5250	30,5	14,8	46,0	17384	986	78,2	33	8	11
SGT-200	1981	6750	31,5	12,3	65,0	11053	871	124,0	41	8	11
SGT-300	1995	7900	31,2	13,8	66,0	14010	999	126,0	40	8	12
SGT-400	1997	12900	34,8	16,9	87,0	9500	1031	165,0	61	9	13
SGT-500	1968	17000	32,2	12,0	203,5	3000	707	331,0	68	16	13
SGT-600	1981	24770	34,2	14,0	177,3	7700	1009	335,0	68	15	17
SGT-700	1990	29060	36,0	18,0	201,0	6500	964	353,0	68	15	18
SGT-800	1998	45000	37,0	19,3	287,0	6600	1001	379,0	56	15	13
SGT-900	1982	49500	32,7	15,3	386,0	5425	957	276,0	50	12	14
SGT-1000F	1996	67700	35,1	15,8	422,0	5400	1081	242,0	36	13	16
SGT6-3000E	1993	120500	34,7	14,2	849,0	3600	986	310,0	34	12	14
SGT6-2000E	1981	163300	34,5	11,8	1162,0	3000	1008	650,4	46	41	28
SGT6-5000F	1989	198300	38,0	17,4	1102,0	3600	1070	425,0	33	13	15
SGT6-8000F	1997	188200	36,5	13,4	1144,0	3000	1078	705,5	39	20	24
SGT6-6000G	1994	266300	39,3	20,1	1327,0	3600	1108	600,0	36	14	15
SGT6-4000F	1995	278000	39,1	17,2	1479,0	3000	1080	727,5	43	20	26
Solar Turbines											
Saturn 20	1985	1200	24,3	6,8	14,4	22516	940	19,8	20	6	7
Centaur 40	1992	3520	27,9	9,8	41,9	14950	830	57,4	32	8	10
Centaur 50	1993	4600	29,3	10,6	42,1	14950	950	60,5	32	8	10
Mercury 50	1997	4600	38,5	9,9	39,2	14186	705	129,7	37	10	13
Taurus 60	1993	5670	31,5	12,5	47,9	14950	950	72,3	32	8	10
Taurus 65	2005	6000	32,9	15,0	43,2	14950	1017	72,7	32	8	10
Taurus 70	1994	7520	33,8	16,1	59,4	15200	905	110,9	34	9	11

Продовження таблиці Д3.9

Фірма, модель двигуна	Рік випуску	Потужність, кВт	ККД, %	Ступінь підвищення тиску	Витрата газу, фунт/с (lb/s)	Частота обертів СТ, хв ⁻¹	Темпера-тура відхідних газів, °F	Маса, фунт·10 ⁻³ (lb·10 ⁻³)	Габарити, фут (ft)		
									L	B	H
Mars 100	1994	10690	32,5	17,4	92,1	11168	910	137,8	46	10	13
Titan 130	1998	15000	35,2	16,0	109,7	11170	925	147,6	46	11	11
Titan 130 Mobile	2005	15000	35,2	16,0	109,7	11170	925	147,6	46	11	11
Toshiba10											
PG9171E10	1987	126100	338	12,6	9210	3000	1009	1900	115	77	39
PG7241FA13	1994	171700	36,5	16,0	980,0	3600	1113	1642	180	75	31
PG9351FA10	1996	255600	36,9	17,0	14120	3000	1116	2400	112	25	50
PG6111FA10	2003	75900	35,0	15,6	447,0	5231	1117	800	120	20	34
Turbomeca11											
Makila	1988	1050	271	9,6	12,0	1500	941	19,8	20	6	7
Model 1800	2007	1800	36,1	7,9	19,8	22500	662	46,3	25	8	9
TM4000	1999	3890	29,2	—	—	1500	1040	—	—	—	—
TM5000	1999	5250	31,0	—	—	1500	968	—	—	—	—
Vericor											
VPS1	1974	514	21,4	10,4	7,7	1500	914	1,8	5	3	3
VPS3	1978	3106	26,9	8,8	28,1	15400	1114	1,3	4	3	3
VPS4	1999	3568	29,1	10,2	30,9	15400	1049	1,5	5	3	3

4.3. Загальна будова та конструктивні особливості ГТД зарубіжних фірм

Найбільших успіхів у галузі суднового газотурбобудування досягли американські фірми «General Electric Co.», «Pratt & Whitney Corp.», англійська фірма «Rolls-Royce Ltd.». Найбільш вдалим ГТД, створеним ними свого часу, є LM1500, LM1600, LM2500, LM2000, LM6000, FT-4A, FT8, «Олімп» та інші.

Двигун LM1500 був створений фірмою Дженерал Електрик на базі серійного авіаційного ТРД1-79, який випускається в декількох модифікаціях тією ж фірмою для винищувачів Фантом. Газогенератор LM1500 мав однокаскадний сімнадцятиступінчастий компресор зі ступенем підвищення тиску 12, трубчасто-кільцеву КЗ з 10 жаровими трубами і триступінчасту турбіну приводу компресора з температурою газу на вході

1115 К. Турбіна гвинта виконана одноступінчастою з частотою обертання 4950 хв^{-1} на режимі номінальної потужності 9200 кВт. Питома витрата палива на двигун за температури зовнішнього повітря 380 К становила $0,358 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, що відповідає ККД близько 23,5 %. *LM1500* виставлявся на СПК «Денісон», а потім увійшов до складу комбінованої дизель-газотурбінної установки двогвинтових кораблів берегової охорони типу «Ешвілл», яка містила два маршових дизеля фірми «Каммінз» і один прискорювальний ГТД *LM1500-PE10*.

Наприкінці 1967 р. на замовлення військово-морської транспортної служби США було побудовано транспортне судно «Адмірал В.М. Каллаган» водотоннажністю 24000 т, спеціально спроектоване для роботи з ГТУ. Енергетична установка судна двовальна, на кожен гребний вал через реверсивний двоступінчастий редуктор працював ГТД *FT-4A-2* номінальною потужністю 15300 кВт. При частоті обертання СТ 3600 хв^{-1} гвинт обертається з частотою 135 хв^{-1} , а судно розвиває швидкість ходу до 26 вуз. Питома витрата палива в експлуатації складала $0,315 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, що відповідає ККД ЕУ 26,6 %. Надалі ГТД *FT-4A-2* було замінено на вдосконалені двигуни *LM2500* фірми «Дженерал Електрик».

Двигун *FT-4A-2* почав створюватися американською фірмою «Пратт і Вітні» у 1961 р. на базі добре перевіреного в експлуатації авіаційного ТРД1-75, який встановлювався на винищувачах *F-105* та *F-106*, а також на пасажирських літаках «Боїнг 707-32». Компресор ГТД *FT-4A* двокаскадного виконання із загальним ступенем підвищення тиску 12 включає восьмиступінчастий КНТ з нерегульованими лопатками вхідного направляючого апарату і семиступінчастий КВТ; КЗ – трубчасто-кільцева, з нероз'ємним корпусом та вісьмома жаровими трубами, у кожній встановлено по шість форсунок; ТВТ – одноступінчаста, ТНТ – двоступінчаста.

У процесі конвертації ТРД1-75 у *FT-4A* була створена турбіна гвинта (ТГ), яка виконана двоступінчастою і приєднується до газогенератора за допомогою кільцевого дифузорового перехідника. До складу ТГ також входять спеціально спроектовані вихідний дифузор та газовідвідний патрубок, у якому потік газу повертається на 90° .

ГТД *FT-4A* у 60-ті роки став одним із основних морських турбінних двигунів, що встановлювалися на кораблях та суднах за кордоном. Зокрема, він увійшов до складу дизель-газотурбінної установки кораблів берегової охорони типу «Гамільтон», серія яких у кількості 38 одиниць почала будуватися в 1967 р. Пропульсивна установка цих кораблів виконана двовальною: на кожен гребний вал працює один ГТД «Фербенкс-Морзе» потужністю 2570 кВт; спільна робота дизеля та ГТД не передбачалася.

Пізніша модифікація розглянутого вище ГТД *FT-4A-6* була використана при створенні серії з чотирьох суден-контейнеровозів типу «Євролайнер», побудованих у ФРН фірмою «Райншталь Норд Зеєверке». Ці двогвинтові судна дедвейтом близько 28000 т мали проєктну швидкість 26,4 вуз. На кожен вал працював один ГТДД *FT-4A-12* потужністю 22 МВт. Перше судно цієї серії вступило в експлуатацію у 1971 р.

Двигун *LM2500* є одним із найпоширеніших ГТД фірми «Дженерал Електрик». Його перший зразок був виготовлений фірмою в 1969 р. *LM2500* створений на основі авіаційного турбовентиляторного двигуна ТР39, який призначався для транспортного літака «Телаксі С-5» фірми «Локхід» і мав високий ККД, великий ресурс та високу експлуатаційну готовність.

LM2500 – двигун двовальної конструкції, працює за простим циклом, включає газогенератор і силову турбіну. Газогенератор двигуна має шістнадцятиступінчастий компресор зі ступенем підвищення тиску 18. Вхідний напрямний апарат і напрямні лопатки перших шести ступенів виконані регульованими; камера згоряння – прямоточна кільцева. ТВТ має два ступені і працює в інтервалі частот обертання 4950...9800 хв⁻¹. Вільна силова турбіна шестиступінчаста, її інтервал робочих частот обертання 1000...3600 хв⁻¹.

Перевагою цього двигуна є висока економічність, за умов *ISO* ККД досягає 37,6 % при потужності 22800 кВт. Крім того, питома витрата палива, зі зміною потужності у широкому діапазоні навантажень, змінюється незначно. Так, при зниженні навантаження на 50 % питома витрата палива збільшується лише на 15 %. Після використання у 1969 р. на судні «Адмірал В.М. Каллаган» *LM2500* отримав широке застосування у ВМФ США та інших країн. Прикладом використання двигуна *LM2500* є його встановлення на поромі проєкту *H851500*.

Судна цього проєкту є сучасними швидкісними поромами із ГТУ. Це швидкохідні вантажопасажирські катамарани довжиною 124 м та шириною 40 м, які дозволяють транспортувати 1500 пасажирів та 375 легкових автомобілів або 80 автомобілів та 50 вантажівок. Три *H851500* були побудовані в Норвегії фірмою «Фіньярдз» у 1996-1997 рр.

З метою забезпечення експлуатаційної гнучкості ЕУ було обрано компонування блоків з основним та маршовим ГТД. Кожен блок має *LM2500* як головний двигун і *LM1600* – як маршовий, що мають потужності відповідно 20,2 і 13,07 МВт, забезпечують повну потужність ГТУ понад 66 МВт у двох блоках. Двигун *LM1600* використовується для швидкостей до 25 вузлів, із включенням *LM2500* швидкість досягала 32 вузлів.

При граничній швидкості використовуються всі чотири двигуни. Розрахункова максимальна швидкість судна становить 42 вузли, але у плаванні за умов спокійного моря швидкість досягала 45–46 вузлів.

Прикладом подальшого прогресу в судновому газотурбобудуванні є двигун 3-го покоління фірми Дженерал Електрик *LM1600*. Вперше він був показаний на виставці в Німеччині в 1985 р. Основою створення газогенератора ГТД *LM1600* став турбореактивний двигун *P404*. Близько 1600 двигунів цієї моделі мали до кінця 1988 р. сумарне напрацювання 1500000 год. ГТД *LM1600* – відносно простий за конструкцією. Виграшним у порівнянні з іншими двигунами слід вважати малу кількість ступенів компресорів. На відміну від ГТД *LM2500* і *LM1500*, цей двигун має двокаскадний компресор і вільну силову турбіну. Компресор низького тиску, при ступені підвищення тиску 4, виконаний двоступінчастим, а компресор високого тиску має сім ступенів з 474 робочими лопатками (при ступені підвищення тиску 5,5). Усього в компресорах ГТД *LM1600* менше 600 робочих лопаток при загальному ступені підвищення тиску 22,2 та витраті повітря 45 кг/с. У той же час у двигуна *LM1500*, який має загальний ступінь підвищення тиску 11,2 і витрату повітря 69,4 кг/с, їх близько 1000.

У процесі створення ГТД *LM1600* були вкорочені лопатки КНТ для отримання заданої витрати повітря, розроблено нову конструкцію переднього корпусу, зменшено площу соплового апарату ТВТ та проведено заміну матеріалів та покриттів ряду деталей. Кільцева камера згоряння має 18 форсунок і два пускові блоки.

Враховуючи високий рівень температури газу перед ТВТ, *LM1600* виконаний із розвиненою системою охолодження турбін. Для охолодження турбіни низького тиску та турбіни гвинта використовується повітря, яке відбирається з четвертого та сьомого ступенів КВТ. Повітря, що відбирається після КВТ, охолоджує соплові, робочі лопатки та диск одноступінчастої ТВТ.

Необхідно відзначити, що провідні світові виробники газотурбінної техніки створили велику кількість суднових і корабельних агрегатів, і навести докладний опис конструктивних особливостей їх у даному огляді практично неможливо.

На рис. ДЗ.10...ДЗ.16 представлені конструктивні схеми деяких агрегатів провідних світових фірм-виробників газотурбінних установок.

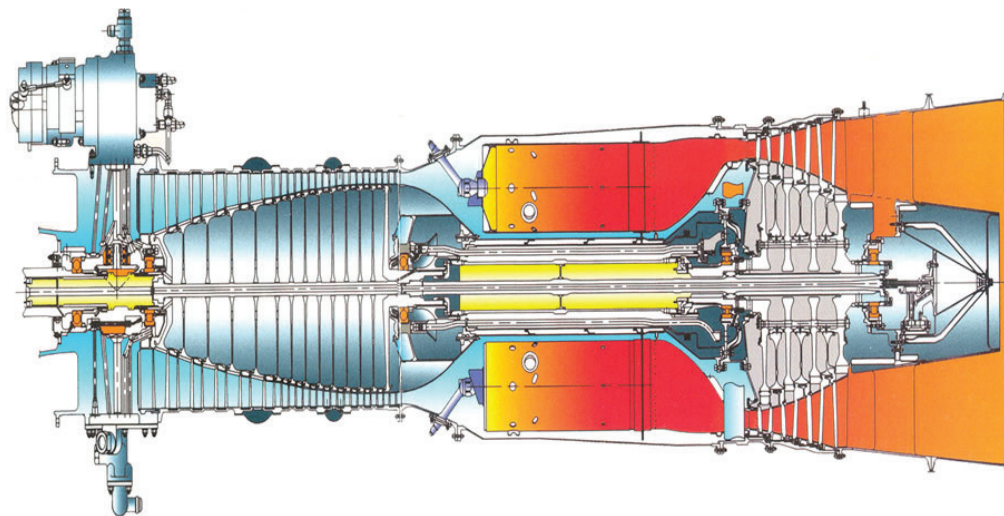


Рис. ДЗ.10. Конструктивна схема газотурбінного двигуна фірми *Alstom*

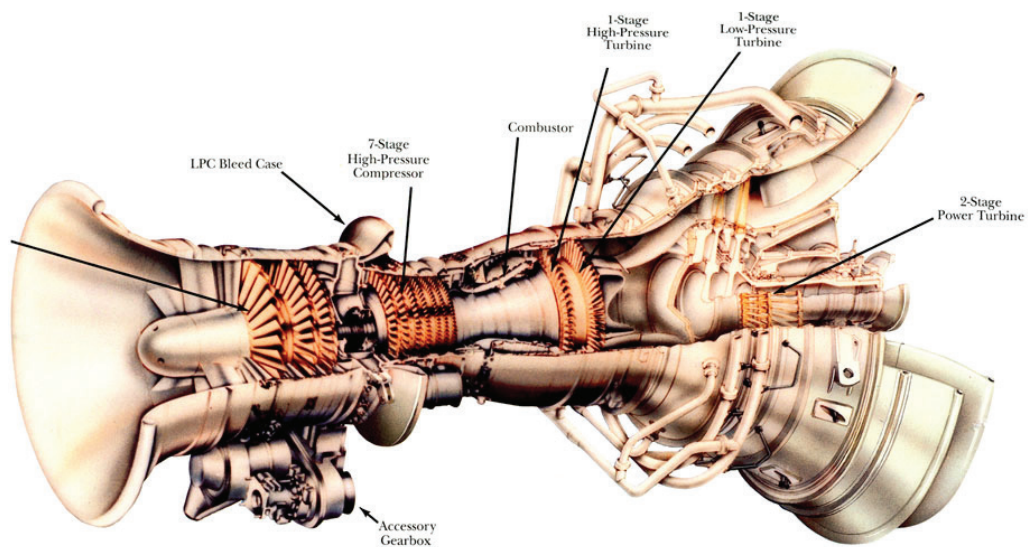


Рис. ДЗ.11. Розріз газотурбінного двигуна фірми *General Electric LM1600*

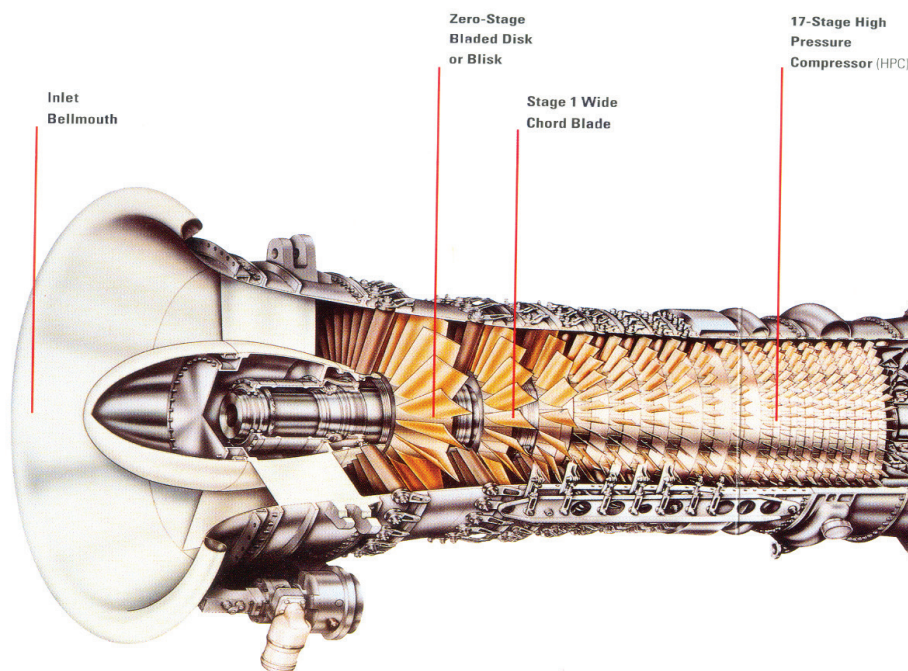


Рис. ДЗ.12. Конструктивна схема компресорної частини ГТД LM2500

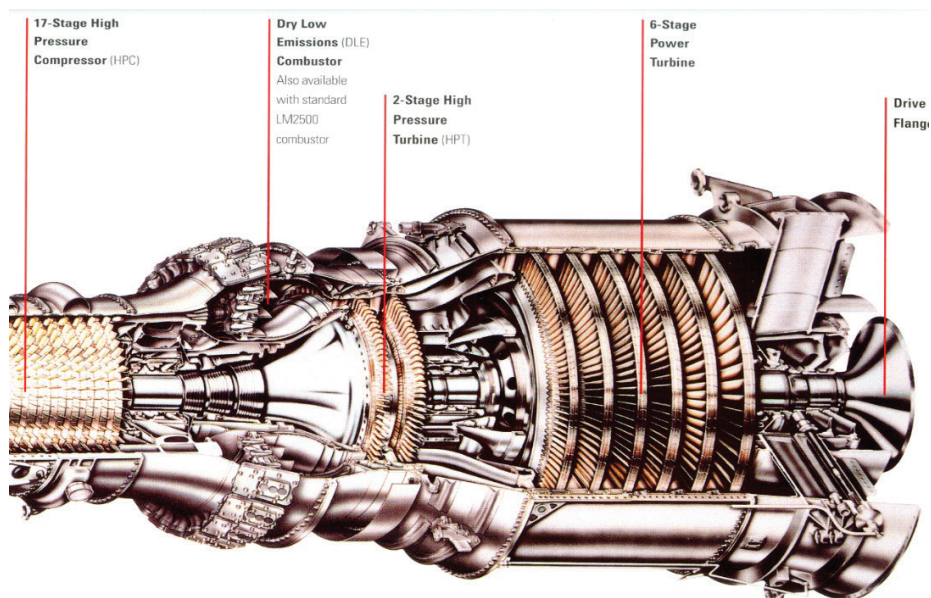


Рис. ДЗ.13. Конструктивна схема турбінної частини ГТД LM2500

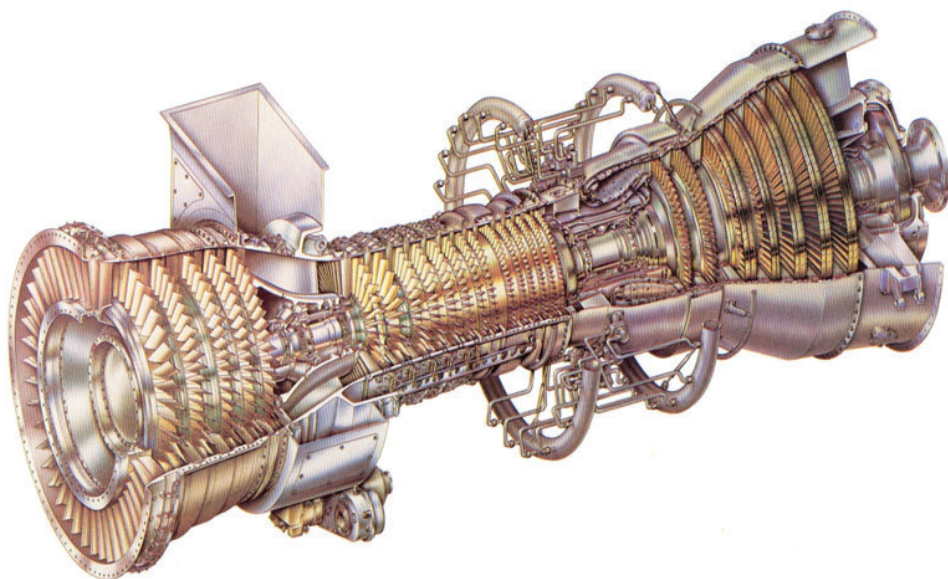


Рис. ДЗ.14. Конструктивна схема (розріз) ГТД фірми *General Electric LM6000*



Рис. ДЗ.15. Фото ГТД *LM2500+G4* фірми *General Electric*

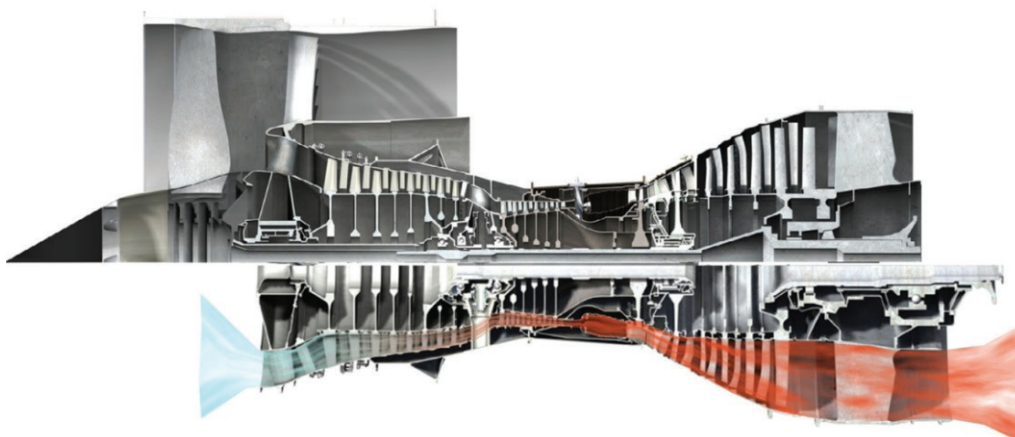
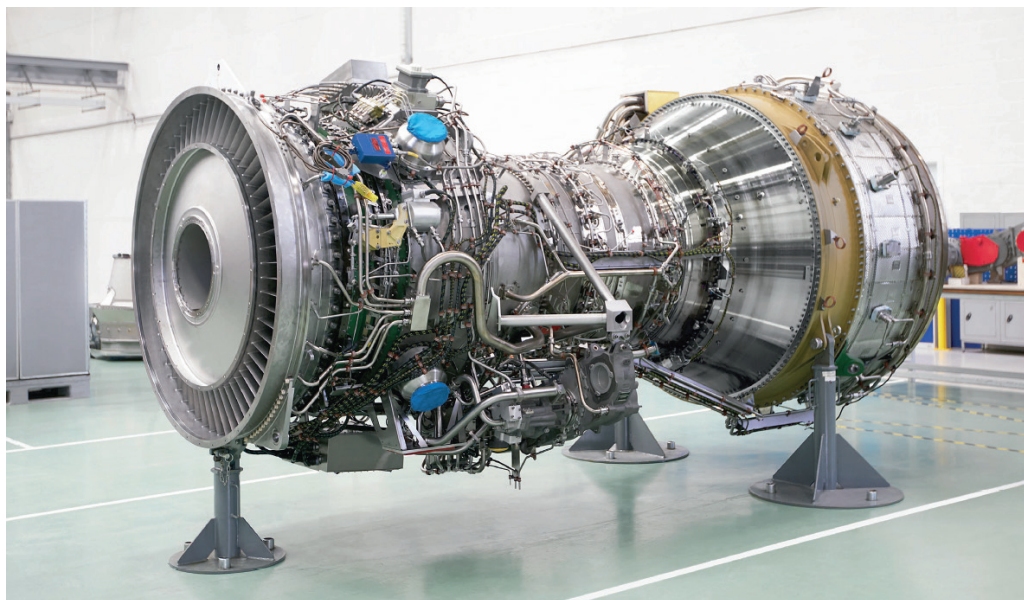


Рис. ДЗ.16. Фото і конструктивна схема ГТД МТ30 фірми *Rolls-Royce*

Навчальне видання

БОНДАРЕНКО
Микола Степанович
СЕРБІН
Сергій Іванович

ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Навчальний посібник

*Комп'ютерне верстання Н. М. Ковальчук
Коректор О. Є. Вакула*

Формат 70×100^{1/16}. Ум. друк. арк. 25,6. Тираж 100 пр. Зам. № 534-805.

ВИДАВЕЦЬ І ВИГОТОВЛЮВАЧ
Товариство з обмеженою відповідальністю фірма «Іліон».
54038, м. Миколаїв, вул. Бузника, 5/1.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1506 від 25.09.2003 р.