МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра "Суднові енергетичні системи та комплекси"

ТЕКСТИ ЛЕКЦІЙ

З дисципліни "Суднові турбінні установки"

Спеціальність 271 «Морський та внутрішній водний транспорт»

0деса-2026

Тексти лекцій розроблені старшим викладачем кафедри "Суднові енергетичні системи та комплекси" Клінаєвим Ю.В. згідно з навчальним планом та робочою програмою для студентів ННІМФ. Спеціальність 271 «Морський та внутрішній водний транспорт».

Тексти лекцій схвалені на засіданні кафедри "Суднові енергетичні системи та комплекси" ОНМУ «01» 06.2026р. (протокол № 25).

Тема №1

ВИДИ СУДНОВИХ ТУРБІННИХ УСТАНОВОК

В даний час на флоті застосовують суднові енергетичні установки (СЕУ) з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ), паровими турбінами (ПТУ), газотурбінними двигунами (ГТД) і комбіновані. Вибір виду СЕУ обумовлений типом і призначенням судна і здійснюється на основі порівняння багатьох техніко-економічних показників як СЕУ, так і судна в цілому. По питомій витраті палива паротурбінна установка поступається дизельній - **230 - 320** проти **200 - 230 г/(кВт год)**. Разом з тим ПТУ менш вимоглива до якості палива і при потужностях понад **20 тис. кВт** має меншу будівельну вартість, меншу масу і габарити і ряд інших переваг перед СЕУ з ДВЗ. Основні характеристики ПТУ морських транспортних суден вітчизняної та зарубіжної споруди наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Основні характеристики паротурбінних установок морських транспортних суден

Тип ПТУ, страна-изготовитель, год постройки	Агрегатная мощность, МВт	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	Параметры пара		Температура промежуточного перегрева пара, °С	Количество ступеней регенеративного подогрева
			давление, МПа	температура, °С		
ПТУ с ГТЗА типа ТС-1 (сухогрузные суда типа «Ленинский комсомол»), СССР, 1958	9,6	320	4,4	470	—	3
ПТУ с ГТЗА типа ТС-2 (танкеры типа «София»), СССР, 1963	14,0	330	4,4	470	—	2
ПТУ типа MST-13 (фирма «Дженерал электрик»), США, 60-е гг.	22,0	290	5,9	480	—	4
ПТУ типа MST-14 (фирма «Дженерал электрик»), США, 60-е гг.	22,0	245	10,3	515	515	5
ПТУ с ГТЗА типа ТС-3 (танкеры типа «Крым»), СССР, 1975	22,0	255	7,8	515	515	5
Проект ПТУ для супер-танкера (фирмы «Кавасаки» и «Хитачи»), Япония, 1976	60,0	230	13,7	540	540	5

Парова турбіна в даний час є єдиним реальним тепловим двигуном, де можливе використання ядерної енергії. У табл. 1.2 наведено основні технічні характеристики ЯЕУ побудованих суден. Газотурбінні установки (ГТУ) знаходять широке застосування на тих суднах, для яких особливо істотні переваги цих установок - мала питома маса, компактність, висока маневреність, можливість швидкої агрегатної заміни та ін. Разом з тим по економічності ГТУ поки поступаються дизельним установкам.

Таблиця 1.2. Основні характеристики окремих ядерних СЕУ

Показатели	Названия и типы судов, страна-изготовитель				
	ледокол «Ленин», СССР	ледокол «Леонид Брежнев» СССР	грузопассажирское «Саванна», США	рудовоз «Отто Ган», ФРГ	сухогруз «Мутсу», Япония
Год ввода в действие	1959	1975	1962	1968	1974
Количество движителей	3	3	1	1	1
Тип передачи	Электрическая	Электрическая	Зубчатая	Зубчатая	Зубчатая
Мощность СЭУ, МВт	32,5	55,0	14,7	7,4	7,4
Количество главных турбоагрегатов	4	2	1	1	1
Тип реакторов	ВВРД	ВВРД	ВВРД	ВВРД	ВВРД
Тепловая мощность реакторов, МВт	3×90	2×180	74	38	36
Тип ядерного топлива	UO_2	UO_2	UO_2	UO_2	UO_2
Начальное обогащение топлива по U_{235}, %	5	5	4,4	4	4
Параметры воды 1-го контура:					
давление, МПа	19,6	13,2	12,0	6,2	10,8
температура, °С	325	318	271	278	285
Параметры генерируемого пара:					
давление, МПа	3,0	3,0	3,3	3,0	4,0
температура, °С	310	310	240	273	250

Сучасні суднові ГТУ можна розділити на легкі і важкі. Основні характеристики суднових ГТУ наведені в табл. 1.3

Таблиця 1.3. Основні характеристики суднових ГТУ

Тип ГТУ, судно, страна-изготовитель, год постройки	Мощность, МВт	Температура газа перед ТВД, °С	Степень повышения давления	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	Удельная масса агрегата, кг/кВт
Одновальные установки с тяжелыми ГТД					
ГТУ-20, сухогрузное судно «Парижская коммуна», СССР, 1968	8,70	750	8,45	320	27,2
ГТД «Дженерал электрик», MS-5212R, накатное судно «Айрон Монарх», Австралия, 1974	12,85	900	6,9	275	—
ГТД «Дженерал электрик», MS-3002R, танкер «Шеврон Орегон», США, 1975	9,2	925	6,8	270	—
Двухвальные установки с легкими ГТД					
ГТД «Пратт Уитни», FT4A-2, накатное судно «Адмирал Каллаган», США, 1967	2×15,0	850	12	315	11,4
ГТД «Пратт Уитни», FT4A-12, контейнерное судно «Евролайнер», ФРГ, 1970	2×20,0	950	12	299	4,6

Досить широко ГТУ використовуються у військово-морському флоті, зокрема, на кораблях з динамічними принципами підтримки. Комбіновані установки виконуються як змішаного типу, так і з єдиним термодинамічним циклом.

Комбіновані установки змішаного типу складаються з декількох незалежних установок, наприклад ДВЗ і ГТУ. Такі установки застосовуються, коли судно має два ходових режиму, які суттєво різняться потужністю і тривалістю. Так, режим тривалого малого ходу може забезпечуватися ДВЗ, режим повного ходу - ГТУ або спільно ГТУ і ДВЗ.

Комбіновані установки з єдиним термодинамічним циклом застосовують з метою підвищення ККД установки при збереженні помірних масогабаритних характеристик. Прикладом може служити установка М-25 накатного судна «Капітан Смирнов», що складається з ГТД легкого типу і парової турбіни, пара для якої виробляється утилізаційним парогенератором за рахунок теплоти відпрацьованих газів ГТД.

У табл. 1.4 наведено основні характеристики деяких комбінованих установок.

Тип и название судна	Суммарная мощность, МВт	Число и тип движителей	Состав агрегатов и характеристика пропульсивной установки
Установки смешанного типа			
Ледокол «Норман Маклеод Роджерс» (Канада, 1970)	11,0	Два ВФШ	Два гребных электродвигателя, четыре дизель-генератора, два форсажных газотурбогенератора
Ледокол «Полар Стар» (США, 1977)	44,0	Три ВРШ	Три гребных электродвигателя, шесть дизель-генераторов, три форсажных ГТД, передающих мощность движителям через зубчатые редукторные передачи
Установки с единым термодинамическим циклом			
Лесовоз «Павлин Виноградов» (СССР, 1960)	3,9	Один ВФШ	Четыре свободнопоршневых генератора газа (СПГГ), один реверсивный газотурбозубчатый агрегат. Температура газа перед турбиной 450 °С. Удельный расход топлива 230 г/(кВт·ч)
Накатное судно «Капитан Смирнов» (СССР, 1979)	36,8	Два ВФШ	Два агрегата М-25, каждый включает: реверсивный ГТД, паровую турбину и общий редуктор. Удельный расход топлива 230 г/(кВт·ч)

ОСНОВНЕ ПРИЗНАЧЕННЯ І ВЗАЄМНЕ РОЗТАШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ТА ВУЗЛІВ СУДНОВИХ ПАРОВИХ ТУРБОАГРЕГАТІВ

Судова енергетична установка з паровими турбінами складається з парогенератора (це паровий котел або атомний реактор), парового турбінного агрегату, допоміжних механізмів і теплообмінних апаратів. Установка, що забезпечує заданий рух судна, називається головним турбінним агрегатом.

До його складу входять головні турбіни, головна передача, головний конденсатор, органи управління та регулювання, валоповоротний пристрій і підйомно-транспортне пристосування для розбирання та збирання турбін.

Турбінні установки з електропередачами зазвичай виконують однокорпусними, а турбозубчаті агрегати - двокорпусними, зустрічаються також турбозубчаті агрегати з трьох і більше корпусів. У двокорпусному агрегаті пар з парогенератора надходить в турбіну високого тиску (ТВТ), з неї - в турбіну низького тиску (ТНТ), потім направляється в конденсатор.

У трикорпусному агрегаті між ТВТ і ТНТ розташована проміжна турбіна середнього тиску (ТСТ). Пар поступає з ТВТ в ТСТ або безпосередньо, або після проміжного перегріву і йде з неї в ТНТ. В даний час ТСТ часто розташовують в одному корпусі з ТВТ (наприклад, ГТЗА танкера «Крим» ТС-3).

Оскільки турбіна є нереверсивним двигуном, то для забезпечення заднього ходу судна встановлюють турбіну заднього ходу (ТЗХ). Вона розміщується зазвичай в одному корпусі з ТНТ і складається з декількох ступенів. При наявності електропередачі або гвинта регульованого кроку (ГРК) необхідність в ТЗХ відпадає.

Для перепуску пари з одного корпусу в інший, а також для перепуску його в конденсатор з ТНТ встановлюють труби великого діаметра (ресивери).

Головна паротурбінна установка. Судна, обладнані головними паровими котлами, в якості головного двигуна використовують, як правило, парову турбіну, при цьому частіше двокорпусну.

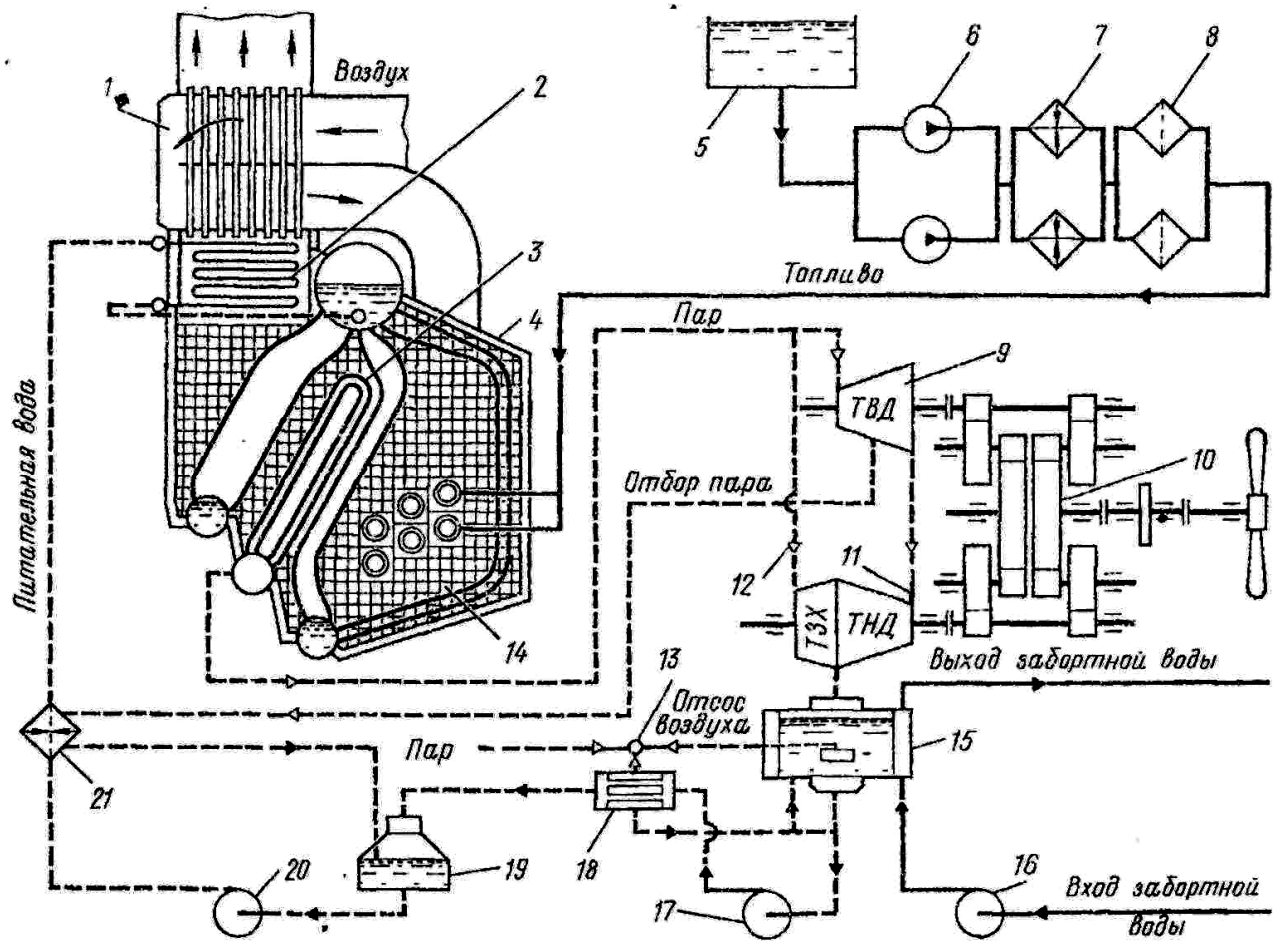
Принцип роботи такої установки (мал. 1.2) наступний: відпрацёваний в турбіні високого тиску (ТВТ) 9 перегрітий пар, вироблений в пароперегрівачі 3 головного котла 4, перепускается по ресиверу 11 в турбіну низького тиску (ТНТ) і потім направляється в конденсатор 15, по конденсаторним трубах якого прокачується охолоджуюча забортна вода від циркуляційного насоса 16.

Конденсація відпрацьованої пари відбувається в результаті зіткнення з холодними конденсаторними трубами конденсатора.

У працюючої установки паливо з видаткової цистерни 5 насосами 6 подається через підігрівачі 7 і фільтри 8 до форсунок в топку котла 14. Необхідне для горіння палива повітря нагнітається котельним вентилятором через підігрівач повітря 1, в якому підігрівається гарячими газами, що йдуть з котла.

В результаті прокачування конденсатора охолоджуючою забортною водою утворюється конденсат, який відкачується конденсатним насосом 17 через свій конденсатор і ежектор 13 і деаератор 19.

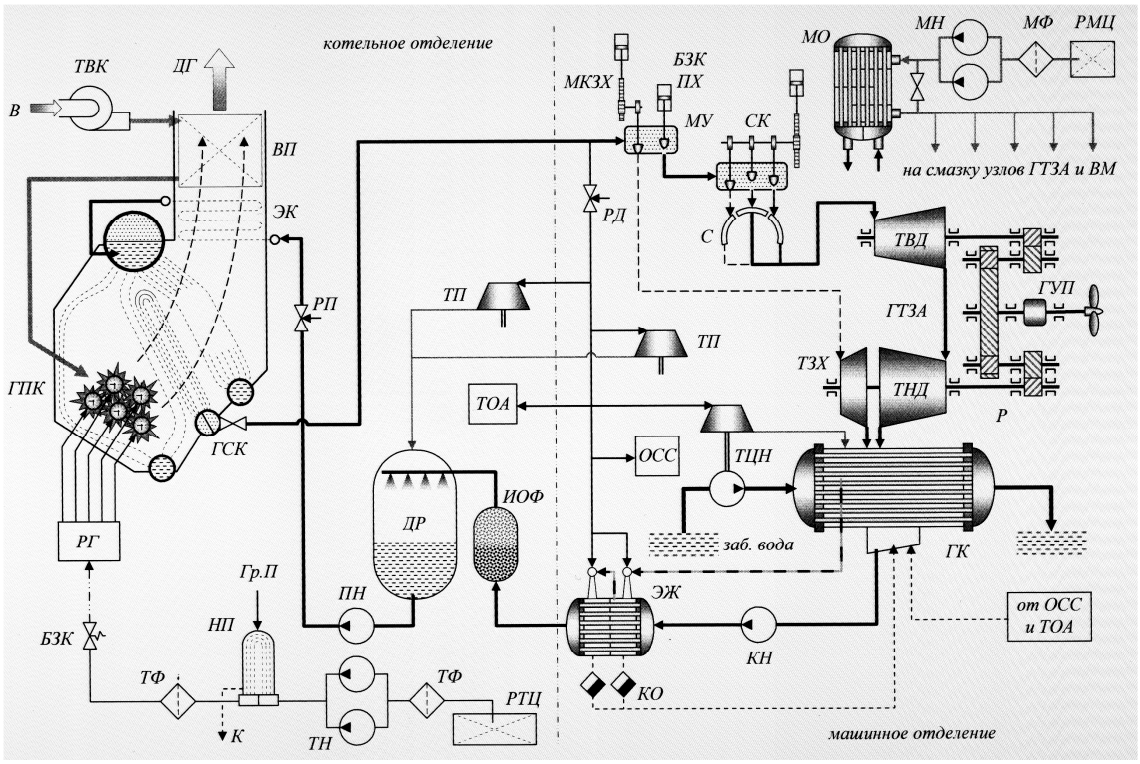
Ежектори це пароструминні насоси, призначені для відкачування повітря і інших газів з конденсаторів і створення в них розрідження. Завдяки розрідженню в конденсаторі створюється можливість розширення пари в турбіні до тиску нижче атмосферного і тому підвищується потужність і економічність турбіни, т. е. підвищується ступінь розширення пари в турбіні.



Мал. 1.1 Схема головної паротурбінної установки

За допомогою деаератора видаляються залишки повітря з живильної води, враховуючи, що наявність кисню в живильній воді викликає роз'їдання металевих поверхонь нагріву котла. Цистерна деаератора виконує одночасно роль підігрівача води і збирання конденсату, як теплий ящик у допоміжних установках. Попередньо підігріта в конденсаторі 18 вода насосом 20 знову прямує в котел через економайзер 2.

У корпусі ТНТ змонтована турбіна заднього ходу (ТЗХ), пар до якої підводиться по паропроводу 12. Передача крутного моменту від турбіни на гребний гвинт здійснюється через зубчастий редуктор 10. Корисна робота, вироблена головною турбіною, забезпечується спрацьовуванням наявного перепаду ентальпій пара по корпусам турбіни.



Мал. 1.2 Розгорнута схема КТЕУ

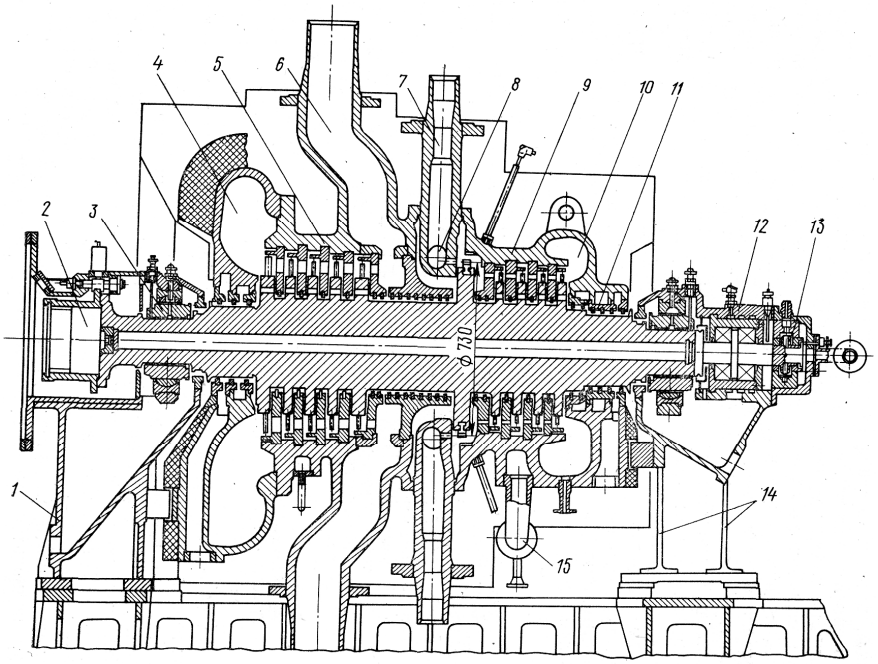
Турбоагрегат ТС-3. Як приклад сучасної конструкції турбоагрегату з проміжним перегрівом пари розглянемо конструкцію ТЗА ТС-3, встановленого на танкерних судах типу «Крим» водотоннажністю **180 тис. т**. ГТЗА складається з двокорпусної турбіни, трехступеневого редуктора і конденсаційної установки.

Турбіни високого і середнього тиску розміщені в одному корпусі (мал. 1.3), турбіна низького тиску - в окремому корпусі. ТЗХ відсутня, оскільки застосований гвинт регульованого кроку.

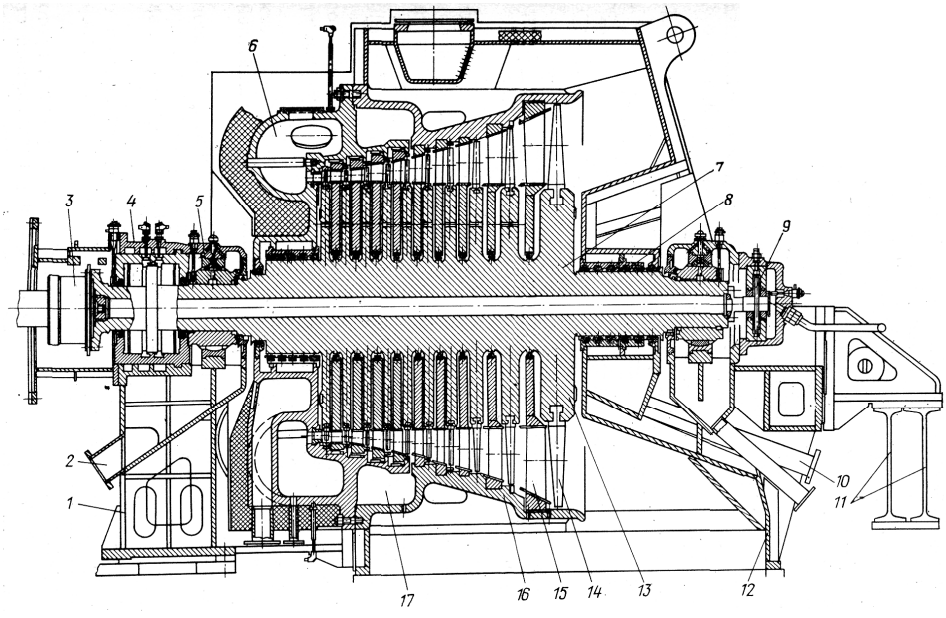
Технічна характеристика ГТЗА ТС-3

Потужність номінальна, кВт	22060	
Частота обертання, 1/с:		
ротора ТВТ—ТСТ		89,5
ротора ТНТ		47,5
гребного валу		1,42
Параметри пара перед БЗК:		
тиск, МПа	7,66	
температура, °С	510	
Параметры пара проміжного перегріву:		
тиск,, МПа	1,37	
температура, °С	510	
тиск,в конденсаторі, МПа		0,0051
Ефективний ККД	0,79	
Маса, т		300

ТВТ-ТСТ складається з п'яти активних ступенів високого тиску, після яких пар направляється в проміжний пароперегрівач, і п'яти активних ступенів середнього тиску, до яких пар підводиться після проміжного перегріву.



Мал. 1.3 Поздовжній розріз ТВТ-ТСТ ГТЗА ТС-3
1 - кормовий стілець; 2 - зубчаста муфта; 3 - опорний підшипник; 4 - відведення пара в ТНТ; 5 - ТСТ; 6 - підведення пара з вторинного пароперегрівача; 7 - підведення свіжого пара; 8 - соплова коробка ТВТ; 9 - ТВТ; 10 - відведення пара у вторинний пароперегрівач; 11 - кінцеве ущільнення; 12 - упорний підшипник; 13 - імпеллер; 14 гнучка опора; 15 - відбір пара



Мал. 1.4 Поздовжній розріз турбіни низького тиску ГТЗА ТС-3

1 - кормовий стілець; 2 - відведення мастила; 3 - зубчаста муфта; 4 - упорний підшипник; 5 - опорний підшипник; 6 - підведення пара з ТСТ; 7 - ротор; 8 - кінцеве ущільнення; 9 - импеллер; 10 - відсмоктування пара від ущільнень; 11 - гнучка опора; 12 - паровипускний патрубок;. 13 - диск; 14 - робочі лопатки; 15 - діафрагми; 16 - корпус; 17 - камера відбору пара

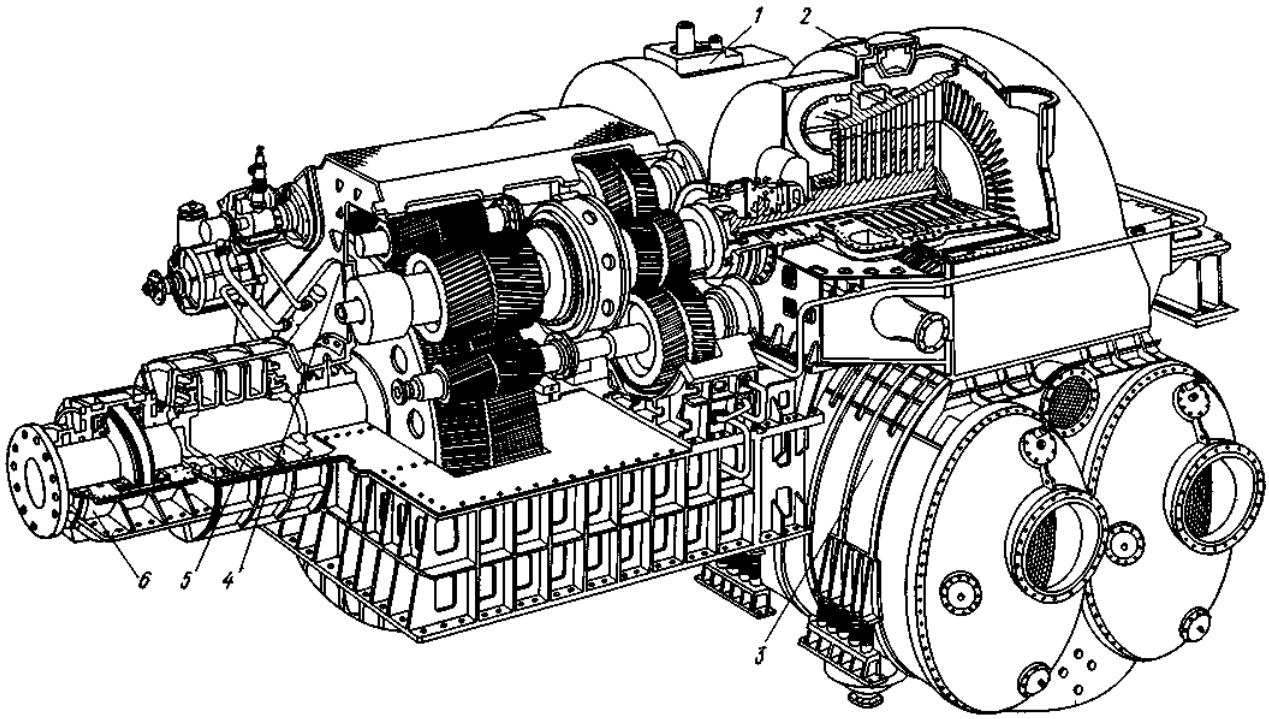
Потоки пара в ТВТ і ТСТ спрямовані від середини в протилежні сторони, що зменшує витоки пару через кінцеві ущільнення. Порожнини ступенів високого і середнього тиску розділені рознімною перегородкою з ущільненнями. Кінцеві частини корпусу утворюють випускні патрубки.

На мал. 1.4 представлена турбіна низького тиску турбоагрегату ТС-3. Діафрагми ступенів турбіни з другої по шосту - низького тиску, інші діафрагми - з залитими лопатками, виконані з чавуну підвищеної міцності.

На мал. 1.5 зображений двокорпусний головний турбозубчатий агрегат танкера «Крим». Він включає наступні вузли: ТВТ спільно з ТСТ 1, ТНТ 2, конденсатор 3, (зубчасту передачу) 4, сполучну муфту 5, головний упорний підшипник 6.

Конденсатор розташований під ТНТ і призначений для конденсації пари і створення розрідження за ТНТ. Зубчаста передача служить для зниження частоти обертання при передачі крутного моменту від турбіни на гребний гвинт.

Сполучна муфта передає крутний момент від редуктора до гребного валу. Головний упорний підшипник сприймає осьове зусилля від гребного гвинта і через фундамент редуктора передає його на корпус судна.



Мал. 1.5 Схема головного турбозубчатого агрегату ТС-3 танкера «Крим»:

1.- ТВТ з ТСТ; 2.- ТНТ; 3.- конденсатор; 4.- редуктор; 5.- сполучна муфта; 6.- головний упорний підшипник

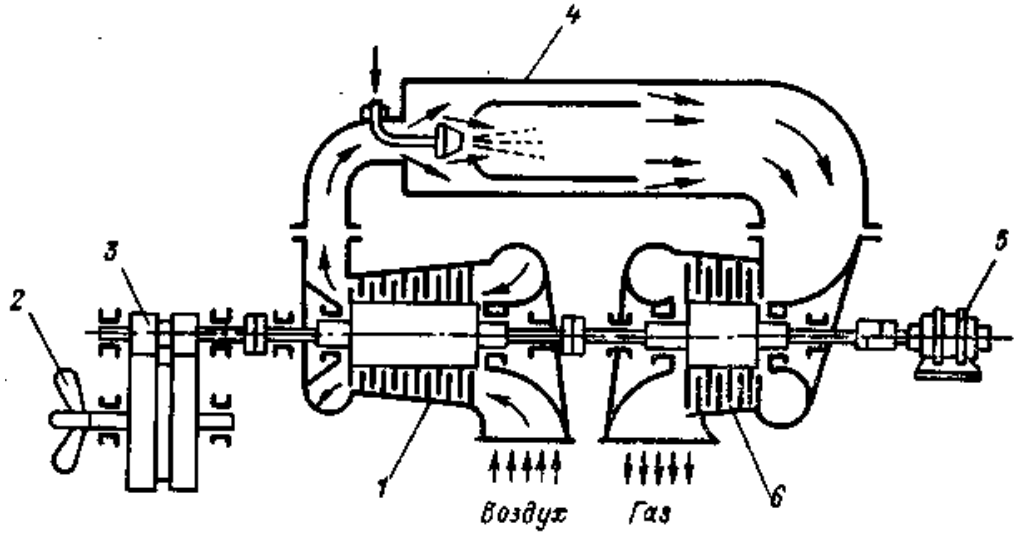
ГАЗОТУРБІННІ ДВИГУНИ. ОСНОВНІ ЕЛЕМЕНТИ, ПРИНЦИП ДІЇ.

Схема найпростішого суднового газотурбінного двигуна (ГТД відкритого циклу) представлена на мал. 1.6. Компресор 1 через вхідний патрубок засмоктує повітря і стискає його до певного тиску. Повітря з підвищеним тиском надходить в камеру згоряння 4, куди через форсунку безперервно подається паливо.

Паливо в камері згоряє при постійному тиску, і газ що утворився при цьому, прямує в газову турбіну 6, де його енергія перетворюється на робочих лопатках в механічну роботу. Турбіна обертає компресор і через зубчасту передачу 3 передає надлишкову потужність гребному гвинту 2.

Пуск газотурбінного двигуна проводиться пусковим двигуном 5, який надає компресору необхідну частоту обертання ротора, після чого в камеру згоряння подається через форсунку паливо, і установка починає працювати.

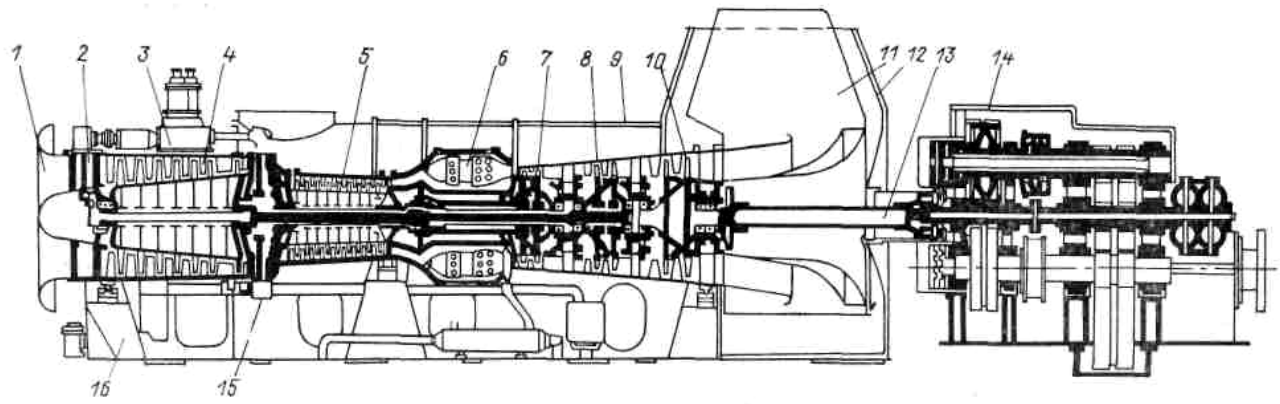
Газотурбінний двигун з зубчастої передачею і розташованими на спільній з ним рамі допоміжними механізмами і пристроями називається газотурбінним агрегатом. Газотурбінний агрегат з обслуговуючими його системами утворює газотурбінну установку (ГТУ).



Мал. 1.6. Схема найпростішого суднового газотурбінного двигуна

Для забезпечення високого К.К.Д. як на номінальному режимі, так і на режимах часткових навантажень всережимним ГТД виконують за ускладненою схемою.

На мал. 1.7 схематично представлений подібний газотурбінний двигун. ГТД складається з повітрозабірника 1, компресора низького тиску (КНТ) 4, компресора високого тиску (КВТ) 5, камери згоряння 6, ТВТ 7, ТСТ 8, ТНТ (турбіни гвинта) 10. Компресор високого тиску приводиться в обертання турбіною високого тиску, компресор низького тиску - турбіною середнього тиску (вал проходить всередині валу КВТ-ТВТ).



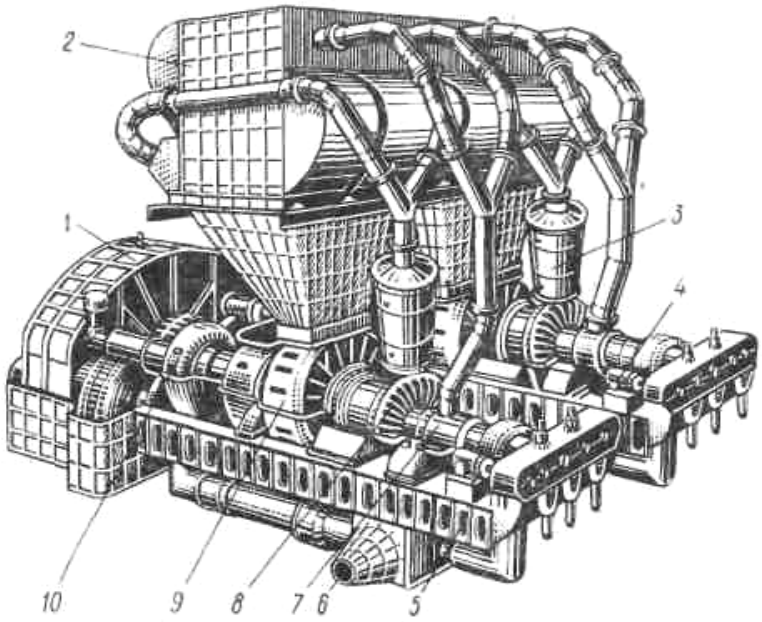
Мал. 1.7 Схема суднового газотурбінного двигуна легкого типу

Турбіна гвинта виробляє корисну потужність, яка через ресору 13 і редуктор 14 передається гвинту. Всі три турбіни мають різну частоту обертання.

Для передачі потужності від пускових електродвигунів і для приводу навішених допоміжних механізмів служать передня 2 і основна 3 коробки приводів. Маслоагрегат 15 також отримує енергію від валу компресора.

Всі елементи ГТД змонтовані на загальній рамі 16. Кожух 12 газовивідного патрубка 11 з'єднується з кожухом двигуна 9. Навколишнє повітря ежектує з відпрацьованими газами і, проходячи між кожухом і корпусом двигуна, охолоджує ці елементи.

Судова газотурбінна установка ГТУ-20 потужністю **8700 кВт** представлена на мал. 1.8.



Мал. 1.8. Газотурбінна установка ГТУ-20 (зовнішній вигляд)

Установка складається з двох самостійних двигунів ГТУ-10 потужністю **4350 кВт** кожний. Двигуни працюють через загальний редуктор на гребний гвинт регульованого кроку (ГРК).

До складу кожного двигуна входять два турбокомпресорних блока, змонтованих на загальній рамі 5, турбіна високого тиску 8 приводить в обертання компресор високого тиску 7, а турбіна низького тиску 9 - компресор низького тиску 10 і через редуктор 1 - ГРК.

Між КНТ і КВТ розташований проміжний повітряохолоджувач 6. Повітря перед надходженням в камеру згоряння 3 підігрівається за рахунок теплоти відхідних газів в регенераторі 2. Запуск здійснюється пристроєм 4. ГТУ-20 має дистанційне керування (автоматичне), нею може керувати одна людина з центрального поста управління.

Для газотурбінних установок простого циклу характерні значні втрати теплоти, в атмосферу з відпрацьованими газами. Зменшити ці втрати можна двома шляхами: ускладненням термодинамічного циклу шляхом введення регенерації теплоти або утилізацією теплоти відпрацьованих газів в теплоутілізаційному контурі (ТУК). Такі схеми суднових енергетичних установок називають ГТУ з ТУК або газопаротурбінними установками.

Застосування регенерації (підігрів повітря перед камерою згоряння в регенераторі) дозволяє повернути частину теплоти в цикл ГТУ, але це пов'язано з конструктивними ускладненнями установки.

Застосування утилізації теплоти в теплоутилізаційному контурі ГТУ простого циклу значно збільшує ККД установки при незначному підвищенні втрат тиску в газоповітряному тракті і утилізаційному парогенераторі.

Пар, що отримується в ТУК, можна використовувати не тільки для господарсько-побутових потреб, а й для приводу парової турбіни, що працює на спільний з ГТД редуктор. Такі установки дозволяють збільшити потужність на **25 - 30%** без додаткової витрати палива.

Прикладом подібної установки (мал. 1.9) є газопаротурбінна установка швидкісного великотоннажного накатного транспортного судна «Капітан Смирнов». Потужність установки **Ne = 2 × 18400 кВт**.

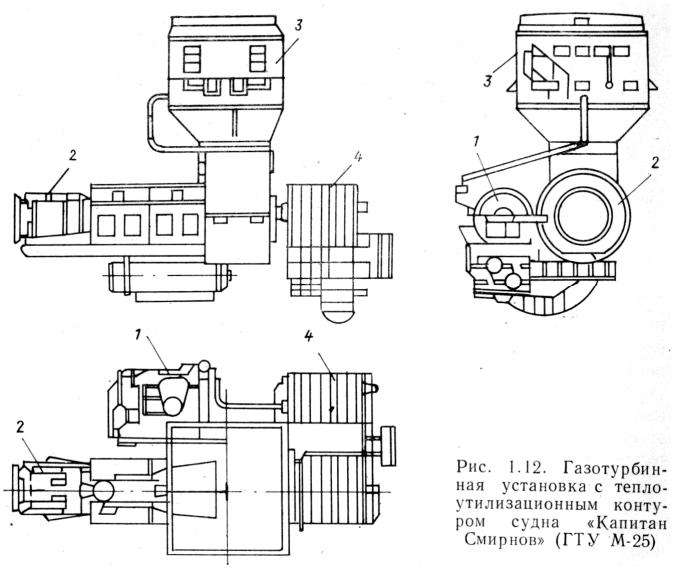


Рис. 1.12. Газотурбинная установка с теплоутилизационным контуром судна «Капитан Смирнов» (ГТУ М-25)

Мал. 1.9 Газотурбінна установка з ТУК (ГТУ М-25)

До її складу входять паротурбінний агрегат 1, газотурбінний двигун 2, утилізаційний парогенератор 3 і редуктор 4. ККД установки наближається до ККД малообертових дизельних установок при значно кращих масогабаритних показниках.

Такі установки в даний час привертають дедалі більшу увагу своєю економічністю, надійністю і простотою обслуговування. Крім того, ГТУ з ТУК може бути розташоване у відносно невеликому приміщенні, так як утилізаційний парогенератор розміщується в шахті машинного відділення.

Один теплоутилізаційний контур може утилізувати відпрацьовані гази від одного або двох ГТД.

ЕКОНОМІЧНІСТЬ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ І ТУРБОАГРЕГАТУ

Показники економічності. Суднова енергетична установка (СЕУ) характеризується рядом показників, аналіз яких наводиться у відповідному курсі. Тут же розглянемо вплив деяких факторів на економічність СЕУ і на конструктивні особливості турбоагрегату.

Теплова економічність СЕУ оцінюється або питомою витратою палива $b_e^{сэу}$, **кг/(кВт г)**, або ефективним ККД $\eta_e^{сэу}$.

Перша величина дорівнює кількості палива, що витрачається на вироблення **1кВт. г** енергії, $b_e^{сэу} = 3600\ B/N_e$; друга — відношенню корисної роботи до хімічної енергії палива:

$$\eta_e^{сэу} = N_e / B\ Q^p_н = 3600 / b_e^{сэу}\ Q^p_н$$

де N_e — потужність, що передається рушію, кВт;

B — секундна масова витрата палива, кг/с;

$Q^p_н$ — питома теплота згоряння палива, кДж/кг.

ККД паротурбінної установки $\eta_e^{пту}$ може бути також виражений через термічний ККД циклу η_t і ККД відповідних елементів:

$$\eta_e^{пту} = \eta_t\ \eta_{ПГ}\ \eta_{eT}\ \eta_В\ \eta_{В.П}$$

де η_t — термічний ККД циклу;

$\eta_{ПГ}$ — ККД парогенератора;

η_{eT} — ефективний ККД турбоагрегата;

$\eta_В$ — ККД валопровода;

$\eta_{В.П}$ — і коефіцієнт, що враховує витрату енергії на власні потреби.

Економічність і масогабаритні показники СЕУ характеризуються також питомою витратою робочого тіла d_e **кг/(кВт ч)**, під яким розуміють відношення витрати робочого тіла до ефективної потужності установки:

$$d_e = 3600G / N_e.$$

Питома витрата пара на еквівалентну турбіну, т. е. турбіну, що працює без відборів при тих же початкових і кінцевих параметрах пара і розвиваючу задану потужність, дорівнює:

$$b_e^0 = 3600 / H_0 \eta_e$$

З наведених формул випливає, що економічні показники СЕУ залежать від параметрів робочого тіла, теплової схеми і досконалості окремих елементів.

Вплив параметрів пара. Підвищення початкового тиску і температури пара і зниження його кінцевого тиску призводять до підвищення термічного ККД циклу.

Параметри пара позначаються також на ефективному ККД турбоагрегату. Підвищення початкового тиску пара призводить до зменшення довжини лопаток і збільшення вологості в кінці процесу розширення, що негативно впливає на η_{eT}.

Підвищення початкової температури, хоча і викликає необхідність збільшення зазорів в ущільненнях з урахуванням теплових розширень, проте в цілому призводить до зростання η_{eT} (перш за все за рахунок зменшення вологості пара на останніх щаблях турбіни, де вона не повинна перевищувати **10 - 12%**).

Зі збільшенням потужності турбоагрегату збільшуються розміри його елементів, менше позначаються втрати на витоки, і η_{eT} зростає.

Проміжний перегрів пари. Після розширення в частині турбіни високого тиску пар може бути направлений в проміжний пароперегрівач, а після перегріву повернутий в турбіну, де розширення його продовжиться. Вторинний перегрів зменшує витрату палива на **3 - 4%.** Одночасно ускладнюється конструкція та експлуатація СЕУ, так як під час маневрування і роботи на задній хід проміжний перегрів повинен бути відключений.

Регенеративні відбори пара. Як уже зазначалося, в СЕУ транспортних суден широко використовують підігрів живильної води паром, що відбирається з проміжних ступенів турбіни. Повернення (регенерація) в цикл частини теплоти, яка в конденсаторі віддається охолоджуючої воді, підвищує термічний ККД.

При цьому відбувається зменшення витрат палива і деяке збільшення витрати пара на турбоагрегат. Останнє сприятливо позначається на ККД турбіни в частині її високого тиску внаслідок збільшення довжини коротких лопаток. Одночасно відбір пара з проміжних ступенів зменшує надмірну довжину лопаток в частині низького тиску, що також призводить до підвищення ККД. В сучасних СЕУ зазвичай застосовують **3 - 5** ступенів підігріву.

Застосування навішених механізмів. Витрата палива в СЕУ визначається з урахуванням забезпечення енергією всіх допоміжних механізмів. Привід живильних пристроїв і генераторів електричного струму від ГТЗА, що має більш високу економічність, ніж у допоміжних турбін, дозволяє підвищити ККД всієї установки.

Його доцільно застосовувати, якщо частота обертання турбоагрегату постійна (гвинт регульованого кроку) або в установках, що працюють на тривалих ходових режимах з номінальною потужністю; в цих випадках економія палива може скласти **2 - 2,5%.** Застосування навішених механізмів і схем сприятливо позначається на ККД турбоагрегату, зважаючи на збільшення потужності останнього.

В даний час в СЕУ з проміжним перегрівом використовується пар з початковими параметрами $P_П$ **= 6 ÷ 10 МПа,** $t_П$ **= 510 ÷ 530 °С**; питома витрата палива при цьому зазвичай складає b_e **= 0,26 ÷ 0,245 кг/(кВт ч)**.

В установках без проміжного перегріву $P_П$ **= 4 ÷ 6 МПа**, $t_П$ **= 450 ÷ 510 °С**, b_e **= 0,31 ÷ 0,29 кг/(кВт ч)**

Абсолютний тиск в конденсаторі суднових установок $p_к$ **= 0,005 МПа**.

Турбіни атомних суднових енергетичних установок

В якості атомних енергетичних установок (АСЕУ) на транспортних суднах знайшли застосування двоконтурні установки з водо-водяними реакторами тиску (ВВРТ). У першому контурі такої установки циркулює вода під тиском, яка служить як сповільнювачем нейтронів, так і теплоносієм.

Ця вода, нагріта в реакторі, надходить в спеціальний теплообмінник - парогенератор, де відбувається утворення насиченого або злегка перегрітого пару з води другого контуру.

Для забезпечення температурного перепаду між контурами тиск води на виході з реактора має бути на **3 - 10 МПа** вище, ніж тиск пара на вході в турбіну. Таким чином, підвищення початкового тиску пара пов'язано з труднощами створення реактора, який надійно працює під великим тиском.

Зазвичай в суднових конструкціях початкові параметри пара:

- тиск **3 — 4 МПа;**
- температура **240 – 310 °С**, що поряд з відсутністю регенеративних відборів пара призводить до знижених значень термічного ККД.

Турбоагрегати АСЭУ мають такі особливості:

1. Малий перепад ентальпій. Мала величина H_0 часто дозволяє виконати турбіну однокорпусної конструкції.
2. Великі об'ємні витрати пара. Знижені значення H_0 і найгірший ККД призводять до значного збільшення питомої витрати пари. Для зменшення довжини лопаток останнього ступеня ТНТ виконують двопроточними.
3. Робота всіх або більшості ступенів в області вологого пару. З метою зменшення втрат від вологості застосовують різні методи сепарації. Найбільш широко використовується периферійна сепарація, коли краплі вологи, що знаходяться в закрученому потоці або на поверхні робочих лопаток, відцентровою силою відкидаються до периферії і за спеціальними канавках відводяться з турбіни.

4. Спеціальні заходи по зменшенню ерозії лопаток. Вони полягають, крім вологовідведення, в збільшенні зазорів між напрямними і робочими лопатками в периферійній області, зменшенні окружної швидкості на периферії лопаток і т. д.

5. Особливості регулювання турбін. Для АСЕУ більшою мірою, ніж для звичайних установок, регулювання турбін пов'язано з регулюванням всього блоку і суттєво залежить від типу реактора і способу зміни його потужності. У разі аварійної зупинки турбоагрегату неможливо негайно зупинити реактор, звідси необхідність в перепуску свіжого пару в конденсатор.

Зміна навантаження турбіни визначається типом пароросподілу. У стаціонарних установках застосовують як соплове (кількісне), так і дросельне (якісне) регулювання; на суднах переважно останнє як більш просте.

Менший термічний ККД і менший ККД турбоагрегату АСЕУ обумовлюють ККД $\eta_e^{\text{пту}}$ = **0,22 ÷ 0,25** (порівняно з **0,30 — 0,34** для сучасних ПТУ на органічному паливі).

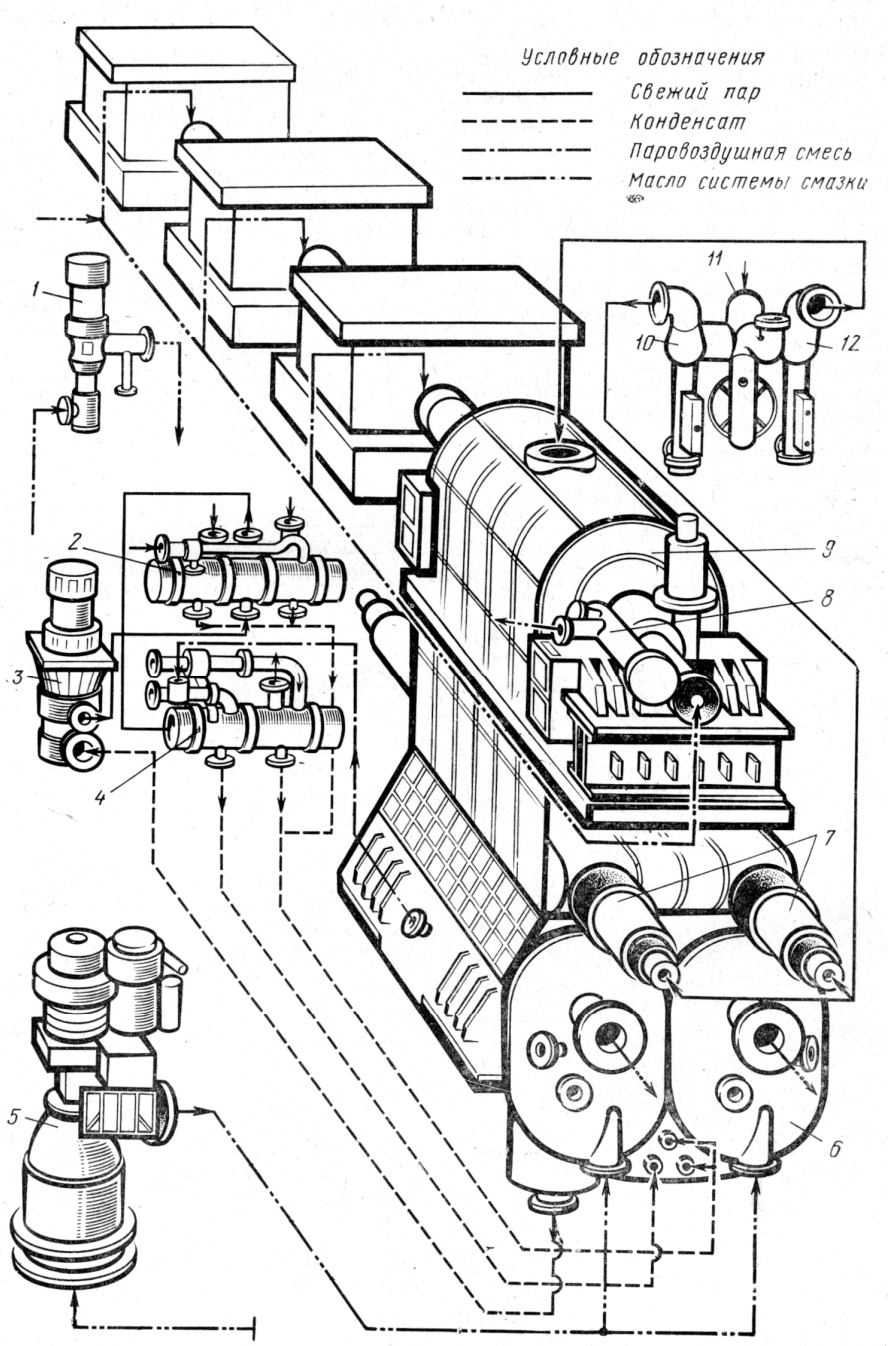
Питома витрата пара становить **8 — 11 кг/(кВт г)**, що в **3 — 4** рази перевищує значення, характерні для звичайних установок.

Разом з тим слід мати на увазі, що рентабельність транспортного судна оцінюється комплексом показників, куди крім ККД енергетичної установки входять вартість палива, вартість парогенеруючої установки, її маса і розмір і т. п. Ядерне паливо в **1,5 - 1,7** рази дешевше органічного. Кількість ядерного палива, що завантажується в активну зону реактора, може забезпечити безперервну експлуатацію атомного судна до **5 років і більше** без обмеження його автономності та дальності плавання.

В результаті, не дивлячись на велику масу і габарити самої АСЕУ в порівнянні зі звичайною ПТУ, з урахуванням маси й обсягу запасів органічного палива переваги залишаються за атомними установками, причому зі зростанням потужності ці переваги збільшуються. АСЕУ стають конкурентоспроможними з ПТУ звичайного типу при потужностях **15 - 60 тис. КВт**.

Слідом за першим в світі атомним криголамом **«Ленін»** вітчизняна промисловість в 1972-1977 рр. побудувала нові, ще більш досконалі по економічності, швидкохідності і маневреності атомні криголами **«Арктика»** і **«Сибір».** Унікальні за своїми характеристиками головні турбіни цих криголамів були спроектовані і виготовлені ленінградським виробничим об'єднанням «Кіровський завод».

Атомна енергетична установка криголамів складається з двох ГТГ змінного струму сумарною потужністю **55147 кВт.**



Мал. 1.10 Загальний вигляд головного турбогенератора атомного криголама

Кожен турбогенератор (мал. 1.10) включає однокорпусну парову турбіну 9 з навішеним масляним насосом 8, двопроточний конденсатор 6 з дросельно-зволожувальним пристроєм 7, обслуговуючі допоміжні механізми: турбоциркуляційний насос 5, електроконденсатний насос 3, головний ежектор 4, ежектор системи відсмоктування пара від кінцевих ущільнень 2, резервний електромасляний насос 1 і три послідовно з'єднаних з турбіною генератора з випрямлячами струму.

Крім того, до складу ГТГ входять блок парових клапанів, що складається з БЗК 11, регулюючого клапана 12 і клапана травлення 10, блок регулювання і інші елементи управління, регулювання та захисту турбоагрегату.

Клапан травлення призначений для перепуску надлишку свіжого пару через дросельно-зволожувальну установку в конденсатор і підтримки цим постійного тиску пара перед турбіною.

Такий надлишок свіжого пара має місце в тих випадках, коли продуктивність атомної парогенеруючої установки перевищує витрати свіжого пару на головні турбіни та інші споживачі. Управління клапанами здійснюється автоматично за допомогою гідравлічної системи регулювання або дистанційно за допомогою електроприводу.

Дросельно-зволожувальні пристрій служить для зниження тиску і температури пари, що надходить через клапан в головний конденсатор. Тиск знижується послідовним дроселюванням пара в декількох плоских решітках з отворами, а температура пара - за допомогою охолодження його конденсатом, що подаються в камери змішання з допомогою форсунок, встановлених між декількома дросельними гратами.

Турбіна головного турбогенератора - однокорпусна, двопроточна, активно-реактивного типу. Її максимальна потужність **27575 кВт**, частота обертання ротора **3500 об/хв**. Тиск і температура пара перед БЗК становлять відповідно **2,94 МПа і 300 °С**, тиск в конденсаторі **0,0069 МПа**.

Завдяки зниженому тиску в конденсаторі, розвиненої проточної частини, досконалим в аеродинамічному відношенні профілів лопаток турбіна має високу в порівнянні з турбінами аналогічних параметрів економічність. Питома витрата пара в ній становить **5,17 кг/(кВт год)** проти **6,39 кг/(кВт год)** в турбіні атомного криголама «Ленін».

Головні турбогенератори атомного криголама.

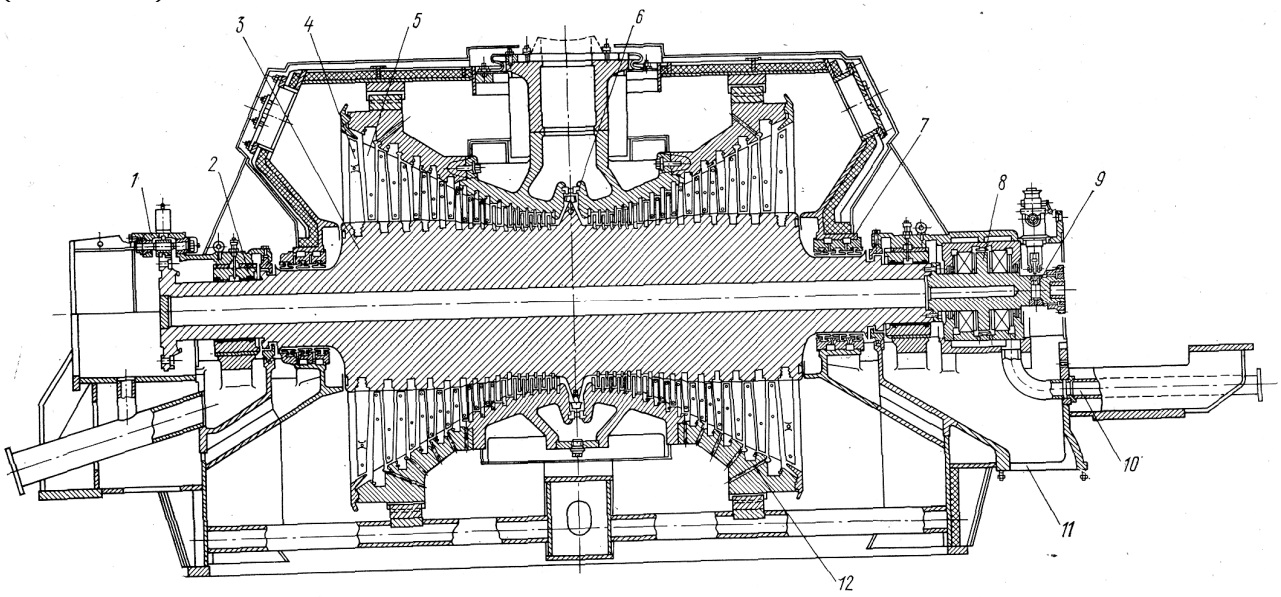
До складу енергетичної установки криголама входять два головних турбогенератора (ГТГ) сумарною потужністю **55150кВт**.

Кожен турбогенератор складається з турбіни і трьох послідовно з'єднаних з нею електрогенераторів змінного струму.

Технічна характеристика ГТГ

Потужність номінальна, кВт	27575
Частота обертання ротора,1/с	58,3
Параметри пара перед БЗК:	
тиск, МПа	2,94
температура, °С	300
Тиск в конденсаторі, МПа	0,0069
Ефективний ККД	0,72—0,73
Маса, т	234

Турбіна головного турбогенератора однокорпусна. Для зменшення довжини лопаток турбіна виконана двопроточною, при цьому ротор розвантажений від осьового зусилля. Перша ступінь - активна двостороння, радіальна, інші реактивні (мал. 1.11).



Мал. 1.11 Поздовжній розріз однокорпусному турбіни атомного криголама

1 - пристрій для осьового переміщення ротора; 2 - опорний підшипник; 3 - ротор; 4 - робоча лопатка; 5 - напрямна лопатка; 6 - радіальна щабель; 7 - ущільнення; 8 - упорний підшипник; 9 - граничний регулятор; 10 - підведення мастила; 11 - злив мастила; 12 - дренажний канал

Турбіна має зовнішній і внутрішній корпуси. Зовнішній корпус виконаний зварним заодно зі стільцями. Носовий стілець кріпиться до фундаменту жорстко, кормовий встановлений на гнучких опорах. Внутрішній корпус центрується в зовнішньому чотирма поздовжніми шпонками.

Ротор турбіни цельнокований. Опорні підшипники несамоустановлювальні, упорний підшипник має зрівняльний пристрій. Регулювання потужності - якісне. Крім БЗК є клапан регулювання (дросельний) і клапан травлення, призначений для перепуску надлишкового пара через дросельно-зволожувальну установку в головний конденсатор.

РОЗМІЩЕННЯ КТЕУ НА СУДНІ

Спосіб розміщення КТЕУ на судні залежить від класу судна, роду виконуваних ним завдань, обсягів енергетичних приміщень, типу теплової схеми енергетичної установки і від багатьох інших факторів.

Для одновального судна зазвичай застосовується *спільне розміщення* котельної і турбінної установки в єдиному машинно-котельному відділенні (мал. 82.а). При цьому роботу єдиного ГТЗА можуть забезпечувати один - два головних котла.

Розміщення всіх головних і допоміжних механізмів в одному відсіку судна сприяє скороченню довжини трубопроводів обслуговуючих систем, головних і допоміжних паропроводів, полегшує управління і спостереження за роботою установки з поста дистанційного керування. Варіантів розміщення основного обладнання КТЕУ на суднах, що мають дві, три і чотири лінії валу, набагато більше.

Основними способами розміщення КТЕУ при цьому є:
- *лінійний;*
- е*шелонний;*
- *сумісно-ешелонний* способи розміщення.

ЛІНІЙНЕ РОЗМІЩЕННЯ

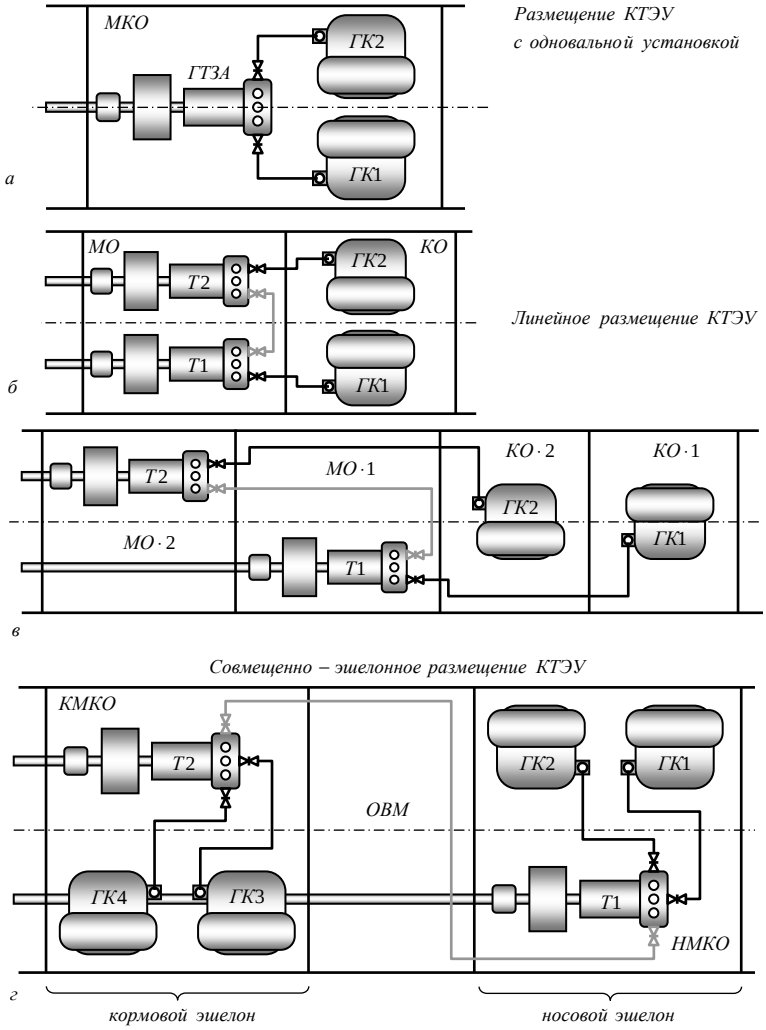
При лінійному розміщенні КТЕУ на судні котли розташовуються в котельних відділеннях, головні турбіни - в турбінних відділеннях. При цьому всі турбінні відділення судна розташовуються в кормі за всіма котельними відділеннями. Можливі два варіанти лінійного розміщення.

Перший варіант (рис. 1.12 б) передбачає розміщення всіх котлів судна з обслуговуючими їх системами в котельному відділенні, всіх турбоагрегатів - в наступному за ним машинному відділенні. При такому розміщенні досягається максимальна компактність установки, мінімальна протяжність енергетичних приміщень, систем і паропроводів.

При цьому можлива робота кожного котла на свій ГТЗА, або за допомогою перемичок по паровим і водяним системам допускається робота в таких випадках:
- лівий котел на правий ГТЗА,
- правий котел на лівий ГТЗА,
- робота одного котла на обидва ГТЗА.

Недоліком такої схеми розміщення є той факт, що при аварійному ушкодженні котельного (або машинного) відділення, всі котли (або турбіни) виходять з ладу, що робить неможливим дачу судном ходу.

Другий варіант лінійного розміщення (мал. 1.12 в) передбачає розміщення кожного котла з обслуговуючими системами в своєму котельному відділенні, кожного ГТЗА - в своєму машинному відділенні. При цьому забезпечується підвищена живучість установки (при аварійному ушкодженні одного з котельних або машинних відділень судно не залишиться без ходу, практично завжди залишається можливість дати хід від неушкодженого котла або ГТЗА), але такий варіант розміщення збільшує протяжність приміщень енергетичної установки, довжину паропроводів і систем ГЕУ .



Мал. 1.12. Способи суміщеного, лінійного і сумісно-ешелонного розміщення КТЕУ на судні.

МО – машинне відділення; *КО* – котельне відділення; *МКО* – машинно-котельне відділення; *НМКО* – носове МКО; *КМКО* – кормове МКО; *ОВМ* – відділення допоміжних механізмів.

ЕШЕЛОНЕ РОЗМІЩЕННЯ

У такій схемі розміщення КТЕУ (мал. 1.13) кожне машинне відділення судна розміщується слідом за обслуговуючими його котельнями відділеннями. При цьому котельні і машинні відділення, що працюють спільно, утворюють автономний ешелон енергетичної установки.

У разі двовальної схеми розміщення ешелони мають найменування: носовий (або правий) і кормовий (або лівий).

При трьохвальній схемі розміщення - носовий, середній і кормовий ешелони. За допомогою міжешелонних перемичок по паровим системам і конденсату, можлива робота котлів одного ешелону на ГТЗА будь-якого іншого ешелону.

Ешелонне розміщення основних механізмів КТЕУ забезпечує найвищу ступінь живучості енергетичної установки серед інших схем розміщення, але в той же час енергетичні приміщення при такій схемі розміщення володіють найбільшою протяжністю по довжині судна.

СУМІСНО -ЕШЕЛОННЕ РОЗМІЩЕННЯ

Сумісно-ешелонна схема розміщення обладнання КТЕУ передбачає розташування в кожному машинно-котельному відділенні двох головних котлів разом з ГТЗА (мал. 1.12 г).

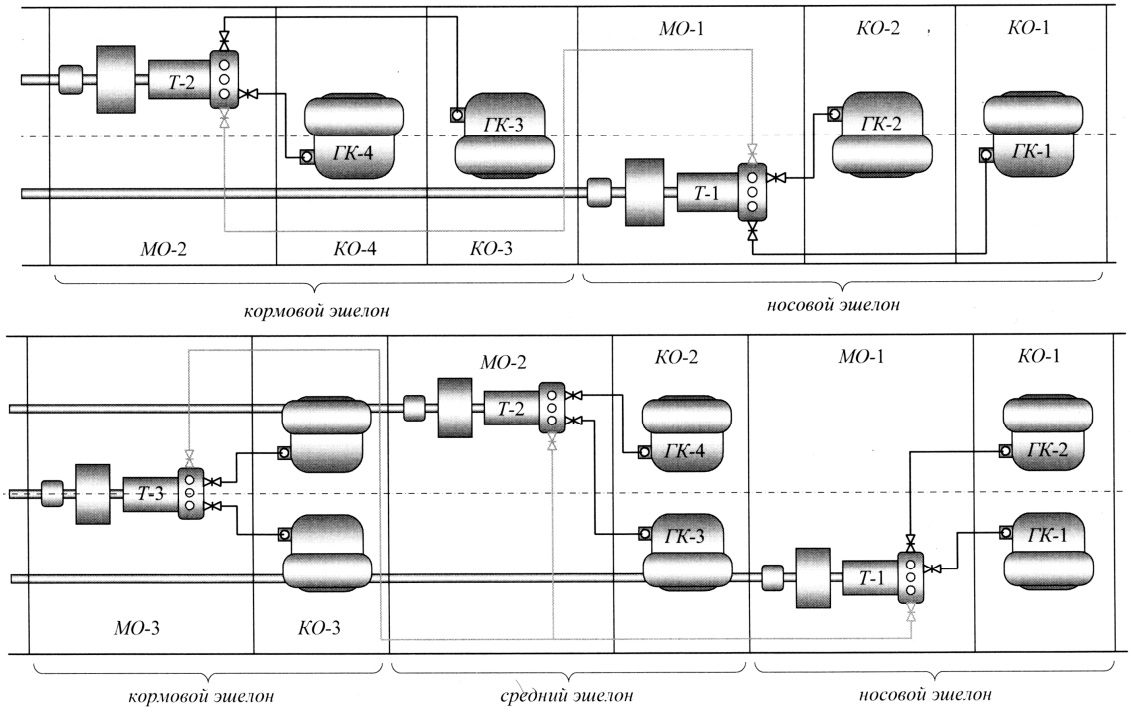
При цьому значно скорочується довжина паропроводів і трубопроводів обслуговуючих систем, підвищується зручність експлуатації установки.

Обидва ешелону - носовий і кормовий - є автономними, але за допомогою перемичок по пару і обслуговуючим системам можлива робота котлів носового ешелону на обидва ГТЗА, або ГТЗА кормового ешелону; і котлів кормового ешелону на обидва ГТЗА, або ГТЗА носового ешелону.

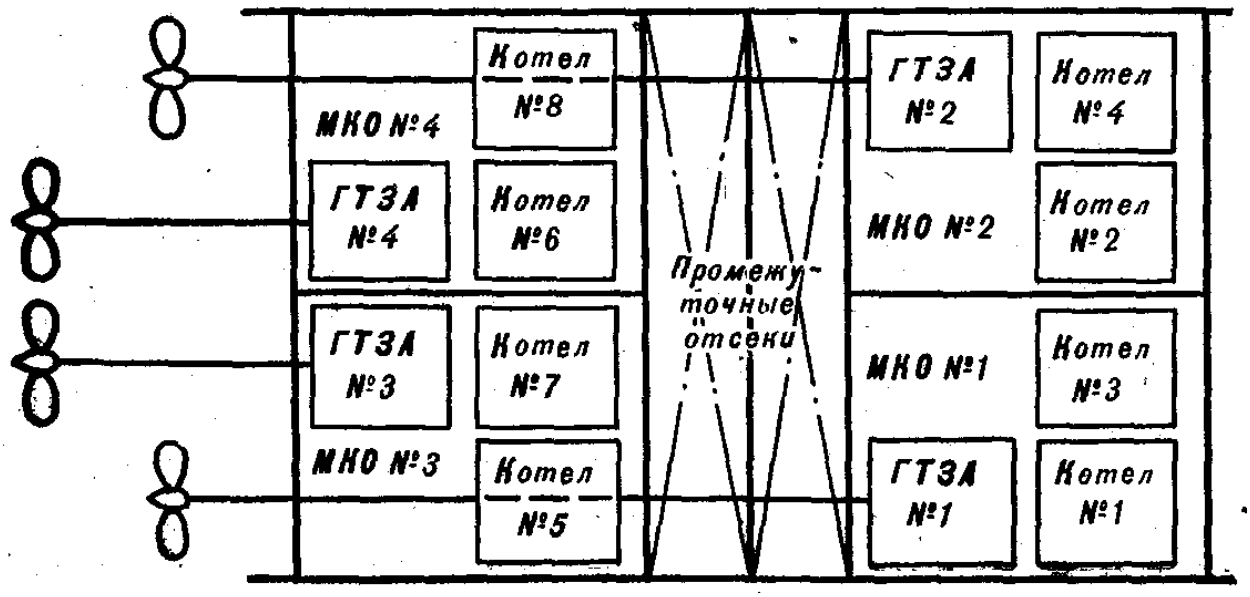
Між МКО розміщується відсік допоміжних механізмів, в якому розташовані турбогенератори, опріснювальні установки, допоміжна котельня установка, пароежекторні холодильні машини та інше допоміжне обладнання.

Сумісно-ешелонна схема розміщення КТЕУ досить компактна і володіє підвищеною живучістю через скорочення довжини енергетичних приміщень, числа допоміжних механізмів, довжини димоходів і паропроводів.

Живучість установки також підвищується за рахунок включення проміжного відсіку з розташованими в ньому допоміжними механізмами.



Мал. 1.13 Способи ешелонного розміщення КТЕУ на судні.



Мал. 1.14. Схема розташування машинно-котельної установки при чотирьохвальній установці

Тема №2

КЛАСИФІКАЦІЯ СУДНОВИХ ТУРБОМАШИН

Суднові турбомашини класифікують за такими ознаками.

1. За родом робочого середовища:

- розрізняють турбіни парові і газові.

У парових турбінах робочим середовищем (теплоносієм) є водяна пара, в газових - суміш продуктів згоряння з надмірним повітрям або нейтральний газ, наприклад гелій.

2. За призначенням:

- головні та допоміжні.

Головні турбіни приводять в обертання гребний вал і, в свою чергу, поділяються на турбіни переднього ходу (ТПХ) і турбіни заднього ходу (ТЗХ).

Допоміжні турбіни застосовуються для приводу допоміжних механізмів, які обслуговують головну енергетичну установку і господарсько-побутові потреби (електрогенератори, вентилятори, насоси і т. Д.).

3. За кількістю ступенів:

- багатоступінчасті і одноступінчасті.

Головні турбіни виконують багатоступінчатими, допоміжні, як правило, одноступінчастими.

4. За способом передачі потужності:

- прямодіючі і з передачами.

Прямодіючі турбіни застосовують лише в якості допоміжних. Головні турбіни можуть мати зубчасту або електричну передачу, допоміжні - тільки зубчасту передачу.

Найбільшого поширення має зубчаста передача, К. К. Д. якої досягає 97 - 98%. Електропередача використовується на суднах спеціального призначення: криголамах, пасажирських суднах.

Пряма передача можлива, якщо приводний механізм (електрогенератор, компресор, вентилятор і ін.) допускає високу частоту обертання.

5. За напрямком обертання:

- реверсивні і нереверсивні.

Реверсивні працюють на передній і задній хід і застосовуються в якості головних.

Нереверсивні використовуються в якості допоміжних турбін і в якості головних в установках з гвинтом регульованого кроку, а також в установках з електричною передачею, де реверс здійснюється гребним електродвигуном.

6. По розташуванню роторів:

- горизонтальні і вертикальні.

Горизонтальне розташування роторів приймається для головних і допоміжних турбін, вертикальне - тільки для допоміжних турбін.

У суднових установках в основному використовують *горизонтальні турбіни*, зручні в обслуговуванні та ремонті. *Вертикальні турбіни* займають невелику площу машинного відділення, тому вони краще для суден спеціального призначення в якості приводу допоміжних механізмів (турбоциркуляційні насоси, турбовентилятори).

7. За напрямком потоку робочого тіла:

- осьові, радіальні і доцентрові.

У осьових турбін потік робочого тіла по проточної частини рухається у напрямку осі турбіни, у радіальних від центру до периферії робочого колеса, у доцентрових - від периферії до центру.

Радіальні і доцентрові турбіни в суднових умовах застосовуються дуже рідко.

Більш поширені осьові турбіни. Вони дозволяють мати велику агрегатну потужність і високий К.К.Д.

8. За характером робочого процесу:

- активні і реактивні.

Активні турбіни можуть бути як допоміжними, так і головними (ТВТ, ТСТ, ТНТ). Реактивні застосовують в якості турбін середнього і низького тиску головного турбоагрегату.

Для парових турбін додотково прийнята наступна класифікація.

1. За кількістю корпусів:

Турбіна є частиною суднового турбоагрегату, в який, крім неї, входять зубчаста передача, конденсатор - в паровому турбоагрегаті, турбокомпресори і камера згоряння - в газотурбінному.

Залежно від числа турбін, що входять в паровий турбоагрегат, розрізняють:
- багатокорпусні і однокорпусні турбіни.

Однокорпусні турбіни використовуються в якості головних тільки при низьких початкових параметрах пари.

У однокорпусному агрегаті одна турбіна, в багатокорпусному - дві або три.

Однокорпусні турбоагрегати застосовують, якщо число ступенів в турбіні не перевищує **10 - 12** активних або **20 - 25** реактивних. При більшій кількості ступенів застосовують багатокорпусні турбоагрегати.

2. За тиском пара на виході турбіни:

- конденсаційні турбіни;
- турбіни з протитиском.

Турбіни із протитиском будуються як допоміжні.

У *конденсаційних турбінах* пар відводиться в конденсатор, в якому підтримується тиск нижче атмосферного **(0,0049 - 0,0098 МПа)**, тиск відпрацьованої пари в турбінах з протитиском вище атмосферного. В основному застосовуються конденсаційні турбіни.

3. За тиском пара p0 на вході (перед регулюючими органами) турбіни:

- турбіни низького тиску (**p_0 = 1,0-3,0 МПа**, пар сухий насичений або слабо перегрітий);
- турбіни середнього тиску (**p_0 = 5,0-6,0 МПа, t_0 = 450-500 °С**);
- турбіни високого тиску (**p_0> 6,0 МПа, t_0> 500 °С**).

Парові турбіни в залежності від початкового стану пара поділяють на турбіни *перегрітої пари і вологопарові*.

У перших турбінах більшість ступенів працює в області перегрітої пари, в інших - в області вологої пари.

Більш високий К. К. Д. мають турбіни перегрітої пари, тому вони мають найбільше поширення. Вологопарові турбіни використовують в установках з ядерним паливом. Вони працюють на слабоперегрітому або сухому насиченому парі.

4. За кількістю протоків пара:

- однопроточні;
- двопроточні.

У суднових установках частіше використовуються однопроточні турбіни, двопроточні застосовуються тільки як турбіни низького тиску.

Газові турбіни додатково можна поділити наступним чином.

1. За масою і габаритами:

- легкі;
- важкі.

2. За параметрами робочого тіла:

- турбіни з не охолоджуваними лопатками;
- високотемпературні.

3. По режиму роботи:

- все режимні які використовуються на всіх режимах роботи ГЕУ;
- маршові які використовуються на економічних ходах з метою забезпечення встановленої дальності плавання;
- прискорювальні (форсажні) (ГТД повного ходу), призначені для забезпечення ходу від економічного до повного.

4. З блокуванням турбін і компресорів:

- з блокованими турбінами і компресорами;
- з вільною пропульсивною турбіною (турбіною гвинта).

(В суднових ГТД максимально використовується число компресорів - 2, максимально використовується число турбін - 3);

Суднові газотурбінні установки

Газотурбінним двигуном (ГТД) називають такий тепловий двигун, в якому відбувається перетворення кінетичної і теплової енергії потоку продуктів згоряння органічного палива в механічну енергію обертання ротора газової турбіни.

Газотурбінною енергетичною установкою (ГТУ) називається комплекс технічних засобів, призначений для перетворення кінетичної і теплової енергії гарячого газу в механічну енергію обертання ротора.

Для газотурбінної установки характерні наступні термодинамічні процеси:

- стиснення робочого тіла в компресорі;
- підігрів робочого тіла теплотою, одержаної з зовнішнього джерела;

- перетворення енергії робочого тіла при його розширенні в газовій турбіні в кінетичну енергію струменя газу з подальшим перетворенням в її механічну роботу і передача механічної роботи споживачеві;

- охолодження робочого тіла до стану, відповідного до входу в компресор.

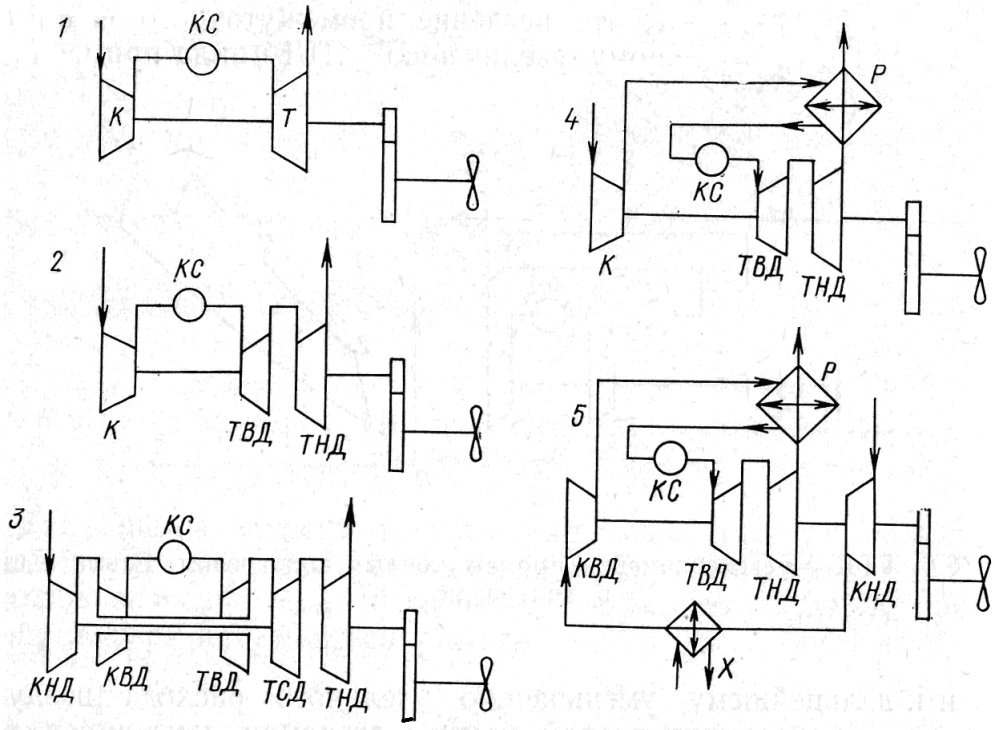
Особливостями робочого процесу в газотурбінному двигуні є безперервне обертання робочих лопаток і розгін потоку робочого тіла до великих швидкостей.

СТРУКТУРНІ СХЕМИ ГТД

Газотурбінні двигуни в залежності від призначення виконуються за різними схемами. Якщо цикл характеризує термодинамічні особливості ГТД, то схема - тепломеханічні зв'язки між основними елементами двигуна. ГТД одного і того ж циклу можуть виконуватися за різними схемами.

Визначальними при виборі схеми є надійність і економічність ГТД, особливо на режимах часткових навантажень.

На мал. 6.7 представлені деякі схеми, які отримали застосування на флоті.



Мал. 2.1. Структурні схеми газотурбінних двигунів

Простий цикл: 1 - блокований привід гвинта і компресора; 2 - вільна силова турбіна; 3 - два турбокомпресора і вільна силова турбіна. **Цикл з регенерацією:** 4 - вільна силова турбіна. **Цикл з регенерацією і проміжним охолодженням:** 5 - блокований привід гвинта і КНТ

Блокована схема 1 конструктивно найбільш проста. Її характерною особливістю є залежність частоти обертання компресора від характеристики рушія. Схема відрізняється зниженням ККД двигуна на часткових навантаженнях при будь-якому способі регулювання.

При запусках і роботі на часткових режимах блокована схема вимагає зменшення навантаження, що викликає необхідність застосування електропередачі, гідропередачі або гвинта регульованого кроку (ГРК).

Подібні двигуни застосовують в установках, що працюють в основному на номінальних навантаженнях.

Схема 2 з вільною силовою турбіною також відрізняється простотою компонування, хорошими пусковими характеристиками і приблизно таким же падінням ККД на часткових навантаженнях, як і попередня. Використовується в установках, які також працюють в основному на номінальному режимі.

Схема 3 з двома компресорами і незалежною силовою турбіною дозволяє отримати необхідне стиснення повітря при великій початковій температурі газу і забезпечити роботу кожного компресора в оптимальних умовах. Економічність такого ГТД на часткових навантаженнях знижується трохи менше ніж в попередніх схемах. Установка обох компресорів в одному корпусі, а також розміщення в загальному корпусі всіх трьох турбін дозволяють отримати досить компактний двигун. Подібна схема застосовується в корабельних установках.

Слід зазначити, що більшість двигунів простого циклу конвертовані в суднові з авіаційних. Як приклад можна привести ГТД LM-2500, LM-1500 («Дженерал електрик», США), FT4A («Пратт Уітні», США), «Олімп» і «Гном» («Роллс-Ройс», Англія) і ін .

Схема 4 з регенерацією і вільною силовою турбіною Т2 володіє більш високим ККД, ніж у ГТД простого циклу. Застосування регенерації трохи зменшує також падіння ККД двигуна на часткових навантаженнях.

Схема 5 з регенерацією і проміжним охолодженням має блокований привід гвинта і компресора низького тиску. Останнє обумовлює необхідність застосування ГРК. Ускладнення схеми призводить до зростання гідравлічних втрат, що знижує ефективність регенерації і проміжного охолодження.

Вітчизняна установка подібного типу ГТУ-20 застосована на суховантажному судні «Паризька комуна».

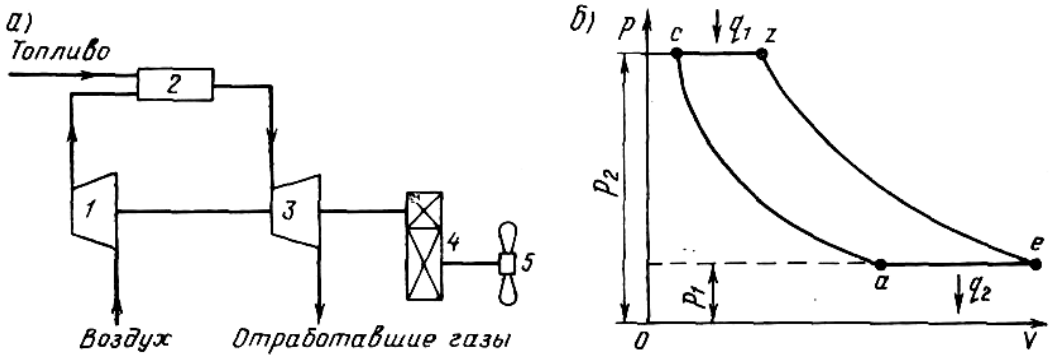
Суднові ГТД, виконані по складним тепловим схемами, зазвичай конвертовані зі стаціонарних, які застосовуються на газоперекачувальних станціях.

Прикладом можуть служити установки фірми «Дженерал електрик» **MS-1002R, MS-3002R, MS-5002R**, що охоплюють діапазон потужностей **3 - 44 тис. КВт.**

Термодинамічні цикли ГТУ

В сучасних газотурбінних установках (ГТУ) підведення теплоти (**згоряння палива**) і відведення її (**випуск відпрацьованих газів**) здійснюється, як правило, при постійному тиску.

Принципова схема ГТУ з згорянням при постійному тиску показана на (мал. 2.2 а), а її теоретичний цикл - на (рис.2.2 б).

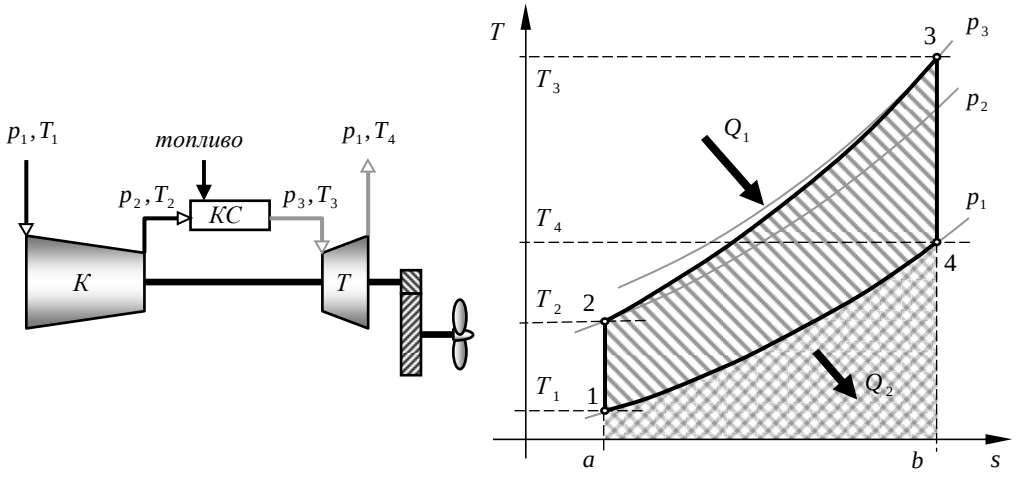


Мал. 2.2 Схема та цикл газотурбінної установки зі згорянням при постійному тиску

Робоче тіло (**повітря**) засмоктується з атмосфери і стискається в компресорі (**1**). Початковий стан робочого тіла визначається по діаграмі точкою (**а**). У компресорі повітря піддається адіабатне стиску від початкового тиску (P_1) до тиску (P_2). Кінець стиснення визначається точкою (**с**).

Повітря надходить в камеру згоряння (**2**), куди одночасно подається паливо. Паливо згорає при постійному тиску. На діаграмі згоряння палива зображується ізобарою (**cz**). Кількість теплоти підведеної при цьому процесі (на 1кг раб тел.), дорівнює (q_1). Відпрацьовані гази розширюються по адіабати в газовій турбіні (**3**) (**лінія ze**).

Частина енергії, що розвивається в газовій турбіні, витрачається на привід компресора, а решта на привід через редуктор (**4**) гребного гвинта (**5**). Відпрацьовані гази охолоджуються в атмосфері при **P = const (лінія еа)**. Кількість тепла що відводиться дорівнює (q_2).



Мал. 2.3 Схема і термодинамічний цикл найпростішого ГТД відкритого циклу

Повітря, що є робочим тілом в установці відкритого циклу, забирається компресором з атмосфери з тиском p_1 і температурою T_1 - (точка **1** діаграми, мал. 2.4). У процесі стиснення повітря в компресорі до тиску p_2 його температура підвищується до значення T_2 (точка **2**). З компресора повітря з параметрами p_2, T_2 надходить в камеру згоряння, куди одночасно подається паливо.

Тепло, що виділяється при згорянні палива, акумулюється повітрям, і на виході з камери згоряння гази мають параметри p_3, T_3 (точка **3** діаграми). Величина тиску газів p_3 в загальному випадку визначається характером процесу, що відбувається в камері згоряння.

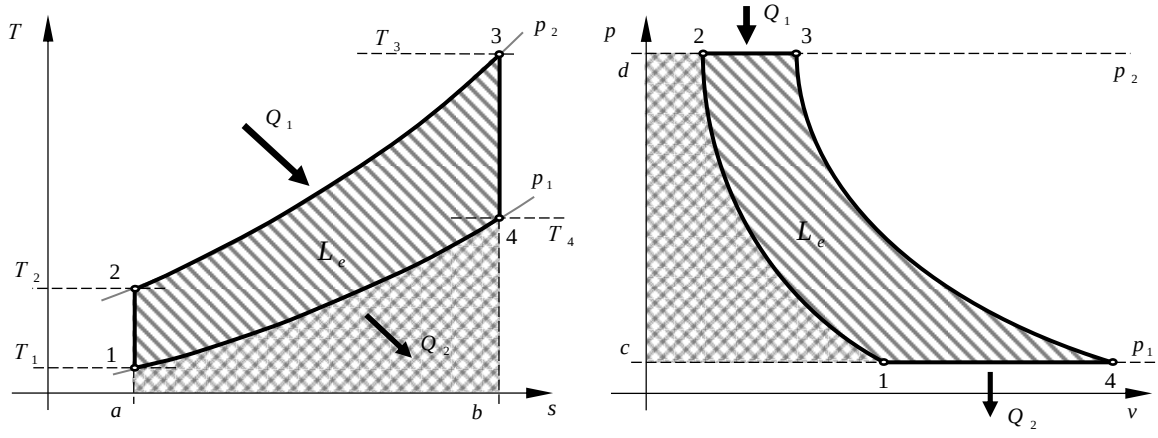
З камери згоряння гарячі гази надходять в газову турбіну, де відбувається їх розширення до тиску p_1, рівного атмосферного (точка **4**). У процесі розширення в турбіні температура газів знижується до значення T_4. Відпрацьовані в турбіні гази викидаються в атмосферу, де змішуються з атмосферним повітрям.

У процесі змішування параметри атмосферного повітря не змінюються (кількість викидів газів дуже мала в порівнянні з обсягом земної атмосфери), відкритий цикл замикається умовним процесом охолодження продуктів згоряння в атмосфері до стану повітря на вході в компресор - p_1, T_1.

Кількість теплоти Q_1, підведене в камері згоряння двигуна, чисельно дорівнює площі діаграми $a-2-3-b$; кількість теплоти Q_2, відведений із циклу - площі діаграми $a-1-4-b$.

Термодинамічний цикл ГТУ з ізобарним згорянням палива в $T-s$ і $p-v$ координатах зображений на мал. 54.

Отримана в процесі розширення в газовій турбіні механічна робота - l_T, еквівалентна площі $d-3-4-c$ на діаграмі $p-v$ (мал. 54), частково витрачається на роботу стиснення повітря в компресорі - l_K (площа $d-2-1-c$). Корисна робота циклу - L_e, що віддається споживачу енергії (рушію судна, генератору і т. п.), дорівнює різниці робіт розширення газів в турбіні і стиснення повітря в компресорі (площа фігури $1-2-3-4$): $L_e = l_T - l_K$



Мал. 2.4. Термодинамічний цикл ГТУ з ізобарним згорянням палива в $T-s$ і $p-v$ координатах (без урахування втрат енергії).

Площа фігури $1-2-3-4$ в $T-s$ діаграмі також еквівалентна корисної праці циклу ГТУ - L_e, і знаходиться як різниця між кількістю підведеної теплоти в камері згоряння - Q_1 (площа $a-2-3-b$) і відведеної теплоти в навколишнє середовище - Q_2 (площа $a-1-4-b$):

$$L_e = Q_1 - Q_2$$

Кількість теплоти Q_1, підведене в цикл з паливом, визначається умовами переходу робочого тіла зі стану p_2, T_2 в стан p_2, T_3.

Кількість теплоти Q_2, відведений із циклу з робочим тілом, визначається різницею ентальпій газу на виході з турбіни і повітря на вході в компресор:

$$Q_1 = c_{p2}(T_3 - T_2) \qquad Q_2 = c_{p1}(T_4 - T_1)$$

де: c_{p2} – середнє значення теплоємності для ізобарного підігріву робочого тіла в камері згоряння при тиску p_2;

c_{p1} – середнє значення теплоємності для ізобарного процесу охолодження газів при тиску p_1.

Коефіцієнт корисної дії для теоретичного циклу ГТУ дорівнює відношенню корисної роботи, в циклі, до витраченої:

$$\eta_t = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_{Đ1}}{c_{Đ2}} \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

Однією з основних характеристик газотурбінної установки є *ступінь підвищення тиску* в компресорі - π_k, що дорівнює відношенню тиску повітря на виході з компресора до тиску повітря на вході в нього:

$$\pi_k = \frac{p_2}{p_1}$$

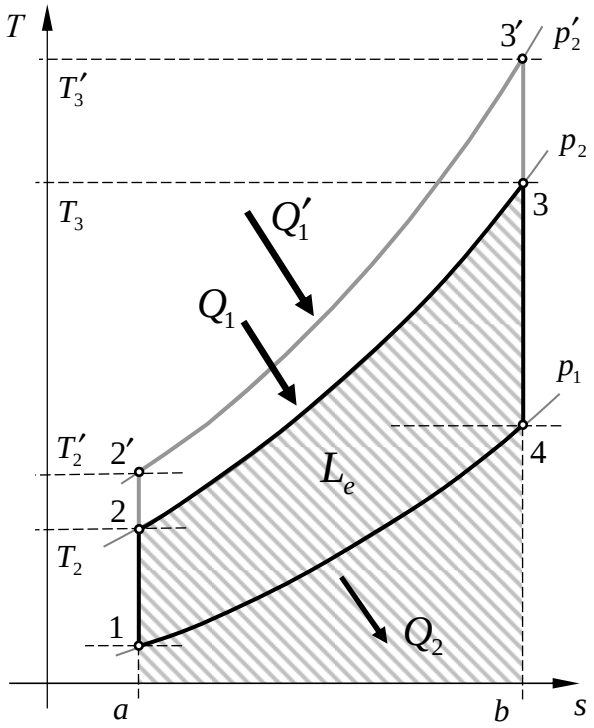
Якщо визначитися зі ставленням температур у формулі ККД циклу через ступінь підвищення тиску, то формула ККД теоретичного циклу ГТУ набуде вигляду:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_k^{(\frac{k-1}{k})}}$$

де: $k = c_p / c_v$ – показник адіабати

З формули видно, що значення ККД теоретичного циклу ГТУ безпосередньо залежить тільки від π_k – ступеня підвищення тиску в компресорі. Фізичний сенс впливу ступеня підвищення тиску в компресорі на ККД циклу ГТУ видно з мал. 2.5.

При тиску повітря на виході з компресора p_2, по лінії $2-3$ підводиться кількість теплоти Q_1, відповідно площі діаграми $a-2-3-b$. При підвищенні тиску на виході з компресора до величини p_2', по лінії $2'-3'$ підводиться більша кількість теплоти – Q_1', відповідно більшої площі діаграми $a-2'-3'-b$.



Мал. 2.5. Вплив ступеня підвищення тиску в компресорі на ККД циклу ГТУ.

Збільшення кількості підведеного тепла викликає збільшення корисної роботи циклу - L_e (площа фігури $1-2'-3'-4$ більше площі фігури $1-2-3-4$), що в свою чергу, при однаковій кількості відведеного з циклу тепла Q_2 (площа діаграми $a-1-4-b$), призводить до збільшення ККД.

Збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі призводить до неминучого збільшення температури газу на вході в газову турбіну - T_3 (мал. 55), верхня межа якої обмежена жароміцністю матеріалів, з яких виготовляють деталі проточної частини газових турбін, і сучасним розвитком технологій металургії.

Підвищити верхню межу T_3 дозволяє застосування спеціальних жароміцних матеріалів для виготовлення деталей проточної частини (лопаток і дисків турбін) і використання інтенсивного їх охолодження.

Ці заходи дозволяють підвищити верхню межу T_3 до **1400 ÷ 1500 ºС** в авіації, де ресурс ГТД малий, і до **1050 ÷ 1100 ºС** в стаціонарних, суднових і корабельних ГТД.

Термічний ККД ГТУ зростає зі збільшенням ступеня підвищення тиску π_k. Ці установки відрізняються простотою пристрою, малими габаритами і масою.

Однак їх ефективний ККД становить ≈ **24 - 25%.** Однією з найважливіших причин низької економічності ГТУ подібного типу є велика втрата теплоти з відпрацьованими газами.

СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ ГТУ

Крім збільшення ступеня стиснення повітря в компресорі π_K - і температури газу - $T_з$ перед газовою турбіною, існують і інші способи підвищення економічності ГТУ:

1. Застосування регенерації теплоти відпрацьованих в турбіні газів для попереднього підігріву повітря, що надходить в камеру згоряння;

2. Застосування ступеневого стиснення повітря в компресорі з проміжним його охолодженням;

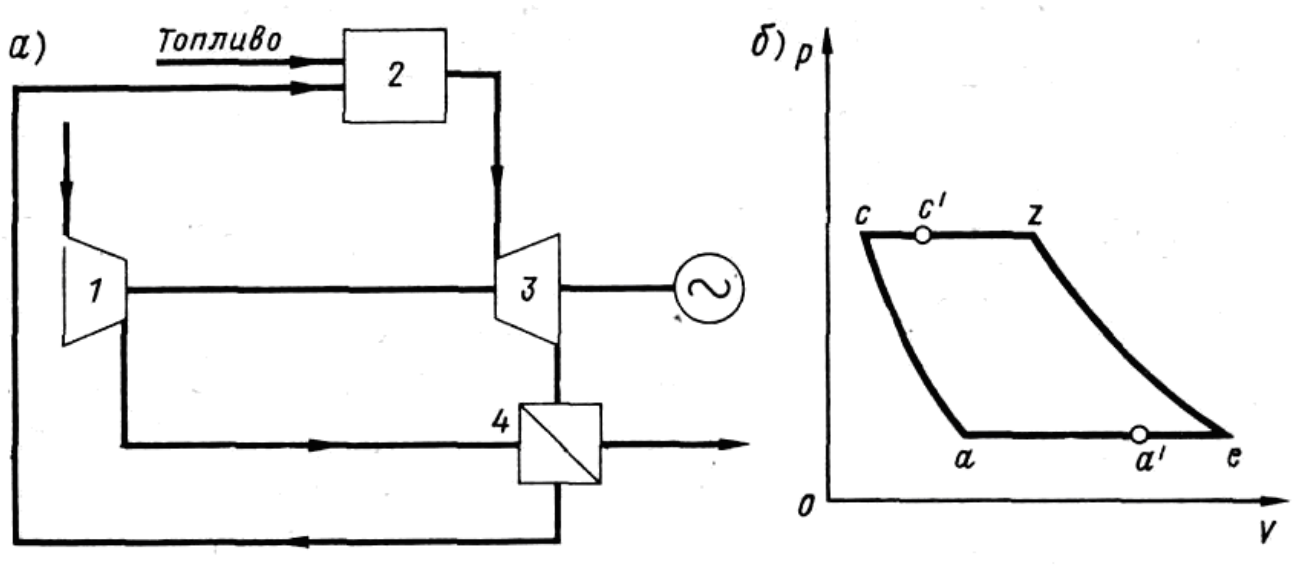
3. Застосування ступеневого згоряння палива (проміжний підігрів газу);

4. Створення складних многовальних установок, що дає можливість підвищити ККД в основному при роботі на часткових навантаженнях;

5. Створення комбінованих установок, що працюють по складному парогазовому циклу;

6. Застосування утилізації теплоти відхідних газів для виробництва пари та гарячої води (зниження втрат теплоти з газами).

- **Цикл ГТУ з регенерацією** передбачає використання теплоти відпрацьованих газів для підігріву повітря, що надходить в камеру згоряння. Схема ГТУ з регенерацією теплоти показана на (мал.2.6 а).



Мал. 2.6 Схема і теоретичний цикл ГТУ з регенерацією

Повітря після стиснення в компресорі (**1**) направляється в регенератор (**4**) підігрівач, який використовує теплоту відпрацьованих газів газової турбіни.

Підігріте повітря надходить в камеру згоряння (**2**). Відпрацьовані гази, розширюючись, здійснюють роботу в турбіні (**3**). Пройшовши регенератор і віддавши частину теплоти повітрю, продукти згоряння виходять в атмосферу.

Регенератор зазвичай являє собою трубчастий теплообмінний апарат, в якому повітря проходить всередині трубок, а гази - між трубками. Для зменшення поверхні нагрівання регенератора застосовують по можливості протитечію повітря і газів.

Теоретичний цикл ГТУ з регенерацією показаний на (мал 2.6 б).

Повітря стискається в компресорі по **адіабати (ас)**. При відсутності втрат тиску в регенераторі підігрів повітря в ньому відіб'ється відрізком ізобари (cc'). Відрізок ізобари ($c'z$) характеризує процес згоряння.

Адіабата (**ze)** зображує розширення газу в турбіні. Відрізок ізобари (ea')відповідає віддачі теплоти відпрацьованих газів в регенераторі. Відрізок ізобари ($a'a$) відповідає віддачі теплоти відпрацьованими газами в навколишнє середовище.

Атмосферне повітря з параметрами p_1, T_1 надходить в компресор, де відбувається його стиснення до стану p_2, T_2. Після стиснення в компресорі повітря направляється в регенератор - *Рег*, де йому передається частина теплоти відхідних з двигуна газів; при цьому температура повітря підвищується до значення T_{2R}, а тиск залишається колишнім - p_2. Підігрітий в регенераторі повітря надходить в камеру згоряння двигуна.

На виході з камери згоряння гарячі гази мають стан, що характеризується параметрами p_2, T_3. У газовій турбіні відбувається розширення газу, в ході якого відбувається корисна робота, при цьому параметри газу знижуються до значень p_1, T_R. Відпрацьовані в газовій турбіні гази направляються в регенератор, де віддають частину теплоти повітрю що нагрівається, і потім викидаються в атмосферу з параметрами p_1, T_4.

Для циклу ГТУ з регенерацією характерні наступні термодинамічні процеси:

$1-2$ – стиснення повітря в компресорі;

$2-2_R$ – ізобарне підведення теплоти до повітря в регенераторі;

2_R-3 – ізобарне підведення теплоти в КС при спалюванні палива;

$3-R$ – розширення газів в газовій турбіні;

$R-4$ – ізобарне відведення теплоти від продуктів згоряння в регенераторі і передача теплоти повітрю що нагрівається;

$4-1$ – ізобарне охолодження продуктів згоряння в атмосфері.

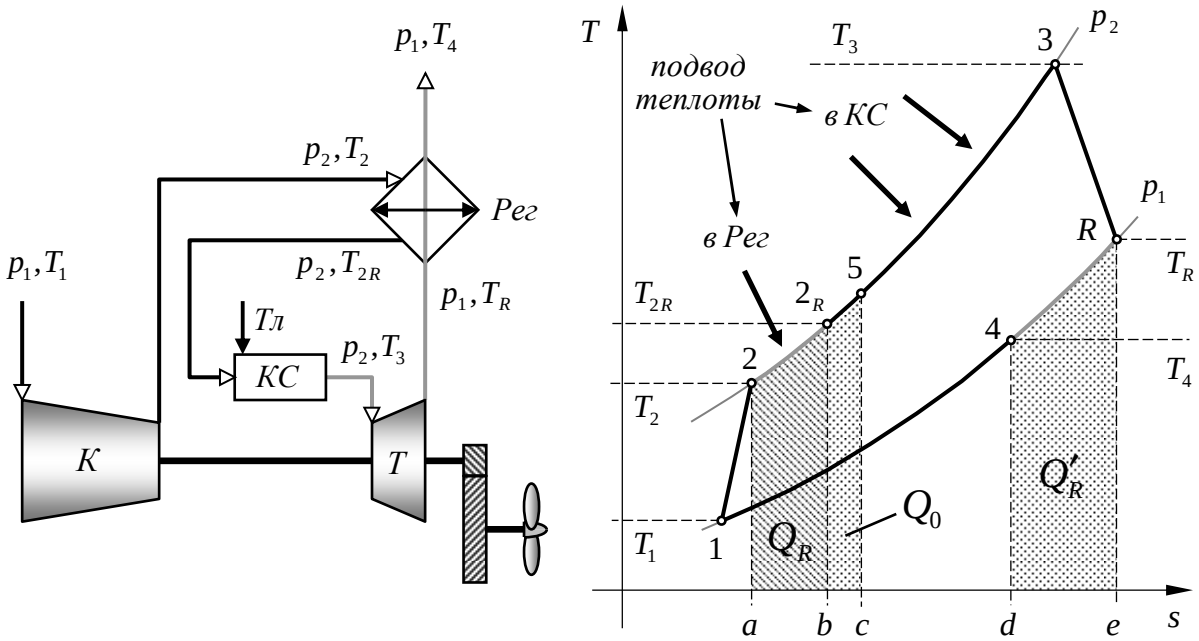
Підведення теплоти в циклі ГТУ з регенерацією здійснюється двома частинами: спочатку по лінії $2-2_R$ - в регенераторі, потім по лінії 2_R-3 - в камері згоряння двигуна при спалюванні палива. Відведення теплоти також здійснюється двома частинами: спочатку по лінії $R-4$ - в регенераторі, потім по лінії $4-1$ - в атмосферному повітрі.

Площа діаграми $d-4-R-e$ відповідає кількості теплоти Q'_R, переданої від продуктів згоряння повітрю, що нагрівається в регенераторі. У разі ідеального теплообміну, якщо не відбувається втрат теплоти в регенераторі в навколишнє середовище, кількість переданої газами теплоти Q'_R - має дорівнювати кількості теплоти, отриманої повітрям в регенераторі Q_0 - (площа $d-4-R-e$ повинна дорівнювати площі $a-2-5-c$). Але через наявність втрат кількість теплоти, фактично отриманим повітрям в регенераторі Q_R -, завжди менше теплоти, відданої газами (площа діаграми $a-2-2_R-b$).

Так як по лінії 2_R-3 підводиться менша кількість теплоти, ніж по лінії $2-3$, то в циклі ГТУ з регенерацією для досягнення заданої температури газів на виході з камери згоряння T_3 необхідно затратити меншу кількість палива.

Відношення кількості теплоти, фактично отриманої повітрям в регенераторі - Q_R до граничної кількості теплоти для ідеального випадку - Q_0 характеризує ступінь використання тепла відпрацьованого в турбіні газу і називається *коефіцієнтом регенерації циклу ГТУ:*

$$R=\frac{Q_R}{Q_0}=\frac{c_{P2}(T_{2R}-T_2)}{c_{P1}(T_R-T_2)}\le 1$$



Мал. 2.7. Схема і термодинамічний цикл ГТУ з регенерацією теплоти

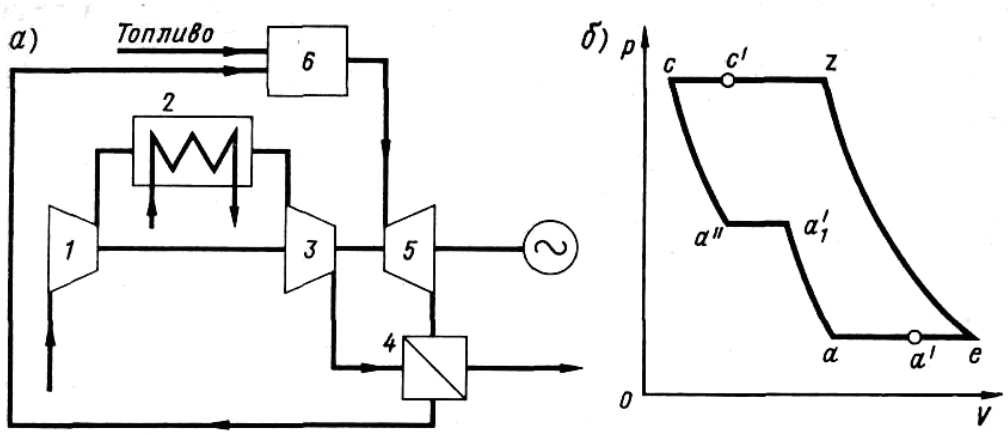
Таким чином, впровадження в цикл ГТУ регенерації зменшує потрібний запас палива, але при цьому зростають масогабаритні показники установки через наявність масивного теплообмінника - регенератора. При високих ступенях регенерації афективний ККД ГТУ досягає **29%**.

Цикл ГТУ з проміжним охолодженням і регенерацією

Корисна робота циклу може бути збільшена шляхом здійснення процесу стиснення повітря до необхідного тиску в двох компресорах з охолодженням повітря між ними.

Відомо, що витрата енергії на стиснення повітря менше в багатоступеневому компресорі, ніж в одноступеневому. У зв'язку з цим в ГТУ широко використовують поділ компресорів на 2 агрегата КВТ і КНТ із застосуванням проміжного холодильника.

Принципова схема ГТУ з регенерацією і двоступеневим стисненням повітря показана на (мал.2.8 а).



Мал. 2.8 Схема і теоретичний цикл ГТУ з регенерацією і двоступінчастим стисненням повітря

Атмосферне повітря стискається в КНТ (**1**), після чого надходить в холодильник (**2**), де охолоджується водою, що протікає по трубках. Після цього повітря стискається до більш високого тиску в КВТ (**3**) і направляється в регенератор (**4**).

Далі повітря йде в камеру згоряння (**6**), куди подається паливо. Відпрацьовані гази розширюються в газовій турбіні (**5**) і, пройшовши регенератор і віддавши частину теплоти повітрю, йдуть в атмосферу.

Теоретичний цикл такий ГТУ представлений на (мал.2.8б).

Повітря стискається в КНТ по **адіабаті (аа′$_1$)**. У холодильнику повітря охолоджується по **ізобарі (а′$_1$а″)**. Далі повітря стискається в КВТ по **адіабаті**

(а″с). Підігрів повітря в регенераторі зображується відрізком **ізобари (сс′)**, а згоряння - **відрізком (с′z)**.

Розширення газів в турбіні характеризується адіабатою **(zе)**.

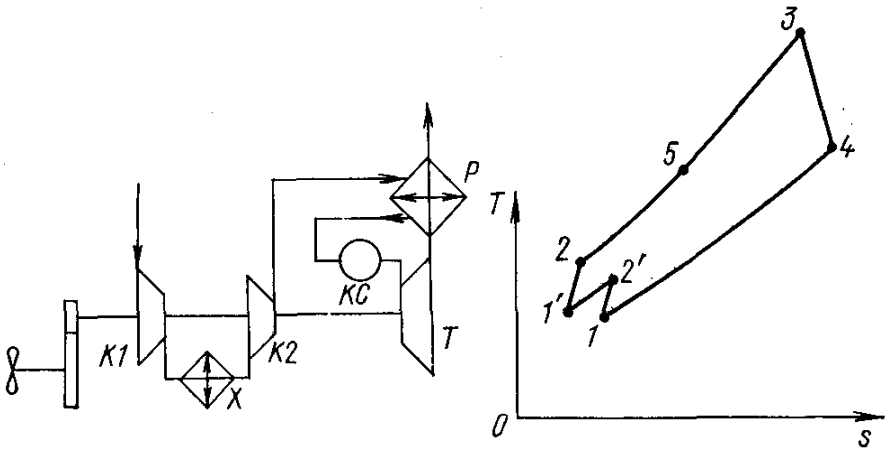
Відібрання теплоти від газів в регенераторі відбувається по ділянці **ізобари (еа′)**. Ділянка **ізобари (а′а)** зображує віддачу теплоти від газів в навколишнє середовище.

На мал. 2.9 зображені схема такого ГТД і його цикл в діаграмі ***T - s***.

Лінії *1 - 2′* і *1′ - 2* відповідають процесу стиснення в компресорі низького тиску ***К1*** і в компресорі високого тиску ***К2***, лінія *2′-1′* - процесу відведення теплоти при постійному тиску в проміжному повітроохолоджувачі.

Інші позначення ті ж, що і в попередньому випадку.

Загальна ступінь підвищення тиску $\pi_к = p_2/p_1 = \pi_{к1}\,\pi_{к2}$.



Мал. 2.9 ГТД з регенерацією і проміжним охолодженням. Схема і цикл в діаграмі ***T — s***

ККД циклу залежить не тільки від загального ступеня підвищення тиску, а й від розподілу її між компресорами.

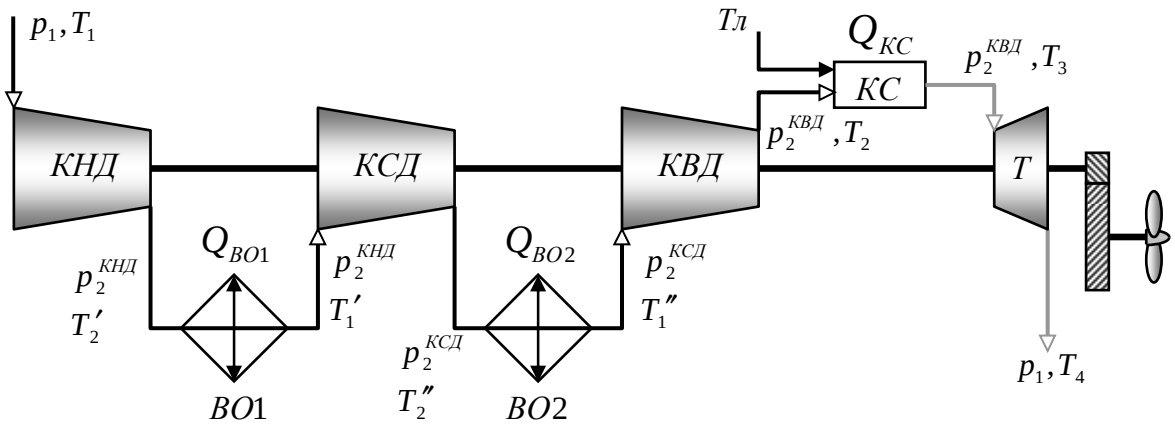
Застосування проміжного охолодження підвищує ККД циклу (у відносному вираженні) приблизно на **7%** і зменшує питому витрату повітря (при оптимальних по ККД значеннях π) приблизно на **20%**.

З урахуванням всіх факторів ККД двигуна з регенерацією і проміжним охолодженням при $t_з$ **= 900 °С, r = 0,75** складе - **31,5%.**

Схема ГТУ з триступінчатим стисненням і двоступінчастим проміжним охолодженням повітря (схема ПОВ) зображена на мал. 2.10, а термодинамічний цикл такої установки - на мал. 2.11.

Атмосферне повітря з параметрами послідовно проходить наступні перетворення: стиснення в *КНТ*, проміжне охолодження в повітроохолоджувачі *ВО1*, стиснення в *КСТ*, проміжне охолодження в повітроохолоджувачі *ВО2* і остаточне стиснення в *КВТ*.

Турбіна в даній схемі є приводною для всіх трьох компресорів і передає потужність на рушій судна.



Мал. 2.10 Схема ГТУ с триступінчатим стисненням і двоступінчастим проміжним охолодженням повітря.

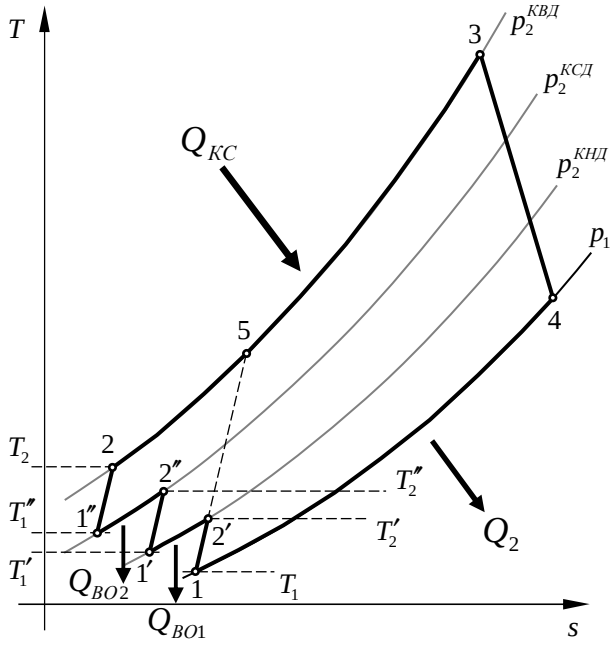
Термодинамічний цикл ГТУ, який побудований за наведеною схемою, складається з наступних процесів (мал. 60):

$1-2'$	–	стиснення повітря в КНТ;
$2'-1'$	–	ізобарне охолодження повітря в проміжному охолоджувачі повітря – ВО1;
$1'-2''$	–	стиснення повітря в КСТ;
$2''-1''$	–	ізобарне охолодження повітря в проміжному охолоджувачі повітря – ВО2;
$1''-2$	–	остаточне стиснення повітря в КВТ;
$2-3$	–	підведення теплоти в камері згоряння двигуна;
$3-4$	–	розширення газів в газовій турбіні;
$4-1$	–	ізобарне охолодження газів в атмосфері (умовний замикаючий процес).

Збільшуючи кількість ступенів стиснення і проміжних охолоджувачів до нескінченності, можна впритул наблизиться до процесу термодинамічного стиснення.

Але використання великого числа компресорів та охолоджувачів тягне за собою значне ускладнення установки, збільшення її масогабаритних показників і подорожчання (з кожним наступним збільшенням ступенів стиснення повітря і проміжного охолодження ККД циклу змінюється менш значно).

З цієї причини в суднових ГТУ найбільш доцільним вважається застосування *двоступеневого стиснення повітря з одноразовим його проміжним охолодженням*.



Мал. 2.11. Термодинамічний цикл ГТУ з ступінчастим стисненням і проміжним охолодженням повітря (ПОП).

З діаграми (мал. 2.11) видно, що застосування ПОП не тільки пов'язане зі зменшенням роботи, що витрачається на стиснення повітря в компресорі, але одночасно тягне за собою збільшення витрат теплоти на підігрів повітря в камері згоряння: при використанні циклу з ПОП по лінії $2-3$ необхідно підвести більшу кількість теплоти, ніж при одноразовому стисненні повітря (лінія $5-3$) без охолодження.

Звідси випливає, що ККД циклу з ПОП в чистому вигляді буде завжди менше ККД вихідного циклу $1-5-3-4$ при тій же мірі підвищення тиску. З цієї причини ГТУ, виконані за схемою ПОП, використовуються тільки в сукупності з регенерацією тепла в циклі.

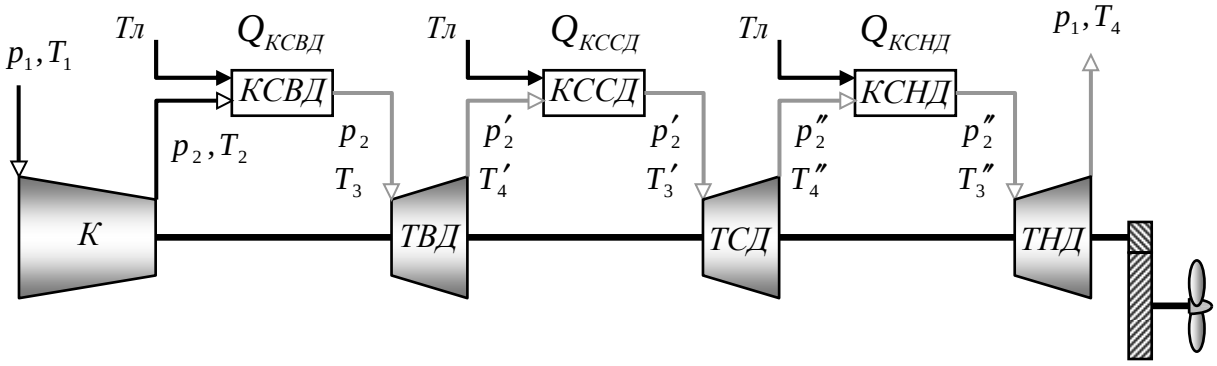
Наявність регенерації значно збільшує ефективність ступеневого стиснення і проміжного охолодження і є необхідною умовою підвищення ККД установки.

ПРОМІЖНИЙ ПІДІГРІВ ГАЗУ В ЦИКЛІ ГТУ (*ППГ*)

Збільшення корисної роботи циклу може бути досягнуто не тільки за рахунок зменшення роботи, що витрачається на стиснення повітря, але і за рахунок збільшення роботи розширення в газовій турбіні. Робота розширення буде максимальною, якщо процес буде здійснений ізотермічно.

Але ізотермічне розширення, як і ізотермічний стиск, в реальних установках здійснити технічно складно, тому його замінюють процесом ступеневого спалювання палива в камерах згоряння, послідовно розташованих по ходу руху газу між турбінами (цикл з проміжним підігрівом газу - ППГ).

Схема ГТУ з триступінчатим спалюванням палива показана на мал. 2.12, а термодинамічний цикл такої установки - на мал. 2.13.



Мал. 2.12. Схема ГТУ с триступінчастим проміжним підігрівом газу (ППГ) в камерах згоряння.

Повітря, стиснене в компресорі до параметрів p_2, T_2, надходить в камеру згоряння високого тиску - *КСВТ*. З неї суміш продуктів згоряння і надлишкового повітря надходить в *ТВТ*, робить корисну роботу розширення і направляється в камеру згоряння середнього тиску - *КССТ*.

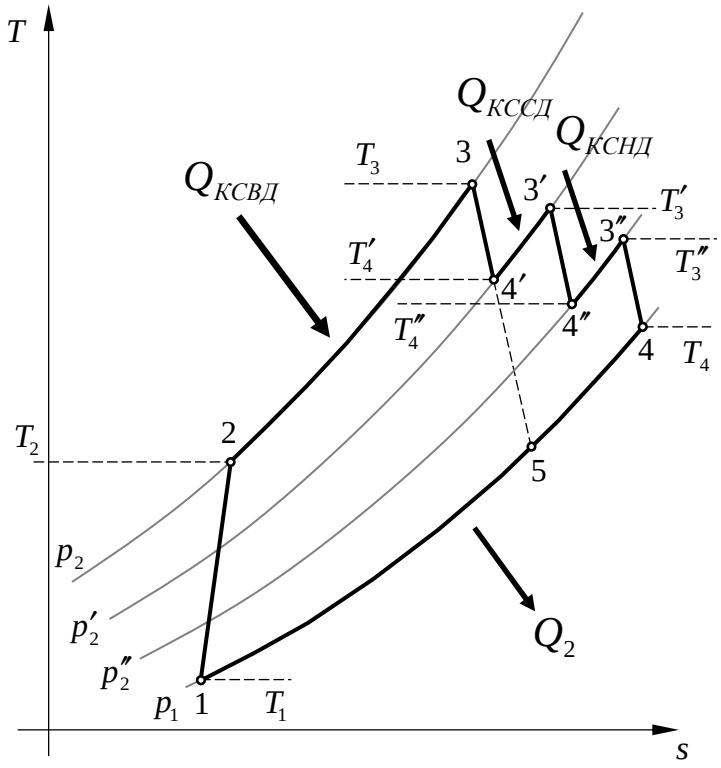
Внаслідок великого коефіцієнта надлишку повітря паливо в КССТ згорає без додаткової подачі повітря. З КССТ гарячі гази надходять в ТСТ, розширюються в ній і направляються в камеру згоряння низького тиску - КСНТ, де здійснюється ще одна сходинка підігріву газу. Після останнього підігріву в КСНТ гарячі гази остаточно розширюються в ТНТ і викидаються в атмосферу.

Робочий цикл ГТУ, побудований за схемою ППГ, складається з наступних термодинамічних процесів:

$1-2$ – стиснення повітря в компресорі;
$2-3$ – ізобарне підведення теплоти (згоряння палива) в КСВТ;
$3-4'$ – розширення газів в ТВТ;
$4'-3'$ – ізобарне підведення теплоти в КССТ (повторне згоряння палива);
$3'-4''$ – розширення газів в ТСТ;
$4''-3''$ – ізобарне підведення теплоти в КСНТ;
$3''-4$ – остаточне розширення газів в ТНТ;
$4-1$ – ізобарне охолодження газів в атмосфері (умовний замикаючий процес.

При розгляді циклу ППГ видно: збільшення числа ступенів підігріву (камер згоряння і турбін) до нескінченності наближає процес розширення газу до ізотермічного. Однак для суднових ГТУ число ступенів проміжного підігріву газу рідко роблять більше двох через значне ускладнення і подорожчання установки.

Подальше збільшення числа проміжних ступенів підігріву дає менш істотне підвищення ККД через зростання гідравлічних опорів по ходу руху газу.



Мал. 2.13. Термодинамічний цикл ГТУ з триразовим проміжним підігрівом газу.

Проміжний підігрів газу надає приблизно такий же вплив на ККД циклу ГТУ без регенерації, як і ступеневе стиснення з проміжним охолодженням повітря. Однак *при наявності в циклі регенерації застосування схеми ППГ дає більш відчутний економічний ефект*, ніж схема з ПОП.

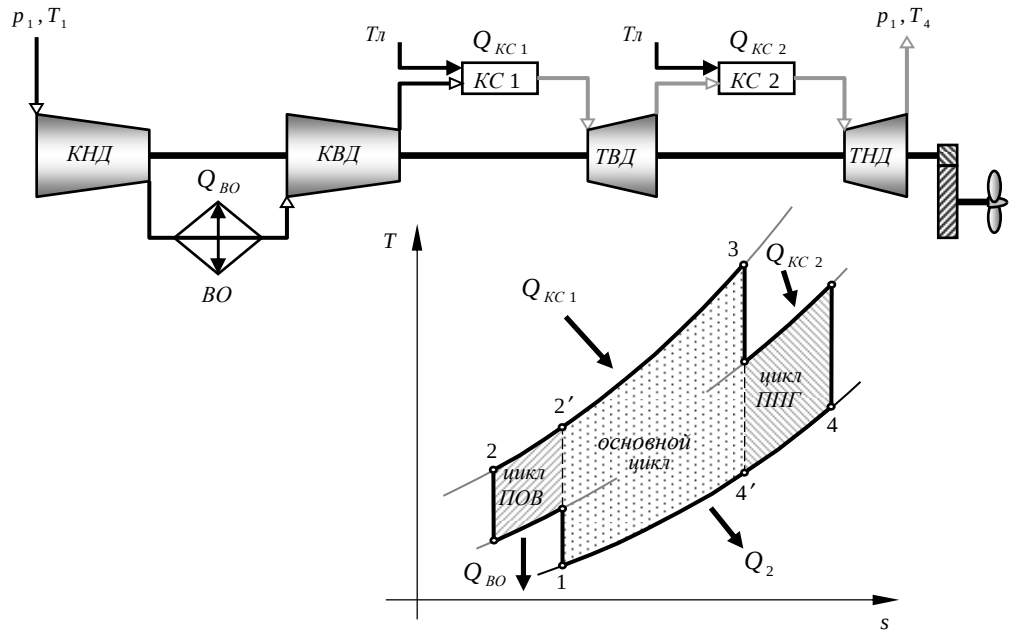
У практиці газотурбобудування при створенні потужних ГТУ нерідко застосовують поєднання циклів ПОП і ППГ в одній установці.

Така комбінація схем, незважаючи на ускладнення установки, дозволяє не тільки значно підвищити ККД, а й ще більшою мірою збільшити оптимальну ступінь підвищення тиску і, в підсумку, різко збільшити одиничну потужність ГТУ. Схема такої установки і її термодинамічний цикл показані на мал. 64.

При розгляді циклу установки з комбінацією ПОП і ППГ неважко помітити, що загальний складний цикл складається з трьох простих: основного циклу і приєднаних до нього циклів ПОП і ППГ.

Так як ККД ідеального циклу ГТУ залежить тільки від ступеня стиснення повітря в компресорі - π_K, то ККД основного циклу завжди вище, ніж кожного з приєднаних.

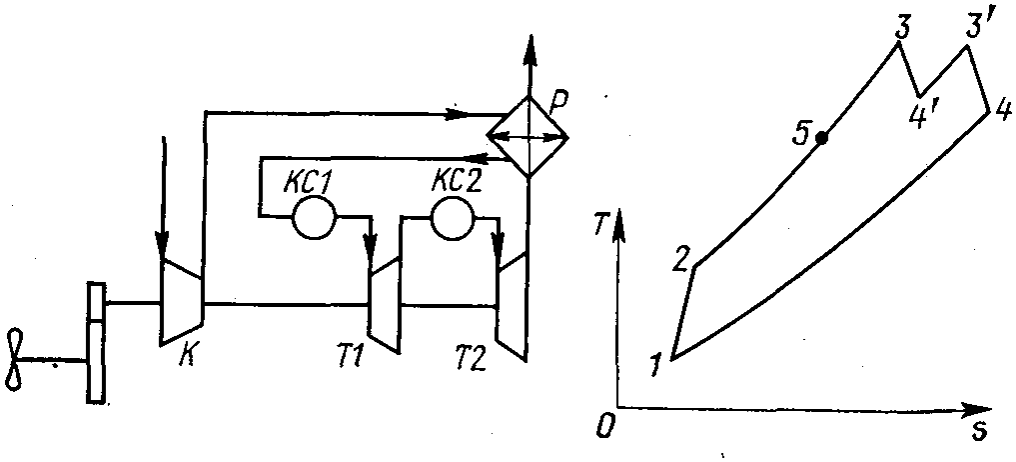
Таким чином, приєднані цикли знижують загальну ступінь стиснення складного циклу і в чистому вигляді, без застосування регенерації теплоти знижують загальний ККД установки.



Мал. 2.14. Схема и термодинамічний цикл ГТУ с двоступеневим стисненням і проміжним охолодженням повітря і двоступеневим підігрівом газу

Цикл з проміжним підігрівом і регенерацією. Корисна робота циклу може бути збільшена також шляхом здійснення процесу розширення робочого тіла до необхідного тиску в двох турбінах, між якими розташовують додаткову камеру згоряння. При цьому, робота розширення в другій турбіні зросте пропорційно збільшенню абсолютної температури газу перед нею.

Однак застосування проміжного підігріву призводить до збільшення втрат теплоти з газами. Застосування регенерації дозволяє використовувати більшу частину цієї теплоти, в результаті чого економічність циклу зростає.



Мал. 2.15. ГТД з регенерацією і проміжним підігрівом. Схема і цикл в діаграмі ***T* — s**

На мал. 2.15 зображені схема такого ГТД і його цикл в діаграмі ***T - s.***

Лінії *3 - 4'* і *3' - 4* відповідають процесу розширення в турбіні високого тиску *Т1* і турбіні низького тиску *Т2*, лінія *4'-3'* - процесу підведення теплоти до робочого тіла в другій камері згоряння *КС2* при постійному тиску. Зазвичай температуру підігріву $T'_З$ приймають рівною початковій температурі газу $T_З$.

Розрахунки показують, що введення проміжного підігріву призводить до відносного збільшення ККД циклу приблизно на **6%** і до подальшого зменшення питомої витрати повітря. Разом з тим наявність другої камери згоряння ускладнює паливну систему і систему регулювання і захисту двигуна. До того ж висока температура робочого тіла на вході в другу камеру згоряння призводить до зниження її надійності і терміну служби.

Цикли з проміжним охолодженням повітря, проміжним підігрівом газу і регенерацією. Поєднання проміжного охолодження повітря з проміжним підігрівом газу і регенерацією дозволяє досягти подальшого підвищення ККД двигуна.

У межі, при відсутності втрат і **100%** регенерації, можна отримати ККД, рівний ККД циклу Карно.

Насправді ж подальше ускладнення циклу пов'язано зі значним зростанням гідравлічних опорів, і зростання ККД сповільнюється. Зважаючи на складність схеми, великих габаритів і маси, труднощів експлуатації і зниженою надійності подібні установки не знайшли широкого застосування в енергетиці і не є перспективними для флоту.

ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ В ГАЗОТУРБІННІЙ УСТАНОВКИ. ПОТУЖНІСТЬ І ККД ГТД

У реальних ГТУ, як і в інших видах енергетичних установок, частина енергії, що виробляється двигуном, не доходить до споживача і безповоротно втрачається з циклу. Всі втрати енергії в ГТУ поділяються на внутрішні, що змінюють термодинамічний стан робочого тіла; і зовнішні, які не впливають на стан робочого тіла.

К *внутрішнім втратам* енергії в ГТУ відносять:

• *внутрішні втрати в компресорі*, які враховуються внутрішнім ККД компресора - $\eta_К$.

До внутрішніх втрат компресора відносять:

- *профільні втрати*, зумовлені тертям потоку повітря або газу о профільну частину лопаток (втрати від тертя і вихорів в прикордонному шарі на поверхні робочих і направляючих лопаток, втрати від вихорів в вихровому закромочному сліді, втрати в скачках ущільнень);

- *кінцеві втрати*, зумовлені наявністю торцевих поверхонь лопаток і радіальних зазорів у вершин лопаток;

- *інші внутрішні втрати*, що виникають за межами лопаток від тертя ротора об повітря, змішування потоків і т.д.

• *внутрішні втрати в газовій турбіні*, які враховуються відносним внутрішнім ККД турбіни -. η_{0i} До цих втрат (як і для компресора) відносять профільні, кінцеві та інші внутрішні втрати в проточній частині газової турбіни;

• *втрати теплоти в камері згоряння*, які враховуються за допомогою теплового ККД камери згоряння - η_{KC}^{T};

- *втрати на гідравлічний опір в повітряному тракті* ГТУ (гідравлічні втрати в повітропроводах, регенераторах, повітроохолоджувачах);

• *втрати на гідравлічний опір в газовому тракті* ГТУ (гідравлічні втрати в газопроводах, камері згоряння і регенераторі);

- *втрати, пов'язані з витратою повітря на охолодження турбінних деталей* (лопаток, дисків і т.д.).

Внутрішні втрати ГТУ враховуються внутрішнім ККД:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_{KC}} = \frac{L_i G_B}{B Q_H^P}$$

де: L_i – внутрішня корисна робота ГТУ, [*кДж/кг*];

$Q_{KC} = \frac{B Q_H^P}{G_B}$ дійсна кількість теплоти, що витрачається в камері згоряння на нагрівання повітря від температури T_2 до T_3, [*кДж/кг*];

B – витрата палива, [*кг/с*];

G_B – витрата повітря, [*кг/с*];

Q_H^P – нижча теплота згоряння палива, [*кДж/кг*].

<u>*До зовнішніх втрат енергії в ГТУ відносяться:*</u>

- *втрати на тертя в підшипниках компресора*, що враховуються механічним ККД компресора – $\eta_{K.M.}$;
- *втрати на тертя в підшипниках турбіни*, що враховуються механічним ККД газової турбіни – $\eta_{T.M.}$;
- *втрати на тертя в підшипниках і зачепленнях редуктора*, що враховуються механічним ККД редуктора – η_P;
- *втрати внаслідок витоку газу через кінцеві ущільнення*;
- *витрати енергії на привід навішених механізмів*.

Зовнішні втрати ГТУ враховуються механічним ККД установки:

$$\eta_M = \frac{L_e}{L_i} = \frac{L_i - L_M}{L_i}$$

де: L_e – ефективна робота ГТУ, [*кДж/кг*];

L_M – сума зовнішніх втрат енергії, [*кДж/кг*].

Наявність втрат енергії видозмінює характер процесів, що протікають в реальному установці, в порівнянні з теоретичним циклом (мал. 56):

При стисненні повітря в компресорі кінцева точка 2, що характеризує термодинамічний стан робочого тіла на виході з компресора, зміщується по ізобарі p_2 вправо щодо теоретичної точки - $2'$ (процес стиснення повітря відбувається зі збільшенням ентропії робочого тіла).

Аналогічно, зі збільшенням ентропії робочого тіла, протікає процес розширення газу в газовій турбіні. Кінцева точка - 4, що характеризує термодинамічний стан газу на виході з газової турбіни, зміщується по ізобарі вправо щодо теоретичної точки - $4'$.

Внутрішні і зовнішні втрати в ГТУ враховуються ефективним ККД, рівним відношенню ефективної роботи до дійсної кількості теплоти, витраченої на нагрівання повітря в камері згоряння:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_{KC}} = \frac{L_e G_B}{B Q_H^P} = \frac{L_e}{Q_H^P \mu} = \eta_i \cdot \eta_M$$

Протягом тривалого часу успішно експлуатується ГТУ потужність **9,6 тис. кВт** типу **ГТУ-20**, побудована для суховантажного судна «Паризька Комуна» вантажопідйомністю **13 тис. т**.

Установка складається з двох однакових агрегатів потужність по **6,5 тис. к.с**, що працюють через загальний редуктор (**2-х ступінчастий**) на ГРК. Конструктивне виконання установки представлено в спрощеному вигляді на рис (4) мал.141.

Початкова температура газів при вході в газову турбіну прийнята рівною (**650 °С**). В осьовому 6-ти ступеневу КНТ (**1**) атмосферне повітря стискається до тиску (**0,26 МПа**), температура його досягає (**125 °С**).

Після КНТ повітря надходить в холодильник (**7**), де охолоджується водою, що протікає по трубках, до **t° = 40 °С**.

Далі повітря стискається в КВТ (**6**), який має 12 ступенів і забезпечує підвищення тиску повітря до **0,925 МПа**, а температура повітря при цьому дорівнює (**195 °С**). З КВТ повітря надходить в 3-х ходовий (по повітрю) регенератор (**2**).

Тут він підігрівається до (**330 °С**) і з цієї температурою (при тиску **0,915 МПа**) надходить в камеру згоряння (**3**). Відпрацьовані гази, що мають тиск **0,88 МПа** і температуру **750 °С**, направляються з камери (**3**) в ТВТ (**5**).

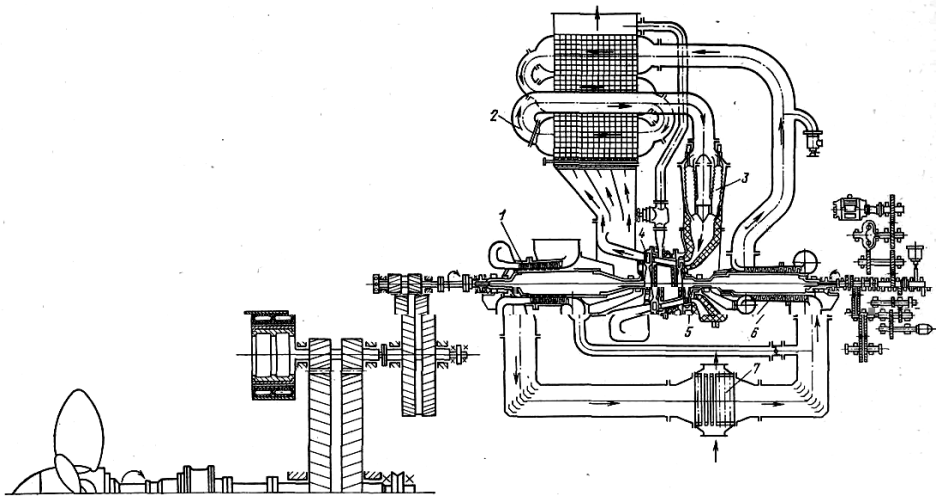


Рис. 141. Газотурбинная установка для сухогрузного судна (часть левого борта)

Мал.2.16 Газотурбінна установка суховантажного судна

ТВД має 2 активні ступені тиску і приводить в дію КВТ і агрегат паливних і масляного насоса, який обслуговує ГРК. При тиску **0,425 МПа і t° = 600 °С** гази переходять в ТНТ (**4**).

ТНТ, як і ТВТ, має активні ступені тиску, пускає в хід КНТ і через 2-х ступінчастий редуктор передає корисну потужність гребному гвинту. Відпрацьовані гази при **t° = 380 °С** направляються з ТНТ в регенератор, де віддають частину теплоти повітрю і охолоджуються до **t° = 245 °С**.

Подальше використання теплоти відпрацьованих газів відбувається в утилізаційному паровому котлі.

ТТХ:

- час запуску ≈ **10 хв**.
- реверс з ППХ на ПЗХ забезпечує зупинку судна ≈ за **3,5 хв**.
- шлях гальмування ≈ **5** корпусів судна.

ПАРОГАЗОВІ УСТАНОВКИ

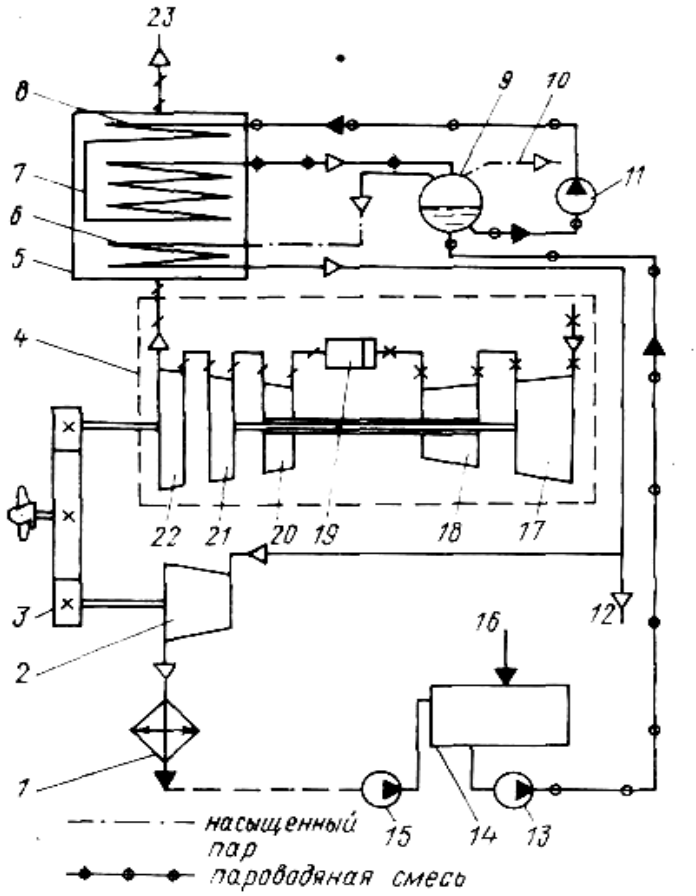
Газотурбінні установки з теплоутилізаційним контуром (ГТУ с ТУК).

Двовальна ГПТУ ролкерів типу «Капітан Смирнов»

Кожна з двох однакових установок (мал. 2.17) розвиває потужність **18400 кВт (25000л.с**.) При **130об / хв** гвинта. ГПТУ кожного валу складається з ГТД 4 і теплоутилізаційного контуру (ТУК) повного складу.

Це означає, що пар, що виробляється в УПГ, використовується в паровій пропульсивній турбіні 2, в турбінах утилізаційного турбогенератора (УТГ) (на малюнку не показані) і загальносудновими споживачами (ЗСС).

До складу ТУК входять: утилізаційний парогенератор 5 з живильним 13 і циркуляційним 11 насосами, пропульсивна парова турбіна 2 з конденсатором 1 і відповідними насосами (конденсаційний насос 15, що подає воду в теплий ящик 14), утилізаційний турбогенератор з конденсатором і насосами, маслоохолоджувачі (МО) та інше обладнання (УТГ і МО на схемі не показані). Конденсат 16 з конденсатора УТГ зливається в теплий ящик.



Мал. 2.17 Принципова схема ГПТУ для ролкерів типу «Капітан Смирнов»

УПГ водотрубний, з примусовою циркуляцією, складається з економайзерної 8, пароутворюючої 7 і перегрівательної 6 поверхонь нагріву і сепаратора 9. З УПГ гази йдуть в димову трубу 23.

Паропродуктивність УПГ **24т/ч** перегрітої пари з параметрами **1,17 МПа** і **582 К (309 °С)** і **2 т/год** насиченої пари для загальносуднових потреб 10. Пропульсивную турбіна споживає **18 т/год** пари під тиском **1,12 МПа**.

Температура живильної води **40 ºС**. є відбір пара 12 на утилізаційні турбогенератори (УТГ) в кількості **6 т/год**; при цьому потужність на вихідному фланці редуктора знижується до **17 300кВт**.

Розподіл потужності між ВМД і ППТ **77 і 23%** відповідно. Розрахункова витрата палива **231 г/(кВт-год)** [170 г/к.с.-год при роботі без УТГ, масла **0,2 г/кВт-год** (рис. 2.18).

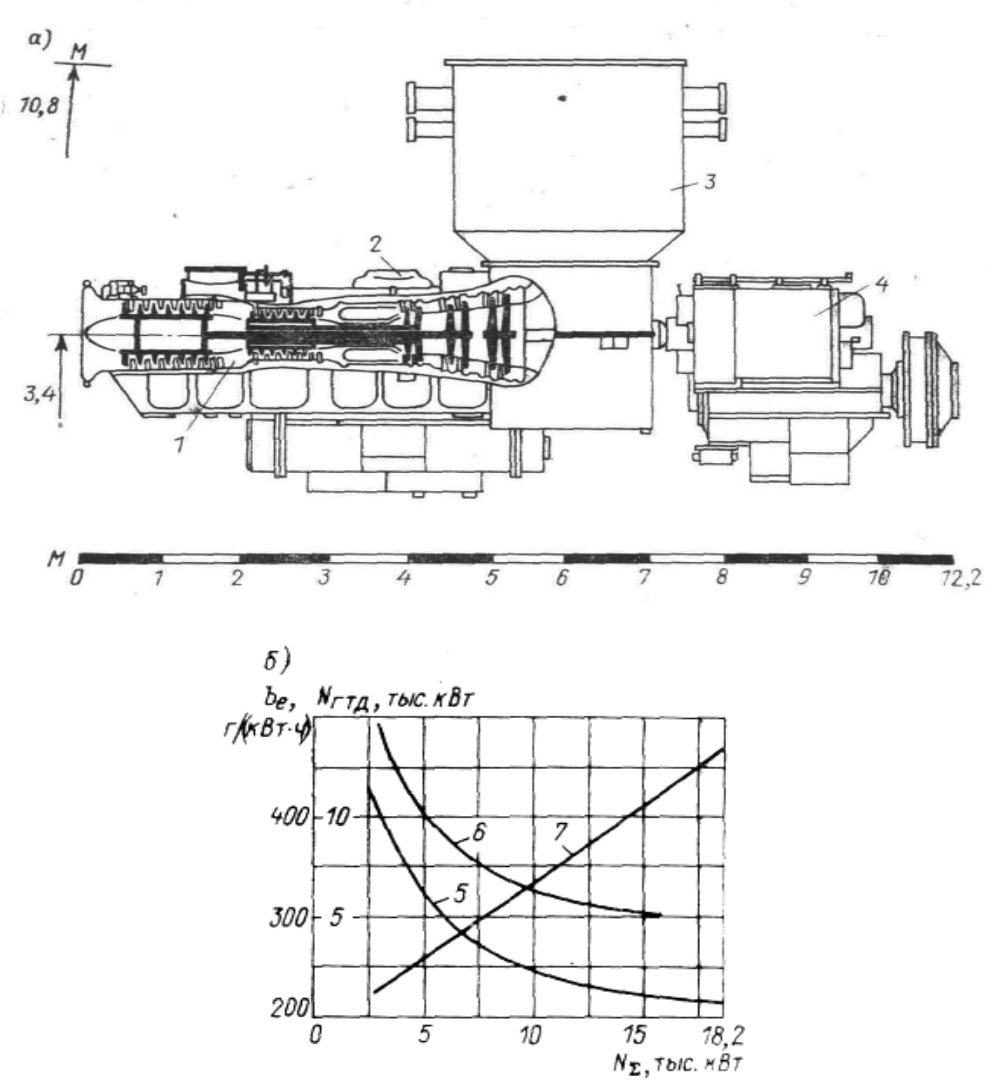
ГТД 4 (мал. 2.18) прямоточний, скомпонований за схемою «вал в валу». Гази з камери згоряння 19 надходять в двоступеневу ТВТ 20, яка обертає дев'ятиступеневий КВТ 18; ТСТ 21 працює на семиступінчастий КНТ 17, ТНТ 22 працює на гвинт через головний двоступеневий редуктор 3.

Парова турбіна, що складається з двухвенечного регулювального колеса і семи одновенечних ступенів, приєднана до того ж редуктора.

Пар з турбіни надходить в двопроточний конденсатор поверхневого типу, розташований під нею, тиск в ньому **6кПа**. Конденсатор стоїть на фундаменті, на конденсатор спираються парова турбіна і деякі допоміжні механізми.

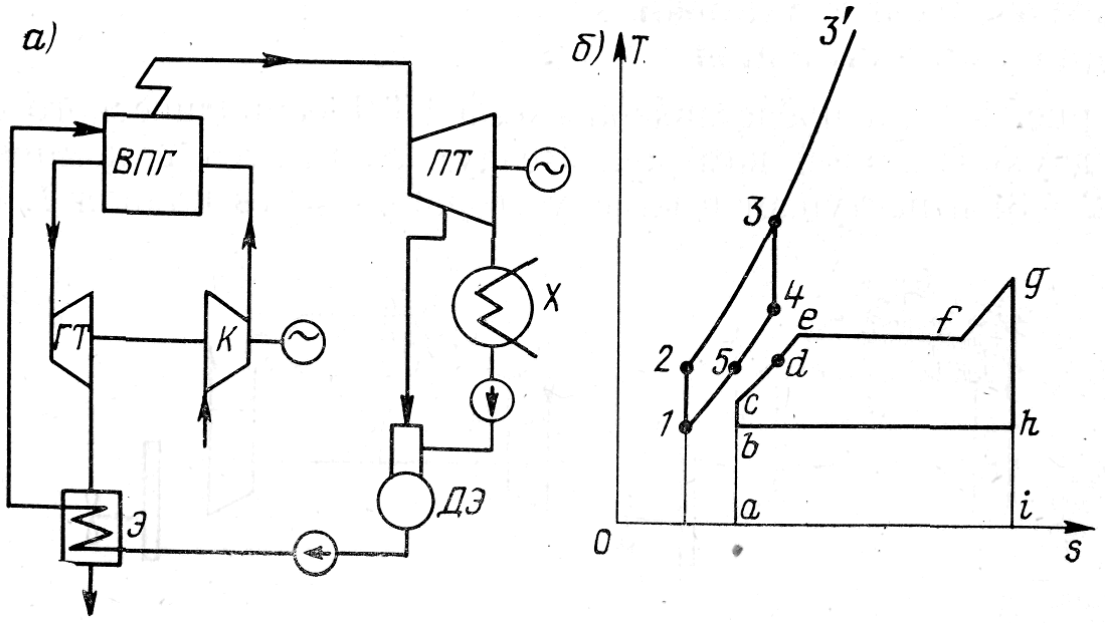
Інформація про пристрій ГТД дає уявлення (мал. 5.5.2, а.) Зміна витрати палива і потужності показано на (мал. 5.5.2, б.).

Загальний термін служби установки **М-25 ≈ 25 років**, а термін служби ГТУ - **12,5 років**.



Мал. 2.18 Головний газопаротурбінний двигун:
а - компоновка; б — проектна витрата палива b_e на установку і потужність ГТД (без отборів пару на УТГ)
1 - ГТД; 2 - ППТ; *3* - УПГ; *4* - редуктор, 5 - b_e при роботі обох ГТД і ТУК; 6 - b_e при роботі одного ГТД; 7 - потужність двигуна

Парогазова установка з високонапірним парогенератором (ПГУ з ВПГ). Схема установки і її ідеалізований цикл в діаграмі s-T зображені на мал. 2.19. Компресор подає повітря в топку високонапірного парогенератора (ВПГ), де згорання палива відбувається під підвищеним тиском. Газова турбіна працює на продуктах згоряння, що йдуть з ВПГ, і крім компресора віддає енергію корисному навантаженню.



Мал. 2.19. Парогазова установка з високонапірним парогенератором:
а — схема ПГУ з ВПГ; *б* — ідеалізований цикл

ВПГ — високонапірний парогенератор; *ПТ* — парова турбіна; *Х* — конденсатор; *ДЭ* — деаератор; *Э* — економайзер; *ГТ* — газова турбіна; *К* — компресор

Пар, що генерується в ВПГ, надає рух паровій турбіні. Газ, що утворився в топці при малому значенні коефіцієнта надлишку повітря, має високу температуру $T'_З$.

Під час передачі теплоти паровому контуру температура газу знижується до значення $T_З$, що визначається жароміцністю матеріалів газової турбіни. Після розширення в турбіні газ прямує в економайзер, де підігріває живильну воду.

Підігрів живильної води відбувається також за рахунок регенеративних відборів пару від парової турбіни. Для забезпечення економічності установки в робочому діапазоні навантажень необхідно підтримувати постійну температуру газу перед газовою турбіною. Для цієї мети служить додаткова камера згоряння, встановлена паралельно з ВПГ (на малюнку не показана).

З огляду на великий перепад ентальпій в паровій турбіні потужність, що виробляється паровою частиною установки, перевищує потужність ГТД в три рази і більше.

Мала витрата повітря, невелика ступінь підвищення тиску, помірна початкова температура газу зумовлюють невеликі габарити і тривалий термін служби газотурбінної частини установки в порівнянні зі звичайною ГТУ.

Проектні розробки парогазових установок з ВПГ показують, що економія палива в таких установках становить **5 - 8%** в порівнянні з ПТУ.

В останні роки ГТД почали широко застосовуватися на суднах на підводних крилах (СПК) і повітряній подушці (СПП), які використовуються в якості швидкісних пасажирських і вантажопасажирських суден на поромних переправах.

Проводяться роботи щодо подальшого вдосконалення ГТД в напрямку підвищення технічного ресурсу і паливної економічності, створення більш надійних конструкцій і простих в обслуговуванні.

Перспективним вважається напрям із застосування в ГТД лопаток з ***керамічних і металокерамічних матеріалів***, що дозволяє підвищити **t°** газу перед турбіною без охолодження лопаток.

Наприклад: на двигунах **FT-9** (США) передбачається, ставити соплові лопатки суцільні керамічні, а робочі з металокерамічним покриттям. Це дозволить підвищити **t°** газу перед ТВД понад **1370 °С** і забезпечити ресурс найбільш нагрітих деталей до **10 тис.год.**

Удосконалення конструкцій ГТД йде па шляху створення окремих модулів. ГТД моделі **570** (США) потужністю **5,15 МВт** складається з **5** легко відокремлюваних один від іншого відбалансованих модулів:

- компресора;
- камери згоряння;
- турбіни газогенератора;
- силової турбіни і коробки приводів.

Така конструкція зручна в експлуатації і при ремонті. Вона дозволяє силами обслуговуючого персоналу на місці замінювати несправні модулі без додаткового балансування всього двигуна. Це значно скорочує терміни ремонту і трудомісткість обслуговування двигуна.

На базі двигуна **LM-2500** створений новий **LM-5000** (США), потужність морського варіанту якого становить **22 - 36 МВт**.

ККД двигуна близько **39%**.

Він пристосований для роботи на рідкому і газоподібному паливі, а також на паливних сумішах.

При створенні нових ГТД мають на меті зменшити питому витрату палива на **10 - 15%** і знизити експлуатаційні витрати.

Фактичний робочий процес в ГТУ відрізняється від теоретичного циклу, що пояснюється в основному наявністю втрат в турбіні і компресорі. Втрати в турбіні можуть бути враховані відносним внутрішнім ККД турбіни η_T, (він лежить в межах **0,8 - 0,9**).

Ефективний ККД ГТУ трохи нижче, тому що він враховує механічні втрати в турбіні і компресорі, а також втрати тиску в трубопроводах і камерах згоряння. Механічний ККД ГТУ лежить в межах **0,96 - 0,98**.

Внутрішній ККД ГТУ зростає з підвищенням максимальної температури перед турбіною і зниженням температури навколишнього середовища. Температура газів при вході в турбіну в сучасних ГТУ суднового типу, розрахованих на тривалий термін служби, приймається в межах **973 – 1123 К (700 - 850 °С**).

При цьому ступінь підвищення тиску лежить в межах **(6 - 9).** Коефіцієнт надлишку повітря коливається в межах **(4,5 - 6,5).** Ефективний ККД ГТУ може досягати **28 - 30%.**

У перспективі в умовах використання матеріалів підвищеної жароміцності він може бути ще вище.

Застосування ГТД в ЕУ транспортних суден стримується останнім часом через збільшених цін на паливо. Судновласники судів з ГТУ змушені вживати відповідних заходів. Так, з метою економії палива було прийнято рішення про заміну ГТД на дизелі на контейнеровозах типу «Евролайнер» (після 8 років експлуатації).

Заміна ГТУ проведена і на австралійських балкер «Айрон Карпентарна» і «Айрон Кертіс» дедвейтом по 45 430т. Таким чином, спостерігається тенденція, з одного боку, до відмови від застосування ГТУ на транспортних судах, а з іншого - до використання ВМД з метою підвищення економічності СЕУ інших типів.

Крім того, відомо використання ВМД в судновому виконанні на нафтовидобувних судах, де важливе значення набувають їх властивості:

- малі масогабаритні показники;
- висока надійність;
- можливість роботи на паливі що добувається (газовому або нафтовому). Застосування місцевого палива дозволяє знизити експлуатаційні витрати.

Оскільки ГТД є більш врівноваженим двигуном, то установка ГТД на бурових платформах замість ДВС дозволяє полегшити конструкції через зниження вібрації, зменшити площу бурових платформ і їх розміри за рахунок більшої енергонасиченості (питома потужність ГТД **108 - 195кВт/м2**, ДГ 4**3 - 86кВт/м2**).

Крім того, завдяки невеликим габаритними показниками ГТД можна створити силовий блок, складання, монтаж і випробування якого проводити на березі.

Це скорочує терміни будівництва об'єкта і знижує його вартість. Велика кількість теплоти, яка потрібна при експлуатації морських бурових установок, може бути отримана шляхом утилізації випускних газів ГТД.

Таким чином, електричну і теплову енергію отримують від одного працюючого джерела.

Застосування ГТД авіаційного типу в складі СЕУ дає ряд переваг:

- зменшення загальної площі МО (до **10%**);
- скорочення числа допоміжних механізмів;
- спрощення управлінням установкою;
- зниження чисельності персоналу машинного відділення;
- зменшення капітальних витрат внаслідок меншої вартості обладнання і його монтажу.

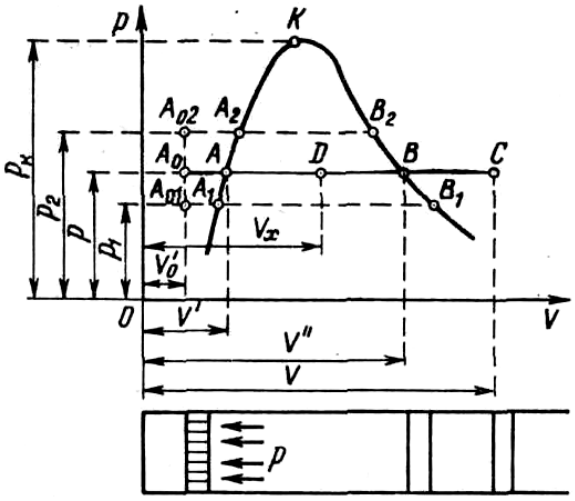
Проте ГТД, мають серйозні недоліки, основним з яких слід вважати їх не високу економічність, в порівнянні з дизельними двигунами, обумовлену великими тепловими втратами.

Тема № 3

Принцип роботи і пристрій активних і реактивних парових турбін

1. Отримання пара.

В якості робочих тіл ЕУ, крім газів і їх сумішей, застосовують і пари зокрема водяні. Термодинамічні властивості парів найдоцільніше розглянути на прикладі водяного пару, найбільш поширеного в техніці. Процес отримання водяного пару зручно представити графічно у системі координат об'єм (**V**) - тиск (**P**) (мал 3.1.)



Мал. 3.1 Діаграма пароутворення в координатах об`єм - тиск

Припустимо, що в циліндрі під поршнем, що знаходиться під тиском (**P**), знаходиться **1кг** води при **t° 273 К** і вода займає об`єм (V_0^1). Процес пароутворення будемо розглядати при постійному тиску так як практично пар в парових котлах утворюється тільки за цієї умови.

До води з **t° 273 К** і тиском (**P**) стан якої визначається на діаграмі точкою (A_0) підводиться теплота. При цьому **t°** води помітно підвищується, а об`єм її зростає незначно. У точці (**А**) буде досягнута температура кипіння t_K, що відповідає даному тиску.

При подальшому підводі теплоти почнеться процес пароутворення. Якщо він відбувається при постійному тиску, то температура буде залишатися незмінною. Процес пароутворення на діаграмі зображується лінією (**AB**), причому в точці (**B**) вся вода повністю перетворюється в пар, який має температуру, рівну температурі кипіння при даному тиску. Пар з такою температурою називається ***насиченим.***

Насичений пар, в якому відсутні частинки рідини, називається сухим. Т.О. точка (**B**) на діаграмі характеризує стан сухого насиченого пару. Об`єм (V'') який відповідає точці (**B**), представляє питомий обсяг сухого насиченого пару. Люба точка (**D**) на лінії (**AB**), що характеризує процес пароутворення, відповідає стану насиченої пари, в якому містяться частинки води.

Такий пар називається ***вологим***. Частка змісту сухого пара в суміші сухого насиченого пару і рідини називається ***ступенем сухості*** і позначається через (**X**).

Об`єм, що відповідає точці (**D**), позначається через (V_x) і є питомим об'ємом вологої пари зі ступенем сухості (**X**).

Якщо до сухого пару продовжувати підведення теплоти при постійному тиску, то температура його буде зростати при одночасному збільшенні об`єму. Пар, який має **t°** вищу, ніж **t°** насиченої пари при даному тиску, називається ***перегрітим***.

На діаграмі точка (**C**) характеризує стан пару, перегрітого до деякої температури **t°**. Обсяг (V), що відповідає точці (**C**), представляє питомий об`єм перегрітого пару при температурі **t°**.

Істотна особливість ***перегрітого пару*** полягає в тому, що конденсація може початися тільки після його охолодження до **t°**, що відповідає даному тиску тобто перетворення в сухий насичений пар.

Тому стан ***перегрітого пару*** досить стійкий. Стан же сухого насиченого пару нестійкий, тому в ньому вже при незначному охолодженні відбувається часткова ***конденсація***.

Як відомо, якщо тиск (**P**) знижується, то кипіння води відбувається при більш низькій температурі. Тому питома об`єм води, що досягла **t°** кипіння при тиску (P_1) (абсциса точки A_1), менше, ніж при тиску (**P**).

З іншого боку, як будь-яке газоподібне тіло, сухий пар при більш низькому тиску займає більший об`єм. Отже, абсциса точки (B_1) що зображує стан сухого пара при тиску (P_1), більше, ніж абсциса точки (**B**), що відноситься до сухого насиченого пару при тиску (**P**).

Навпаки, якщо тиск (P_2) підвищується, то кипіння води починається при більш високій температурі і питомий об'єм рідини при температурі кипіння (абсциса точки A_2) більше, ніж при низькому тиску.

Однак сухий пар при більш високому тиску займає менший об'єм, через що абсциса точки (B_2), яка зображує сухий пар при тиску (P_2), менше, ніж абсциса точки (**B**).

Якщо з'єднати одній кривій всі крапки, що характеризують стан води при температурі кипіння і різних тисках, а інший кривій - всі крапки, що характеризують сухий пар, то діаграма пароутворення виявиться розділеною на три області.

Точки, що знаходяться ***в лівій частині діаграми***, характеризують ***рідину***, точки, що лежать між прикордонними кривими, - ***вологий пар***, точки ***в правій частині діаграми*** відповідають різним станам ***перегрітого пару***.

Лінія, що розділяє області рідини і вологої пари, називається ***нижньою прикордонною кривою***. Точки, що лежать на ній, відповідають стану рідини при температурі кипіння і при різних тисках.

Лінія, що розділяє області вологого і перегрітого пару, називається ***верхньою прикордонною кривою***. Точки, що лежать на ній, відповідають стану сухого насиченого пару.

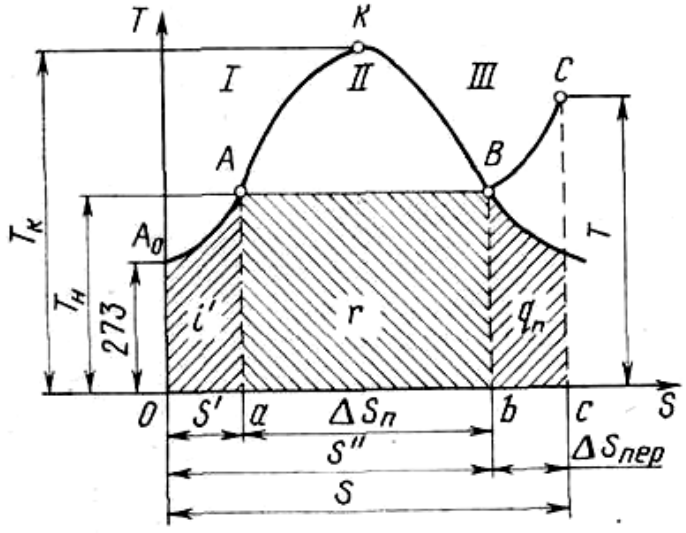
З діаграми видно, що нижня і верхня прикордонні криві з підвищенням тиску зближуються і при деякому тиску, званому ***критичним***, вони з'єднуються в точці (**К**).

Величина критичного тиску P_K = **22,129 МПа**, а критичної температури становить T_K = **647,15 К**. Сама точка (**К**) носить назву ***критичної*** - це точка визначається температурою, при якій зникає різниця між рідким і пароподібним станом речовини. При температурі вище цієї тіло не може існувати в рідкому стані.

Питомі об'єми рідини при температурі кипіння і сухого пара в критичній точці рівні. Це означає, що при критичному тиску вода, нагріта до кипіння, перетворюється відразу в пар.

Процес пароутворення може бути графічно зображений в системі координат **ентропія S - абсолютна температура Т**. (мал.3.2).

Припускаючи, що при **273 К** значення ентропії води дорівнює нулю, стан води зображають на діаграмі точкою (A_0), що лежить на осі ординат.



Мал. 3.2 Діаграма пароутворення в системі координат ентропія - абсолютна температура

- **Ентальпія** - теплозміст газу;

- **Ентропія (ккал/кг С°)** - термодинамічна функція стану тіла. Зміна ентропії тіла в кругових замкнутих процесах (циклах) дорівнює нулю.

У технічних розрахунках початкове значення ентропії (S_0 = **0**) приймають при нормальних умовах (**р = 760 мм. рт. ст і t° = 0 С°**).

Стан води, нагрітої до будь-якої температури кипіння (T_H), відповідає на діаграмі точці (**А**) з абсцисою (S'), а процес нагрівання води до цієї температури характеризується ділянкою ($A_0 A$) – ***нижній прикордонної кривої.***

Випаровування може бути представлено прямий (**АВ**) і точка (**В**) буде характеризувати стан сухого насиченого пару. Абсциса точки (**В**) дорівнює величині (S'').

В результаті перегріву (крива **ВС**) пар прийде в стан, обумовлений точкою (**С**), коли його температура буде дорівнювати (**Т**), а **ентропія** - величині (S).

Нижня і верхня прикордонні криві, як і в діаграмі (**V-P**), ділять всю діаграму на три області що характеризують стан рідини (**I**), вологого (**II**) і перегрітого (**III**) пару.

З підвищенням температури прикордонні криві зближуються і в точці (**К**), що зображає критичний стан, з'єднуються.

Точка (**К**) відповідає критичній температурі T_K = **273,15 + 374,35 К** і значенням ентропії **S = 4,43 кДж/кг град**. При цьому ентальпія дорівнює **2100 кДж/кг.**

Так як в діаграмі на (мал.2) площі зображують кількість теплоти, то легко встановити, що площа (**OAoAa**) являє ентальпію рідини, площа (**aABb**) - теплоту пароутворення, а площа (**вВСс**) - теплоту, яка витрачається на перегрів пара.

Площа (**OAoABb**) зображує ентальпію сухого насиченого пару, а площа (**OAoABCc**) - ентальпію перегрітого пару.

Для практичних цілей зручніше користуватися діаграмою з координатами ***ентропія - ентальпія***, називається скорочено (**i-S діаграмою**), або діаграмою Моллье (по імені професора Моллье, який запропонував її в 1906 році).

Приблизно посередині діаграма розділена лінією, що представляє **верхню прикордонну криву (X = 1)**.

У нижній частині діаграми знаходиться область вологого пару, а у верхній - перегрітого.

За допомогою (**i-S діаграми**) можна вирішити багато практичних завдань застосування водяної пари.

ТЕПЛОВІ СХЕМИ КТЕУ

Для вивчення і розрахунку теплоекономічних властивостей енергетичної установки користуються поняттям ***теплової схеми***.

Тепловою схемою називається умовне схематизоване зображення елементів реальної котлотурбінної установки і взаємозв'язків між ними, що показує розподіл пара, конденсату і тепла між її складовими частинами.

Теплові схеми КТЕУ можна класифікувати за такими ознаками:

- ***за повнотою зображення*** теплові схеми діляться на:

- найпростіші;
- принципові;
- розгорнуті;
- і повні.

Найпростіша теплова схема зображує мінімальну кількість елементів установки і взаємозв'язки між ними.

Принципова теплова схема фіксує послідовне з'єднання частин КТЕУ, тип термодинамічного процесу, спосіб здійснення регенеративного процесу, спосіб забезпечення енергією головних і допоміжних механізмів, спосіб використання надлишків відпрацьованого пара і гарячих дренажів, заповнення втрат живильної води, принципово важливу арматуру.

Розгорнута схема додатково показує число і спосіб включення механізмів і апаратів, різні ємності і цистерни, резервні механізми, деякі найбільш важливі автомати.

Повна теплова схема зображує весь набір обладнання КТЕУ і взаємозв'язки між ними.

- ***по типу термодинамічного циклу*** розрізняють теплові схеми:

- с *проміжним перегрівом* пара;
- *без проміжного перегріву* пара.

У схемах з проміжним перегрівом пара пар, що пройшов ряд ступенів турбіни, направляється в проміжний пароперегрівач котла. Після вторинного перегріву пар направляється в наступні ступені парової турбіни. Можливе застосування теплових схем з дворазовим проміжним перегрівом пари.

• ***за способом підігріву живильної води*** теплові схеми діляться на:

- ***регенеративні***, в яких проводиться попередній підігрів живильної води перед подачею її в котел або парогенератор;
- ***нерегенеративні*** - без попереднього підігріву живильної води.

У свою чергу регенеративні теплові схеми ***за способом здійснення регенеративного циклу*** діляться на схеми:

- ***1-го роду***, в яких підігрів живильної води здійснюється теплотою пара, що відбирається з проміжних ступенів головної турбіни;
- ***2-го роду***, в яких підігрів живильної води здійснюється паром, відпрацьованим у допоміжних механізмах;
- ***3-го роду***, що представляють собою поєднання схем 1-го і 2-го роду.

- ***по числу водопідігрівачів*** (ступенів підігріву живильної води) теплові схеми діляться на;

- *одноступінчасті* - з одним водопідігрівачем;

- *багатоступінчасті*, в яких підігрів живильної води проводиться послідовно в декількох водопідігрівачах.

• ***за типом водопідігрівачів:***

- можливе використання регенеративних теплових схем з *водопідігрівачами поверхневого типу*, в яких передача теплоти від гріючого середовища до живильній воді проводиться через трубну поверхню нагріву;

- *з водопідігрівачами змішувального типу* (деаераторами), в яких підігрів здійснюється шляхом змішування пари з живильною водою;

- і *комбіновані теплові схеми*, в яких використовуються підігрівачі як поверхневого, так і змішувального типу.

• ***за початковими параметрами пара для допоміжних механізмів*** розрізняють теплові схеми:

- з допоміжними механізмами, що працюють на *перегрітому парі*;

- з допоміжними механізмами, що працюють на *насиченому* або *слабоперегрітому парі*;

- і *комбіновані* теплові схеми, в яких допоміжні механізми працюють на різних параметрах пара.

• ***за способом включення відпрацьованого пара від допоміжних механізмів*** використовуються теплові схеми:

- з допоміжними механізмами, що працюють *на протитиск* (протитискова група механізмів);

- з допоміжними механізмами, що працюють *на вакуум* (конденсаційна група механізмів);

- і *комбіновані* теплові схеми, що мають в своєму складі обидві групи допоміжних механізмів.

Цикли ПТУ

Простий цикл - це цикл з повним розширенням пара (ідеальний цикл Ренкіна).

Термічний ККД ідеального циклу Ренкіна становить η_t **= 0,35 ÷ 0,45**. Величина η_t знаходиться в прямій залежності від початкових параметрів пару і в зворотному - від тиску в конденсаторі.

З урахуванням допустимої вологості пара в останніх щаблях турбіни для кожного із значень температури перегріву $T_{ПЕ}$ і тиску в конденсаторі p_X є своє оптимальне значення початкового тиску $p_{П,К}$., При якому кінцева вологість $x_{ДОП}$ не перевищує зазначеного розміру.

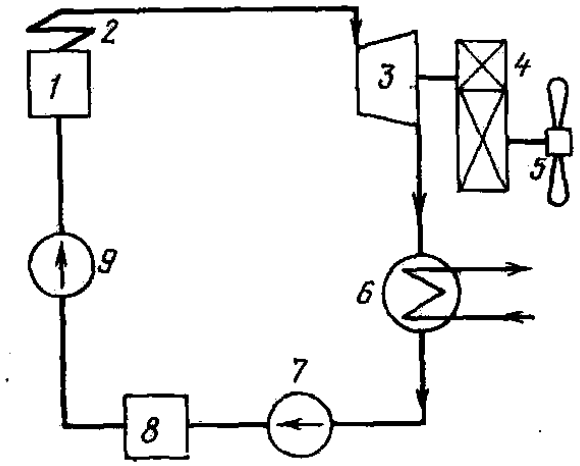
Такі параметри — тиск перегріву і температура — називаються сполученими.

Для $t_{ПЕ}$ **= 510 ÷ 520 °С** поєднаний тиск $p_{П,К}$**. = 6 ÷ 8 МПа;**

Для $t_{ПЕ}$**. = 450 ÷ 480 °С** відповідно $p_{П,К.}$ **= 4 ÷ 5 МПа**.

1. Основний цикл пароенергетичної установки.

У пароенергетичної установки, що працює по циклу Ренкіна (мал.3.3) з парового котла (**1**), забезпеченого пароперегрівачем (**2**), пар надходить в парову турбіну (3), де розширюється.



Мал. 3.3 Схема пароенергетичної установки, що працює по циклу Ренкіна

Турбіна через редуктор (**4**) працює на гребний гвинт (**5**). Відпрацьований пар прямує в конденсатор (**6**), що охолоджується водою, де і конденсується.

Конденсат відкачується конденсатним насосом (**7**) і надходить в збірну ємність (**8**). З неї вода живильним насосом (**9**) нагнітається знову в паровий котел.

Цикл котлотурбінного енергетичні установки складається з наступних термодинамічних процесів (мал. 3.4):

1 – 2 – адіабатне розширення пара в паровій турбіні;

2 – 3 – ізотермічний процес конденсації пара в головному конденсаторі;

3 – 4 – стиснення конденсату в конденсатному насосі;

4 – 5 – ізобарний підігрів конденсату в водопідігрівачі (деаератори);

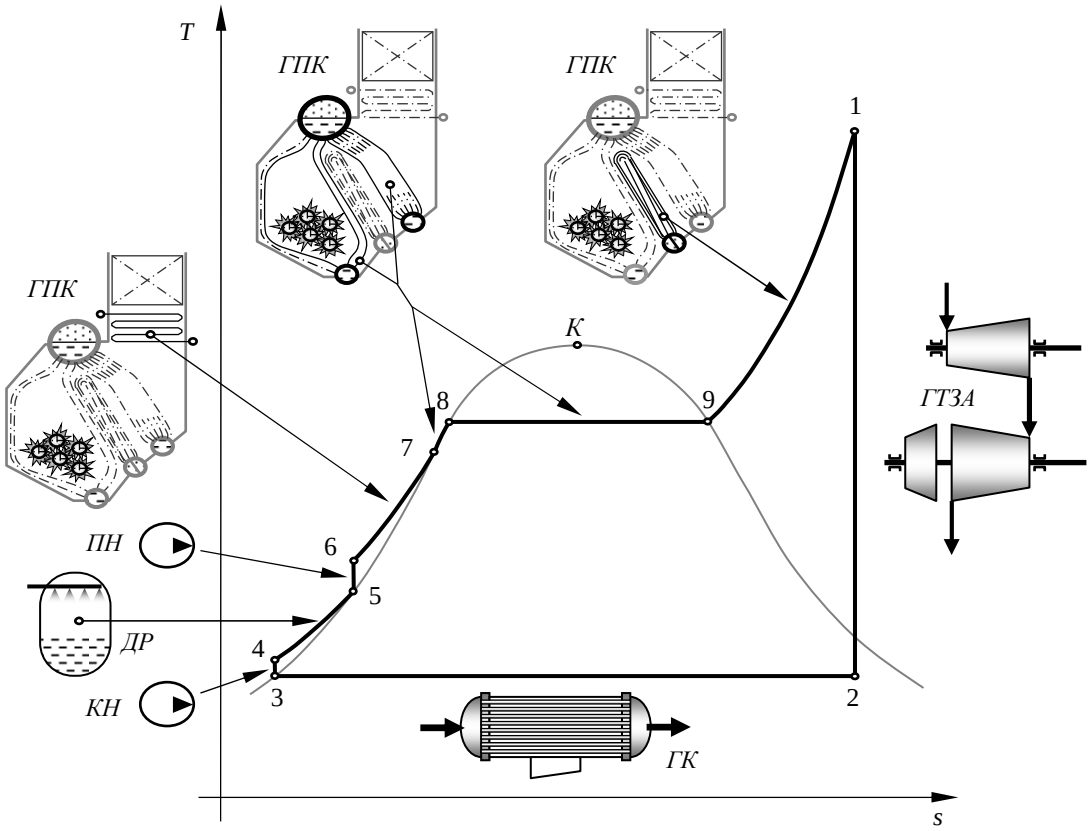
5 – 6 – стиснення підігрітої живильної води в живильному насосі;

6 – 7 – ізобарний підігрів живильної води в економайзері котла;

7 – 8 – ізобарний підігрів живильної води до температури насичення в випарної частини котла;

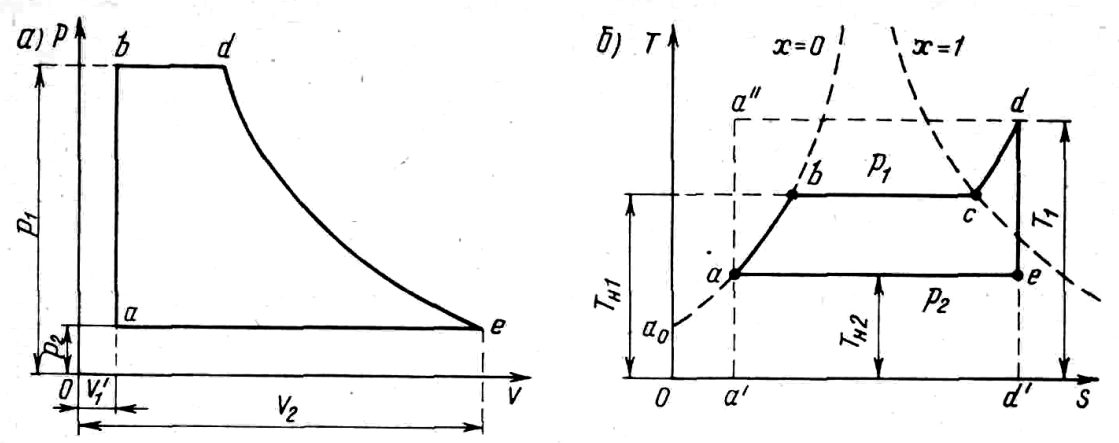
8 – 9 – випаровування котлової води в випарній частині котла;

9 – 1 – ізобарний перегрів пара в пароперегрівачі котла;



Мал. 3.4. Термодинамічний цикл котлотурбінної енергетичної установки.

Розглянемо цикл Ренкіна в координатах (**V - P**) и (**S – T**) (мал.3.5 а, б).



Мал. 3.5 Графіки циклу Ренкіна в координатах об’єм-тиск і ентропія-абсолютна температура

Воді спочатку підводиться теплота при постійному тиску (P_1), що практично здійснюється нагріванням води, випаровуванням її і перегрівом отриманого в котлі пара. Цей процес в координатах (**V - P**) зображується лінією (**bd**), а в координатах (**S - T**) - лінією (**abcd**).

Після підведення теплоти відбувається адіабатне розширення пара (лінія **de** на обох діаграмах). Після розширення пара до кінцевого тиску (P_2) відбувається його конденсація (лінія **еа** на обох діаграмах).

Нарешті, вода знову подається живильним насосом в котел, (тиск її підвищується), що умовно показано лінією (**ав**) постійного об'єму в координатах (**V - P**).

Теплота, перетворена в циклі в роботу, зображується площею (**abcde**). Теплота що витрачена, зображується площею ($a' a\ b\ c\ d\ d'$). Термічний ККД являє собою відношення цих площ:

$$\eta_t = \frac{a\ b\ c\ d\ e}{a' a\ b\ c\ d\ d'};$$

Площа (**abcde**) можна розглядати як різницю площ ($O\ a_0 b\ c\ d\ d'$) і ($O\ a_0 a\ e\ d'$). Перша з них вимірює ентальпію пара в точці (**d**) і може бути позначена через (i_1); друга вимірює ентальпію в точці (**е**) і може бути позначена через (i_2). Площа ($a' a\ b\ c\ d\ d'$) дорівнює різниці площ ($O\ a_0 b\ c\ d\ d'$) і ($O\ a_0 a\ a'$). Перша площа являє собою величину (i_1), а друга зображує ентальпію води, що відповідає крапці (**а**). Ця величина позначається через (i_2').

Таким чином, термічний ККД циклу Ренкіна визначається за формулою:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'};$$

З формули видно, що термічний ККД циклу Ренкіна зростає з підвищенням початкового тиску і температури пара і зниженням кінцевого тиску.

При підвищенні початкового тиску пара збільшується його вологість в кінці розширення, якщо одночасно не збільшувати температуру перегріву пара.

Підвищення вологості пара в кінці розширення знижує, економічність парової турбіни і викликає у лопаток ерозію останніх ступенів. Це змушує при підвищенні початкового тиску пара одночасно підвищувати температуру його перегріву.

Однак при значних температурах пара необхідно виготовляти деталі проточної частини турбіни з дорогих жаростійких сплавів.

Тому в установках високого тиску іноді обмежують величину початкової температури пара, але застосовують його **повторний перегрів**.

ТЕПЛОВІ СХЕМИ З ПРОМІЖНИМ ПЕРЕГРІВОМ ПАРА

У теплових схемах КТЕУ з проміжним перегрівом пара пар, що пройшов ряд ступенів турбіни, направляється в проміжний пароперегрівач котла, і після вторинного перегріву прямує назад в турбіну для остаточного розширення в останніх щаблях.

Існує два принципи проміжного перегріву пара:

- ***газовий***, при якому вдруге перегрітий пар сприймає теплоту продуктів згоряння палива в котлі.

Такий перегрів може здійснюватися:

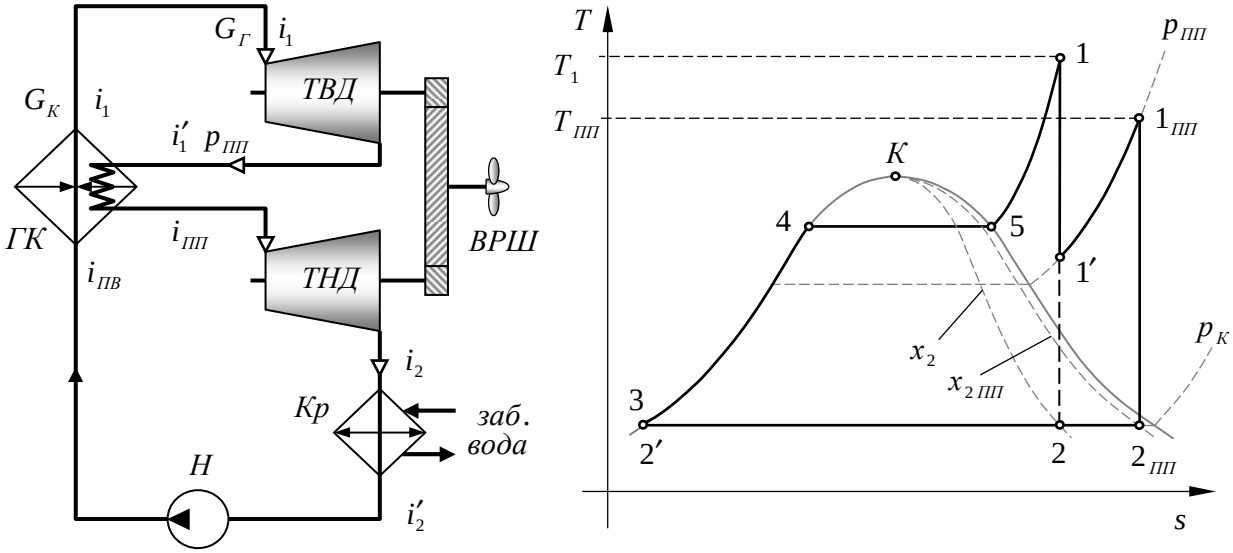
- в проміжному пароперегрівачі котла, розташованому в газоході;
- в окремій топці котла;
- в виносних пароперегрівачах, оснащених топками зі спалюванням палива в киплячому шарі;

- ***паровий,*** при якому гріючим середовищем є свіжий пар, що виробляється котлом.

Застосування газового перегріву пара дозволяє довести температуру вдруге перегрітого пару до первісної, а при паровому перегріві - приблизно до температури насичення пари, що гріє.

Вибір способу перегріву пара залежить від початкових параметрів пара, теплової схеми установки і визначається техніко-економічними розрахунками.

В даний час в суднових КТЕУ застосовується виключно газовий перегрів пара в проміжних пароперегрівачах (котли КВГ-80).



Мал. 3.6 Теплова схема і термодинамічний цикл найпростішої КТЕУ з одноразовим перегрівом пару

Теплова схема найпростішої установки з ППП (без використання регенерації) показана на мал. 3.6.

Пар, що виробляється котлом, надходить в корпус ТВТ. Після розширення в ступенях ТВТ пар направляється в проміжний пароперегрівач котла, де відбувається підвищення його температури (тиск вдруге перегрітого пара при цьому залишається постійним).

Після перегріву пар направляється в корпус ТНТ, де остаточно розширюється і скидається в головний конденсатор.

Термодинамічний цикл КТЕУ з одноразовим проміжним перегрівом пара, включає наступні процеси:

$1-1'$ – розширення пара в частині ступенів турбіни (ТВТ);

$1'-1_{ПП}$ – перегрів пара в проміжному пароперегрівачі котла;

$1_{ПП}-2_{ПП}$ – розширення пара в наступних щаблях турбіни (ТНТ);

$2_{ПП}-2'$ – конденсація пара в головному конденсаторі;

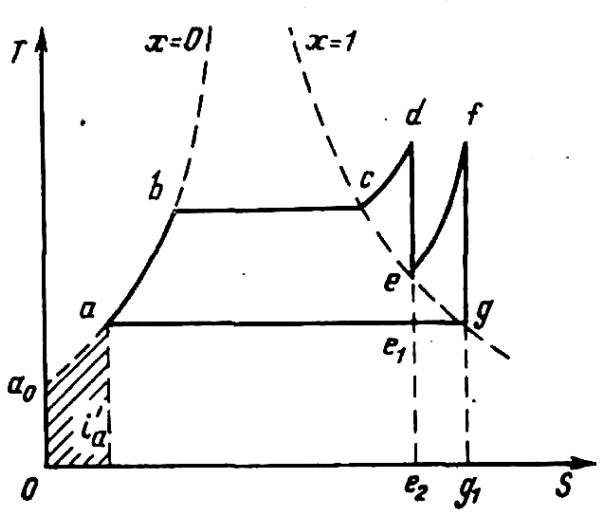
$2'-3$ – стиснення води в насосі;

$3-4$ – підігрів живильної води в котлі до температури насичення;

$4-5$ – випаровування води в котлі;

$5-1$ – перегрів пара в пароперегрівачі котла.

При розгляді циклу КТЕУ з проміжним перегрівом пара видно, що складний цикл установки складається з двох простих циклів: *основного* – $1-2-2'-3-4-5-1$, і *додаткового* (приєднаного) – $1'-1_{ПП}-2_{ПП}-2-1'$.



Мал. 3.7. Графік циклу з вторинним перегрівом пару в координатах ентропія-абсолютна температура

Вторинний перегрів збільшує кількість корисної теплоти, що вимірюється площею ($e_1 e\ f\ g$), але вимагає додаткової витрати теплоти, яка вимірюється площею ($e_2 e\ f\ g_1$).

Позначивши ентальпію пара в точках (**e**) і (**f**) через (i_e) і (i_f), отримаємо вираз термічного ККД циклу з вторинним перегрівом пари:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_e + i_f - i_2}{i_1 + (i_f - i_e) - i_2};$$

Використання проміжного перегріву в циклі КТЕУ зміщує кінцеву точку розширення пара в турбіні вправо, в область більших значень ступеня сухості пара - (при однакових початкових параметрах пара).

Цей фактор дозволяє істотно підвищити початкові параметри пара, що подається на турбіну і, відповідно, підвищити ККД установки, тоді як збільшення початкових параметрів пара без проміжного перегріву призводить до збільшення вологості пара в останніх щаблях турбіни.

Висока вологість пара негативно позначається на ККД самої турбіни (збільшуються втрати з вологістю пара) і призводить до ерозійних руйнувань деталей проточної частини. Крім того в теплових схемах, виконаних з ППП, зменшується витрата пара на турбіну (при рівній потужності з турбіною без ППП), і отже кількість пара, що надходить в головний конденсатор.

Зменшення витрати пара дозволяє зменшити площу теплообміну і масогабаритні показники головного конденсатора і призводить до зниження кількості теплоти, що віддається забортній воді. При цьому також зменшуються діаметри паропроводів, габарити живильних насосів, площа випарювальної поверхні нагрівання головних котлів.

Економію палива від проміжного газового перегріву пара можна збільшити, застосувавши подвійний проміжний перегрів. Так, якщо перший проміжний перегрів дає **4 ÷ 5%** економії, то другий **1 ÷ 1,5%.**

Природно, що додаткове подорожчання установки все менше окупається. У зв'язку з цим в судновій енергетиці з урахуванням габаритів МВ суден застосовується ***одноразовий*** ППП, а в стаціонарній енергетиці – ***дворазовий.***

Разом з тим, використання проміжного перегріву пара призводить:

- до значного ускладнення конструкції парового котла, що має в своєму складі додаткові пароперегріваючі поверхні нагріву;
- ускладненню системи головного пара і застосування додаткових протяжних паропроводів, що направляють пар від турбіни до проміжного пароперегрівача котла і назад в турбіну;
- підвищених втрат тиску пара в додаткових паропроводах;
- ускладнення системи автоматичного регулювання КТЕУ;
- підвищення вартості виготовлення установки;
- неможливості використання в складі установки реверсивних турбін.

Реверс в КТЕУ з ППП можливо здійснювати тільки за рахунок установки ГРК. Труднощі забезпечення реверсу пов’язані з тим, що при використанні ТЗХ трубна система пароперегрівача залишалася б без охолодження (пар при роботі ТЗХ через проміжний пароперегрівач не проходить), що призвело б до перегорання трубної системи проміжного пароперегрівача, що знаходиться в зоні високих температур димових газів.

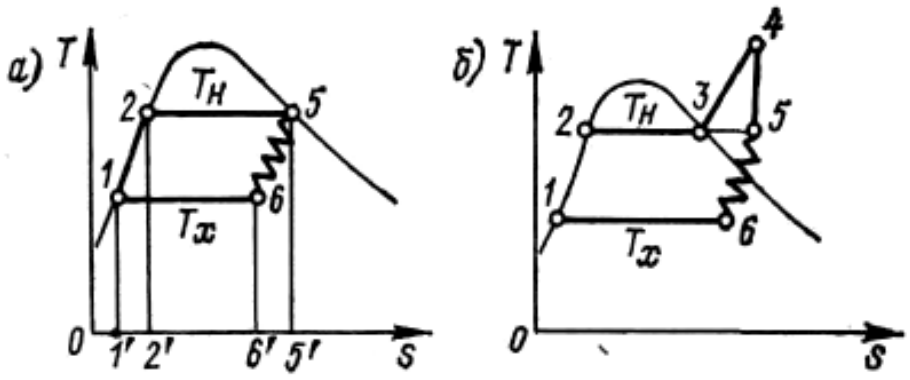
Ідеальний регенеративний цикл.

Регенеративним називається такий цикл, який здійснюється в контурі ПТУ за умови використання для підігріву живильної води пара, який частково здійснив корисну роботу розширення в турбіні.

Сутність регенеративного циклу полягає в тому, що зменшуються втрати теплоти в конденсаторі (найбільші втрати в ПТУ) в зв'язку з тим, що теплота деякої частини пара, яка вчинила корисну роботу в турбіні, використовується для підігріву живильної води. Природно, що в цих умовах потужність турбіни знизиться, але не пропорційно кількості відібраного пара, оскільки він вчинив корисну роботу перш, ніж був відібраний.

Ідеальний регенеративний цикл - це цикл, в якому підігрів води відбувається в нескінченно великому числі підігрівачів живильної води за умови нескінченно малого підвищення температури води в кожному з них.

Ідеальний регенеративний цикл буде називатися граничним, якщо вода підігрівається до температури насичення при відповідному тиску в котлі. У цьому циклі теоретично можна отримати найменшу питому витрату теплоти. Однак на практиці реалізувати граничний регенеративний цикл важко.



Мал. 3.8 Ідеальний граничний регенеративний цикл:
а) — насиченого пара; *б)* — перегрітого пара

1—*2* - підігрів живильної води; *2—3* -пароутворення;
3—4 - перегрів пара; *4—5* - розширення пара в турбіні;
5—6 - розширення пара в турбіні і передача теплоти живильній воді;
6—1 - конденсація пара в конденсаторі.

На мал. 3.8 (*а)* наведено ідеальний граничний регенеративний цикл для насиченого пару. Вважається, що цикл здійснюється в ПТУ з таким теоретично передбачуваним двигуном, в якому процес розширення пара (ламана 5 - 6) еквідістантне (*геометричне місце точок, віддалених від даної прямої на дану відстань*) процесу підігріву живильної води.

Вода підігрівається в усій області при нескінченно малій різниці температур пара і живильної води. З умови рівності кількості теплоти, відданої паром і сприйнятою водою при підігріві, площі **1 - 2 - 2 '- 1' - 1** і **5 - 5 '- 6' - 6 - 5** на діаграмі ***sT*** рівні, а лінії **1 - 2** і **5 - 6** еквідистантні. Теплота що підводиться в циклі витрачається тільки на випаровування води в процесі **2 - 5**.

Тоді кількість теплоти, витраченої в циклі на отримання 1 кг пара,

$q_1 = T_H\,(s_5 - s_2) \equiv$ пл. 2 - 5 - 5′ - 2' - 2,

а кількість теплоти, відданої **1 кг** пара в процесі **6 - 1** в конденсаторі,

$q_2 = T_X\,(s_6 - s_1) \equiv$ пл. 6 - 6' - l' - l - 6

Оскільки $s_6 - s_1 = s_5 - s_2$, то термічний ККД ідеального регенеративного циклу для насиченого пару буде дорівнювати ККД циклу Карно при тих же значеннях максимальної та мінімальної температури.

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_X}{T_H}$$

Ідеальний граничний регенеративний цикл для перегрітого пару наведено на рис. 3.8 б.

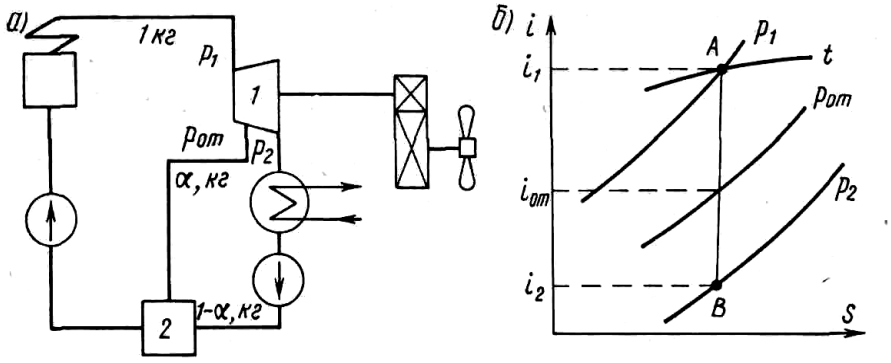
Тут ідеальний оборотний процес підігріву живильної води починається в той момент, коли температура пара, що здійснює роботу в турбіні, досягає значення температури $\mathbf{T_H}$ насичення води в котлі.

Оскільки в цьому циклі середня температура підведення теплоти вище, ніж в циклі для насиченого пару, то і термічний ККД відповідно більше.

У розглянутих циклах витрата робочого тіла залишається постійним у всіх щаблях турбіни, і його стан змінюється за рахунок процесу розширення і теплообміну з живильною водою. Після кожного відбору пара його витрата через наступний щабель турбіни зменшується. Звідси і втрата потужності турбіни в цілому.

Насправді при кінцевому числі відборів пара з турбіни для регенеративного підігріву живильної води процес **5 - 6** (див. Мал. 6.1.1) буде ступінчастим (число ступенів буде відповідати числу відборів пара).

У суднових парових установках для здійснення регенеративного циклу використовується підігрів живильної води паром, що відбирається з парових турбін. Схема такої установки показана на (мал. 3.9).



Мал. 3.9 Схема теоретичного процесу розширення пара пароенергетичної установки, що працює по регенеративному циклу

Особливістю цієї схеми є наявність підігрівача (**2**) живильної води, в який направляється пар, що відбирається в процесі розширення з парової турбіни (**1**) при деякому тиску ($P_{от}$). У найпростішому випадку цей пар змішується з живильною водою і може підігрівати її до температури ($t_{от}$), що відповідає тиску відібраного пара.

Надходження в паровий котел води з більш високою температурою знижує витрату палива на утворення пара, незважаючи на деяке збільшення загальної витрати пара на парову турбіну внаслідок проміжного відбору його для підігріву живильної води.

Термічний ККД регенеративного циклу вище, ніж ККД циклу Ренкіна, при тих же початкових і кінцевих параметрах пара, причому він зростає зі збільшенням числа проміжних відборів (сучасні суднові ПТУ працюють при трьох або чотирьох проміжних відборах).

Економічність регенеративного циклу пояснюється поверненням в паровий котел теплоти пароутворення тієї частини виробленого в котлі пара, яка відбирається з турбіни і направляється на підігрів живильної води.

У той же час зменшується втрати в конденсаторі, тому що при наявності відборів пара до нього надходить менша кількість пара.

РЕГЕНЕРАТИВНІ ТЕПЛОВІ СХЕМИ 2-го РОДУ

Реальні теплові схеми КТЕУ включають досить велике число допоміжних механізмів, що працюють на протитиск.

Відпрацьований пар турбомеханізмів, що надходить в систему відпрацьованого пару, має досить високі параметри: тиск **0,19 ÷ 0,2 МПа**, і температуру близько **120 ÷ 130 °С**.

При дроселюванні цього пара через клапан надлишків і скиданні його в головний конденсатор, значна частина теплоти циклу КТЕУ йде на підігрів забортної води і не використовується корисно в самому циклі.

Корисно використовувати це тепло і суттєво підвищити економічність установки дозволяє утилізація теплоти відпрацьованого в допоміжних механізмах пара шляхом підігріву їм живильної води в водопідігрівачах.

З іншого боку, подача в котел попередньо підігрітої води знижує витрату палива, що витрачається на підігрів живильної води в самому котлі до температури кипіння, що також підвищує економічність установки.

Наприклад: при робочому тиску пари в котлі p_K = **4,0 МПа** температура кипіння води становить t_S = **250 ºС**.

При подачі води в котел без підігріву з температурою $t_{ПВ}$ = **60 °С**, цю воду необхідно довести до кипіння - нагріти на **190 ºС**.

При подачі попередньо підігрітою живильної води з температурою **110 °С**, температурний діапазон нагрівання води до кипіння зменшується до **140 ºС**.

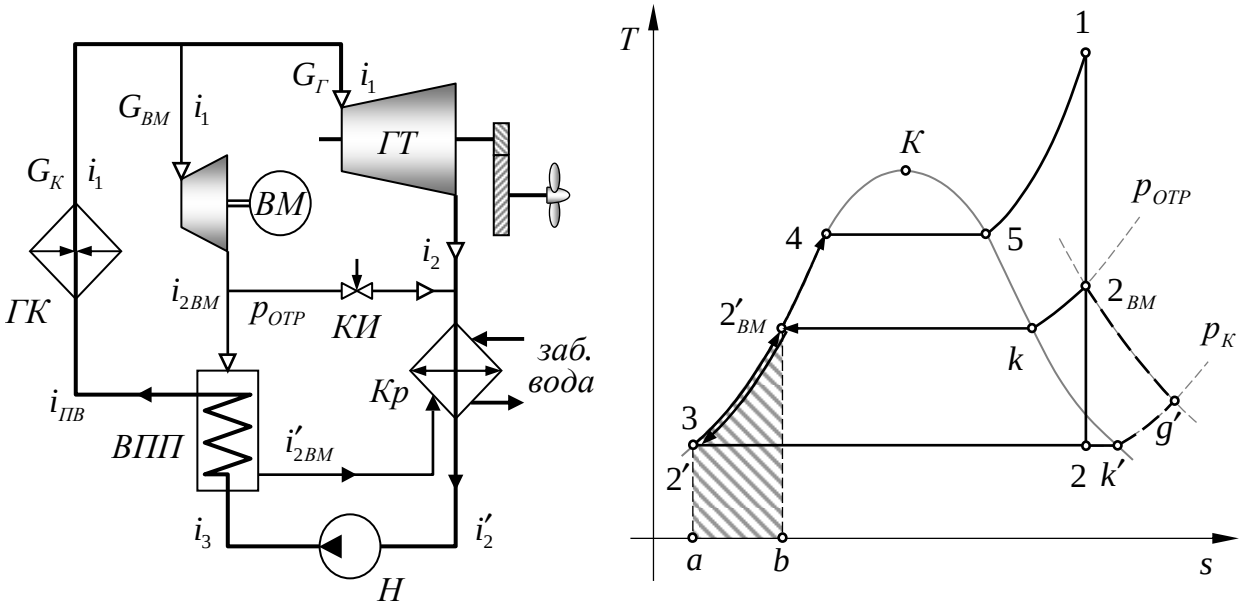
У суднових котлотурбінних енергетичних установках використовуються наступні типи водопідігрівачів:

- ***водопідігрівачі поверхневого типу***, в яких передача теплоти від пара, до води що нагрівається, здійснюється через трубну поверхню нагріву;
- ***водопідігрівачі змішувального типу (деаератори)***, в яких підігрів живильної води здійснюється шляхом змішування дрібно розпорошеного конденсату з гріючим паром.

ТЕПЛОВА СХЕМА КТЭУ З ВОДОПІДІГРІВАЧЕМ ПОВЕРХНЕВОГО ТИПУ (СХЕМА «ВПП»)

Робота схеми відбувається наступним чином (мал. 3.10). Пар, що виробляється головним котлом, направляється в головну турбіну -$G_{Ã}$, і на турбоприводи допоміжних механізмів -. $G_{Âì}$

Відпрацьований пар головної турбіни надходить в головний конденсатор, відпрацьований пар допоміжних механізмів - в систему відпрацьованого пара, в якому клапаном надлишків автоматично підтримується постійний тиск -, p_{OTP} вище атмосферного.



Мал. 3.10 Теплова схема і термодинамічний цикл КТЭУ з водопідігрівачем поверхневого типу (схема ВПП)

ВПП - водопідігрівач поверхневого типу;
Головний цикл КТЭУ: - 1 – 2 – 2′ - 3 – 4 – 5 – 1;
Допоміжний цикл КТЭУ: - 1 – $2_{вм}$ – k – $2'_{вм}$ - 2′ - 3 – 4 – 5 – 1.

Головний цикл КТЕУ для схеми «ВПП» складається з наступних процесів:

$1-2$ – розширення пара в головній турбіні до тиску в головному конденсаторі – p_K;

$2-2'$ – конденсація пара головної турбіни в головному конденсаторі;

$2'-3$ – стиснення конденсату в насосі;

$3-2'_{ВМ}$ – підігрів конденсату головного циклу в водопідігрівачі;

$2'_{ВМ}-4$ – підігрів живильної води до температури кипіння в котлі;

$4-5$ – випаровування води в випарних поверхнях нагріву котла;

$5-1$ – перегрів пара в пароперегрівачі.

Для допоміжного циклу схеми «ВПП» характерні наступні термодинамічні процеси:

$1-2_{ВМ}$	–	розширення пара в турбоприводах ДМ до тиску в системі відпрацьованого пару – $p_{ОТР}$;
$2_{ВМ}-k$	–	охолодження відпрацьованого пара ДМ в водопідігрівачі до температури насичення;
$k-2'_{ВМ}$	–	конденсація гріючого пара в водопідігрівачі;
$2'_{ВМ}-2'$	–	охолодження конденсату гріючого пара в головному конденсаторі до температури конденсата головної турбіни.

Із системи відпрацьованого пара гріючий пар надходить в водопідігрівач поверхневого типу, де віддає своє тепло конденсату, який прокачується через трубну поверхню нагріву ВПП.

Віддавши тепло, гріючий пар конденсується. Конденсат гріючого пара, що утворився, накопичується в нижній частині ВПП.

Видалення конденсату з ВПП проводиться в головний конденсатор по трубопроводу дренажу конденсату гріючого пара.

В конденсаторі конденсат гріючого пара змішується з конденсатом відпрацьованого пара головної турбіни. Насос забирає конденсат з головного конденсатора, направляє його спочатку в водопідігрівач, і потім, в уже підігрітому вигляді, в головний котел.

У такій тепловій схемі в ідеальному випадку весь пар з системи відпрацьованого пара надходить в водопідігрівач, клапан надлишків при цьому закритий і травлення пара в конденсатор не відбувається. При цьому вся теплота відпрацьованого в механізмах пара надходить на підігрів води, і витоків теплоти з циклу КТЕУ не відбувається (за винятком частини теплоти, що віддається конденсатом гріючого пара в головному конденсаторі).

У разі підвищення тиску в системі відпрацьованого пару вище значення, підтримуваного клапаном надлишків (що можливо при використанні великого числа турбоприводів ДМ), частина пара скидається в головний конденсатор через клапан надлишків.

Перераховані термодинамічні процеси допоміжного циклу характерні для ідеального випадку, коли весь гріючий пар надходить тільки в водопідігрівач, а клапан надлишків при цьому закритий.

Якщо через клапан надлишків відбувається скидання частини гріючого пара в головний конденсатор, то паралельно з процесами допоміжного циклу: $1-2_{ВМ}-k-2'_{ВМ}-2'-3-4-5-1$, відбувається процес дроселювання частини пара в *КИ*, характерний для схеми «П»: $1-2_{ВМ}-g'-k'-2'$.

Площа діаграми $a-3-2'_{ВМ}-b$ характеризує зменшення втрат теплоти в циклі КТЕУ за рахунок використання регенерації.

ТЕПЛОВА СХЕМА КТЕУ З ВОДОПІДІГРІВАЧЕМ ЗМІШУВАЛЬНОГО ТИПУ (СХЕМА «ВПЗ»)

У схемі «ВПЗ» в якості водопідігрівача використовується *деаератор* (мал. 3.11). Пар, що виробляється головним котлом, направляється в головну турбіну - $G_{Ã}$, і на турбоприводи допоміжних механізмів - $G_{Âì}$. Відпрацьований пар головної турбіни надходить в головний конденсатор, а відпрацьований пар допоміжних механізмів - в систему відпрацьованого пара, в якому клапаном надлишків автоматично підтримується постійний тиск - $p_{ОТР}$, вище атмосферного.

Із системи відпрацьованого пара гріючий пар надходить в деаератор, змішується з розпиленим конденсатом і, віддаючи йому своє тепло, конденсується.

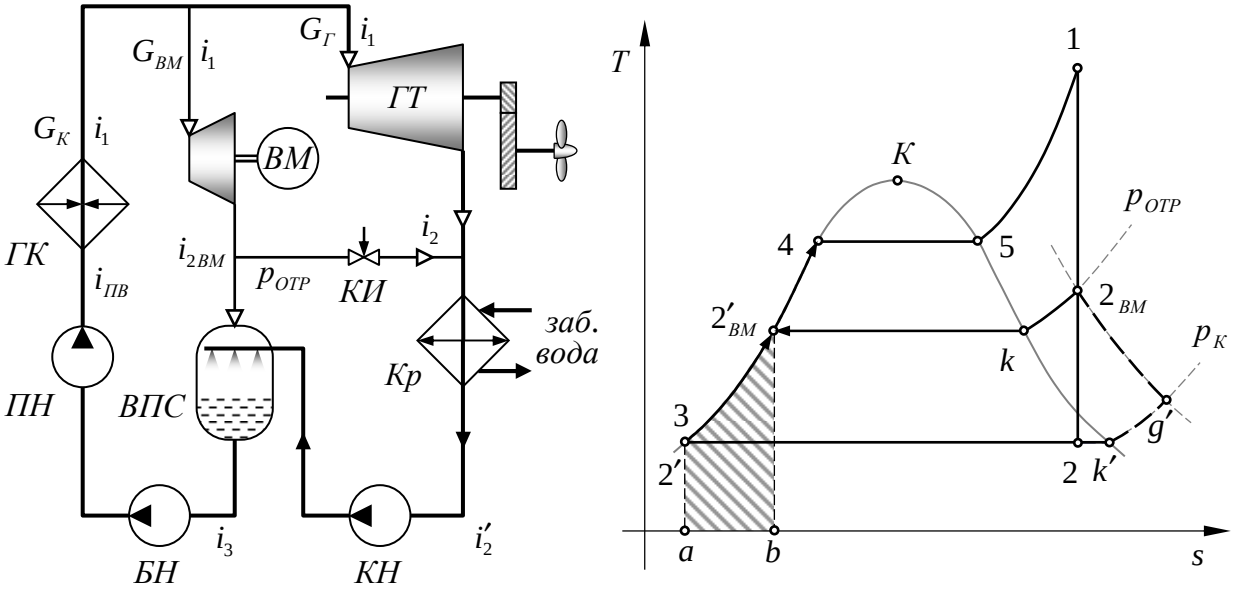
Конденсат пара головної турбіни з головного конденсатора забирається конденсатним насосом і подається в деаератор, де відбувається його розбризкування і перемішування з гріючим паром.

Новоутворена гаряча живильна вода забирається з деаератора живильним насосом і подається в котел.

Часто для полегшення умов роботи живильного насоса, перед ним встановлюється бустерний насос, який створює підпір на всмоктуванні живильного насоса.

У тепловій схемі «ВПЗ» відсутня лінія скидання конденсату гріючого пара, завдяки чому не відбувається втрати теплоти з циклу при охолодженні конденсату в головному конденсаторі. З цієї причини ККД схеми «ВПЗ» має більш високе значення, ніж у схеми «ВПП», при інших рівних умовах.

Крім того, в деаераторі відбувається видалення з живильної води розчинених у ній газів, що призводить до зниження інтенсивності корозійних процесів в паровому котлі.



Мал. 3.11. Теплова схема і термодинамічний цикл КТЕУ з водопідігрівачем змішувального типу (схема «ВПЗ»).

ВПЗ – водопідігрівач змішувального типу (деаератор);
КН – конденсатний насос; *БН* – бустерний насос; *ПН* – живильний насос;

Головний цикл КТЕУ: $1-2-2'-3-4-5-1$;
Допоміжний цикл КТЕУ: $1-2_{ВМ}-k-2'_{ВМ}-4-5-1$.

Головний цикл теплової схеми «ВПЗ» описується наступними термодинамічними процесами:

$1-2$ – розширення пара в ГТ до тиску в гол. конденсаторі – p_K;

$2-2'$ – конденсація пара головної турбіни в головному конденсаторі;

$2'-3$ – стиснення конденсату в насосі;

$3-2'_{ВМ}$ – підігрів конденсату головного циклу в деаераторі;

$2'_{ВМ}-4$ – підігрів живильної води до температури кипіння в ГК;

$4-5$ – випаровування води в котлі;

$5-1$ – перегрів пара в пароперегрівачі котла.

Допоміжний цикл схеми «ВПЗ» включає наступні процеси:

$1-2_{ВМ}$ – розширення пара в турбоприводах ДМ до тиску в системі відпрацьованого пара – $p_{ОТР}$;

$2_{ВМ}-k$ – охолодження гріючого пара в деаераторі до температури насичення;

$k-2'_{ВМ}$ – конденсація гріючого пара в деаераторі;

Як і для схеми «ВПП», перераховані термодинамічні процеси допоміжного циклу характерні для ідеального випадку, коли весь гріючий пар надходить тільки в деаератор, а клапан надлишків при цьому закритий.

Якщо через клапан надлишків відбувається скидання частини гріючого пара в головний конденсатор, то паралельно з процесами допоміжного циклу: $1-2_{ВМ}-k-2'_{ВМ}-4-5-1$, відбувається процес дроселювання пара в клапані надлишків, характерний для схеми «П»: $1-2_{ВМ}-g'-k'-2'$.

РЕГЕНЕРАТИВНА ТЕПЛОВА СХЕМА 2-ГО РОДУ ДЛЯ РЕАЛЬНОЇ КТЕУ

У розглянутих вище теплових схемах всі турбоприводи допоміжних механізмів були об'єднані в один привід, і на всі турбоприводи подавався пар однакових параметрів. Відпрацьований в турбінах ДМ пар також мав однакові параметри - всі механізми працювали або на вакуум, або на протитиск.

У реальних КТЕУ кількість допоміжних механізмів досить велика.

Наприклад, турбопривід можуть мати такі допоміжні механізми КТЕУ:

- головний масляний насос системи мастила ГТЗА - ТМН;
- циркуляційний насос конденсаційної установки - ТЦН;
- паливний насос головного котла - ТНН;
- котельний вентилятор - для котлів з вентиляторним дуттям, або додаткова парова турбіна ТНА - для ВНК;
- конденсаційний, бустерний і поживний насоси, які часто об'єднуються в єдиний агрегат - ПКБТ (живильний конденсатно-бустерний турбоагрегат), що має єдиний потужний турбопривід;
- турбогенератор - ТГ, що виробляє електроенергію для потреб судна.

Всі перераховані механізми мають різну потужність і можуть використовувати різні параметри свіжого і відпрацьованого пара. Чим потужніше допоміжний механізм, тим вищі параметри пара на нього повинні подаватися, і тим меншими повинні бути параметри відпрацьованого пара.

За ***початковим параметрам*** використовуваного пара можливе застосування турбомеханізмів, які працюють:

- на *повних параметрах пара*, що виробляється головним котлом;
- на *знижених параметрах пара*, які досягаються:

1. - зниженням тиску і температури пара, що виробляється котлом, в спеціальних редукційно-охолоджувальних пристроях;
2. - подачею на турбоприводи насиченого пара;
3. - добавкою в насичений пар частини перегрітого пара (слабоперегрітий пар).

За ***кінцевими параметрами*** відпрацьованого пара розрізняють турбоприводи допоміжних механізмів, що працюють на вакуум і на протитиск (систему відпрацьованого пара).

З огляду на викладене, всі турбоприводи допоміжних механізмів по початковим і кінцевим параметрам використовуваного пара (в залежності від споживаної потужності) можна розбити на 4 групи (див. Таблицю):

- ***група 1А***: механізми, що працюють на *повних параметрах пара*, і скидають відпрацьований пар в *систему відпрацьованого пара*;
- ***група 2А***: механізми, що працюють на *повних параметрах* пара, і скидають відпрацьований пар в *головний конденсатор*;

- ***група 1Б***: механізми, що працюють на *знижених параметрах пара*, і скидають відпрацьований пар в *систему відпрацьованого пара*;
- ***група 2Б***: механізми, що працюють на *знижених параметрах пара*, і скидають відпрацьований пар в *головний конденсатор*.

начальные параметры / *конечные параметры*		***група А*** *повні параметри пара*	***група Б*** *знижені параметри пара*
група 1	*робота на систему відпрацьованого пара*	***ПКБТ ТНА***	***ТМН ТНН***
група 2	*робота на вакуум* (*головний конденсатор*)	***ТГ***	***ТЦН***

При роботі КТЕУ 2-го роду на деяких режимах, кількості відпрацьованого пара, що надходить від допоміжних механізмів в систему відпрацьованого пара, може не вистачати для підтримки необхідного тиску в системі. Наприклад, на ходах починаючи з середнього і вище, вимикаються з роботи додаткові турбіни ТНА.

Щоб уникнути провалів тиску в системі відпрацьованого пара з'являється необхідність в добавці деякої кількості свіжого пара в трубопровід відпрацьованого пара. Для цього в теплову схему установки вводиться ***клапан добавки*** - КД. Клапан добавки і клапан надлишків в сукупності представляють собою регулятор тиску в системі відпрацьованого пара. Для більш точного підтримки тиску в самому деаераторі використовується окремий регулятор тиску.

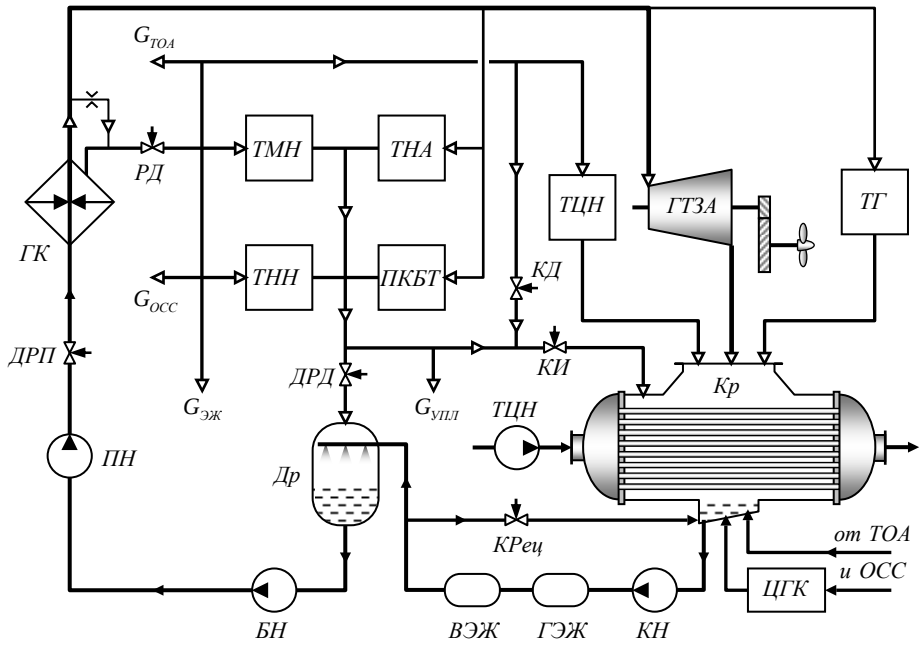
Для стійкої роботи головного та допоміжного ежекторів, їх холодильники повинні забезпечуватися певною витратою охолоджувальної води. В якості охолоджуючої води для ежекторів використовується конденсат, що подається в цикл конденсатним насосом. На будь-яких режимах роботи установки через холодильники ежекторів прокачується фіксоване значення витрати конденсату. Надлишок конденсату через спеціальний регулятор - ***клапан рециркуляції*** - зливається назад в головний конденсатор.

У реальній КТЕУ пар, крім головних і допоміжних механізмів, надходить в теплообмінні апарати (масло - і паливопідігрівачі), пароежекторні холодильні машини, випарні установки та інше обладнання ГЕУ і загальносуднових систем.

Конденсат від «чистих» споживачів пара надходить в головний конденсатор, а від тих споживачів, у яких можливо його забруднення маслом або паливом - в цистерну «брудних» конденсатів.

Конденсат з ЦГК, в залежності від ступеня його чистоти, направляється або в головний конденсатор, або зливається в трюм.

З урахуванням викладеного, регенеративна теплова схема КТЕУ 2-го роду набуде вигляду, як показано на мал. 3.12.



Мал. 3.12. Регенеративна теплова схема 2-го роду з урахуванням розподілення турбоприводів ДМ на групи за начальними і кінцевими параметрами пара.

ГК – головний котел; *ГТЗА* – головний турбозубчастий агрегат;

Кр – головний конденсатор; *КН* – конденсатний насос (гідравлічна частина);

ГЭЖ – головний ежектор; *ВЭЖ* – допоміжний ежектор; *Др* – деаератор;

БН – бустерний насос (гідравлічна частина); *ПН* – живильний насос (гідравлічна частина); *ТМН* – турбопривід масляного насоса; *ТНН* – турбопривід паливного насоса; *ТНА* – додаткова парова турбіна ТНА; *ПКБТ* – живильний конденсатно-бустерний турбоагрегат (турбопривід *КН*, *БН* и *ПН*); *ТЦН* – турбопривід циркуляційного насоса; *ТГ* – турбогенератор; *РД* – регулятор тиску в системі слабоперегрітого пара; *КД* – клапан добавки слабоперегрітого пара;

КИ – клапан надлишків відпрацьованого пара; *ДРД* – диференційний регулятор тиску в деаераторі; *КРец* – клапан рециркуляції;

ДРП – двоімпульсний регулятор живлення котла; *ЦГК* – цистерна брудних конденсатів; *ТОА* – теплообмінні апарати; *ОСС* – загальносуднові системи і механізми;

$G_{ТОА}$ – пар на теплообмінні апарати; $G_{ОСС}$ – пар на загальносуднові системи і механізми; $G_{ЭЖ}$ – пар на ежектори; $G_{УПЛ}$ – пар в систему ущільнення турбіни.

РЕГЕНЕРАТИВНІ ТЕПЛОВІ СХЕМИ 1-го РОДУ

В регенеративних теплових схемах КТЕУ 1-го роду підігрів живильної води здійснюється паром, що відбирається з проміжних ступенів головної турбіни. Наявні в головній турбіні відбори пара (від одного до п'яти) в основному використовуються для підігріву живильної води. Але іноді частину відборів пара використовують для підігріву повітря в повітропідігрівниках головних котлів, в якості гріючого пара в випарних установках, і для інших потреб КТЕУ.

Таким чином, на відміну від регенеративних схем 2-го роду, в схемах 1-го роду регенерація теплоти відокремлена від приводів допоміжних механізмів. У таких теплових схемах число водопідігрівачів (ступенів підігріву живильної води) завжди дорівнює числу відборів пара (за умови, що всі відбори йдуть тільки на підігрів живильної води).

Ще однією особливістю регенеративних схем 1-го роду є відсутність численних механізмів з турбоприводами і системи відпрацьованого пара. Єдиним потужним турбомеханізмом, що використовується в таких схемах, є турбогенератор, який скидає відпрацьований пар в головний конденсатор. Решта допоміжних механізмів електрифіковані і отримують енергію для своїх електроприводів від турбогенератора.

Регенеративна теплова схема 1-го роду і термодинамічний цикл установки показані на мал. 3.13.

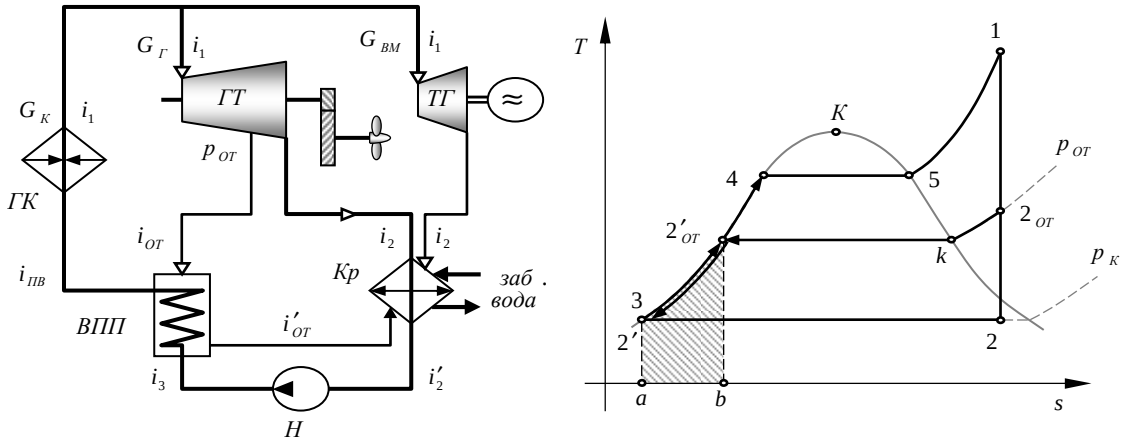


Рис. 3.13. Регенеративна теплова схема 1-го роду і термодинамічний цикл КТЭУ з одним відбором пара.

ГК – головний котел; *ГТ* – головна турбіна; *ТГ* – турбогенератор;

Кр – головний конденсатор; *ВПП* – водопідігрівач поверхневого типу;

Н – насос; $p_{от}$ – тиск відібраного пара (гріючого пара); $i_{от}$ – ентальпія відібраного пара; $i'_{от}$ – ентальпія конденсата гріючого пара.

Пара з котла подається на головну турбіну - $G_{Ã}$, і на єдиний допоміжний механізм турбогенератор - $G_{Àì}$. І турбіна, і турбогенератор скидають відпрацьований пар в головний конденсатор.

З корпусу турбіни, після однієї з проміжних ступенів, здійснюється відбір частини пара. Тиск відібраного пара дорівнює тиску за щаблем турбіни, після якої він відбирається. Відібраний пар надходить в водопідігрівач поверхневого типу, віддає своє тепло живильній воді і конденсується.

Як і в схемі «ВПП», конденсат гріючого пара направляється в головний конденсатор, де змішується з конденсатом турбіни і турбогенератора і охолоджується. З головного конденсатора конденсат забирається насосом, подається в трубну систему підігрівача води, і в уже нагрітому стані - в паровий котел.

Головний цикл теплової схеми 1-го роду, зображеній на мал. 78, складається з наступних процесів:

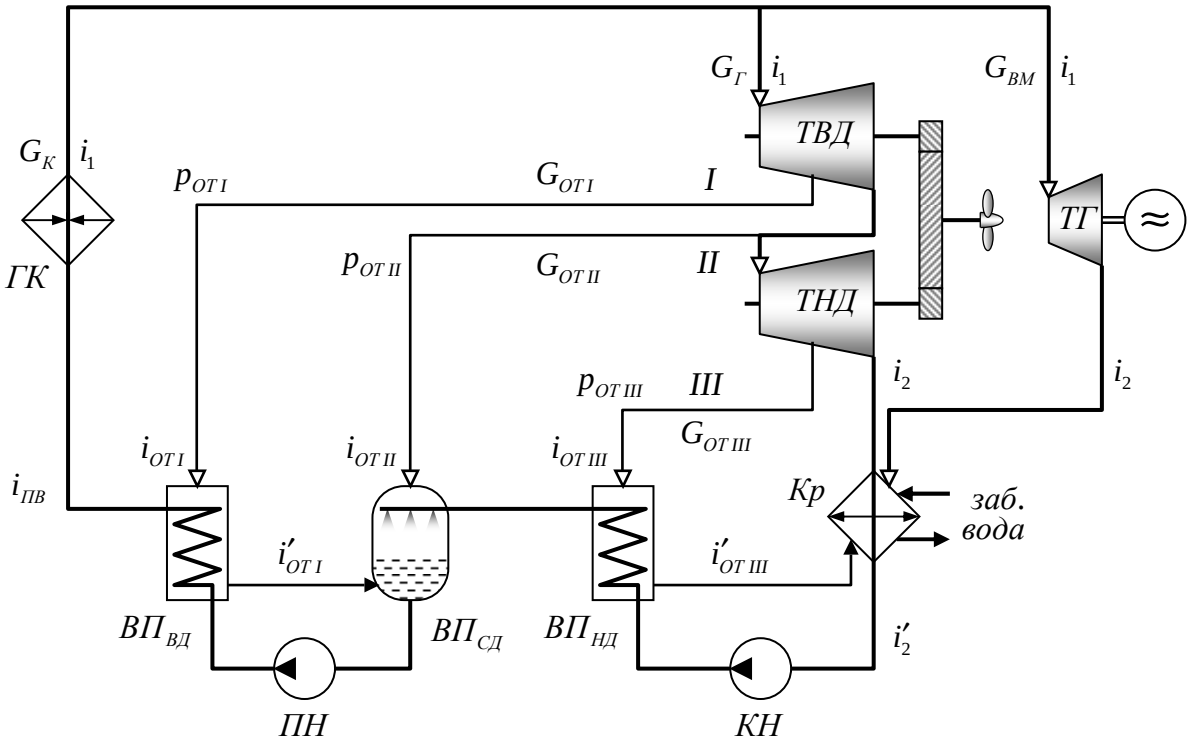
$1-2_{от}$	–	розширення пара в частині ступенів турбіни до початку відбору;
$2_{от}-2$	–	розширення решти пара в наступних щаблях турбіни після відбору;
$2-2'$	–	конденсація відпрацьованого пара в головному конденсаторі;
$2'-3$	–	стиснення конденсату в насосі;
$3-2'_{от}$	–	підігрів води основного циклу в водопідігрівачі;
$2'_{от}-4$	–	підігрів живильної води в котлі до температури насичення;
$4-5$	–	випаровування води в котлі;
$5-1$	–	перегрів пара в пароперегрівачі котла.

Допоміжний цикл КТЕУ складають такі процеси:

$1-2_{от}$	–	розширення пара в частині ступенів турбіни до початку відбору;
$2_{от}-k$	–	охолодження відібраного пара в водопідігрівачі до температури насичення;
$k-2'_{от}$	–	конденсація гріючого пара в водопідігрівачі;
$2'_{от}-2'$	–	охолодження конденсату гріючого пара;

Площа діаграми $a-3-2'_{от}-b$ характеризує зменшення втрат теплоти в циклі КТЭУ за рахунок використання регенерації.

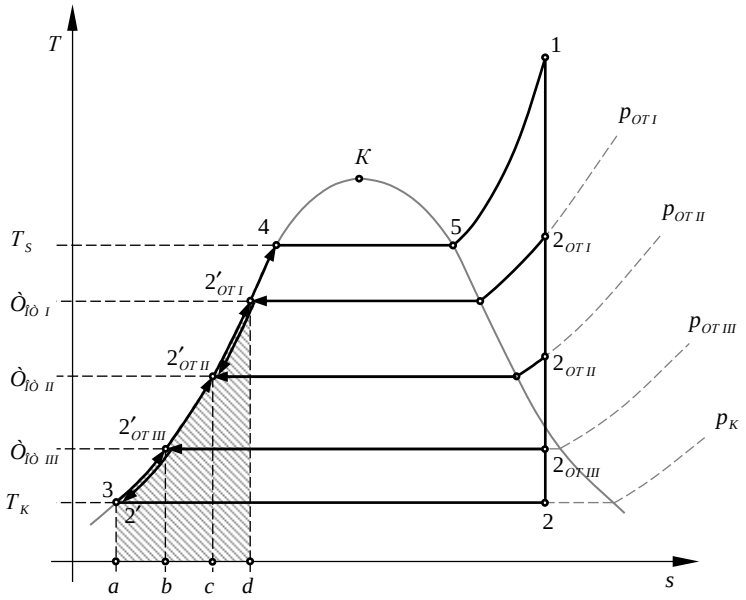
ККД регенеративних теплових схем 1-го роду завжди вище ККД теплових схем 2-го роду. ККД схеми 1-го роду збільшується зі збільшенням числа відборів пара. Зазвичай число відборів пара в суднових КТЕУ становить від трьох до п'яти. Кожен наступний відбір збільшує ККД установки в меншій мірі, але значно ускладнює теплову схему, збільшує масогабаритні показники КТЕУ і ускладнює управління установкою.



Мал. 3.14. Регенеративна теплова схема 1-го роду з трьома відборами пара.
I – 1-й відбір пара (з корпусу ТВД); *II* – 2-й відбір пара (з ресивера);
III – 3-й відбір пара (з корпусу ТНД); *КН* – конденсатний насос;
ПН – живильний насос; $ВП_{НД}$ – водопідігрівач низького тиску (ВПП);
$ВП_{СД}$ – водопідігрівач середнього тиску (деаератор);
$ВП_{ВД}$ – водопідігрівач високого тиску (ВПП).

В регенеративних теплових схемах 1-го роду з декількома відборами пара (мал. 3.14) використовується багатоступінчастий підігрів живильної води. При застосуванні багатоступінчастої регенерації в теплових схемах можуть використовуватися різні типи водопідігрівачів. Як правило, в першій і останній сходинках підігріву живильної води використовуються водопідігрівачі поверхневого типу, а в проміжних ступенях підігріву - деаератори.

Дренаж конденсату гріючого пара з ВПП першої ступені здійснюється в головний конденсатор, з ВПП останньому ступені - в деаератор попередньої ступені підігріву. Нумерація відборів пара проводиться по ходу руху пара в корпусах турбін: перший етап відбору - з корпусу ТВД, другий - з ресивера, третій - з корпусу ТНД.



Мал. 3.15. Термодинамічний цикл для теплової схеми 1-го роду з трьома відборами пара.

Термодинамічний цикл теплової схеми 1-го роду з трьома відборами пара показаний на мал. 3.15. Кожному відбору пара відповідає свій тиск $p_{от\,i}$, обумовлений сталим поточним тиском пара за щаблем турбіни, після якої проводиться відбір. В кожному ступені підігріву температура живильної води підвищується до величини $T_{от\,i}$.

При цьому підігрів води в самому котлі до температури насичення проводиться в невеликому інтервалі температур: $\Delta T = T_S - T_{пв\,I}$.

Площа діаграми $a-3-2'_{от\,I}-d$ характеризує зменшення втрат теплоти в циклі КТЕУ з трьома відборами пара за рахунок використання регенерації. Причому площа $a-3-2'_{от\,III}-b$ відповідає зменшенню втрат теплоти за рахунок першого ступеня підігріву, площа $b-2'_{от\,III}-2'_{от\,II}-c$ - за рахунок другого ступеня, і площа $c-2'_{от\,II}-2'_{от\,III}-d$ - за рахунок третього ступеня підігріву.

Цикл з сепарацією пара.

Цикл з сепарацією пара є характерним для турбіни, що використовує насичений пар. Розрахунки показують, що для турбіни, що працює за умов, коли відносний внутрішній ККД **67 ÷ 70%**, допустима ступінь вологості **8 ÷ 12%**, тиск в конденсаторі **0,005 МПа**, початковий тиск складе **1 ÷ 1,5МПа**, а термічний ККД **~ 25%**. Наслідком низької ефективності установки буде значна об'ємна витрата пара, в результаті чого буде потрібно збільшення масогабаритних показників турбін.

Останні ступені ТНД ПТУ на органічному паливі працюють в області вологого пару, в якій з рухомого між лопатками пара випадають частинки вологи. Зі збільшенням вологості пара розміри частинок (крапель) води ростуть, і вони вдаряються об опуклу частину лопаток.

В результаті створюється гальмуючий момент на диску ступені, що може викликати ерозію лопаток. Крім того, через випадіння частини пара у вигляді крапель зменшується чинена їм робота в ступені.

При проектуванні і конструюванні судновий турбіни, що працюють в області вологого пару, обов'язковою умовою є забезпечення її надійності.

Для видалення вологи застосовують різні способи сепарації насиченої пари:

1) введення ППП;

2) міжступеневу сепарацію, при якій забезпечуються:

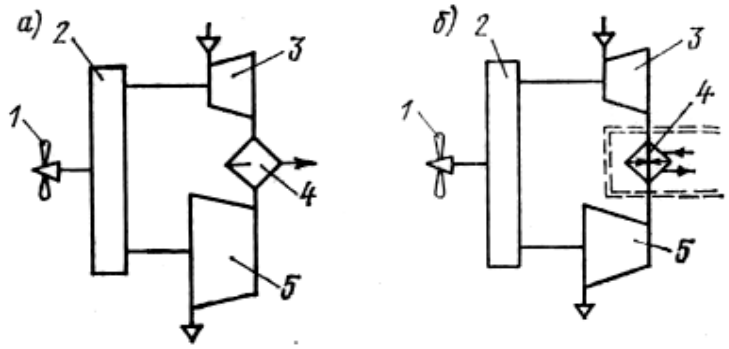
- а) відведення вологи з проточної частини турбін шляхом конструктивного її зміни;

- б) дренаж вологи за допомогою пристрою в корпусі і діафрагмах;

3) виносний сепаруючий пристрій, що встановлюється, як правило, в ресивері (мал. 3.16, а);

4) проміжний перегрів пара теплотою свіжого пара (рис. 3.16, б).

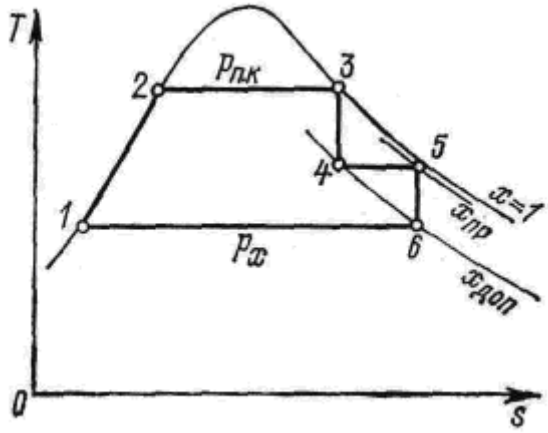
Способи 1 і 2*б* застосовують в ПТУ, що працюють на органічному паливі, решта — в ЯЕУ.



Мал. 3.16 Схема сепарації насиченого пара

а — виносний сепаруючий пристрій; *б* — ППП:
1 - рушій; *2* - редуктор; *3* - ТВТ; *4* - сепаратор або перегрівач; 5 - ТНТ

На мал. 3.17 наведено цикл з сепарацією пара в виносному сепаруючому пристрої.



Мал. 3.17 Ідеальний цикл Ренкіна для насиченого пара з сепарацією в виносному сепаруючому пристрої

Тут 1 - 2 - 3 - ізобарне підведення теплоти в котлі (роботою насоса нехтуємо), 3 - 4 - ізоентропійне розширення пара в ТВД, 4 - 5 сепарація пара, 5 - 6 - ізоентропійне розширення в ТНД і 6 - 1 конденсація пара.

Виносні суднові сепаруючі пристрої забезпечують кінцеву вологість не більше **0,5%**. При цих умовах початковий тиск пара може досягати **4МПа**, а η_t складати до **39%**. Перспективне використання і міжступеневої сепарації пара, що дозволить видаляти **30 ÷ 50%** вологи з кожного ступеня турбомашини.

Реальний цикл Ренкіна.

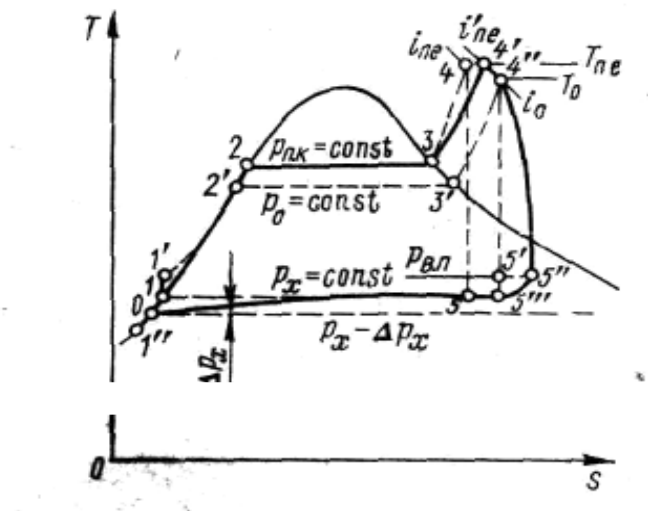
Здійснення циклу Ренкіна на практиці супроводжується рядом додаткових втрат, викликаних умовами експлуатації. Реальний цикл Ренкіна показаний на мал. 6.1.4.2 Штриховими лініями для зіставлення відзначені процеси ідеального циклу Ренкіна.

В ході експлуатації процес перегріву пара супроводжується втратами в пароперегрівачі, що відповідає деякому зниженню $\mathbf{p_{п.к}}$, і при перегріванні до того ж значення $\mathbf{T_{ПЕ}}$ стан перегрітого пара буде визначатися точкою **4'**.

Перетікання пара з пароперегрівача до ГТЗА по паропроводу буде супроводжуватися втратами в ньому не тільки тиску, а й температури через тепловіддачу через стінки паропроводу в навколишнє середовище. Стан пара на вході в ГТЗА визначається положенням точки **4"**.

При відсутності втрат в турбоагрегаті процес розширення пара протікав, б по ізоентропі **4"- 5'**. В реальних умовах через втрати в ГТЗА процес **4" - 5"** розширення характеризується зростанням ентропії пара і відхиляється вправо.

Оскільки перетікання пара по випускному патрубку, що з'єднує ГТЗА з конденсатором, супроводжується втратами (лінія **5"- 5"'**), то тиск в кінці дійсного розширення $\mathbf{p_{в.п.}}$ буде більше тиску в конденсаторі $\mathbf{p_X}$. Точка **5"'** відображає стан пара на вході в конденсатор.



Мал. 3.18 Реальний цикл Ренкіна

В реальних умовах температура конденсату на виході з конденсатора трохи нижче на **0,3 ÷ 0,8 °С** температури насичення, яка відповідає тиску **px**.

Це явище називається переохолодженням конденсату і пояснюється двома причинами. Перша - подолання опору конденсатора Δp_X при русі пара в ньому (лінія **5"'- 0**), друга - додаткове охолодження конденсату в процесі його стікання в збірник (в нижній частині конденсатора) перед приймальним патрубком насоса і втрат в самому насосі (лінія **0 - 1"**).

З діаграми випливає, що ентальпія води i''_1 на початку підведення теплоти в реальному циклі Ренкіна виявляється нижче ентальпії і у відповідній точці ідеального циклу (точки **1"** і **1**). Реальний цикл Ренкіна зображується лінією ***1" - 2 - 3 - 4 ' - 4 "- 5" - 5 '"- 0 -1"***, а процес підведення теплоти в ньому - лінією ***1 "- 2 - 3 - 4'.***

СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ КТЕУ.

Підвищення економічності КТЕУ можливо домогтися, якщо поліпшити економічні показники складових, що входять в формулу ККД КТЕУ:

$$\eta_{КТЭУ} = \eta_{ТС} \cdot \eta_К \cdot \eta_е \cdot \beta_{ОСС}$$

де:

$\eta_{ТС}$ – ККД теплової схеми, яка оцінює досконаліть взаємозв'язків між елементами установки, і систем, які обслуговують її основні елементи.

<u>На ККД теплової схеми впливають:</u>

- значення ентальпії робочих середовищ;
- початкові і кінцеві параметри пара;
- тип регенеративного процесу;

- число ступенів регенерації;
- тип застосовуваних водопідігрівачів;
- число відборів пара (для схем 1-го роду);
- характер процесів теплообміну в теплообмінниках і інші чинники;

η_K – ККД головних котлів;

η_e – ефективний ККД головної турбіни;

$\beta_{ОСС}$ – коефіцієнт загально суднових витрат, що характеризує витрати пара на загально суднових споживачів.

У загальному випадку, для підвищення економічності КТЕУ можливе використання таких технічних рішень:

- *збільшення початкових параметрів пара*. Цей спосіб підвищення ККД досить ефективний і часто використовується в сукупності з проміжним перегрівом пара.

У КТЕУ з ППП підвищенням початкового тиску пара можна збільшити ККД установки на **3 ÷ 8%**, підвищенням початкової температури - на **2,5 ÷ 5%;**

- *збільшення числа ступенів регенеративного підігріву* живильної води.

ККД циклу КТЕУ підвищується:

- при одноступеневому підігріві живильної води – на **3,5 ÷ 4,0 %**;
- при двоступеневому – на **5,5 ÷ 6,0 %**;
- трьохступеневому – на **7,0 ÷ 7,5 %**;
- чотириступінчастому – на **8,0 ÷ 8,5 %**.

Збільшення числа ступенів підігріву більше п'яти не дає відчутного виграшу в підвищенні ККД, але значно ускладнює теплову схему установки, систему регулювання і управління КТЕУ, і збільшує масогабаритні показники і вартість установки.

Збільшення числа ступенів регенерації нерозривно пов'язане з підвищенням початкових параметрів пара. Чим вищими будуть початкові параметри пара, тим більше ступенів регенерації можливо застосувати, тим вищою буде температура живильної води на виході з останнього ступеня підігріву;

• *збільшення ККД головних котлів* можливо за рахунок зниження втрат теплоти в котлах:

- від хімічної і механічної неповноти згоряння палива, що в свою чергу досягається вдосконаленням процесів згоряння палива;
- з димовими газами, за рахунок вдосконалення та оптимізації процесів теплопередачі в трубних поверхнях нагріву котла і використання розвинених хвостових поверхонь нагріву;

- в навколишній простір, за рахунок застосування більш досконалих способів ізоляції котла і підтримки якісного стану ізоляції котлів в процесі експлуатації;

• *збільшення ККД ГТЗА*: досягається вдосконаленням аеродинаміки проточної частини турбіни, збільшенням частоти обертання ротора, застосуванням планетарних передач, заміною реверсивних турбін реверсивними ГРК, зростанням агрегатної потужності, вдосконаленням аеродинамічних характеристик регулюючих органів;

• *збільшення ККД допоміжних механізмів*: дозволяє знизити витрату пари на допоміжні механізми, і тим самим поліпшити характеристику теплової схеми;

• виключення малопотужних турбоприводів з низьким ККД і заміна турбоприводних допоміжних механізмів на електропривідні. В цьому випадку в тепловій схемі використовується єдиний допоміжний турбомеханізм - турбогенератор, який має досить високий ККД, інші допоміжні механізми електрифіковані.

У деяких випадках для ряду турбомеханізмів використовується *груповий привід*, в якому один потужний і має високий ККД турбомеханізм пускає в хід відразу кілька допоміжних механізмів. Наприклад, в ПКБТ від одного турбопривода проводиться роздача потужності на три насоса: конденсаційний, бустерний і поживний.

Часто груповий привід використовується в конструкції турбогенераторів, коли від валу турбогенератора потужність передається на навішені поживний і масляний насоси. Приріст ККД за рахунок використання групового приводу може досягти **2,4%;**

• *застосування самопроточної циркуляції* замість примусової, коли для прокачування трубної системи головного конденсатора замість напору циркуляційного насоса використовується динамічний напір набігаючого потоку води. При цьому турбопривід ТЦН відключається, зменшуючи витрати пара в тепловій схемі на малопотужні допоміжні механізми Приріст ККД може скласти **0,9%;**

• *зменшення втрат теплоти з забортною водою*. У теплових схемах КТЕУ прокачування маслоохолоджувача, холодильників ежекторів і конденсатора випарювальної установки часто проводиться забортною водою. При цьому частина теплоти, отриманої в паровому котлі, передається забортній воді. Якщо забезпечити прокачку теплообмінників конденсатом головного циклу, то можна зменшити втрати теплоти в навколишнє середовище і повернути теплоту назад в цикл. Ці заходи можуть дати приріст ККД КТЕУ до **0,5%;**

• *заміна ежекторів вакуумними насосами*. При цьому з теплової схеми виключаються струменеві насоси (ежектори), які мають відносно низький ККД і споживають деяку кількість пара для роботи. Заміна ежекторів на вакуумні електронасоси зменшує загальні витрати пара на потреби установки і може дати приріст ККД КТЕУ до **0,2%.**

ТЕМА № 4

ПРИНЦИПИ РОБОТИ ТУРБІН. ТИПИ СТУПЕНІВ

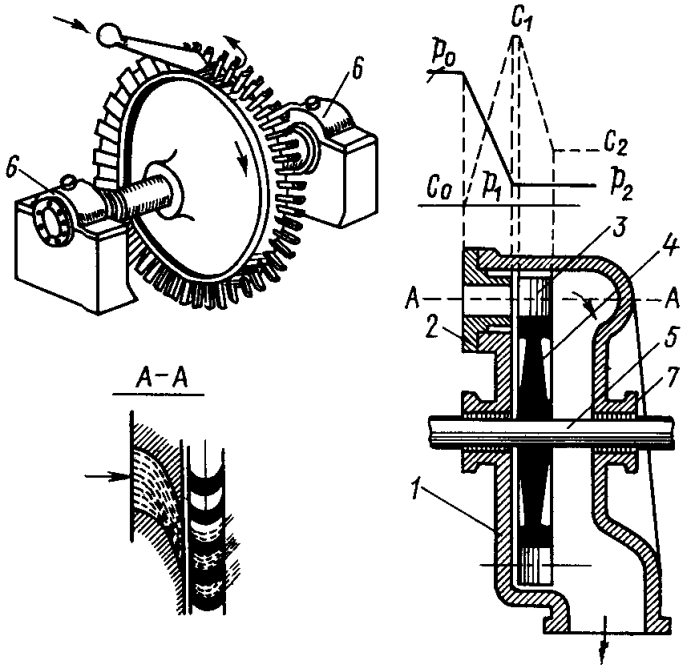
Особливості турбінного двигуна. Турбіна являє собою ротаційний тепловий двигун лопаточного типу. Дія турбіни заснована на безперервному перетворенні теплової (потенційної) енергії робочого тіла в кінетичну, з подальшим перетворенням енергії рухомого струменя в механічну енергію обертового валу.

Основні особливості турбіни - подвійне перетворення енергії, безперервність робочого процесу, отримання обертового руху без кривошипно-шатунного механізму. Безперервність робочого процесу в турбіні і ротаційний принцип дії полегшують конструкцію турбін і забезпечують відсутність тертя в частинах (за винятком підшипників валу).

Типи ступенів

За способом перетворення енергії турбіни діляться на активні, реактивні та зі ступенями швидкості. Турбіни, в яких перетворення потенційної енергії в кінетичну відбувається тільки в нерухомих апаратах (соплах), називаються активними, а турбіни, де перетворення енергії відбувається також в нерухомих апаратах і на робочих лопатках, - реактивними. У випадках, коли перетворення енергії відбувається в основному в нерухомих апаратах і частково в робочих, турбіна *працює з деяким ступенем реактивності*.

Комплект, що складається з сопел (направляючих лопаток) і робочих лопаток, називається ступенем турбіни; сукупність ступенів утворює її проточну частину.



Мал. 4.1. Схема одноступінчастої активної турбіни

На мал. 4,1 схематично представлена одноступенева активна турбіна. У корпусі 1 розташоване одне або кілька сопел 2, робочі лопатки 3 жорстко закріплені на диску 4, який посаджений на вал 5, що обертається в підшипниках 6. У місці виходу валу з турбіни встановлені ущільнення 7. У нижній частині малюнка дано розгорнуте на горизонтальну площину перетин сопел і робочих лопаток. Як видно з малюнка, осі сопел розташовані під деяким кутом до площини диска.

У верхній частині малюнка представлений графік зміни параметрів робочого тіла (тиску **P** і абсолютної швидкості **C**) під час проходження ним через проточну частину турбіни. Очевидно, що в соплах мають місце падіння тиску і зростання швидкості пара; на робочих лопатках кінетична енергія пара перетворюється в механічну, в результаті чого зменшується швидкість. Тиск пара перед робочими лопатками і за ними однаковий.

При проходженні пара між робочими лопатками на їх увігнутій поверхні створюється підвищений тиск, на опуклій - знижений. Виникає обертаюче зусилля, яке здійснює механічну роботу.

АКТИВНА ТУРБІННА СТУПІНЬ

В активній турбіні (мал. 4.2) свіжий пар з початковими параметрами: тиском p_0, температурою t_0 і абсолютною швидкістю c_0, підводиться до сопловому апарату (перетин **0**). У каналах соплового апарату відбувається розширення пара, в результаті чого швидкість потоку пара на виході з сопел (перетин **1**) збільшується до значення c_1, а тиск знижується до значення p_1.

З цією швидкістю пар надходить в канали, утворені робочими лопатками. У каналах робочих лопаток відбувається зміна напрямку руху потоку пара без його розширення.

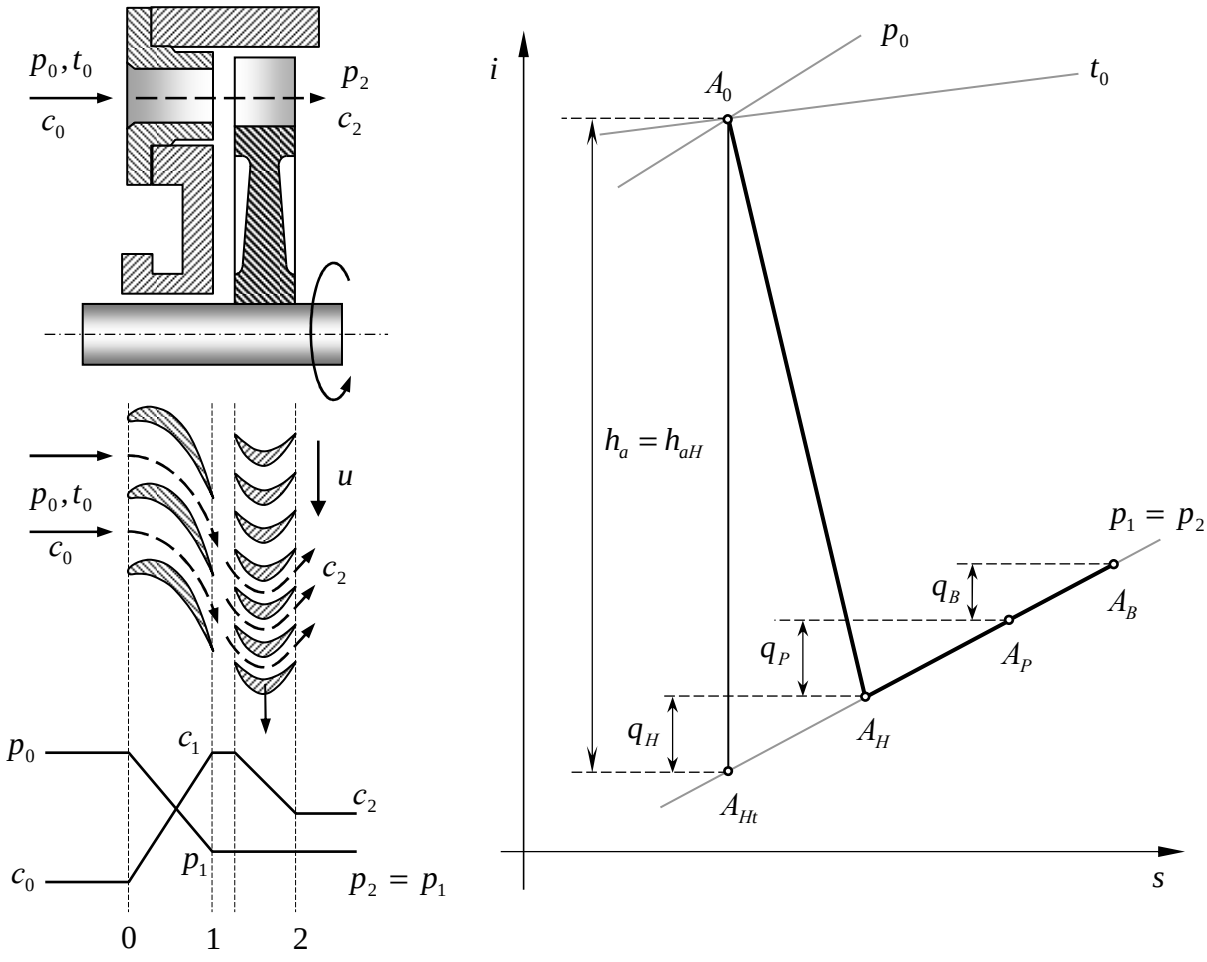
Абсолютна швидкість пара на виході з каналів робочих лопаток (перетин **2**) зменшується до величини вихідної швидкості c_2, а тиск пара залишається рівним значенню p_1. В результаті обтікання робочих лопаток і повороту потоку пара виникає сила, спрямована від увігнутої поверхні лопатки в сторону опуклої, що передається через диск на вал і створює крутний момент на валу турбіни. Диск турбіни приходить в обертання, при цьому робочі лопатки на середньому діаметрі рухаються з окружною швидкістю u.

На діаграмі $i-s$ початковим параметрам пара на вході в сопловий апарат відповідає точка A_0. Теоретично (без урахування втрат) процес розширення пара в сопловому апараті від тиску p_0 до тиску p_1 протікає ізоентропно. Параметрами пара після соплового апарату при ізоентропному розширенні відповідає точка A_{Ht}, а сам процес розширення виглядає як вертикальна лінія $A_0 - A_{Ht}$.

Різниця значень ентальпії в початковій і кінцевій точках при ізоентропному розширенні пара являє собою *наявний (ізоентропійний) теплоперепад* в сопловому апараті - $h_{à\acute{i}}$. У реальних умовах при русі пара через проточну частину турбіни неминучі втрати енергії.

Процес розширення пара в цьому випадку не є ізоентропним, а точка, що характеризує дійсні параметри пара за соплами - A_H, зміщується вправо по ізобарі p_1 на величину втрат енергії в сопловому апараті - q_H.

У каналах робочих лопаток активної турбіни розширення пара не відбувається, тому значення тисків пара на вході в канали робочих лопаток і на виході з них однакові. На діаграмі $i - s$ дійсні параметри пара на виході з робочих лопаток позначені точкою A_P, а процес, що протікає ізобарно в каналах робочих лопаток – лінією $A_H - A_P$. Точка A_P відстоїть від точки A_H на величину втрат енергії - q_P.



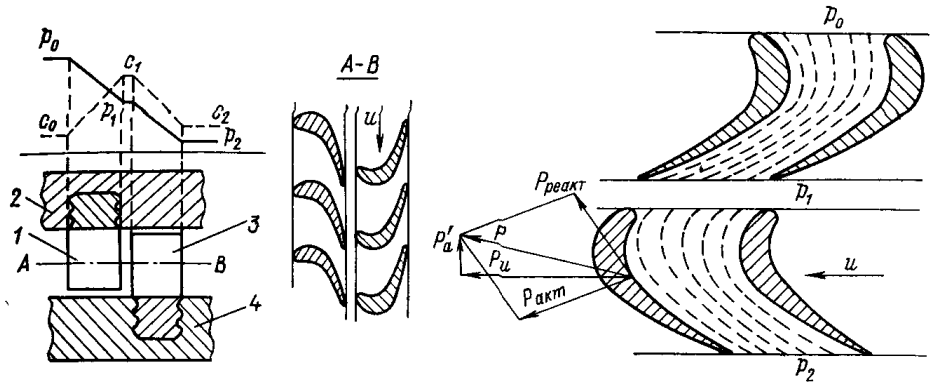
Мал. 4.2 Принцип дії і процес розширення пара в активній турбінній ступені.

Пар, що виходить з каналів робочих лопаток, має кінцеву швидкість c_2 і забирає з собою деяку частину кінетичної енергії. Ця енергія пара не використовується в турбіні і називається втратою з вихідною швидкістю - q_B.

Дійсні параметри пара на виході з турбіни характеризуються точкою A_B. Весь наявний теплоперепад h_a, який спрацьовує в активній турбіні, повністю спрацьовується в сопловому апараті: $h_a = h_{aH}$.

РЕАКТИВНА ТУРБІННА СТУПІНЬ

Принцип дії реактивної ступені показаний на мал. 4.3. Пар потрапляє в канали між напрямними лопатками **1**, нерухомо закріпленими в корпусі **2**, і розширюється, однак в меншій мірі, ніж в соплах активної ступені. Розширення пара триває на робочих лопатках **3**, закріплених на роторі барабанного типу **4**.



Мал. 4.3. Схема реактивної ступені і дія сил на робочу лопатку

Напрямок руху струменя пара, що потрапляє на робочі лопатки, змінюється, в результаті чого створюється активне зусилля $P_{акт}$. Завдяки розширенню в робочому каналі виникає реактивна сила $P_{реакт}$; її величина і напрямок залежать від форми каналу. Геометричне складання $P_{акт}$ і $P_{реакт}$ дає рівнодіючу силу P, окружна складова якої P_u обертає ротор, а осьова P'_a сприймається наполегливим підшипником (через різницю тисків p_1 — p_2 виникає також осьове зусилля Pa, спрямоване в бік руху потоку).

Активні і реактивні ступені називаються ступенями тиску.

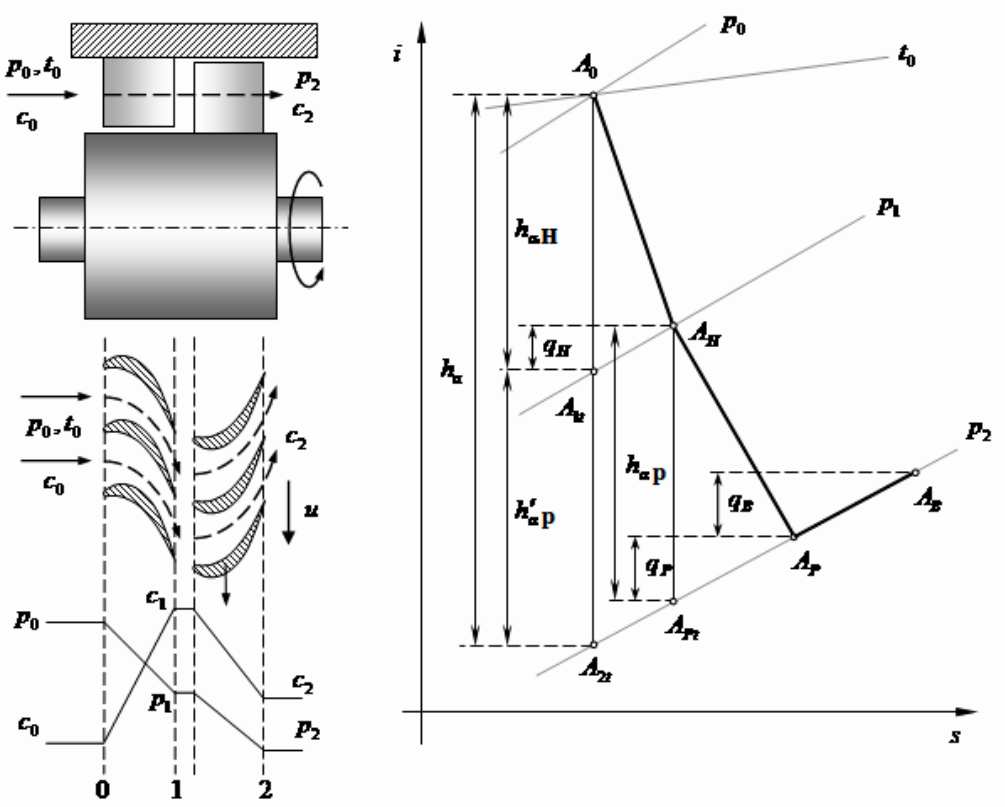
У реактивної турбіни (мал. 4.4) свіжий пар з початковими параметрами: p_0, t_0 і абсолютної швидкістю c_0, підводиться до направляючого апарату (перетин **0**). У звужувальних каналах направляючого апарату відбувається розширення пара, в результаті чого на виході з нього (перетин **1**) швидкість потоку пара збільшується до значення c_1, а його тиск знижується до значення p_1. З цією швидкістю пар надходить до робочих лопаток турбіни.

У реактивній турбіні робочі лопатки утворюють звужувальні канали, в результаті чого в них відбувається подальше розширення пара. При цьому на виході з лопаток (перетин **2**) тиск пара знижується до величини p_2, а швидкість потоку пара - до значення c_2.

При обтіканні потоком пара робочих лопаток і повороті потоку на робочих лопатках виникає сила, спрямована від увігнутої поверхні лопатки до опуклої. Разом з тим, при розширенні і прискоренні потоку пара, в каналах робочих лопаток виникає додаткова реактивна сила, яка діє на них в тому ж напрямку.

Сумарне зусилля, що діє на робочі лопатки, передається валу турбіни і створює на ньому крутний момент.

Ротор турбіни приходить в обертання, при цьому робочі лопатки на середньому діаметрі рухаються з окружною швидкістю u .



Мал. 4.4 Принцип дії і процес розширення пара в реактивній турбінній ступені.

Теоретичний процес розширення пара в реактивній турбіні протікає ізоентропно і зображується на діаграмі $i-s$ у вигляді вертикальної лінії $A_o - A_{2t}$ (мал. 44). Лінія $A_o - A_{1t}$ на діаграмі зображує теоретичний процес розширення пара в каналах направляючого апарату.

При розширенні пара в направляючому апараті спрацьовується теплоперепад - $h_{àf}$. Фактично процес розширення пара в направляючому апараті протікає по лінії $A_0 - A_H$, а точка A_H характеризує дійсні параметри пара на виході з направляючого апарату. Точка A_H відстоїть від теоретичної A_{1t} на величину втрат - q_H .

Подальший процес розширення пара в каналах робочих лопаток починається з точки A_H , і при ізоентропійниму розширенні виглядає як вертикальна лінія $A_H - A_{Pt}$. При розширенні пара в каналах робочих лопаток спрацьовується теплоперепад h_{aP} .

Фактично процес розширення пара в каналах робочих лопаток протікає по лінії $A_H - A_P$, а точка A_P характеризує дійсні параметри пара за вихідній кромкою робочих лопаток. Точка A_P відстоїть від теоретичної A_{Pt} на величину втрат - q_P. За аналогією з активною турбіною, в реактивній також мають місце втрати з вихідною швидкістю - q_B, при цьому дійсні параметри пара за реактивною турбіною описуються станом робочого тіла в точці A_B.

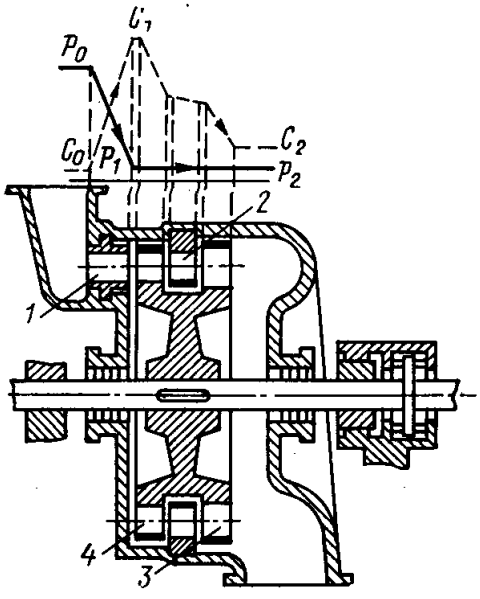
На відміну від активної, в реактивній турбіні весь наявний теплоперепад - h_a спрацьовується частково в направляючому апараті - h_{aH}, частково на робочих лопатках - h_{aP}.

В даний час в турбобудуванні чисто активні ступені не застосовуються через складність підведення пара до робочих лопаток (пар повинен надходити перпендикулярно площині лопаток). Насправді активні турбіни завжди мають деяку ступінь реактивності - $\rho = 0{,}03 \div 0{,}2$, що дозволяє знизити величину втрат енергії в турбінній ступені.

Тому коли мова йде про активні і реактивні турбіни, в більшій мірі мають на увазі конструктивні відмінності у виконанні проточних частин цих типів парових турбін.

ДВОВЕНЕЧНА ТУРБІННА СТУПІНЬ

Якщо швидкість потоку за робочими лопатками активної ступені велика, то для використання кінетичної енергії робочого тіла встановлюють ще один або два вінця робочих лопаток і між ними розташовують додаткові напрямні апарати, в яких потік не розширюється або розширюється незначно. Подібні ступені звуться ступенями швидкості. Залежно від числа рядів робочих лопаток розрізняють дво- і трьохвенечні ступені швидкості



Мал. 4.5. Двовенечна ступінь швидкості

На мал. 4.5 схематично показана двовенечна ступінь швидкості. Тут же дані графіки зміни тиску і швидкості потоку уздовж проточної частини. Як видно, є тільки один соплової апарат **1**, в якому робоче тіло сильно розширюється і набуває дуже велику швидкість. Надалі при проходженні через лопатковий апарат його тиск не змінюється.

На робочих лопатках **4** і **3** відбувається перетворення кінетичної енергії потоку в механічну енергію ротора і відповідно зменшення швидкості потоку. Проміжний направляючий апарат **2** служить лише для повороту потоку; деяке падіння швидкості в ньому пояснюється наявністю втрат.

У двовенечній ступені пар з початковими параметрами p_0, t_0 і швидкістю c_0 надходить в канали соплового апарату - C, де відбувається його розширення. При розширенні пара його потенційна енергія перетворюється в кінетичну енергію рухомого струменя, при цьому абсолютна швидкість потоку пара на виході з соплового апарату збільшується до значення c_{1-1}, а тиск знижується до величини p_1. Після виходу з соплового апарату потік пара направляється на робочі лопатки першого ряду - $P1$.

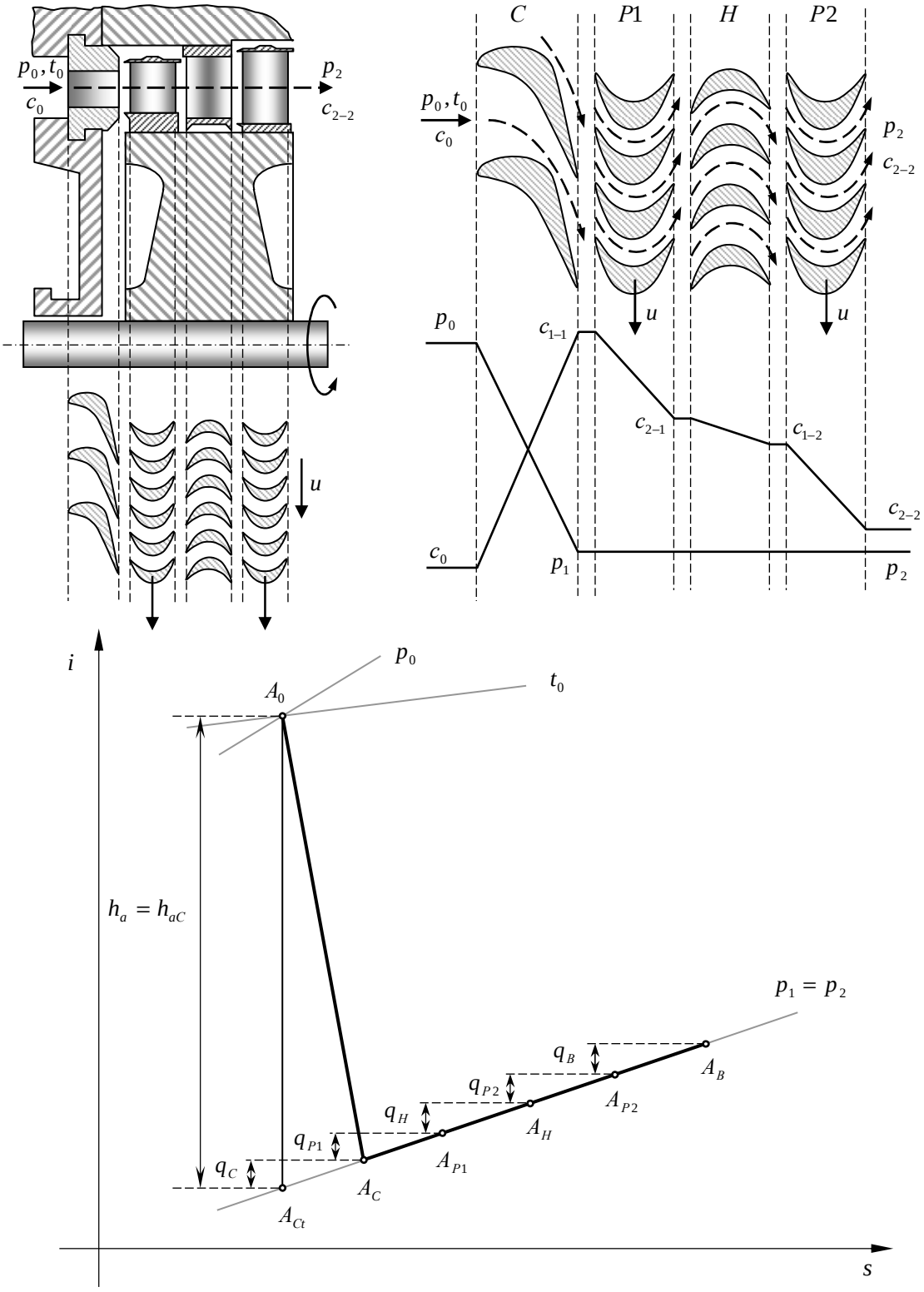
При обтіканні паром робочих лопаток і повороті його в міжлопаткових каналах на робочих лопатках виникає сила, спрямована від увігнутої поверхні лопатки до опуклої. Розширення пара на робочих лопатках не відбувається, його тиск залишається постійним, а абсолютна швидкість потоку пара знижується до величини c_{2-1}.

У напрямних лопатках - H, наступних за першим рядом робочих лопаток, відбувається поворот потоку пара (без розширення) і направлення його під оптимальним кутом на робочі лопатки другого ряду - $P2$. При цьому через втрати енергії відбувається деяке зниження абсолютної швидкості пара на виході з нерухомого ряду лопаток до величини c_{1-2}.

В міжлопатковому каналах робочих лопаток другого ряду - $P2$ розширення пара і зміни його тиску не відбувається, кінетична енергія пара остаточно перетворюється в механічну роботу, а абсолютна швидкість потоку пара знижується до величини c_{2-2}.

Так як процес розширення пара в двовенечній ступені відбувається тільки в сопловому апараті, то весь наявний теплоперепад h_a спрацьовується в соплах: $h_a = h_{aC}$. На діаграмі $i-s$ теоретичний процес розширення пара в соплах показаний лінією $A_0 - A_{Ct}$.

Через наявність втрат енергії дійсний процес розширення пара протікає по лінії $A_0 - A_C$. Подальше перетворення енергії пара на робочих і направляючих лопатках відбувається ізобарно.



Мал. 4.6 Принцип дії двовенечної турбінної ступені.

Точки на діаграмі відповідають:

A_{Ct} – параметрам пара за соплами при теоретичному розширенні пара;
A_C – дійсним параметрам пара на виході з соплового апарату;
A_{P1} – дійсним параметрам пара на виході з першого ряду робочих лопаток;
A_H – дійсним параметрам пара на виході з нерухомого ряду напрямних лопаток;
A_{P2} – дійсним параметрам пара на виході з другого ряду робочих лопаток;
A_B – дійсним параметрам пара на виході з двовенечної ступені.

Розглянуті двовенечні турбінні ступені називають *ступенями швидкості* через те, що при перебігу потоку пара в каналах лопаток не відбувається зміни його тиску, а змінюється тільки швидкість потоку.

Ступені швидкості здатні спрацьовувати значні теплоперепади з відносно високим ККД. З цієї причини двовенечні турбінні ступені часто застосовують в турбопріводах допоміжних механізмів, як турбіни заднього ходу і першої регулювальної ступені головних турбін.

У більш рідкісних випадках знайшли застосування трьохвенечні ступені швидкості, що складаються з соплового апарату, трьох рядів робочих лопаток, розташованих на одному диску, і двох нерухомих рядів напрямних лопаток, розташованих між робочими лопатками.

Принцип дії їх аналогічний розглянутим вище двовенечної ступені швидкості: пар повністю розширюється в сопловому апараті і потім послідовно проходить через ряди робочих і напрямних лопаток. Трьохвенечні ступені швидкості здатні спрацьовувати ще більші значення теплоперепадів і (за певних умов) з ще більшим значенням ККД, ніж двовенечні. Перевагою турбін зі ступенями швидкості є простота пристрою і невеликі розміри. Істотним недоліком - відносно низький ККД.

Багатоступінчасті турбіни

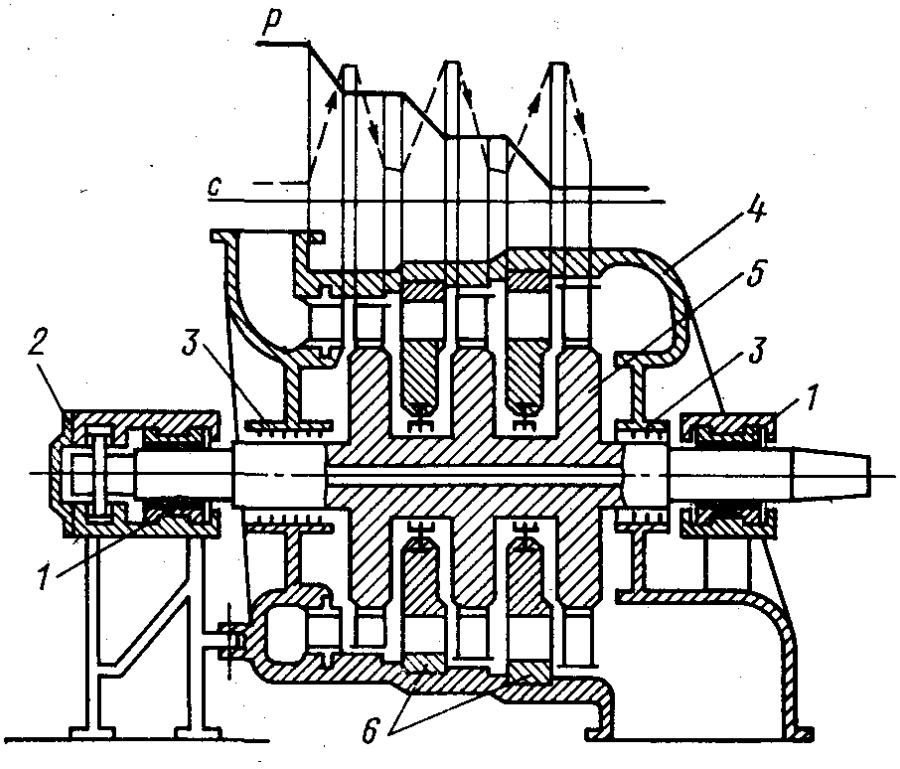
Незважаючи на простоту пристрою, одноступінчасті турбіни не набули великого поширення через неможливість досягти високого ККД при великих перепадах тиску, а також внаслідок великої частоти обертання валу і неможливості отримання значних потужностей.

У суднових умовах одноступінчасті турбіни застосовують лише для приводу допоміжних механізмів.

Щоб уникнути великої частоти обертання і окружних швидкостей і зберегти найвигідніші відносини між окружною швидкістю робочих лопаток і швидкістю потоку, сучасні турбіни виконують багатоступінчатими - зі ступенями тиску, ступенями швидкості і різними комбінаціями цих ступенів.

Схема активної турбіни з трьома ступенями показана на мал. 4.7; тут же дана схема зміни тиску і швидкості потоку. Ротор турбіни **5** складається з трьох дисків, викуваних заодно з валом, і обертається в опорних підшипниках **1**; осьове зусилля сприймається упорним підшипником **2**. У місці виходу валу з корпусу встановлені зовнішні ущільнення **3**. Сопла першого ступеня розташовані в корпусі турбіни **4**, сопла другої та третьої ступенів - в діафрагмах **6**.

Щоб уникнути протікання пара в місці проходу валу в діафрагмах встановлені ущільнення (внутрішні). Робоче тіло, частково розширюється в соплах першого ступеня, потрапляє на її робочі лопатки і віддає їм кінетичну енергію; при цьому тиск залишається постійним по обидва боки диска, а швидкість зменшується.



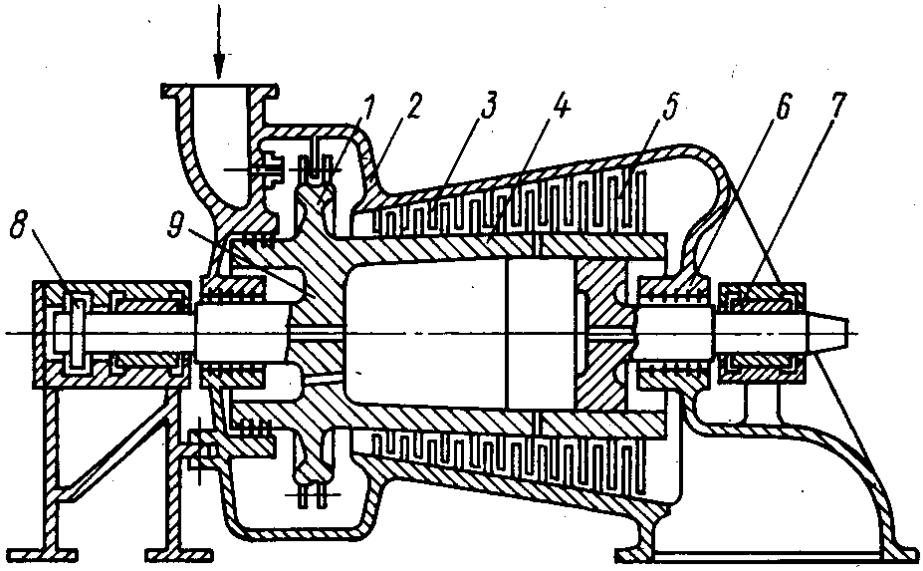
Мал. 4.7. Схема активної турбіни з трьома ступенями

Після першого ступеня робоче тіло надходить в сопла другого ступеня, де відбувається подальше його розширення і збільшення швидкості, потім на робочі лопатки другого ступеня і т. д. Таким чином, розширення робочого тіла здійснюється в три прийоми, на трьох ступенях, завдяки чому ця турбіна економічніша, ніж одноступенева.

У турбінах зі ступенями тиску обсяг пара в міру його розширення зростає, тому висоту сопел і робочих лопаток від ступені до ступені поступово збільшують.

За способом підведення пара до перших ступенів турбіни поділяються на однопроточні (пар по проточної частини рухається в одному напрямку) і двопроточні, з розбіжним або зустрічним рухом пара.

Схема реактивної турбіни з однопроточним рухом пара представлена на мал. 4.8.



Мал. 4.8. Схема реактивної турбіни з однопроточним рухом пара

В якості першої ступені (регулювальної) служить двовенечна ступінь швидкості **1**. У корпусі турбіни **2** укріплені нерухомі напрямні лопатки **3**. На барабанному роторі **4** розміщені робочі лопатки **5**. У місці виходу валу з корпусу встановлені ущільнення **6**.

Ротор обертається в опорних підшипниках **7**. Після регулювальної ступені пар проходить через реактивну проточну частину, розширюючись як на напрямних, так і на робочих лопатках.

Різниця статичних тисків пара перед робочими лопатками і за ними, а також сила взаємодії потоку зі стінками лопаток створюють осьове зусилля, яке прагне зрушити ротор в сторону руху пара. Для розвантаження цього зусилля у реактивних турбін встановлений розвантажувальний поршень - так званий думміс **9**.

Принцип його дії полягає в тому, що простір перед ним з'єднується з порожниною відпрацьованого пару або ступенем низького тиску. Створюється різниця тисків, яка діє в бік, протилежний напрямку руху пара. Завдяки такому пристрою частково знімається осьове зусилля на ротор і сприймається упорним підшипником **8**.

Використання активної ступені або двовенечної ступені швидкості в якості першого ступеня реактивної турбіни дозволяє досягти більш економічного кількісного регулювання потужності і зменшити габарити турбіни.

Турбіни, що складаються тільки з ступенів швидкості, не знайшли застосування в якості головних, незважаючи на такі переваги, як мала маса і габарити. Причиною є менша економічність ступенів швидкості в порівнянні зі ступенями тиску.

Багатоступінчасті турбіни конструктивно можуть виконуватися активними (мал. 4.9 а), реактивними (мал. 4.9 б) і поєднують в собі як активні, так і реактивні ступені - турбіни змішаного типу (мал. 4.10).

З точки зору надійності і економічності безцільно шукати переваги і недоліки одного типу турбін перед іншим.

Активна ступінь, при інших рівних умовах, здатна спрацювати вдвічі більший теплоперепад, ніж реактивна.

Тому при однакових початкових і кінцевих параметрах пара активна багатоступенева турбіна матиме вдвічі менше число ступенів, ніж реактивна, що значно скорочує довжину ротора і масогабаритні показники турбіни.

Але при цьому довжина активної ступені дещо більше, ніж реактивної.

Ротори активних турбін в силу своєї конструкції мають меншу масу, тому маневрені якості активних турбін вище, ніж реактивних.

Але барабанні ротори реактивних турбін більш прості і технологічні у виготовленні, хоча мають гірші масогабаритні показники, допускають більш повільний прогрів при пуску і менш надійні при різкій зміні режимів роботи.

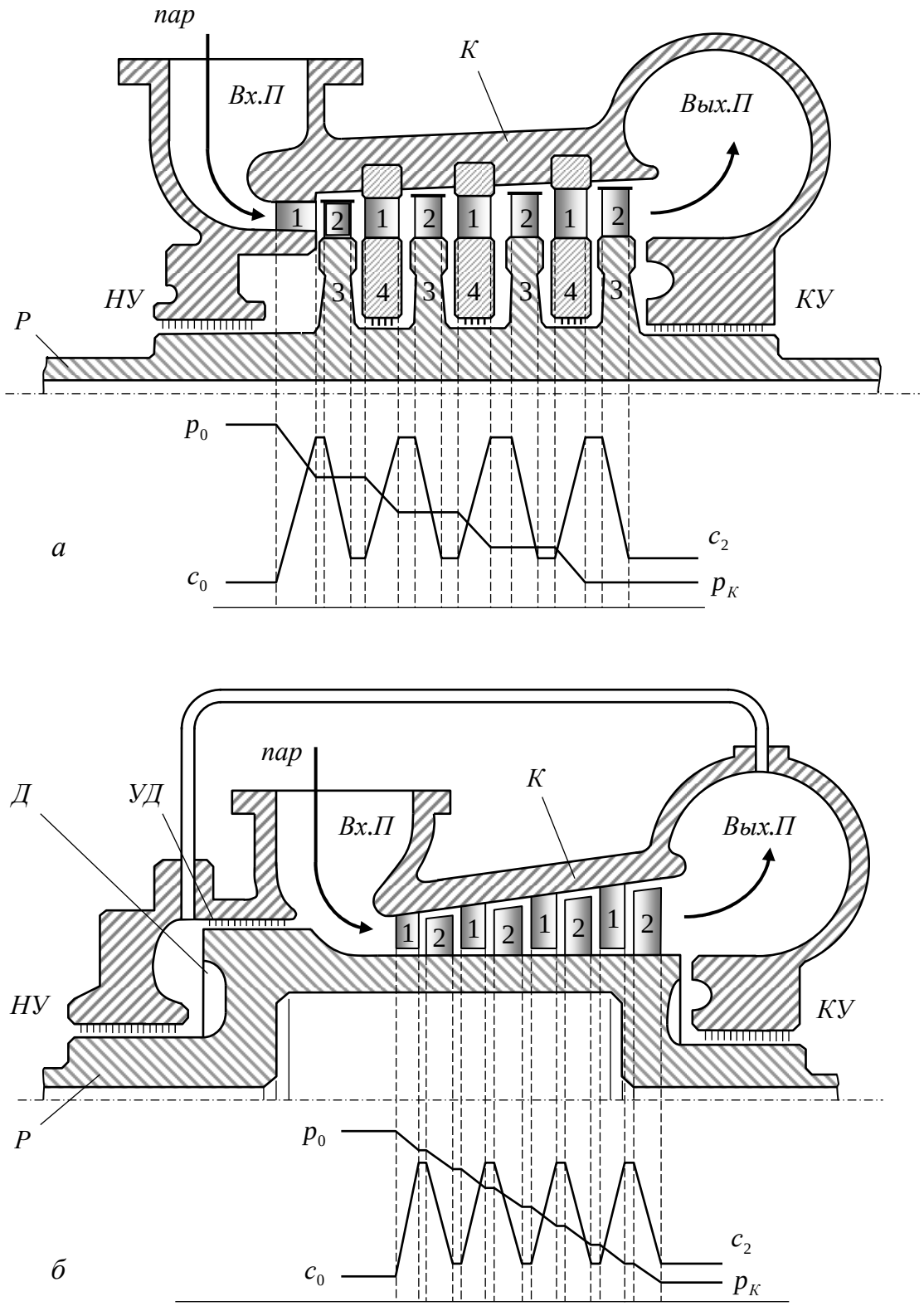
В активних турбінах підвід пара проводиться через сопловий апарат, розділений на кілька груп. Як правило, кожна група сопел має індивідуальний підвід пара, що полегшує регулювання потужності і частоти обертання турбіни.

Чисто реактивні турбіни виконуються тільки з повним підведенням пара по всьому колу, що істотно ускладнює процес регулювання потужності.

З цієї причини в реактивних багатоступеневих турбінах в якості першого ступеня часто застосовують одно- або двовенечну активну регулювальну ступінь з сопловим підведенням пара.

Застосування двовенечної регулювальної ступені дозволяє спрацювати значний теплоперепад вже в першій ступені турбіни, і тим самим зменшити загальне число ступенів турбіни і знизити параметри пара перед наступними ступенями.

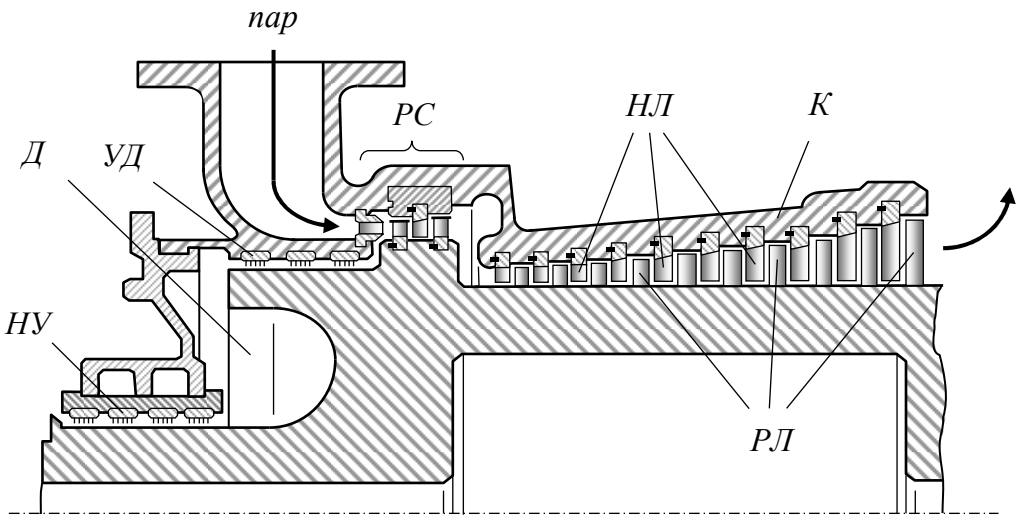
Конструктивні особливості і характер зміни тисків і швидкостей пара в багатоступеневих турбінах показані на мал. 46.



Мал. 4.9 Багатоступінчасті парові турбіни: *а* – активна; *б* – реактивна.

1 – соплові (направляючі) лопатки; 2 – робочі лопатки; 3 – диски; 4 – діафрагми; *К* – корпус турбіни; *Р* – ротор; *Вх.П* – вхідний патрубок;

Вых.П – вихлопний патрубок; *НУ* – носові ущільнення; *КУ* – кормові ущільнення; *Д* – думіс; *УД* – ущільнення думіса. p_0, p_K – початкове і кінцеве значення тиску пара; c_0, c_2 – початкова і кінцева швидкість пара.



Мал. 4.10 Проточна частина багатоступеневої комбінованої активно-реактивної турбіни (з двовенечною регулювальною активною ступеню)

РЛ – робочі лопатки; *НЛ* – направляючі лопатки; *РС* – двовенечна регулювальна ступень; *К* – корпус турбіни; *Д* – думіс; *УД* – ущільнення думіса; *НУ* – носове ущільнення.

РОЗДІЛЕННЯ ПОТОКІВ ПАРА

У степенях парової турбіни відбувається розширення пара і збільшення його об’єму. Для забезпечення нормального розширення пара прохідний перетин проточної частини від ступені до ступені має збільшуватися. Відповідно, від ступені до ступені, зростають довжини робочих і направляючих лопаток.

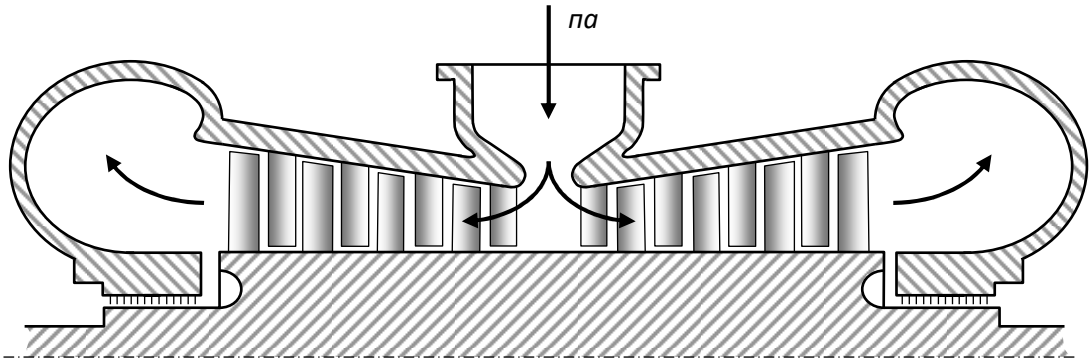
Якщо сопла і робочі лопатки перших ступенів парових турбін мають висоту **10 ÷ 20мм**, то висота робочих і направляючих лопаток останніх ступенів може досягати **400 ÷ 500мм** у суднових турбін, і до **1200мм** у стаціонарних турбін. Зі збільшенням довжини робочих лопаток зростають навантаження, що діють на них при обертанні ротора. Великі навантаження і значні механічні напруги, що виникають в лопатках останніх ступенів турбін, вимагають застосування матеріалів підвищеної міцності для їх виготовлення.

Разом з тим, довжина лопаток останніх ступенів визначає діаметр ротора і корпусу турбіни і, відповідно, її масогабаритні показники. Одним із способів зменшення довжини лопаток останніх ступенів є поділ потоків пара. Турбіни з поділом потоків пара називаються двопроточними. При поділі потоку пара на дві частини вдвічі скорочується об’єм пара, що проходить через кожну проточну частину. При цьому вдвічі скорочується довжина лопаток останніх ступенів турбіни.

Двопроточні турбіни (мал. 4.11) можуть виконуватися зі *потоками пара що сходяться*, коли пар рухається з боку підшипників до центральної частини ротора, і з *розбіжними потоками пара*, коли пар рухається від центральної частини ротора до підшипників.

Двопроточні турбіни мають ще одну суттєву перевагу: так як потоки пара в проточних частинах спрямовані в протилежні сторони, то осьові зусилля, що впливають на ротор в кожній проточній частині, взаємно врівноважуються, і в таких турбінах немає необхідності в застосуванні додаткових пристроїв розвантаження ротора від осьових сил.

Однак застосування двопроточної схеми збільшує довжину ротора турбіни і довжину турбоагрегату в цілому.



Мал. 4.11 Схема двопроточної реактивної парової турбіни з розбіжними потоками пара.

СТУПЕНІ ПОВНОГО І ЕКОНОМІЧНОГО ХОДУ. ОБВОДИ ПАРА

Кожна парова турбіна проектується під певні початкові параметри і витрату пара. В силу цього ККД турбоагрегату є максимальним при роботі її на параметрах і витраті пара, заданих при проектуванні.

Якщо початкові параметри і витрата пара відрізняються від заданих, турбінні ступені й турбіна в цілому працюють з більш низьким ККД. Для транспортних суден, які мають постійну рейсову швидкість, турбіна проектується спочатку під задану основну швидкість ходу судна.

Для ПТУ суден, що працюють значну частину часу на змінних ходових режимах або на режимах знижених ходів (криголами, рибальські судна, бойові кораблі), розрахунок турбіни виконується для повного ходу судна, але при цьому на основних ходових режимах (середніх і малих ходах) турбоагрегат буде працювати досить значний час з більш низьким у порівнянні з розрахунковим ККД, що призводить до збільшення витрати палива і зниження економічності енергетичної установки в цілому.

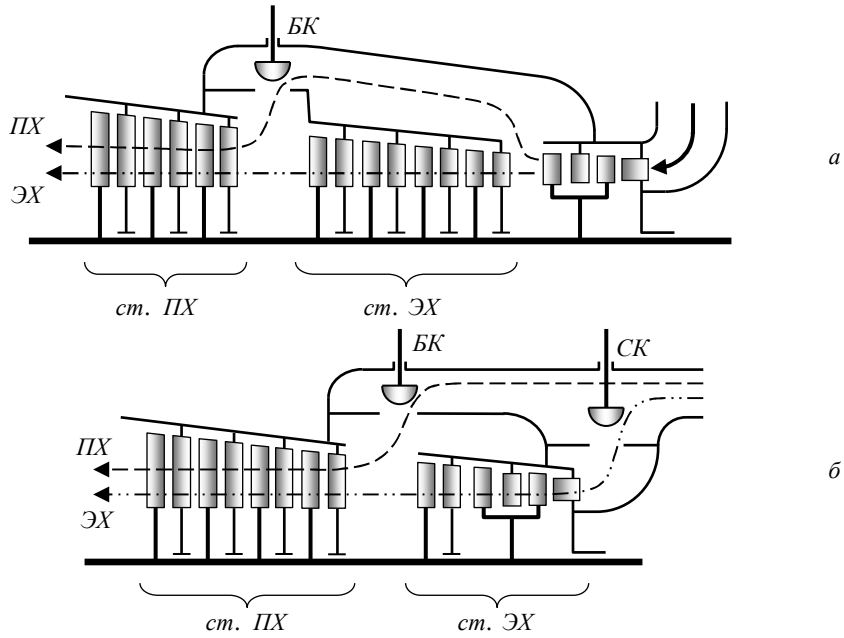
З метою підвищення економічності ПТУ при роботі на малих і середніх ходах, до складу турбоагрегату включають *ступені економічних ходів*, спеціально розраховані для оптимальної роботи на знижених параметрах і витратах пара.

Ступені економічного ходу можуть розташовуватися як *в корпусі ТВТ* спільно зі ступенями повного ходу, так і в окремому корпусі, званому в цьому випадку *турбіною економічного ходу*.

Ступені економічного ходу, що розміщуються в корпусі ТВТ, можуть бути встановлені:

- за загальною регулювальною ступеню (турбіна з внутрішнім обводом ступенів економічних ходів);
- попереду всіх ступенів повного ходу (турбіна із зовнішнім обводом ступенів економічних ходів).

У турбіні з внутрішнім обводом пара (мал. 4.12 а) на режимах малих ходів пар послідовно проходить через усі ступені турбіни, включаючи ступені економічного ходу, і забезпечуючи максимальний ККД турбіни на малих ходах.



Мал. 4.12 Схеми турбін з внутрішнім (*а*) і зовнішнім (*б*) обводами пара.
СК – сопловий клапан; *БК* – байпасний клапан; *ПХ* – рух пара через проточну частину на повних ходах; *ЭХ* – рух пара через проточну частину на економічних ходах; *ст. ПХ* (*ЭХ*) – ступені повного (економічного) ходу.

При розвитку більшого числа обертів пар поступово, відкриттям байпасного клапана, обводиться повз ступенів економічного ходу, і при повному відкритті байпасного клапана проходить тільки через ступені повного ходу, спрацьовує на них весь теплоперепад з розрахунковим максимальним ККД.

Ступені малих ходів при цьому повністю вимикаються з роботи; через них проходить лише незначна частина потоку пара з метою охолодження деталей непрацюючих ступенів економічного при холостому обертанні.

Тема № 5

ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ГАЗОВОГО ПОТОКУ

Процес течії робочого середовища в проточній частині турбомашини описується рівняннями, які випливають з відомих фізичних законів, що вивчаються в курсах термодинаміки і газової динаміки.

Рухомий в каналах турбінних та компресорних решіток потік має складну просторову структуру. Його параметри змінюються в напрямку трьох координат: в напрямку осі каналу, в поперечному перерізі каналу, по висоті лопатки.

У практичних розрахунках знайшла широке застосування одномірна теорія, заснована на спрощеному представленні структури потоку, в якому враховується зміна параметрів тільки в одному напрямку. За цей напрям приймається вісь соплових і робочих каналів. Зміною параметрів в двох інших напрямках одномірна теорія нехтує, вважаючи їх несуттєвими.

Використання одновимірної теорії дозволяє порівняно просто виявити основні закономірності перебігу робочого середовища в гратах турбін (також і компресорів) і при введенні поправочних коефіцієнтів отримати розрахункові характеристики, які близько збігаються з дослідними.

Рівняння стану. Висловлює залежність між фізичними параметрами газу. Воно має вигляд:

$$pv = RT \qquad (4.2)$$

де p — абсолютний тиск, Па;
v — питомий об'єм, м^3/кг;
R — газова постійна, Дж/(кг • К);
T — абсолютна температура, К.

Якщо виразити питомий об'єм через щільність, рівняння стану можна записати в іншому вигляді:

$$p = \rho RT \qquad (4.3)$$

де $\rho = 1/v$ — щільність газу, кг/м^3.

Рівняння (4.2) і (4.3) справедливі для ідеальних газів, у яких газова постійна залежить тільки від природи газу. Незважаючи на те, що рівняння (4.2) і (4.3) виведені для ідеального газу, вони широко застосовуються в розрахунках газових турбін і компресорів.

Для повітря газова постійна **R = 287,1 Дж/(кг•К)**. Для газу - суміші продуктів згоряння з надлишковим повітрям, що є робочим середовищем в газових турбінах, - вона коливається в межах **277,6 ÷ 284,5 Дж/(кг•К)** в залежності від коефіцієнта надлишку повітря.

Рівняння (4.2) і (4: 3) для розрахунку парових турбін неспроможні (особливо в разі вологого пару), так як газова постійна водяного пара істотно залежить від тиску і температури. На практиці розрахунок параметрів парових турбін ведеться за допомогою таблиці водяного пара і діаграми ***i - s***.

У деяких випадках для визначення питомого об'єму використовується рівняння стану перегрітого пара, записане в наступному вигляді:

$$pv = i/4270 - \Delta \qquad (4.4)$$

де ***i*** — ентальпія перегрітого пара, кДж/кг;

Δ — поправка на тиск і ентальпію. (В межах значень ***p*** *і* ***i***, характерних для суднових парових турбін, **Δ** становить **0,455 ÷ 0,459**).

До параметрів стану відноситься питома теплоємність газу. У розрахунках турбомашин (турбін та компресорів) використовується теплоємність при постійному тиску, віднесена до **1кг** газу.

Залежність теплоємності від температури приймається лінійною у вигляді $c_p = a_p + bt$, де a_p *і* ***b*** — постійні, що залежать від роду газу.

При **p = const** і **t = 0°C** теплоємність повітря **ср = 1004 Дж/(кг • К)**. Теплоємність газу при тих же умовах і спалюванні палива, використовуваного в суднових установках, знаходиться в межах **1007 ÷ 1017 Дж/(кг•К)**. Менші значення відповідають коефіцієнту надлишку повітря **α = 5**, більші - відповідають **α = 2,7**

У процесі розширення і стиснення температура газу змінюється, тому величина c_p є змінною. Для спрощення розрахунків теплоємність найчастіше приймають постійною і рівною середньому її значенню в межах температур початку t_1 і кінця t_2 процесу. В цьому випадку теплоємність розраховується за формулою:

$$c_p = a_p + bt_{cp} \qquad (4.5)$$

де $t_{cp} = 0{,}5\,(t_1 + t_2)$ — середня температура в процесі.

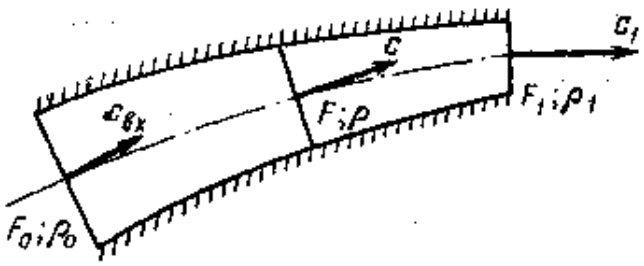
Значення постійних a_p, ***b***, що входять в формулу (4.5), приймають: для повітря $a_p = 1004$, $b = 0{,}186 \cdot 10^{-3}$; для газу $a_p = 1007 \div 1017$, $b = 0{,}207 \div 0{,}262$.

Менші значення відповідають коефіцієнту надлишку повітря **α** = **5**, більші - відповідають **α** = **2,7**. В теорії турбомашин використовується наступна залежність між показником ізоентропи ***k***, теплоємністю ср і газовою постійною ***R***:

$$c_p = \frac{k}{k-1} R \qquad (4.6)$$

Середнє значення показника ізоентропи розширення в суднових газових турбінах ***k*** — **1,34 ÷ 1,35**.

Рівняння нерозривності. Воно випливає із закону постійності маси робочого середовища. На підставі цього закону при сталому русі витрата газу у всіх перетинах каналу залишається незмінним.



Мал. 5.1

Якщо F_0 і F_1 - площа поперечного перерізу каналу відповідно на вході і виході, а ρ_0, ρ_1 і $c_{вх}$, c_1 - середні по перетину каналу значення щільності і швидкості потоку (мал. 4.2), то відповідно до закону збереження маси:

$$G = \rho_0 F_0 c_{вх} = \rho_1 F_1 c_1.$$

Для будь-якого проміжного перетину при сталому русі:

$$G = pFc = \text{const.} \qquad (4.7)$$

Висловивши щільність через питомий об'єм, отримаємо:

$$G = Fc / v = \text{const}, \qquad (4.8)$$

де **G** — масова витрата робочого середовища через поперечний переріз каналу, **кг/с**.

Рівняння (4.7) і (4.8) називаються рівняннями *нерозривності* або *суцільності*.

Рівняння енергії. Рівнянням енергії виражається закон збереження, і перетворення енергії, відповідно до якого теплота, підведена до одиниці маси газу, йде на збільшення його внутрішньої і кінетичної енергії, на роботу переміщення газу уздовж струменю і на вчинення ним механічної роботи.

Для **1кг** газу між перетинами струменю ***0-0*** і ***1-1*** (мал. 5.2) це рівняння запишеться так:

$$q = u_1 - u_0 + (c_1^2 - c_0^2)/2 + p_1/\rho_1 - p_0/\rho_0 + h_{тех} \qquad (3.2)$$

де ***q*** — підведена ззовні теплота;

$(u_1 - u_0)$ — приріст внутрішньої енергії газу;

$(c_1^2 - c_0^2)/2$ — приріст кінетичної енергії газу;

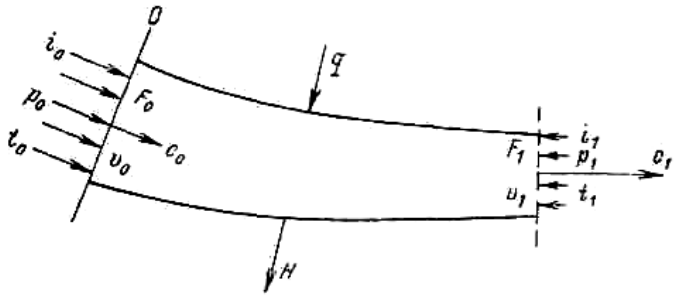
$p_1/\rho_1 - p_0/\rho_0$ — робота переміщення газу від перетину *0—0* до перетину *1—1*, яка здійснюються проти сил тиску;

$h_{тех}$ — чинена газом технічна робота, наприклад обертання колеса турбіни.

Всі вказані величини виражаються в джоулях на кілограм **(Дж/кг)**.

Суму внутрішньої енергії газу ***u*** і його потенційної енергії тиску ***p/ρ*** позначають ***i*** і називають ентальпією; ввівши її в рівняння (3.2), отримаємо:

$$q = i_1 - i_0 + \frac{c_1^2 - c_0^2}{2} + h_{\text{тех}}. \qquad (3.3)$$



Мал. 5.2. Потік робочого тіла (к рівнянню нерозривності і енергії)

Якщо технічна робота не відбувається ***(h_{mex} = 0)*** і течія адіабатна ***(q = 0)***, то з рівняння (3.3) випливає, що $i_0 + c_0^2/2 = i_1 + c_1^2/2$. Оскільки перетин ***0-0*** і ***1-1*** обрані довільно, то можна стверджувати, що:

$$i + c^2/2 = \text{const} \qquad (3.4)$$

т. е. що сума ентальпії і кінетичної енергії зберігається постійною по довжині струменя.

Повні параметри робочого середовища. При розгляді рухомого потоку слід розрізняти статичні параметри і повні параметри робочого середовища. Статичними називаються параметри (тиск, температура та інші) в потоці, що рухається з деякою швидкістю ***c***. Щоб точно заміряти статичні параметри, вимірювальні прилади повинні переміщатися з потоком з однаковою з ним швидкістю.

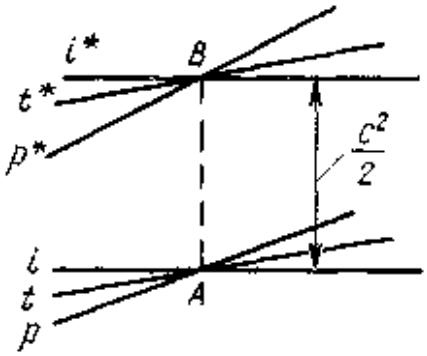
Якщо потік загальмувати будь-яким чином, щоб швидкість його стала рівною нулю, то параметри в потоці змінюються, так як кінетична енергія при гальмуванні потоку перетворюється в потенційну.

Параметри потоку, загальмованого в ізоентропійному процесі до нульової швидкості, називаються повними параметрами, або параметрами гальмування. Процес ізоентропійного гальмування потоку показаний в діаграмі ***i-s*** лінією ***AB*** (мал. 5.3). Повні параметри мають в позначенні індекс - зірочку (*), т. є. ***p*, t*, i****. Очевидно, що повна енергія робочого середовища при ізоентропійному процесі гальмування залишається постійною, тобто $e_A = e_в$.

Так як $e_A = i + c^2/2$ *і* $e_в = i^*$. то повна ентальпія дорівнює повній енергії робочого середовища і визначається за формулою **(Дж/кг):**

$$i^* = i + c^2/2, \qquad (4.20)$$

де ***i*** и ***c*** — статична ентальпія і швидкість потоку.



Мал. 5.3 Повні параметри робочого середовища

Враховуючи, що $i = c_p T$, після поділу правої і лівої частини формули (4.20) на c_p отримаємо наступну залежність між повною і статичною температурою:

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}$$

Для повітря $c_p \approx 1000$ **Дж/(кг • К)**, тоді $T^* = T + c^2/2000$.

Повний тиск визначається з рівняння ізоентропи. Цю залежність часто записують в такому вигляді: $p^* = p + \Delta p_{дин}$,

де $\Delta p_{дин}$ — різниця між повним і статичним тиском, що визначається за допомогою трубок напору.

Повні параметри водяного пара визначають за діаграмою ***i—s***, відкладаючи вгору від точки ***A*** відрізок $AB = c^2/2$ в масштабі діаграми, як показано на мал. 4.5. Повні параметри мають реальний фізичний сенс.

За повної температурі вибирають матеріали для лопаток газових турбін. Вони мають велике значення в літакобудуванні, оскільки різниця між повною і статичною температурою при швидкості потоку **1000м/с** становить приблизно **500°С**

Будучи записаними в повних параметрах, формули (4.14) і (4.19) для теоретичної швидкості витікання приймають вид:

$$\left.\begin{aligned} c_{1t} &= \sqrt{2(i_0^* - i_{1t})} = \sqrt{2h_{ан}^*}; \\ w_{2t} &= \sqrt{2(i_1^* - i_{2t})} = \sqrt{2h_{ар}^*}. \end{aligned}\right\}$$

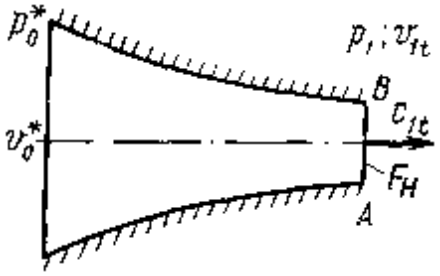
В наведених формулах:

$h_{ан}^* = h_{ан} + \frac{c_{вх}^2}{2}$ — повний ізоентропійний перепад ентальпій в соплах (див. мал. 4.9);

$h_{ар}^* = h_{ар} + \frac{w_1^2}{2}$ — повний ізоентропійний перепад ентальпій на робочих лопатках.

ВИТРАТА РОБОЧОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ІЗОЕНТРОПІЙНІЙ ТЕЧІЇ. КРИТИЧНІ ПАРАМЕТРИ. ФОРМА СОПЛОВИХ І РОБОЧИХ КАНАЛІВ

Визначимо витрату робочого середовища через сопло, вважаючи, що процес течії в сопловому каналі ізоентропійним. *Процес розширення вважаємо ізоентропійним, т. е. тим, що відбувається без зовнішнього і внутрішнього теплообміну).*



Мал. 5.4. До визначення витрати робочого середовища

Позначимо (мал. 5.4):

***p*₀; υ*₀* и *p₁; υ*₁ₜ** — повні параметри відповідно у вхідному перетині сопла і статичні за соплом;

Fₙ — площа вихідного перетину сопла;

c₁ₜ — теоретична швидкість в вихідному перетині.

З рівняння нерозривності маємо:

$$G_t = F_{\text{н}} \frac{c_{1t}}{v_{1t}},$$

де G_t — теоретична витрата через сопло.

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0^* v_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

При ізоентропійному процесі:

$$v_{1t} = v_0^* \left(\frac{p_0^*}{p_1}\right)^{1/k},$$

Підставляючи значення **c₁ₜ** і **υ₁ₜ** в вихідне рівняння, після невеликих перетворень отримуємо:

$$G_t = F_{\text{н}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0^*}{v_0^*} \left[\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

Позначаючи $\varepsilon_1 = p_1 / p^*_0$ маємо:

$$G_t = F_н \sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_0^*}{v_0^*}\left(\varepsilon_1^{2/k} - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}\right)} \qquad (4.35)$$

З формули (4.35) випливає, що при постійних параметрах перед соплом витрата G_t залежить від відношення тисків $\varepsilon_1 = p_1 / p^*_0$.

При $\varepsilon_1 = 0$ і $\varepsilon_1 = 1{,}0$ витрата дорівнює нулю.

Відношення тисків $\varepsilon_{Кр} = (p_1 / p^*_0)_{кр}$, при якому витрата досягає найбільшого значення, називається критичним. Тиск $p_{кр}$ і всі інші параметри (швидкість - $c_{кр}$, питомий об'єм $\upsilon_{кр}$), відповідні критичному відношенню тиску, також називаються критичними.

Критичне відношення тисків:

$$\varepsilon_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0^*} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

З формули (4.36) випливає, що критичне відношення тисків залежить тільки від показника ізоентропи k і для даного робочого середовища є величина постійна.

Значення критичного відношення тисків $\varepsilon_{Кр}$, обчислене за формулою (4.36) для різних робочих середовищ, наведено в табл. 4.1.

Значения постоянных k, $\varepsilon_{кр}$, β_1 и β_2

Рабочая среда	Показатель изоэнтропы k	Критическое отношение давлений $\varepsilon_{кр}$	Коэффициент	
			β_1	β_2
Воздух	1,4	0,528	0,685	1,08
Перегретый пар	1,3	0,546	0,667	1,064
Сухой насыщенный пар	1,135	0,577	0,636	1,032

β_1 β_2 - постійні коефіцієнти, що залежать від роду робочого середовища.

$$c_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}} = \sqrt{kp_{кр}\upsilon_{кр}}. \qquad (4.42).$$

Швидкість звуку залежить від стисливості газового середовища і визначається рівнянням:

$$a = \sqrt{kRT} \qquad (4.43).$$

де T — температура газу.

Для повітря $k = 1{,}4$; $R = 287$ Дж/(кг • К), тому $a = 20\sqrt{T}$.

З порівняння формул (4.42) і (4.43) випливає, що при ізоентропійній течії критична швидкість дорівнює швидкості звуку в середовищі, що має температуру, рівну критичній $(T = T_{кр})$.

Швидкість і режим течії робочого середовища прийнято оцінювати безрозмірним числом **М (число Маха)**, під яким розуміється відношення місцевої швидкості потоку до швидкості звуку, обчисленої по статичним параметрами в потоці в розглянутому перерізі, т. е.:

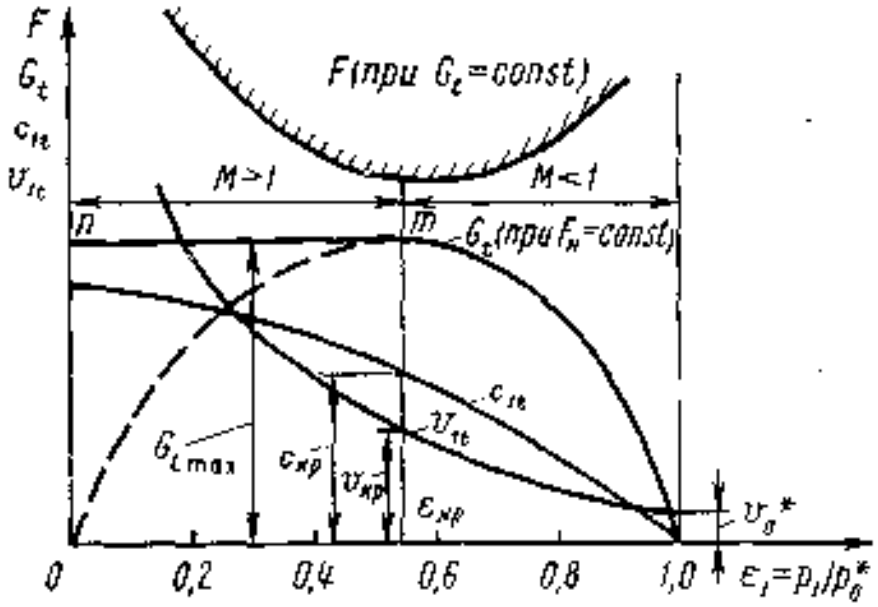
$$M = c/a,$$

де a — швидкість звуку, яка визначається за формулою (4.43).

Потік при $M < 1{,}0$ називається дозвуковим, так як його швидкість менше швидкості звуку, а при $M > 1{,}0$ - надзвуковим. При $M = 1{,}0$ течія робочого середовища називається критичним.

На мал. 4.7 побудовані криві, що показують характер зміни витрати G_t, швидкості витікання c_{lt} і питомого об'єму υ_{lt} у вихідному перерізі сопла в залежності від відношення тисків $\varepsilon_1 = p_1 / p^*_0$ при незмінних початкових параметрах $(p^*_0 = \text{const}, \upsilon^*_0 = \text{const})$.

З мал. 4.7 ясно, що в області дозвукової течії $(\varepsilon_1 > \varepsilon_{Kp})$ при зменшенні ε_1 (в даному випадку - зниженні тиску p_x за соплом) витрата зростає. При критичній течії $(\varepsilon_1 = \varepsilon_{кр})$ витрата стає максимальною. В області надзвукової течії $(\varepsilon_1 < \varepsilon_{кр})$ витрата через сопло при зменшенні ε_1 згідно з формулою (4.35) зменшується і при $\varepsilon_1 = 0$ стає рівною нулю.



Мал. 5.5 Залежність витрати через сопло, площі вихідного перетину сопла, швидкості і питомого об'єму в вихідному перерізі від відносини тисків

Досліди підтверджують збільшення витрат через сопло при зменшенні ε_1 в дозвуковій області течії, але не підтверджують зниження витрати в області надзвукової течії. Насправді, досягнувши максимального значення при критичному відношенні тисків, витрата через сопло в подальшому при всіх значеннях $(\varepsilon_1 < \varepsilon_{кр})$ залишається незмінною і рівною максимальній (лінія ***mn***).

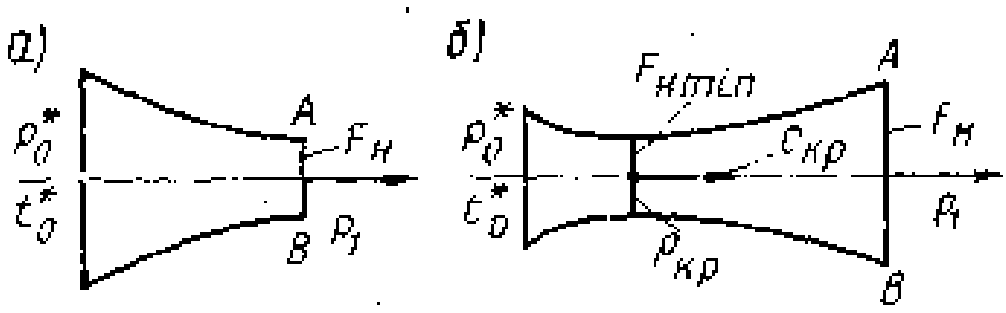
Досліди показують, що зменшення витрат при $(\varepsilon_1 < \varepsilon_{кр})$, що випливає з формули (4.35), не відповідає фізичному сенсу. Ліва гілка кривої витрати є уявною, тому вона показана на мал. 4.7 пунктирною лінією.

З мал. 4.7 випливає, що характерною особливістю дозвуковій області течії **(M <1,0)** є більш інтенсивне наростання швидкості потоку, ніж питомого об'єму, в той час як в області надзвукової течії **(M> 1,0)** швидкість наростання питомого об'єму перевищує інтенсивність росту швидкості потоку.

З цієї причини площа перетину сопла при **M <1,0** зменшується від вхідного до вихідного перетину, а при **M >1,0** збільшується. Очевидно, що площа поперечного перерізу, в якому встановляться критичні параметри, буде найменшою.

Крива зміни площі поперечного перерізу по довжині сопла, при постійній витраті ***(Gt = const)***, наведена на мал. 4.7.

З мал. 4.7 випливає, що форма сопла при дозвуковій і звуковій течії **(M ≤ 1,0)** повинна бути такою, що сходиться (звужується), як показано на мал. 4.8, *а*, а при надзвуковій **(M > 1,0)** – звужується та розширюється (мал. 4.8, б).



Мал. 5.6 Форма сопла:
а — форма сопла що звужується $(M \le 1{,}0;\ c_1 \le c_{кр};\ p_1 \ge p_{кр})$;
б — форма сопла що звужується та розширюється $(M > 1{,}0;\ c_1 > c_{кр};\ p_1 < p_{кр})$

В звуженій частині сопла що звужується та розширюється потік розширюється від початкового тиску p^*_0 до критичного, а в частині сопла що розширюється — від критичного до заданого тиску $p_1 < p_{кр}$.

Сопла що звужується та розширюються називається соплами Лаваля.

Тепер має бути зрозумілим, чому витрата, досягнувши максимуму при критичному відношенні тисків, в подальшому при $\varepsilon_1 < \varepsilon_{кр}$ залишається незмінною, а також чому ліва гілка кривої витрати на мал. 5.5 є уявною.

При виведенні рівняння (4.34) передбачалося, що витрата визначається площею вихідного перетину сопла, тоді як в дійсності вона визначається площею вузького перетину. Оскільки в сходящемуся соплі вихідний перетин одночасно є і вузьким, витрата, обчислена за формулою (4.34), збігається з дослідними даними (після внесення поправки на політропність процесу).

У розширюючихся соплах вихідний перетин не визначає витрати, так як останній залежить не від площі вихідного перетину сопла і тих параметрів, які встановлюються у вихідному перетині, а від площі і параметрів вузького перетину. Якщо відношення тисків $\varepsilon_1 < \varepsilon_{кр}$, то у вузькому перетині встановлюються критичні параметри та швидкість, що не залежать від тиску за соплом.

Тому витрата при всіх відносинах тисків, коли $\varepsilon_1 < \varepsilon_{кр}$, залишатиметься незмінною. Її можна змінити в цьому випадку, тільки змінивши початкові параметри або площу вузького перетину сопла.

Тема № 6

Дійсний процес розширення пара в соплах і на робочих лопатках.

Дійсний процес перебігу робочого середовища в каналах турбінних решіток відрізняється від ізоентропійного тим, що протікає з внутрішнім (підведення теплоти тертя), а в загальному випадку - і з зовнішнім (передача теплоти навколишньому середовищу або охолоджуваному тілу) теплообміном.

Через наявність теплообміну ентропія робочого середовища не залишається постійною, а зростає при підводі теплоти тертя і зменшується при відведенні теплоти в навколишнє середовище або передачі її більш холодному тілу (газові турбіни). В окремому випадку, коли підведена теплота дорівнює відведеній, ентропія збережеться незмінною, проте сам процес залишається незворотнім і відрізняється від раніше розглянутого оборотного ізоентропійного процесу.

Причинами внутрішнього теплообміну є різні втрати, які відбуваються в реальному процесі розширення, такі, як тертя робочого середовища об стінки каналів, виникнення вихорів і ін. Зазначені втрати приводять до того, що частина кінетичної енергії в процесі розширення перетворюється в теплову, яка повертається до робочого середовища.

В результаті цього ентальпія робочого середовища в кінці дійсного процесу розширення більше, ніж в кінці ізоентропійного, а дійсна швидкість витікання менше, ніж теоретична швидкість c_{1t}.

Побудуємо процес розширення пара в соплах.

Якщо пар входить в сопла з початковими параметрами p_0, t_0 і швидкістю c_0, то початковий стан пара на ***i-s*** діаграмі (мал. 12.4) визначиться перетином ізобари p_0 з ізотермою t_0 (точка A_0).

Процес ізоентропійного гальмування потоку пара відіб'ється на діаграмі вертикальною лінією A_0 A^*_0, т. ч. параметри гальмування характеризуються точкою A^*_0. Стан пара на виході з сопел при ізоентропійному розширенні визначається перетином вертикальної лінії, проведеної з точки A_0 і ізобари p_1 (точка A_{1t}).

На діаграмі відрізок A_0 A_{1t} і, рівний $h_{ac} = i_0 - i_{1t}$ називається *ізоентропійним перепадом ентальпій*, а відрізок A^*_0 A_{1t} рівний $h^*_{ac} = i^*_0 - i_{1t}$, називається *наявним ізоентропійним перепадом ентальпій*.

Кінетична енергія потоку в соплі може бути виражена через перепад ентальпій:

$$c^2_{1t}/2 = i^*_0 - i_1 = h^*_{ac}$$

Пар, розширюючись в соплах, долає ряд опорів, на що витрачається частина кінетичної енергії, придбаної їм. Тому дійсна швидкість c_1 виходу пара з сопла менше теоретичної c_{1t}.

Це зменшення швидкості можна врахувати за допомогою коефіцієнта швидкості сопла **ν**, який являє собою відношення дійсної швидкості за соплом до теоретичної **($\nu = c_1/c_{1t}$)**.

Використовуючи формулу (12.6) і ввівши в неї коефіцієнт швидкості **φ**, отримуємо формулу дійсної швидкості витікання із сопел:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = \varphi \sqrt{2h^*_{ac}} = \varphi \sqrt{2h_{ac} + c_0^2}.$$

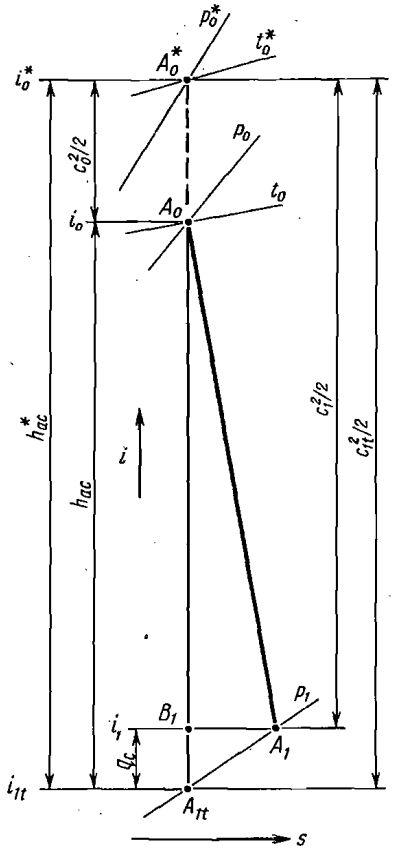
Кінетична енергія пара, витрачена на подолання шкідливих опорів, перетворюється в теплову, внаслідок чого ентальпія пара масою **1кг** у вихідному перерізі сопла при тому ж тиску буде трохи більша за ту, яку він мав би при ізоентропійному розширенні $i_1 > i_{1t}$.

Підвищення ентальпії **($i_1 - i_{1t}$)** еквівалентно втрати кінетичної енергії в соплах, вираженої в теплових одиницях, і носить назву *втрати* q_c *в соплах*.

Якщо значення швидкісного коефіцієнта **φ** для даного сопла відомо, то легко знайти втрату в соплах:

$$q_c = c^2_{1t}/2 - c^2_1/2 = (c^2_{1t} - \nu c^2_{1t})/2 = (1 - \nu^2)\, c^2_{1t}/2$$

де: $c^2_{1t}/2$ — кінетична енергія при ізоентропійному процесі розширення;
$c^2_1/2$ — кінетична енергія при дійсному процесі розширення.



Мал. 6.1 Ізоентропійний і дійсний процеси розширення пара в соплах на **i-s** діаграмі

Враховуючи, що $\mathbf{c^2_{1t}/2 = h^*_{ac}}$, тому:

$$q_c = (1 - \nu^2)\, h^*_{ac} = \xi_c\, h_{ac} \qquad (12.11)$$

де: ξ_c (ксі) — коефіцієнт втрат енергії в соплах.

Втрати при розширенні пара в соплах (втрати в соплових решітках) у сучасних турбін невеликі $\varphi = 0{,}94 - 0{,}98$ і відповідно $\xi_c = 5 - 15\%$.

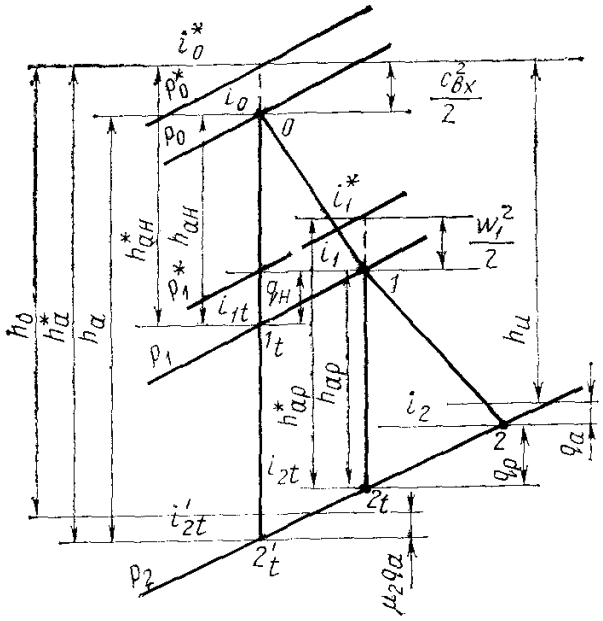
Втрати в звужувальних соплах зазвичай менше, ніж у розширюючих, тому в парових турбінах зазвичай встановлюють звужувальні сопла, у яких швидкості витікання пара менше критичної. Втрати в соплах, а отже, коефіцієнт швидкості залежать від якості поверхні сопел, тому поверхні сопел полірують, і при ремонтах очищають від відкладень.

Процес дійсного розширення пара або газу в соплах відіб'ється в **i-s** діаграмі не ізоентропою $A_0\, A_{1t}$ а деякою політропою $A_0\, A_1$ (див. мал. 6.1). Точку A_1, що характеризує стан пара при виході з сопел, знаходять наступним чином.

По ізоентропі від точки A_{1t} вгору відкладають втрату в соплах $q_c = i_1 - i_{1t}$. Отримавши точку B_1, проводять через неї горизонталь до перетину з ізобарою кінцевого тиску p_1 і знаходять точку A_1.

Зазвичай криву процесу - політропу $A_0\, A_1$ наближено викреслюють як пряму, поєднуючи точки A_0 і A_1.

Дійсний процес розширення в соплових і робочих каналах турбінної ступені без зовнішнього теплообміну (а саме такий надалі буде розглядатися) зображується в діаграмі ***i-s*** похилими лініями ***0—1*** і ***1—2***, що з'єднують точки початку і кінця дійсного процесу течії (мал. 6.2). Лінії ***0—1*** і ***1—2*** будемо надалі умовно називати ***політропами розширення***.



Мал. 6.2 Дійсний процес розширення в соплової і робочої решітках в діаграмі ***i — s***

Використовуючи формули ізоентропійного процесу розширення і вводячи в них коефіцієнт швидкості робочої решітки **ψ** (пси), отримуємо формулу для дійсної швидкості витікання з робочої решітки (мал. 4.9):

$$w_2 = \psi w_{2t} = \psi \sqrt{2h^*_{\text{ap}}} = \psi \sqrt{2h_{\text{ap}} + w_1^2}$$

де: **ψ = *w₂/w₂ₜ*** — коефіцієнт швидкості робочої решітки.

Коефіцієнти **ν** і **ψ**, що входять в рівняння швидкостей ***c₁*** і ***w₁²***, визначають дослідним шляхом. Вони залежать від конфігурації профілю лопатки, геометричних розмірів решіток та інших факторів. Середні значення коефіцієнта (пси) **ψ = 0,90 - 0,96**.

Так як справжня швидкість ***w₂*** витікання з робочих лопаток менше теоретичної ***w₂ₜ***, різниця кінетичних енергій потоку при ізоентропійному і дійсному процесах розширення являє собою втрату кінетичної енергії газу в дійсному процесі розширення.

Позначаючи втрату на робочих лопатках через ***qₚ*** отримаємо:

$$q_{\text{p}} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = (1 - \psi^2)\, h^*_{\text{ap}} = (1 - \psi^2)\left(h_{\text{ap}} + \frac{w_1^2}{2}\right) \qquad (4.49)$$

Втрачена кінетична енергія ***qₑ*** і ***qₚ***, еквівалентна роботі сил тертя, перетворюється в теплову і передається в межах каналу потоку. В результаті ентальпія ***i₁*** потоку в кінці дійсного процесу розширення в соплах (в точці ***1*** на мал. 4.9) і ентальпія ***i₂*** в кінці дійсного процесу розширення на робочих лопатках (в точці ***2***) будуть більше відповідних ентальпій ***i₁ₜ*** і ***i₂ᵢ*** кінця ізоентропійного процесу розширення (точки **1t** і **2t**).

Очевидно, що ***i₁ = i₁ₜ + qₑ*** і ***i₂ = i₂ₜ + qₚ***

Звідси випливає, що для побудови дійсного процесу розширення в соплах в діаграмі ***i-s*** необхідно від точки ***1ₜ*** кінця ізоентропійного процесу розширення відкласти вгору по ізоентропі втрату ***qₙ*** і знайти точку ***1*** перетину ентальпії ***i₁*** з ізобарою ***p₁***.

Пряма ***0—1*** умовно представлятиме політропи розширення в соплової решітці. Аналогічно будується політропи розширення ***1—2*** в робочій решітці.

Ставлення втраченої в решітці кінетичної енергії до располагаемой енергії решітки, яка дорівнює повному ізоентропійному теплоперепаду, називається ***коефіцієнтом втрат решітки.***

Позначаючи коефіцієнт втрат в робочій решітці через ξ_{p} і з огляду на вираз (4.49), отримаємо:

$$\xi_{\text{p}} = q_p / h^*_{\text{ap}} = 1 - \psi^2$$

Досліди показують, що дійсна витрата робочого середовища через канали соплових і робочих решіток, як і дійсні швидкості, що не дорівнює теоретичній витраті, визначеному з умови ізоентропійного процесу витікання.

Особливості дійсного процесу течії робочого середовища враховуються при визначенні витрати експериментальним коефіцієнтом μ, тобто ***коефіцієнтом витрати***: це відношення дійсної витрати робочого середовища до теоретичного ($\mu = G/G_t$).

Вводячи коефіцієнт витрати соплової решітки в рівняння нерозривності і в формули (4.34) і (4.38) ізоентропійного процесу течії, отримаємо такі формули дійсної витрати робочого середовища через соплову решітку:

$$G = \mu_1 G_t = \mu_1 \frac{F_н c_{1t}}{v_{1t}} \qquad (4.51)$$

При $\varepsilon_1 > \varepsilon_{кр}$:

$$G = \mu_1 F_н \sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_0^*}{v_0^*}\left[\left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_1}{p_0^*}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

При $\varepsilon_1 \le \varepsilon_{кр}$:

$$G_{max} = \mu_1 F_{н\,min} \beta_1 \sqrt{p_0^*/v_0^*}$$

В наведених формулах:

v_{1t} — питомий об'єм робочого середовища в кінці ізоентропійного процесу розширення в сопловій решітці (точка 1_t на мал. 4.9);

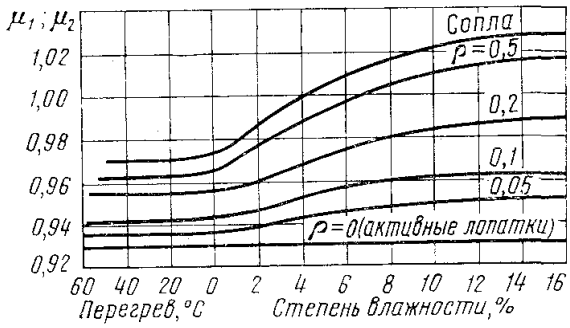
β_1 — постійна величина (із табл. 4.1).

Аналогічні формули можуть бути представлені і для робочої решітки. Значення коефіцієнта витрати μ залежить від стану робочого середовища, геометричних характеристик профілю, відносних розмірів лопаток і інших чинників.

За експериментальними даними коефіцієнт витрати в соплових решітках газових турбін становить **0,96 — 0,97**, а в робочих решітках **0,92 — 0,96** в залежності від зігнутості профілю і відносної висоти лопаток (менші значення відносяться до активних ступенів при $l_р / b_P$ = **0,5 ÷ 0,6**, більші - до реактивних ступенів при $l_р / b_P$ = **1,0**.

У парових турбінах, які працюють на перегрітому парі, коефіцієнт витрати в соплових і робочих решітках має приблизно таке ж значення, що і в газових турбінах.

У разі вологого пару μ, в соплових решітках становить **1,01 — 1,03**, а в робочих решітках коливається в межах **0,93 — 1,02** в залежності від ступеня реактивності ступені і вологості пара (мал. 6.3).



Мал. 6.3. Залежність коефіцієнта витрати від ступеня реактивності ступені і стану пара

Значення коефіцієнта витрати $\boldsymbol{\mu}$ більше одиниці в соплових решітках і робочих решітках з великим степенем реактивності при роботі на вологій парі пояснюється переохолодженням пара внаслідок швидкоплинності процесу розширення. Питомий об'єм переохолодженого вологого пару в кінці розширення виявляється менше його значення при рівноважному стані.

З цієї причини дійсна витрата пара виявляється більше теоретичної.

У зв'язку з тим, що для соплових решіток в разі перегрітого пару $\boldsymbol{\mu_1}$ **= 0,97** і $\boldsymbol{\beta_1}$ **= 0,667**, а в разі вологого пару $\boldsymbol{\mu_1}$, **= 1,03** і $\boldsymbol{\beta_1}$ **= 0,636**, добуток $\boldsymbol{\mu_1 \beta_1}$, що входить в формулу (4.52), виявляється однаковим.

З цієї причини витрата (в **кг/с**) через соплову решітку як перегрітого, так і вологого пару визначається по одній і тій же формулі:

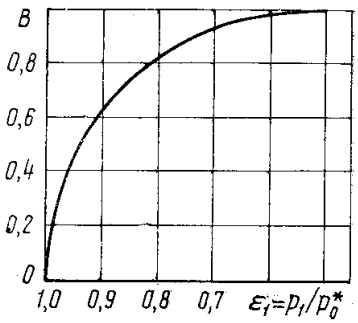
$$\boldsymbol{G = 0{,}648\, B\, F_{H\,min} \sqrt{p_0^*/v_0^*}}$$

де: $\boldsymbol{B = G/G_{max}}$ — експериментальний коефіцієнт, що дорівнює відношенню дійсної витрати пара через сопло до можливій максимальній витраті, що відповідає критичному ставленню тисків;

$\boldsymbol{F_{H\,min}}$ — площа вузького перетину сопла, **м^2**;

$\boldsymbol{p_0^*}$ и $\boldsymbol{v_0^*}$ — відповідно повний тиск (в **Па**) і повний питомий об'єм (в **м^3/кг**) перед соплом.

Формула (4.53) отримана *Бендеманом* і носить його ім'я. Значення експериментального коефіцієнта $\boldsymbol{B}$, що входить в формулу Бендемана, наведені на мал. 6.4



Мал. 6.4 Значення коефіцієнта $\boldsymbol{B}$ в формулі Бендемана

При відношенні тисків $\varepsilon_1 = p_1 / p_0^* \le \varepsilon_{кр}$ коефіцієнт B дорівнює одиниці и $G = G_{max}$.

Витрата через соплову та робочу решітки може бути визначена і за дійсними параметрами у вихідному перерізі.

В цьому випадку:

$$G = (F_н c_1) / v_1; \qquad G = (F_р w_2) / v_2$$

РОЗШИРЕННЯ В КОСОМУ ЗРІЗІ СОПЛА

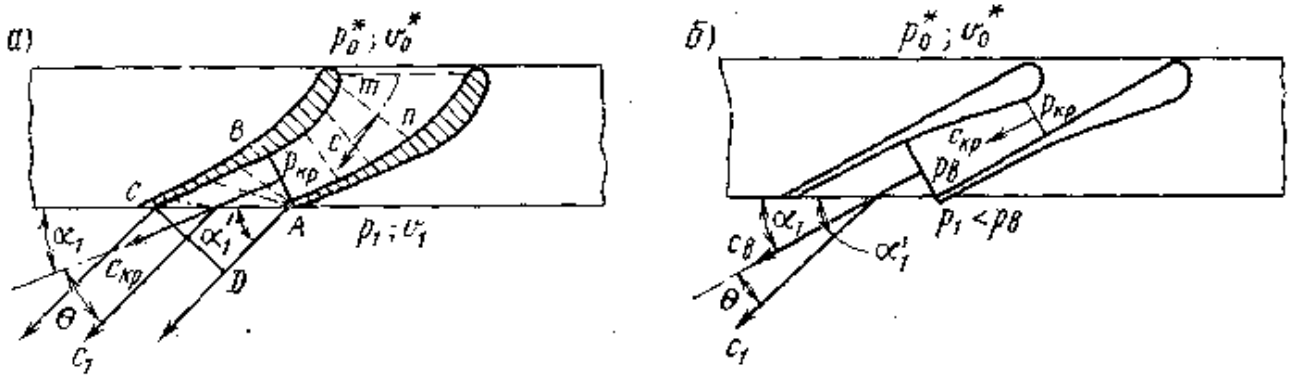
Раніше розглядалася течія робочого середовища в соплах, у яких вихідний перетин AB перпендикулярний осі каналу.

У турбінах вісь соплового каналу не перпендикулярна вихідному перетину, а утворює з ним кут $\mathbf{a_{1л} < 90°}$ (мал. 6.5, а). Цим забезпечується необхідний напрям потоку на робочі лопатки.

З цієї причини на виході з сопла утворюється *косий зріз* ABC. Перетин AC будемо називати *вихідним перетином косого зрізу*, а перетин AB - *вихідним, або останнім, закритим перетином сопла*. Косий зріз є і в робочому каналі.

Раніше зазначалося, що в соплах що сходяться без косого зрізу можна розширити робочу середу так, щоб її тиск став менше, ніж критичний.

Для досягнення потрібного ступеня розширення робочого середовища слід застосовувати сопла що розширюються.



Мал. 6.5 Розширення робочого середовища в косому зрізі сопла що сходяться ***(а)*** і сопла що розширюються ***(б)***

Досліди показують, що при наявності косого зрізу в соплах що сходяться можна розширити потік до виникнення в ньому тиску нижче критичного і отримати швидкість більше критичної. Це можливо з тієї причини, що косий зріз є своєрідною частиною насадки що розширюється.

Розширення в косому зрізі виникає при наявності в ньому перепаду тисків. У соплах що сходяться такий перепад з'являється, якщо тиск за соплом буде нижче критичного $(p_1 < p_{кр})$. У соплах що розширюються (мал. 6.5 б) перепад тисків в косому зрізі виникає в тих випадках, коли тиск за соплом виявляється нижче розрахункового тиску $p_в$ в закритому перерізі сопла $(p_1 < p_в)$.

Особливістю розширення в косому зрізі є поворот потоку відносно осі каналу, в результаті чого кут виходу a'_1 робочого середовища з косого зрізу виявляється більше кута виходу a_1 її з вихідного перетину сопла на величину θ (див. мал. 6.5 а). Таким чином, $a'_1 = a_1 + \theta$.

Причина відхилення потоку в косому зрізі полягає в наступному. При наявності розширення в косому зрізі, наприклад в соплах що сходяться, в закритому перерізі AB встановлюється критичний тиск $p_{кр}$, більше, ніж тиск p_1 за соплом.

У точці A розширення робочого середовища і зміна тиску від $p_{кр}$ до p_1 відбувається майже миттєво, в той час як уздовж стінки BC тиск падає поступово. В результаті в потоці виникає різниця тисків, під дією якої він відхиляється в сторону меншого тиску.

Для того щоб знайти кут виходу потоку з косого зрізу, напишемо рівняння нерозривності для закритого перетину сопла AB і перетину CD за косим зрізом, перпендикулярного швидкості c_1:

$$F_{AB} = (Gv_{кр})/c_{кр};\ F_{CD} = (Gv_1)/c_1.$$

При незмінній висоті сопла і враховуючи рівняння (4.1),

$$F_{AB} = F_{AC}\sin\alpha_1;\ F_{CD} = F_{AC}\sin\alpha'_1.$$

Розділивши почленно наведені рівності, маємо:

$$\frac{F_{CD}}{F_{AB}} = \frac{c_{кр}v_1}{c_1 v_{кр}} = \frac{\sin\alpha'_1}{\sin\alpha_1},$$

звідки синус кута виходу потоку з косого зрізу сопла:

$$\sin\alpha'_1 = \frac{c_{кр}}{c_1}\frac{v_1}{v_{кр}}\sin\alpha_1 = q_{кс}\sin\alpha_1,$$

де $q_{кс} = F_{CD}/F_{AB} = F_1/F_{н\,мін}$ — ступінь розходження косого зрізу.

Кут відхилення потоку в косому зрізі $\theta = a'_1 - a_1$.

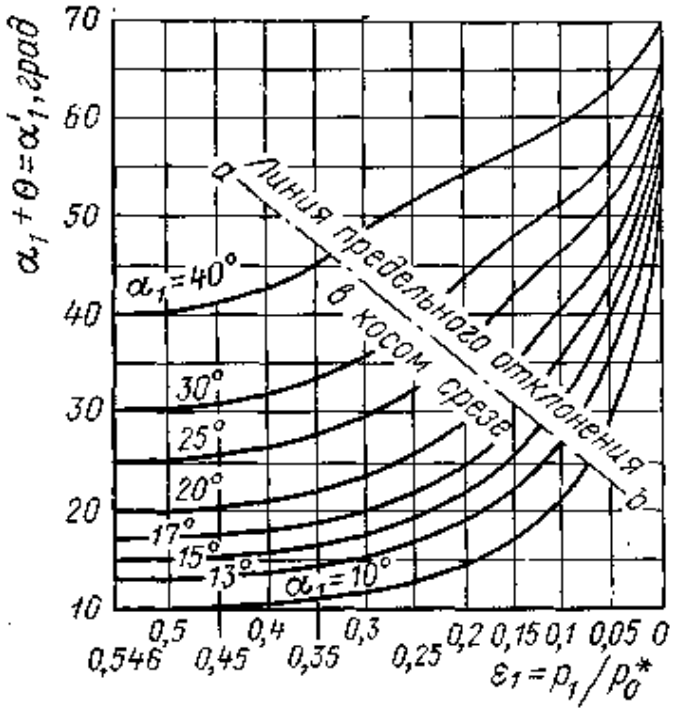
При визначенні кута виходу потоку з косого зрізу сопла що розходиться замість швидкості $c_{кр}$ і питомого об'єму $v_{кр}$ в формулу (4.54) слід підставити швидкість c_B і питомий об'єм v_B, відповідні вихідному перетину AB сопла що розходиться (рис. 4.12).

Формула (4.54) носить назву *формули. Бера*. Вона вважається наближеною, проте через свою простоту отримала практичне застосування.

Залежність кута виходу потоку $a'_1 = a_1 + \theta$ з косого зрізу сопла що сходиться від відносини тисків $\varepsilon_1 = p_1 / p^*_0$, отриманого розрахунком за формулою (4.54) для перегрітого пару при $k = 1{,}3$, наведена на мал. 6.6 для різних значень кута a_1.

Лінія ab на малюнку визначає максимальні значення кутів виходу з косого зрізу a'_1, які будуть при повному використанні розширювальної можливості косого зрізу. Праворуч від лінії ab значення кутів a'_1 відповідають тим, які будуть з урахуванням розширення робочого середовища за косим зрізом.

Залежно від перепаду тисків $\varepsilon_1 = p_1 / p^*_0$ (вважаючи, що $\varepsilon_1 < \varepsilon_{кр}$) розширення в косому зрізі може закінчитися в одному з проміжних перетинів, розташованих між вихідним перетином сопла AB і вихідним перетином косого зрізу AC або у вихідному перерізі косого зрізу (див. мал. 4 12, а).



Мал. 6.6 Залежність кута виходу потоку з косого зрізу сопла що сходиться від відносини тисків

Чим менше тиск за соплом (при незмінному початковому тиску), тим ближче до вихідного перетину косого зрізу закінчується розширення потоку.

Тиск за соплом $p_{1\ min}$, при якому розширення робочого середовища закінчиться у вихідному перерізі косого зрізу AC, буде мінімальним і буде відповідати повному використанню розширювальної можливості косого зрізу.

Мінімальний тиск у вихідному перерізі косого зрізу сопла що розширюється визначається за формулою:

$$p_{1\,\min} = p_{\text{в}}\left(\frac{c_{\text{в}}}{a_{\text{в}}}\sin\alpha_1\right)^{\frac{2k}{k+1}} = p_{\text{в}}\left(M_{\text{в}}\sin\alpha_1\right)^{\frac{2k}{k+1}}, \tag{4.55}$$

де $\mathbf{M_в} = c_в/a_в$ — число Маха в вихідному перерізі сопла.

Якщо розширення відбувається в косому зрізі сопла що сходиться, тоді $p_в = p_{кр}$ і $c_в = a_в$, тому:

$$p_{1\,\min} = p_{\text{кр}}\left(\sin\alpha_1\right)^{\frac{2k}{k+1}} = \varepsilon_{\text{кр}}\, p_0^*\left(\sin\alpha_1\right)^{\frac{2k}{k+1}}. \tag{4.56}$$

З рівнянь (4.55) і (4.56) випливає, що розширювальна здатність косого зрізу, що визначається відношенням тисків $p_в / p_{1\,min}$ або $p_{кр} / p_{1\,min}$, залежить від кута a_1 нахилу сопла і числа $\mathbf{M_в}$ в останньому закритому перерізі.

При збільшенні кута a_1 розширювальна здатність косого зрізу зменшується і при $a_1 = 90°$ стає рівною нулю (косого зрізу немає).

Збільшення числа $\mathbf{M_в}$ також веде до зменшення розширювальної можливості косого зрізу. З цієї причини при рівних кутах a_1 розширювальна здатність косого зрізу сопла що сходиться більше, ніж сопла що розходиться.

Розширення в косому зрізі використовується в парових турбінах, так як дозволяє застосовувати порівняно прості сопла що сходяться навіть при надкритичних перепадах тисків. Сопла що сходяться з розширенням в косому зрізі рекомендується застосовувати при $p_1 / p^*_0 \geq 0{,}3$.

При меншому відношенні тисків слід використовувати сопла що розходяться, так як розширювальна здатність косого зрізу буде недостатня.

На практиці сопла що сходяться з розширенням в косому зрізі часто приймають, якщо ступінь розходження косого зрізу $q_{кс} \leq 1{,}2$, а сопла що розходяться - при $q_{кс} > 1{,}2$.

Тема № 7

Перетворення енергії пара в ступені турбіни

Ступінь реактивності. Пар що виходить з сопел (направляючого апарату) зі швидкістю c_1 потрапляє в канали, утворені робочими лопатками турбіни, і тут завдяки кривизні лопаток відбувається перетворення кінетичної енергії в механічну роботу обертання робочого колеса.

При проходженні каналів робочих лопаток пар в загальному випадку піддається додатковому розширенню від тиску p_1 в зазорі між соплами і робочими лопатками до тиску p_2 за робочими лопатками. При цьому додатковому розширенні частина енергії пара в ступені перетворюється в кінетичну енергію.

Таким чином, сумарний перепад ентальпій в ступені ділиться на дві частини: перша частина $h_{ан}$ використовується в спрямовуючому апараті ступені, а друга $h_{ар}$ - в її робочому вінці.

Відношення ізоентропійного перепаду ентальпій на робочих лопатках до наявного перепаду ентальпій всій ступені називається *ступенем реактивності ступені* (ρ)*:*

$$\rho = h_{ар} / h_а \qquad (12.13)$$

Ступінь реактивності показує, яка частина ізоентропійного перепаду ентальпій ступені припадає на робочі лопатки.

Знаючи величини ρ і $h_а$, легко визначити ізоентропійні перепади ентальпій в соплах і на робочих лопатках:

$$h_{ан} = (1 - \rho)\, h_а$$

$$h_{ар} = \rho\, h_а$$

Наведені вирази для $h_{ан}$ і $h_{ар}$ отримані з умови, що сума перепадів ентальпій в соплах і на робочих лопатках дорівнює ізоентропійному перепаду ступені.

В окремих випадках розрахунки спрощуються, якщо в поняття ступеня реактивності замість ізоентропійного входить наявний перепад ентальпій:

$$\rho^* = h_{ар} / h_а^*$$

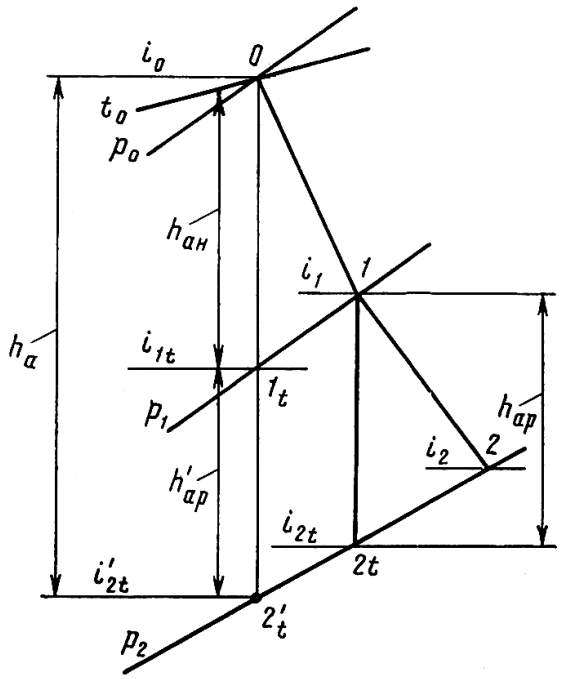
відповідно

$$h_{ар} = \rho^*\, h_а^*$$

$$h_{ан} = (1 - \rho^*)\, h_а^*$$

Зіставляючи вирази для ρ і ρ^*, знаходимо зв'язок:

$$\rho^* = \rho\, h_а / h_а^*$$



Мал. 7.1 Процес розширення в турбінній ступені, що працює за активно-реактивному принципом в діаграмі ***i - s***

Це не зовсім точно, так як через розбіжність ізобар в діаграмі ***i - s*** відрізок $\mathbf{1_t - 2'_t}$ на мал. 7.1 трохи менше відрізка $\mathbf{1 - 2_t}$.

Різниця між цими відрізками в межах ступені невелика, тому в подальшому будемо вважати, що $\boldsymbol{h'_{ар} = h_{ар}}$.

Якщо $\boldsymbol{\rho = 0}$, то в каналах робочих лопаток не відбувається додаткового розширення пара. Такий принцип перетворення енергії в ступені називається активним принципом дії турбіни, а ступінь - активною ступінью тиску.

Коли $\boldsymbol{\rho = 0{,}5}$, то наявний перепад ентальпій в ступені перетвориться в кінетичну енергію порівну і в напрямних каналах, і в каналах робочих лопаток. Принцип перетворення енергії в такій ступені називається реактивним принципом дії турбіни, а ступінь - реактивною ступінью тиску.

Якщо $\mathbf{0 < \rho < 0{,}5}$, то перепад ентальпій в ступені перетвориться в кінетичну енергію в більшій мірі в соплах, а в меншій - в робочих лопатках. Така ступінь турбіни називається активною ступінью з реактивністю.

На закінчення відзначимо, що ступінь реактивності ступені змінюється по висоті робочих лопаток, збільшуючись від кореневого перетину до периферії. Надалі, якщо не обмовляється, вказується ступінь реактивності на середньому діаметрі ступені.

У сучасних парових турбін всі ступені працюють з меншим чи більшим ступенем реактивності. Тому поняття активна і реактивна ступені є умовним і характеризує тільки їх конструктивну відмінність.

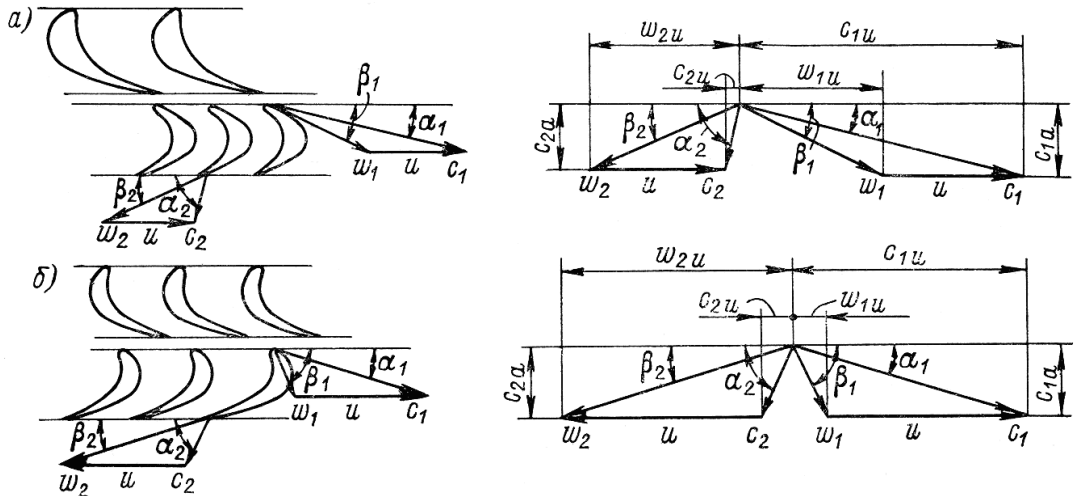
Побудова трикутників швидкостей.

Процес перетворення енергії і зміна швидкостей потоку в каналах робочих лопаток вивчають за допомогою векторних діаграм - трикутників швидкостей.

Щоб будувати трикутники швидкостей, потрібно знати закони відносного руху. Коли розглядають швидкість руху тіла, треба враховувати, щодо якого іншого тіла ця швидкість вимірюється.

Наприклад, якщо людина йде в вагоні потяга, то можна говорити про швидкість руху людини відносно вагона або відносно Землі. Швидкість, яка вимірюється відносно нерухомої Землі, називається абсолютною, яка вимірюється щодо рухомого тіла - відносною. Швидкість самого тіла, що рухається називається переносною.

Потік робочого тіла виходить з направляючого (соплового) апарату зі швидкістю c_1 під кутом α_1 (мал. 7.2) до осі решітки (площині обертання робочого колеса). Робочі лопатки рухаються з окружною швидкістю u на середньому радіусі. Відносна швидкість входу в робоче колесо w_1 дорівнює різниці векторів c_1 і u і утворює з віссю решітки кут β_1.



Мал. 7.2 Трикутники швидкостей:
а) — активної ступені; ***б)*** — реактивної ступені

Напрямок відносної швидкості виходу потоку з робочого колеса w_2 (кут β_2) визначається геометричними характеристиками решітки. Абсолютна швидкість виходу потоку $\mathbf{c_2}$ дорівнює сумі векторів $w_2 + u$ і спрямована під кутом α_2 до площини обертання.

Зв'язок між абсолютними і відносними швидкостями, яка представлена у векторній формі, називається трикутниками швидкостей. Трикутники швидкостей на вході і виході потоку з робочого колеса прийнято будувати з однієї точки.

На мал. 7.2 представлені трикутники швидкостей для активної (***а***) і реактивної (***б***) ступенів.

Відносна швидкість w_1 і кут β_1 визначаються або шляхом побудови трикутника швидкості, або за виразами:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}$$

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - u/c_1}.$$

Відносну швидкість виходу робочого тіла з робочих лопаток знаходять за виразом (3.68).

$$w_2 = \psi w_{2t} = \psi \sqrt{2h_{ap} + w_1^2} \qquad (3.68)$$

Абсолютну швидкість виходу потоку з робочих лопаток c_2 і кут α_2 визначають або графічною побудовою, або з виразів:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u \cos \beta_2};$$

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{\sin \beta_2}{\cos \beta_2 - u/w_2}.$$

При цьому кут α_2 може бути як менше, так і більше **90°**.

З розгляду трикутників швидкостей випливають такі залежності:

$$\left.\begin{aligned} w_{1u} &= w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u; \\ w_{2u} &= w_2 \cos \beta_2 = c_2 \cos \alpha_2 + u. \end{aligned}\right\}$$

Профілі напрямних і робочих лопаток реактивних ступенів для здешевлення роблять однаковими.

У проміжній реактивної ступені при ρ = **0,5** форма напрямних і робочих лопаток і відповідні перепади ентальпії рівні, внаслідок чого мають місце рівності: $c_1 = w_2$; $w_1 = c_2$; $\alpha_1 = \beta_2$; $\beta_1 = \alpha_2$. отже, вихідний трикутник швидкостей буде дорівнювати вхідному (мал. 7.2 б).

Трикутник, що виражає цю геометричну рівність, називається *вихідним трикутником швидкостей.*

При використанні трикутників швидкостей в розрахунках турбін швидкості наносять зазвичай на загальну діаграму, поєднуючи вершини в одній точці **0** (див. праву частину мал. 7.2).

Проекції швидкостей на напрям окружної швидкості називають ***окружними складовими швидкостей***, а проекції швидкостей на напрям, паралельний осі, турбіни, - ***осьовими складовими***.

Позначаються ці проекції тими ж буквами, якими позначені швидкості, але з додаванням індексів - відповідно для окружний складової u і для осьової складової a (див. мал. 7.2).

Таким чином, користуючись трикутниками швидкостей, можна отримати наступні значення складових швидкостей:

$$c_{1u} = c_1\cos\alpha_1 = w_{1u} + u = w_1\cos\beta_1 + u;$$
$$c_{2u} = c_2\cos\alpha_2 = w_{2u} - u = w_2\cos\beta_2 - u;$$

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1\sin\alpha_1 = w_1\sin\beta_1;$$
$$c_{2a} = w_{2a} = c_2\sin\alpha_2 = w_2\sin\beta_2.$$

Втрати на робочих лопатках і з вихідною швидкістю.

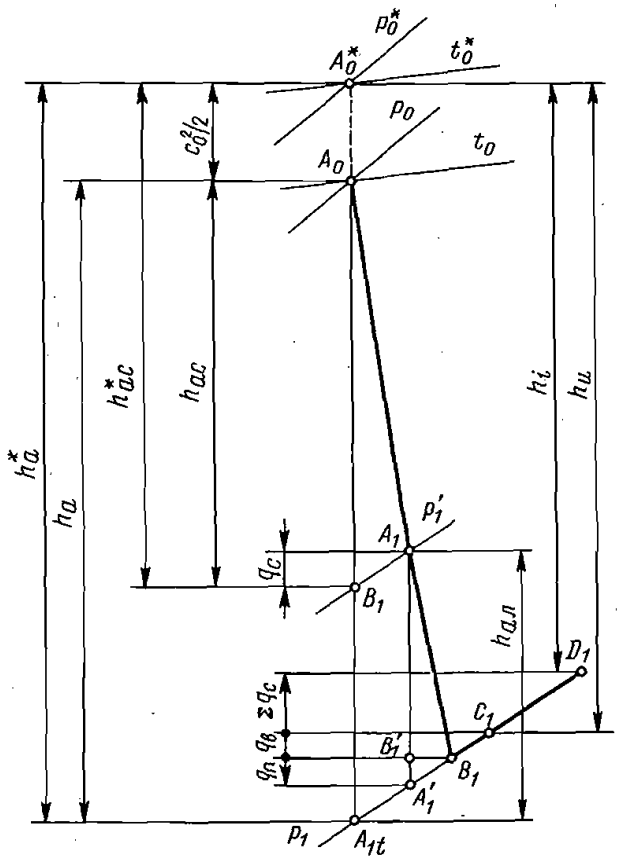
Наявність опорів на лопатках негативно впливає на швидкості пара. Кінетична енергія, витрачена на подолання цих шкідливих опорів, може бути визначена для пара масою **1 кг** за формулою:

$$q_л = w_{2t}^2 / 2 - w_2^2 / 2 = w_2^2 / 2\psi^2 - w_2^2 / 2 = (1/\psi^2 - 1)\,(w_2^2 / 2) \qquad (12.16)$$

Де: w_{2t} – відносна теоретична швидкість;
w_2 – дійсна швидкість.

Кінетична енергія, витрачена на подолання опорів на лопатках, перетворюється в теплоту, збільшуючи ентальпію пара.

Процес розширення пари в ступені з реактивністю з урахуванням цієї втрати відіб'ється на ***i – s*** діаграмі так.



Мал. 7.3 Процес розширення пара в ступені турбіни на ***i - s*** -діаграмі

Нехай точка A_1 (мал. 7.3) характеризує стан пара після сопел; тоді в цій точці почнеться процес розширення на робочих лопатках.

Провівши з неї ізоентропу до перетину з ізобарою p_1, отримаємо лінію $A_1 A'_1$ ізоентропійного процесу розширення на робочих лопатках.

Для визначення стану пара в кінці дійсного процесу розширення пара на робочих лопатках (в точці B_1) необхідно відкласти вгору від точки A'_1 відрізок $A'_1 B'_1$,рівний $q_л$, і через точку B'_1 провести горизонталь до ізобари p_1.

Пар, виходячи з робочих лопаток ізольованої ступені турбіни з абсолютною швидкістю c_2, забирає, очевидно, з собою енергію $c_2^2/2$.

Внаслідок ударів парового потоку об нерухомі частини турбіни ця кінетична енергія перетворюється в теплову втрату:

$$q_в = c_2^2 / 2 \qquad (2.17)$$

Ця втрата носить назву втрати з вихідною швидкістю. Вона ще більше підвищує ентальпію пара на виході з ступені турбіни.

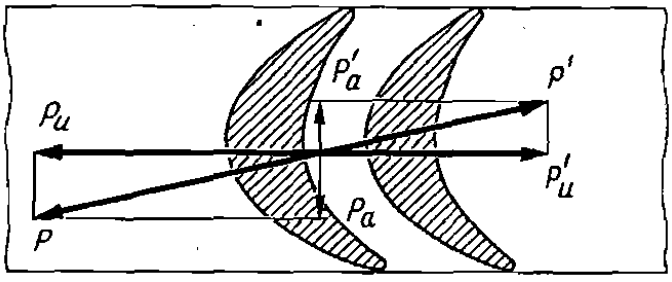
Для знаходження остаточного стану пара на виході з ізольованої (в точці C_1) ступені потрібно відкласти на (i - s діаграмі втрату $q_в$ таким же чином, як це робилося при визначенні втрат в соплах і на лопатках.

Відкладаючи на is-діаграмі (див. мал. 12.6) вгору від точки C_1 суму інших втрат ступені $\sum q_c$ і провівши горизонталь до перетину з ізобарою p_1, отримаємо точку D_1, що характеризує стан пара після виходу з ступені.

Силовий вплив потоку на робочі лопатки і окружна робота.

Рівнодіюча активних і реактивних сил, що виникають при перебігу пара в міжлопаткових каналах, діє на робочі лопатки з силою P (мал. 7.4), спрямованої під деяким кутом до окружної швидкості.

Цю рівнодіюча силу P можна розкласти на дві складові: P_u - проекцію сили P на напрямок окружної швидкості і P_a - проекцію сили P на осьовий напрямок, перпендикулярний силі P_u.



Мал. 7.4. Схема силового впливу парового потоку на робочу лопатку

Окружна робота, що розвивається колесом, визначається тільки окружною складовою сили P ця складова P_u, називається ***окружний силою***.

Сумарна окружна сила, прикладена до всіх робочих лопаток колеса, т. т. зусилля на вінець лопаток від дії пара масою **1кг**, що протікає за **1с**, може бути знайдена з виразу:

$$P_u = c_{1u} \pm c_{2u} = w_{1u} + w_{2u} \qquad (12.18)$$

Тут подвійний знак (±) поставлений тому, що кут α_2 може бути менше або більше **90°**. У першому випадку з виразу (12.18) повинен бути знак **(+)**, а в другому - знак **(-)**.

Робота, що вироблена паром масою **1кг** протягом **1с**, т. т. потужність ступені, може бути знайдена як добуток сили P_u на її шлях за цей час або (що те ж саме) на окружну швидкість u робочих лопаток:

$$L_u = P_u u = u (c_{1u} \pm c_{2u}) = u (w_{1u} + w_{2u}) \quad (12.19)$$

Цю роботу (потужність) прийнято називати ***роботою (потужністю) на окружності колеса, або окружною.***

Ця окружна робота враховує втрати в соплах q_c, на лопатках $q_л$ і вихідну втрату $q_в$, так як всі ці втрати враховані при побудові трикутників швидкостей.

Тому роботу на окружності можна виразити через перепад ентальпій як різниця між наявною енергією і окружними втратами:

$$h_u = h_a^* - (q_c + q_л + q_в) \quad (12.20)$$

Осьова складова Pa сили P може бути знайдена з формули:

$$P_a = (c_{1a} - c_{2a}) + F (p_1 - p_2) \quad (12.21)$$

Де: c_{1a} — проекція швидкості c_1 на осьовий напрямок;

c_{2a} — проекція швидкості c_2 на осьовий напрямок;

F — площа входу в лопаточні канали;

$p_1 - p_2$ — різниця тисків пара при вході в лопатковий канал і при виході з нього.

Осьова сила Pa сприймається упорним підшипником турбіни.

Отримані для сил P_u і P_a формули носять назву ***формул Ейлера***.

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ СТУПЕНІ

При визначенні основних розмірів ступені вважають відомими витрату G, параметри робочого тіла на вході в ступінь (p_0, t_0, c_0, a_0), тиск за ступінем p_2 і ступінь реактивності ρ^*.

Розрахунок починають з побудови робочого процесу в діаграмі $i - s$, визначення окружних втрат і знаходження швидкостей.

Розрахунок ступеня з короткими лопатками постійного профілю $(\lambda = d / l > 10)$ виконують по середньому діаметру. Подібний розрахунок ступені з довгими лопатками служить вихідним для подальшого уточнення.

У розрахунках крім швидкісної характеристики v_1 використовується швидкісна характеристика $v_ф$, яка визначається за фіктивною швидкістю $c_ф = \sqrt{2h^*_a}$ (т. т. по всьому перепаду ентальпій, незалежно від ступеня реактивності), $v_ф = u / c_ф$.

Окружну швидкість лопаток знаходять з виразу $u_1 = v_{1\,opt}\, c_{1t}$ або $u_1 = v_{\phi\,opt}\, c_{\phi}$, де оптимальні значення швидкісної характеристики відповідне максимальному ККД приймають відповідно до формул:

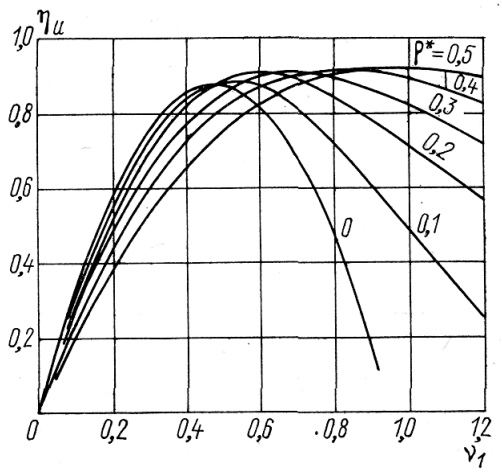
$$v_{1\,opt} = \varphi \cos \alpha_1 / 2(1 - \rho);$$

$$v_{\phi\,opt} = v_{1opt} \sqrt{1 - \rho^*}$$

На мал. 7.5 представлена залежність окружного ККД η_u від швидкісної характеристики ступені v_1 для різних ступенів реактивності.

Як випливає з малюнка, зі збільшенням ρ^* окружний ККД збільшується, його максимум зміщується в бік більших значень v_1; залежність $\eta_u = f(v_1)$ стає більш пологою.

Останнє особливо характерно для ступенів, вихідна енергія яких використовується в наступних ступенях.



Мал. 7.5. Залежність окружного ККД від швидкісної характеристики ступені.

Далі визначають геометричні розміри лопаточного апарату.

Вихідні площі направляючого апарату і робочого колеса рівні

$$F_1 = G\, v_{1t} / (\mu_1\, c_{1t})$$
$$F_2 = G\, v_{2t} / (\mu_2\, w_{2t}) \qquad (4.31;\ 4.33)$$

При зверхкритичному розширенні потоку і застосуванні сопел Лаваля площа їх гірла обчислюють за формулою:

$$F_K = \frac{G}{\mu_1 x_1 \sqrt{p_0^* / v_0^*}}$$

Де: μ_1 – коефіцієнт витрати G/G_t

x_1 – коефіцієнт для перегрітого пара = **1,064.**

Цю формулу застосовують також для знаходження вихідної площі решіток що звужуються при використанні розширення в косому зрізі.

Довжину направляючої лопатки l_1 визначають з рівняння:

$$F_1 = \pi d_1 l_1 \sin\alpha_1 \qquad (3.72)$$

Щоб уникнути надмірних кінцевих втрат рекомендується приймати $l_1 >$ **12мм**, що зазвичай вимагає введення парціальності в регулювальної ступені ГТЗА і в перших ступенях турбін невеликої потужності.

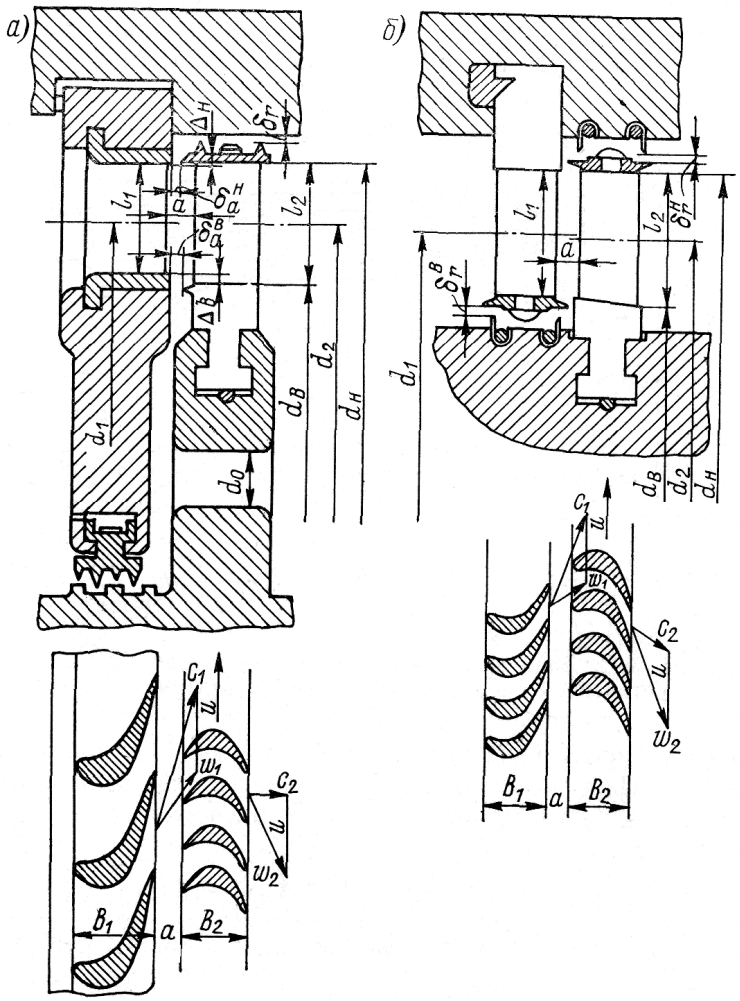
Парціальна ступінь, крім іншого, характеризується ступенем парціальності, під якою розуміють відношення довжини робочої дуги сопел s до довжини всього кола $\varepsilon = s / (\pi d_1)$.

В цьому випадку в рівняння (3.72) замість довжини окружності підставляють довжину дуги $s = \varepsilon\pi d_1$, тоді:

$$l_1 = F_1 / \varepsilon\pi d_1 \sin\alpha_1 \qquad (4.34)$$

Середній діаметр направляючого апарату d_1 вибирають, орієнтуючись на прототип; якщо відома частота обертання ротора n, то $d_1 = u /(\pi n)$.

Довжину робочих лопаток зазвичай приймають дещо більшою, ніж довжину направляючих (див. мал. 7.6).



Мал. 7.6 Схема турбінної ступені

Рекомендовані значення перекришу і осьових зазорів по ущільненням наведені в табл. 4.1.

Таблица 4.1. **Рекомендуемые значения перекрыш и осевых зазоров**

Рабочая высота лопатки l_2, мм	Перекрыша, мм		Осевой зазор[1] δ, мм	
	внутренняя $\Delta_в$	наружная $\Delta_н$	а	б
До 35	1,0	1,5—2,0	0,6—0,8	2,0
35—55	1,0	2,0—2,5	0,8—1,0	2,0—2,2
55—75	1,5—2,0	2,5—3,0	1,0—1,2	2,2—2,5
75—150	2,0—2,5	3,0—3,5	1,2—1,5	2,5
150—400	2,5—3,0	3,5—4	1,5—2,0	3,0
300—400	5,0—6,0	[illegible]—7,5	—	3,5
400—625	7,0—8,0	7,0—8,0	—	—
625 и выше	9,0—10	9,0—10	—	—

[1] а — $\delta_а$ по ТС-1 и ТС-2 (без промежуточного перегрева); б — $\delta_а$ по ТС-3 (с промежуточным перегревом).

Вибравши значення перекришу, знаходять кут виходу потоку β_2 з робочої решітки:

$$\beta_2 = arc\ sin\ F_2 / \varepsilon\pi d_1 l_2 \qquad (4.35)$$

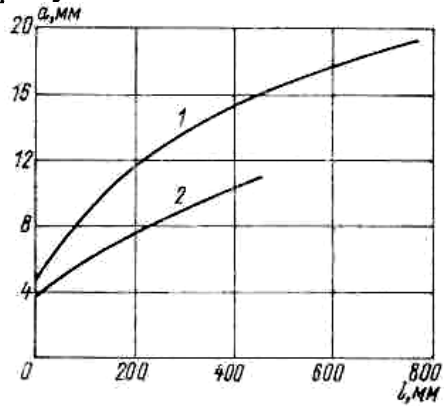
Де: довжина робочої лопатки $l_2 = l_1 + \Delta_в + \Delta_н$.

Для визначення радіальних зазорів δ_r і осьових міжлопаткових зазорів a в парових турбінах використовують залежності, отримані на основі обробки статистичних даних.

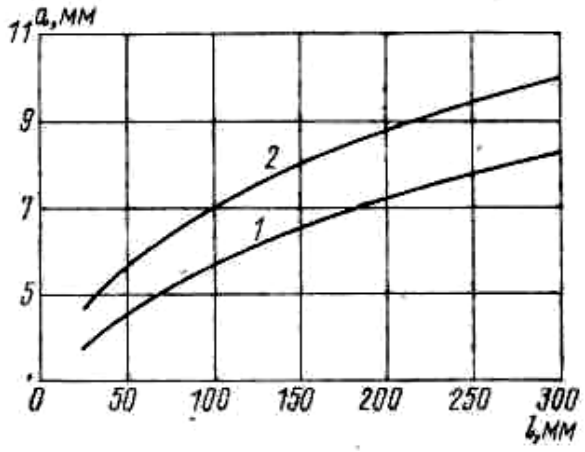
Радіальні зазори в реактивних ступенях з короткими лопатками приймають рівними δ_r = **(0,0010 ÷ 0,0015)** d, в інших випадках δ_r = **(0,0015 ÷ 0,0020)** d (всі величини вказані в міліметрах).

Осьові відстані між напрямними і робочими лопатками повинні забезпечувати надійну роботу ступені (відсутність торкання лопаток при різних умовах експлуатації і підвищення їх вібраційної стійкості) і можуть прийматися з мал. 4.6 (активна ступінь) і 4.7 (реактивна ступінь).

Величину хорди лопаток b приймають, орієнтуючись на виконані конструкції, і перевіряють розрахунком на міцність.

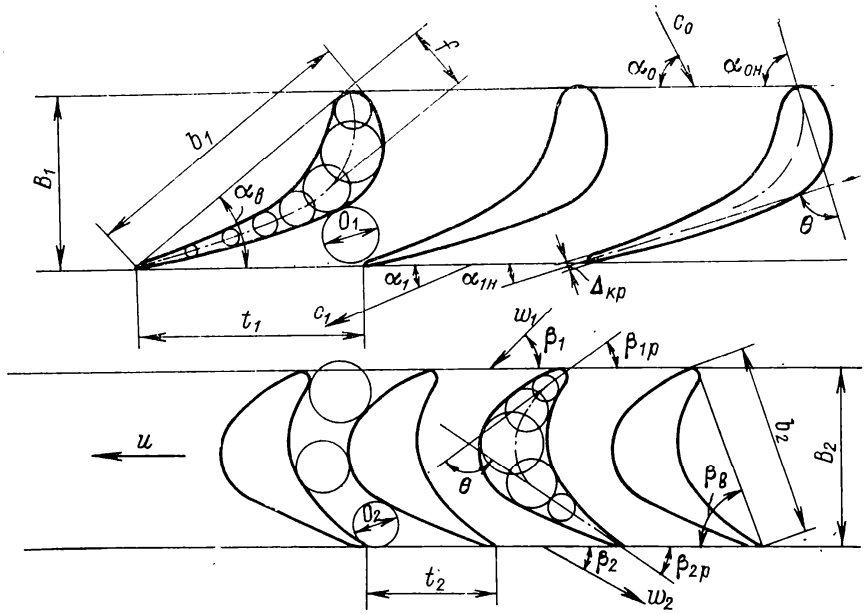


Мал. 7.7 Осьові зазори в активному облопачуванні
1) — при $l_2 / B_2 > 10$; 2) — при $l_2 / B_2 < 10$



Мал. 7.8 Осьові зазори в реактивному облопачуванні при найменшому ***1*** *і* найбільшому ***2*** віддалення від упорного підшипника

За кількістю **M** і кутах входу і виходу потоку вибирають з альбому профіль решітки. Беручи до уваги криві, наведені там же, задаються оптимальною величиною відносного кроку $\bar{t} = t/b$, товщиною вихідний кромки і з урахуванням відносної довжини лопаток $\bar{l} = l/b$ уточнюють значення коефіцієнтів швидкості і витрати.



Мал. 7.9 Направляюча і робоча решітки турбін

Розглянемо основні геометричні характеристики профілю та решітки профілів. На профілі розрізняють опуклу сторону, або спинку; увігнуту сторону, або коритце, вхідні (передню) кромку і вихідну (задню) кромку. Спинка і коритце турбінного профілю окреслюються дугами кіл в поєднанні з прямолінійними ділянками або плавними кривими (дугами лемніската, парабол і ін.).

Всі величини на вході в направляючу решітку турбіни мають індекс **0**, на виході з неї і на вході в робочу решітку - індекс **1**, на виході з робочої решітки - індекс **2**.

Наведемо деякі визначення, що відносяться до профілю і решітці профілів:

1. Середня лінія профілю - геометричне місце центрів вписаних в профіль кіл.
2. Увігнутість профілю ***f*** - стріла прогину середньої лінії профілю.
3. Кути входу і виходу лопаточного апарату - кути між дотичними до середньої лінії профілю і віссю решітки відповідно на вході і виході $\alpha_{0н}$, $\alpha_{1н}$, $\beta_{1р}$, $\beta_{2р}$.
4. Кут вигину профілю θ.
5. Кути входу і виходу потоку α_0, α_1 (β_1, β_2) — кути між вектором швидкості потоку на вході і виході з решітки і її віссю.
6. Хорда профіля b_1, (b_2) — відстань між крайніми точками профілю (величина проекції профілю на лінію, дотичну до крайок).
7. Кут установки профілю $\alpha_в$, ($\beta_в$) — кут між дотичній до крайок і віссю решітки.
8. Ширина решітки B_1, (B_2) — розмір профілю в напрямі осі турбіни.
9. Крок решітки t_1, (t_2) — відстань між однойменними точками сусідніх профілів.

Ширина лопаткового апарату:

$$B_1 = b_1 \sin \alpha_B; \quad B_2 = b_2 \sin \beta_B$$

Де: b_1, b_2 – довжина хорди профілю напрямних і робочих лопаток.

α_B, β_B – кут установки профілю напрямних і робочих лопаток.

Зазвичай в активних ступенях B_1 = **15 ÷ 100мм**, B_2 = **15 ÷ 75мм**; в реактивних ступенях $B_1 = B_2$ = **15 ÷ 60мм**.

Ширина діафрагми на **15 — 30мм** перевищує ширину напрямних лопаток B_1.

Крок і число лопаток знаходять з виразів:

$$t_1 = \bar{t}_{1opt} b_1; \quad t_2 = \bar{t}_{2opt} b_2;$$

$$z_1 = \varepsilon \pi d_1 / t_1; \quad z_2 = \pi d_2 / t_2.$$

Якщо число лопаток - величина подрібнена, слід відкоригувати значення кроку. При повному підводі робочого тіла в рівняння підставляють значення ступеня парціальності $\varepsilon = 1$.

Іноді замість тиску за ступеню p_2 задається перепад ентальпій h^*_a а; тиск і питомий об'єм в цьому випадку знаходять з діаграми ***i - s***.

Прийнято наступні позначення турбінних решіток: перша буква **С** або **Р** позначає соплові (напрямні) або робочі лопатки, друге число - середній кут входу, наступне число - ефективний кут виходу, остання буква - тип профілю.

Тип профілю залежить від режиму течії:

тип **А** — дозвукові (**M < 0,7 ÷ 0,9**);

тип **Б** — околозвукові (**0,9 < M < 1,15**);

тип **В** — сверхзвукові (**1,1 < M < 1,3**);

тип **Р** — які розширюються (**M > 1,3**).

Наприклад, **С-90-12А** позначає соплову решітку з кутом входу **90°** і ефективним кутом виходу **12°**, дозвукову.

Тема № 8

ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ В РЕШІТКАХ

Відповідно до сучасної класифікації втрати енергії в турбінних (а також компресорних) решітках поділяються:

- на профільні;
- кінцеві;
- втрати, зумовлені взаємодією решіток і не стаціонарністю потоку.

Профільні і кінцеві втрати враховуються коефіцієнтами втрат $\zeta_{пр}$ і $\zeta_{к}$, визначеними дослідним шляхом. Повний коефіцієнт втрат $\zeta_{п}$ в решітках визначається як сума коефіцієнтів профільних і кінцевих втрат, помножена на коефіцієнт β, що враховує взаємодію решіток:

$$\zeta_{п} = (\zeta_{пр} + \zeta_{к})\,\beta$$

Профільні і кінцеві втрати досліджують в нерухомих плоских ізольованих решітках продувкою лопаток стаціонарним повітряним потоком. Для таких досліджень використовують стенди з аеродинамічною трубою. Втрати від взаємодії решіток і не стаціонарності потоку досліджують в спеціальних експериментальних турбінах.

Профільні втрати. Вони об'єднують групу втрат, що залежать від конфігурації профілю:

- втрати від тертя в прикордонному шарі;
- втрати від зриву прикордонного шару;
- кромочні втрати;
- хвильові втрати.

Профільні втрати в решітці враховуються ***коефіцієнтом профільних втрат*** $\zeta_{пр}$, який дорівнює відношенню втраченої кінетичної енергії до енергії, що маємо в розпорядженні. Коефіцієнт профільних втрат дорівнює сумі коефіцієнтів втрат окремих складових:

$$\zeta_{пр} = \zeta_{тр} + \zeta_{срыв} + \zeta_{кр} + \zeta_{волн}$$

Втрати від тертя в прикордонному шарі виникають через в'язкості робочого середовища і шершавості поверхні лопаток. При обтіканні лопатки в'язким середовищем у її поверхні утворюється прикордонний шар, швидкість в якому змінюється від нуля у поверхні до швидкості ядра потоку на зовнішній границі прикордонного шару.

Рух частинок середовища з різною швидкістю і є причиною виникнення втрат від тертя в прикордонному шарі. В ядрі потоку, де швидкості частинок мало змінюються, втрати від тертя, як і інші гідравлічні втрати, відсутні.

Втрати від тертя в прикордонному шарі залежать від товщини прикордонного шару і характеру руху в ньому робочого середовища. У свою чергу, товщина прикордонного шару визначається ступенем шершавості лопатки і числом Рейнольдса.

Зі зменшенням шершавості і збільшенням **Re** товщина прикордонного шару зменшується. Характер руху рідини (газу) в прикордонному шарі також визначається **Re**. Залежно від значення **Re** рух середовища в прикордонному шарі може бути ламінарним або турбулентним.

Так як число **Re** є змінним по контуру профілю, для турбінних решіток воно визначається за формулами:

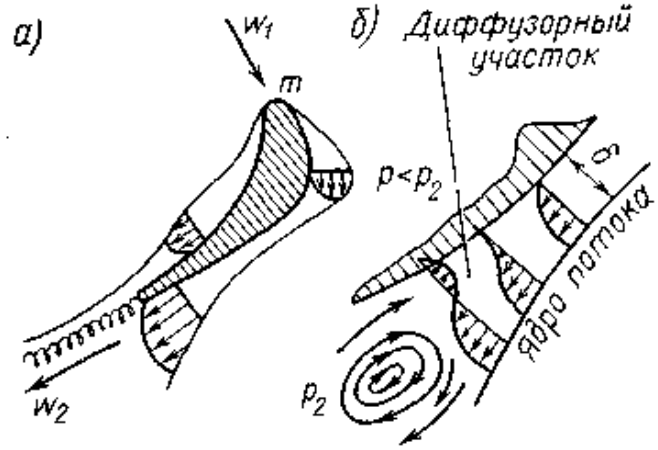
$$\mathbf{Re} = (b_н\, c_1)/\, \nu_1$$
$$\mathbf{Re} = (b_р\, w_2)/\, \nu_2$$

Де: $b_н$, c_1 и $b_р$, w_2 — відповідно хорда профілю і швидкість виходу потоку з соплової і робочої решіток;

ν_1, ν_2 — коефіцієнти кінематичної в'язкості.

На деякій ділянці існує перехідна область руху від ламінарного до турбулентного. У зв'язку з утворенням вихорів втрата енергії при турбулентному русі істотно більше, ніж при ламінарному, особливо при великій шорсткості поверхні.

Товщина **δ** прикордонного шару і епюра швидкостей в ньому змінюються по контуру профілю (мал. 8.1 а).



Мал. 8.1 Схема прикордонного шару на профілі:
а) — епюра швидкостей в пограничному шарі; б) — утворення дифузорної ділянки.

Біля вхідної кромки товщина прикордонного шару невелика, рух середовища в шарі зазвичай ламінарний. За вхідною кромкою товщина прикордонного шару збільшується, особливо на увігнутій поверхні, з урахуванням гальмування потоку лопаткою.

Надалі прикордонний шар на увігнутій поверхні ближче до вихідної кромки починає зменшуватися в зв'язку з інтенсивним прискоренням потоку. Ламінарна течія в шарі на деякій ділянці переходить в турбулентну.

На спинці товщина прикордонного шару швидко зменшується на ділянці за найбільшою кривизною профілю, де спостерігається найбільш різке збільшення швидкості, і знову зростає у вихідний кромки в зв'язку зі зменшенням швидкості через утворення дифузорної ділянки (мал. 8.1 б).

Наведена на мал. 8.1 схема прикордонного шару і епюри швидкостей характерні для безвідривного обтікання потоком лопатки, що має місце при натіканні потоку на вхідну кромку під кутом атаки, рівним оптимальному або близьким до нього.

Кут атаки для сучасних робочих лопаток із закругленою вхідною кромкою коливається в межах від + **(2 ÷ 3)°** до - **(3 ÷ 8)°**. Безвідривному обтіканню лопаток сприяє плавна зміна тиску і швидкості по контуру профілю без істотних піків і дифузорних ділянок.

Під час експлуатації турбін шорсткість лопаток збільшується, оскільки відбуваються процеси ерозії і корозії, відкладення солей, продуктів згоряння і т. п.

Збільшення шорсткості призводить до зростання втрат від тертя і зменшення витрати робочого середовища в решітках, що негативно позначається як на К.К.Д., так і на потужності турбіни.

За експериментальними даними п'ятикратне збільшення відносної шорсткості лопаток зменшує К.К.Д. ступені на **4 - 5%**. З огляду на викладене, в період експлуатації необхідно вживати всіх заходів з підтримки чистоти поверхні лопаток, не допускаючи їх забруднення.

За експериментальними даними втрата енергії від тертя в решітках з хорошими профілями лопаток в зоні без ударного входу при **M <1,0** становить: **0,015 - 0,02** для соплових лопаток і **0,03 - 0,05** для робочих (більші значення - для активних ступенів).

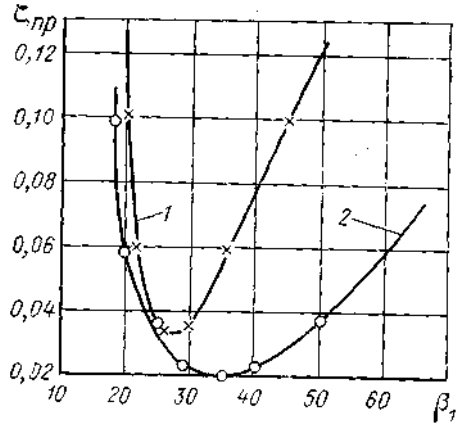
Втрати від зриву прикордонного шару виникають при великій нерівномірності розподілу тиску по контуру профілю. При такому розподілі тиску в окремих зонах профілю з'являються інтенсивні дифузорні ділянки зі значним потовщенням прикордонного шару внаслідок пригальмовування потоку зворотними течіями біля поверхні лопатки.

Найбільш сприятливі умови для зриву прикордонного шару виникають при обтіканні потоком спинки лопатки на ділянці найбільшої кривизни профілю, а також у вихідної кромки.

Зрив прикордонного шару в кілька разів збільшує профільні втрати, різко знижуючи К. К. Д. турбінної ступені. У компресорної ступені зрив прикордонного шару і завихрення потоку в каналі можуть привести до повного порушення роботи компресора (помпаж).

У турбінних (компресорних) решітках з хорошими аеродинамічними профілями лопаток зрив прикордонного шару виникає при кутах натікання потоку на лопатку, що значно відрізняються від оптимальних.

При такому обтіканні розподіл тиску по контуру стає нерівномірним, виникають дифузорні ділянки, яких при без ударному вході потоку на лопатку не було.

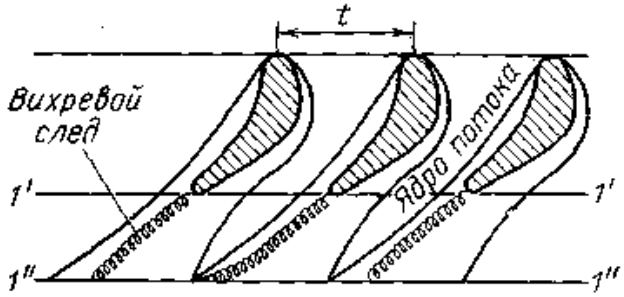


Мал. 8.2 Залежність коефіцієнта профільних втрат від кута входу потоку для активних решіток

Залежність коефіцієнта профільних втрат від кута β_1 входу потоку показана на мал. 8.2 для активних решіток які застосовувалися раніше профілями **А-25/20**, що мали прямолінійну ділянку на спинці біля вхідної кромки лопатки **(крива 1)** і з сучасними профілями **А-20М**, у яких вхідна кромка має потовщення і плавні обриси **(крива 2)**. Як випливає з малюнка, відхилення кута β_1 від оптимального призводить до збільшення втрат в решітці, особливо при позитивних кутах атаки ($\beta_1 < \beta_{1л}$).

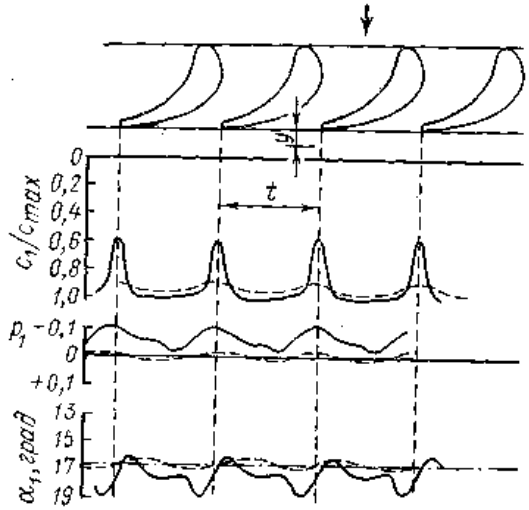
Потовщення і закруглення вхідної кромки профілю дозволило зменшити профільні втрати, в результаті крива залежності коефіцієнта втрат від кута β_1 стала більш похилою. Останнє особливо важливо для суднових турбін, що працюють в широкому діапазоні потужностей і з різними кутами атаки.

Кромочні втрати виникають в результаті зриву прикордонних шарів з увігнутої і опуклої поверхонь лопатки за вихідною кромкою і утворення за кромкою - вихрового сліду (мал. 8.3).



Мал. 8.3. Вихровий слід за вихідною кромкою лопатки

Тиск і швидкість в вихровому шарі менше, ніж в ядрі потоку, тому величини p_1, c_1 і a_1 є змінними по кроку решітки (мал. 8.4).

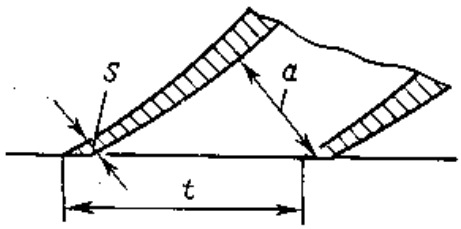


Мал. 8.4 Розподіл швидкостей, тисків і кута виходу потоку за решіткою (суцільні лінії при ***y* = 0,1t**, пунктирні — при ***y* = 1,8t**)

При віддаленні від решітки нерівномірність параметрів по кроку поступово зменшується. У перетині ***1" — 1"*** (див. мал. 4.16), віддаленому від вихідних кромок на відстань, рівну **(1,3 ÷ 1,9)*t***, потік практично стає рівномірним.

У цьому перетині прикордонні шари, що стікають з кромок лопаток, зближуються і ядро потоку зникає.

Кромочні втрати враховуються коефіцієнтом $\zeta_{кр}$ кромочних втрат. Його значення залежить головним чином від відносної товщини вихідної кромки ***s/a*** (мал. 8.5).



Мал. 8.5. До визначення кромкових втрат

Наближено коефіцієнт кромкових втрат визначається за формулою:

$$\zeta_{кр} = k\,(s/a)$$

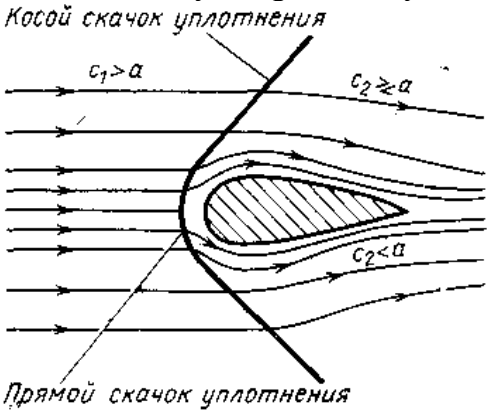
Де: $k = 0{,}1 \div 0{,}22$ — експериментальний коефіцієнт.

Для зниження кромкових втрат товщина ***s*** вихідної кромки в сучасних профілях зменшується до **0,3 — 1,0мм**. Менші значення відносяться до лопаток, які працюють в області перегрітої пари, великі - до лопаток газових турбін (для підвищення їх зносостійкості).

Хвильові втрати виникають в потоці, що рухається зі звуковою або надзвуковою швидкістю, (при $M \geq 1{,}0$).

Причиною цих втрат є особливість надзвукового потоку, яка проявляється в тому, що перехід надзвукової швидкості в дозвукову (наприклад, при обтіканні

надзвуковим потоком будь-якого тіла, мал. 8.6) відбувається стрибкоподібно з утворенням тонкого шару стисненого газу, ***стрибком ущільнення.***



Мал. 8.6. Хвильові втрати в потоці

Залежно від форми тіла і швидкості потоку стрибок ущільнення може бути прямим (плоским), якщо фронт його хвилі розташовується перпендикулярно швидкості потоку, або косим, якщо фронт хвилі становить з напрямком потоку гострий кут.

На утворення стрибка ущільнення витрачається кінетична енергія, яка в стрибку переходить в потенційну, в результаті тиск і температура в шарі стисненого газу підвищуються. Процес стиснення в стрибку ущільнення протікає з втратами, тому його утворення супроводжується зростанням ентропії.

Швидкість і кінетична енергія потоку за стрибком ущільнення менше, ніж до нього. Особливо сильно зменшується швидкість в плоскому стрибку ущільнення, при проходженні через який швидкість потоку стає менше швидкості звуку.

При проходженні надзвуковим потоком косого стрибка ущільнення швидкість за ним може залишатися більше швидкості звуку. Звідси випливає, що хвильові втрати найбільші, якщо в потоці виникають плоскі стрибки ущільнення.

Щоб уникнути останніх, вхідну кромку обтічного надзвуковим потоком тіла треба виконувати загостреною на відміну від краплеподібної форми вхідної кромки, яка характерна при дозвуковому потоці.

Кінцеві втрати. Вони виникають на торцевих поверхнях соплових і робочих каналів, т. т. у кореня і вершини лопаток.

Кінцеві втрати складаються з:

- а) втрат від тертя в прикордонному шарі на торцевих стінках каналів;
- б) втрат від парного вихору.

Розглянуті втрати враховуються ***коефіцієнтом $\zeta_к$ кінцевих втрат***.

Втрата від тертя в прикордонному шарі на торцевих стінках каналів має однакову природу з втратами від тертя в прикордонному шарі на поверхні лопатки. Як і остання, вона залежить від ступеня шорсткості торцевих стінок і числа Рейнольдса.

Сутність втрати від парного вихору полягає в наступному.

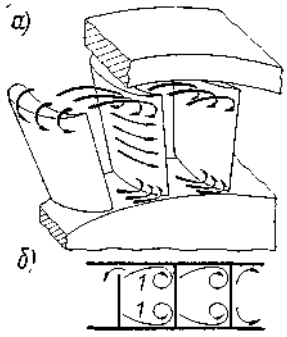
Тиск на увігнутій та опуклій поверхнях профілю неоднаковий (див. мал. 8.7). Внаслідок гальмування потоку тиск на увігнутій поверхні завжди більше, ніж на опуклій, де потік інтенсивно прискорюється.

У перетинах, віддалених від торцевих поверхонь, поперечний градієнт тиску врівноважується відцентровою силою, що виникає при русі потоку в криволінійному каналі.

У прикордонному шарі біля торцевої поверхні потік пригальмований, і відцентрова сила вже не може врівноважити градієнта тиску між увігнутою і опуклою поверхнями профілю, переданого прикордонному шару на торцевій поверхні від ядра потоку через прикордонний шар на поверхні лопатки.

У зв'язку з цим в прикордонному шарі на торцевій стінці відбувається перетікання робочого середовища від увігнутої поверхні лопатки, що має більш високий тиск, до спинки лопатки з більш низьким тиском (рис. 4.21).

В результаті перетікання у опуклою поверхні вгорі і внизу лопатки поблизу стику її з торцевою стінкою виникають місцеві потовщення прикордонного шару.



Мал. 8.7. Схема утворення парного вихору (а) і вторинні течії в каналі (б)

Взаємодіючі з основним потоком, потовщені прикордонні шари зриваються зі спинки поблизу вихідний кромки і утворюють два вихору, що обертаються в протилежних напрямках. Це явище і називається ***парним вихором***.

Перетікання середовища на торцевих поверхнях викликає вторинні течії в прикордонному шарі на увігнутій поверхні лопатки, спрямовані від середнього перетину лопатки до кореневого і периферійному перетинах. Вторинні течії на поверхні лопатки умовно показані лініями 1.

Для визначення коефіцієнта кінцевих втрат може бути використана формула:

$$\zeta_к = c\ (t_p\ sin\ \beta_2 / l_р) \approx c\ (a_p / l_р)$$

Де: $c = 0{,}07 \div 0{,}18$ — коефіцієнт;

t_p и $l_р$ — відповідно крок і висота лопатки;

a_p — ширина каналу.

Втрати від взаємодії решіток і не стаціонарності потоку.

Дослідження профільних і кінцевих втрат в аеродинамічних трубах здійснюється продувкою прямих ізольованих решіток стаціонарним потоком. Дійсні умови перебігу потоку в турбінних решітках відрізняються від тих, які створюються в аеродинамічних трубах. У турбінних ступенях решітки є кільцевими, а їх лопатки обтікаються нестаціонарним потоком.

Не стаціонарність потоку в турбінних решітках обумовлюється наявністю вихрового сліду за вихідними крайками лопаток. Внаслідок вихрового сліду тиск і швидкість потоку за решітками змінюються по кроку, при цьому в зоні вихрового сліду тиск і швидкість менше, ніж в ядрі потоку (див. мал. 8.3).

Зважаючи на малі осьові зазори між сопловими і робочими лопатками в ступенях турбіни не стаціонарність потоку на виході з сопловій решітки обумовлює не стаціонарність потоку і на вході в робочу решітку. Відповідно змінними по кроку будуть і параметри перед сопловою решіткою.

Дослідження, що проводяться в експериментальних турбінах, показують, що обтікання лопаток нестаціонарним потоком призводить до несприятливих змін в розподілі тисків по контуру профілю і, як наслідок, до зростання профільних і кінцевих втрат в решітках.

Ці додаткові втрати енергії, викликані зміною параметрів і швидкості потоку перед решітками через кромочний слід, називаються ***втратами енергії від кромочної не стаціонарності.***

Ці втрати більше в робочій решітці, ніж в сопловій.

Крім кромочної не стаціонарності потоку, в кільцевих решітках турбінної ступені, особливо при обертанні, є радіальна нерівномірність параметрів в потоці, обумовлена зміною по висоті лопаток геометричних розмірів решітки (кроку, ширини каналу), а також ступеня реактивності і окружної швидкості.

За експериментальним даними, збільшення коефіцієнта втрат $\Delta\zeta_p$ в робочій решітці турбінної ступені через кромочну і радіальну не стаціонарність може становити **0,03 — 0,14** в залежності від ставлення ***d /l***, закрутки лопатки і т. п. в порівнянні з втратами в прямій решітці з тими ж профілями робочих лопаток.

ВНУТРІШНІ ВТРАТИ В СТУПЕНІ

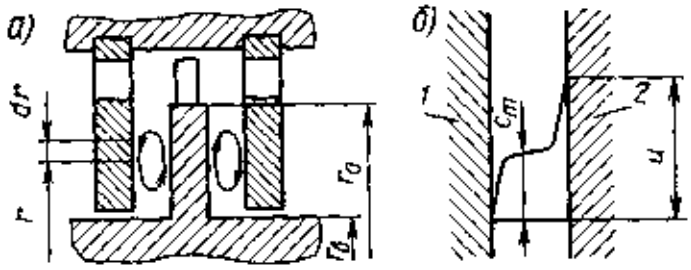
До *внутрішніх* відносяться всі *втрати*, які відбуваються всередині ступені. Крім раніше розглянутих профільних і кінцевих втрат і втрат з вихідною швидкістю, що враховуються окружним К. К. Д., до внутрішніх втрат відносяться:

- втрати від тертя і вентиляції;
- від парціального (часткового) впуску;
- від витоку робочого середовища;
- від вологості пара і ін.

Внутрішні втрати на відміну від зовнішніх (наприклад, тертя в підшипниках) змінюють стан робочого середовища і можуть бути представлені в діаграмі ***i - s***.

Втрати від тертя. Вони виникають через те, що диск ротора турбіни обертається в камері, заповненій робочим середовищем (мал. 8.8 а). При обертанні диск захоплює середу і надає їй обертальний рух. З іншого боку, робоче середовище, що знаходиться в камері, пригальмовує нерухомою стінкою діафрагми.

В результаті спільного впливу обертового диска і нерухомою діафрагми швидкість середовища в зазорі між диском і діафрагмою змінюється, як показано на мал. 8.8 б.



Мал. 8.8 До розрахунку втрати тертя:
а) — поздовжній розріз ступені; б) — зміна швидкості потоку в зазорі між диском і діафрагмою; 1 — діафрагма; 2 — диск

Частинки середовища, що безпосередньо примикають до стінки діафрагми, мають швидкість, яка дорівнює нулю. У прикордонному шарі у діафрагми швидкість збільшується і стає рівною деякій швидкості c_m, з якою обертається основна маса середовища між диском і діафрагмою.

У прикордонному шарі біля поверхні диска швидкість частинок знову збільшується від c_m до окружної швидкості u у поверхні диска. Середня швидкість c_m залежить від ступеня шорсткості стінок диска і діафрагми.

$$N_T = k_1 (n / 1000)^3 d^5 \rho_2$$

Де: $k_1 = 0{,}044$ — постійне число;
n — частота обертів, об/хв;
d — діаметр диска, м;
ρ_2 — щільність робочого середовища.

Виведене рівняння для потужності тертя є наближеним, тому що не враховує всі фактори, що визначають характер руху робочого середовища в зазорі між диском і діафрагмою.

Зокрема, при виведенні рівняння бралося до уваги тільки обертальний рух середовища в окружному напрямку, тоді як в дійсності, крім цього руху, має місце обертання середовища в меридіональної площині (див. Рис. 4.54), яке відбувається внаслідок того, що частинки робочого середовища, що примикають до поверхні диска, відкидаються відцентровою силою до периферії.

З цієї причини в потоці виникає компенсаційне течія, направлена від діафрагми до поверхні диска.

Крім того, характер руху середовища в камері значно ускладняються внаслідок протікання в ущільненнях діафрагми і перетікання робочого середовища через осьовий зазор у кореня робочих лопаток.

Втрати від вентиляції. Вони мають місце в ступенях з парціальним (частковим) впусканням робочого середовища.

При парціальному впуску **(ε <1,0)** частина робочих лопаток, на які не надходить потік, що виходить із соплових каналів, обертається в відносно нерухомому середовищі. Тому між лопатками і робочим середовищем виникає тертя, на подолання якого витрачається корисна робота. Крім того, лопатки що обертаються, переміщують середовище, що знаходиться в камері, подібно до того як це буває при роботі вентилятора.

З цієї причини енергію, яка витрачається на тертя і переміщення робочого середовища робочими лопатками, прийнято називати втратою від вентиляції. Для її визначення **(**в **кВт)** може бути виведена наступна формула, аналогічна отриманої раніше для потужності тертя:

$$N_B = k_2 \, (n /1000)^3 \, d^4 \, l_p \, \rho_2$$

Де: k_2 **= 17,6** — для одновенечній ступені,

k_2 **= 20,6**— для двохвенечній ступені;

d — середній діаметр ступені, (м);

l_p — висота робочих лопаток, (м).

Як і втрати від тертя, втрати від вентиляції зазвичай визначаються за дослідними залежностями.

Однією з широко поширених дослідних залежностей для визначення втрат потужності від тертя і вентиляцій (в кВт) є *формула Стодола*:

$$N_{т.в} = 0{,}735 \, [1{,}46 \, d^2 + 0{,}83A \, (1 - \varepsilon) \, d \, l_p^{1{,}5}] \, (u / 100)^3 \, (1 / v_2) \quad (4.146)$$

Де: d — середній діаметр ступені, (**м**);

A — коефіцієнт, що дорівнює:

1,0 — при обертанні робочих лопаток спинкою вперед;

2,8 — для активних і **4,0** для реактивних лопаток при обертанні їх кромками вперед;

ε — ступінь парціальності впуску;

l_p — висота робочої лопатки, (**см)**;

v_2 — питомий об'єм за робочими лопатками, (**м^3/кг**).

Перший член в квадратній дужки формули (4.146) відноситься до втрат потужності від тертя диска, другий - до втрат потужності від вентиляції. При повному впуску (**ε = 1,0**) другий член стає рівним нулю.

Для дисків із ступенями швидкості (колесо Кертіса) другий доданок у формулі (4.146) слід помножити на число вінців, підставляючи замість l_p середню висоту робочих лопаток.

З метою зменшення втрат від вентиляції робочі лопатки в неактивній зоні облопачування (на дузі, де відсутні сопла) зазвичай закривають захисним щитком, що знижує втрати від вентиляції в **2 - 3 рази**.

Висловлюючи втрати потужності від тертя і вентиляції в теплових одиницях і відносячи її до **1кг** робочого середовища (в **кДж/кг**), в турбінної ступені, отримаємо:

$$q_{т.в} = N_{т.в} / G$$

На значення $q_{т.в}$ збільшується ентальпія потоку за робочими лопатками, оскільки потужність, що витрачається на тертя і вентиляцію, переходить в теплоту, яка передається робочому середовищу.

Розділивши $q_{т.в}$ на перепад ентальпій ступені h_0 (в **кДж/кг**), отримаємо відносне значення втрат від тертя і вентиляції:

$$\zeta_{т.в} = q_{т.в} / h_0 = N_{т.в} / G\, h_0$$

Очевидно, що $\zeta_{т.в} = \zeta_т + \zeta_в$, где $\zeta_т$, $\zeta_в$ — відносні втрати відповідно від тертя і вентиляції.

Значення ζт і ζв в суднових турбінних ступенях:

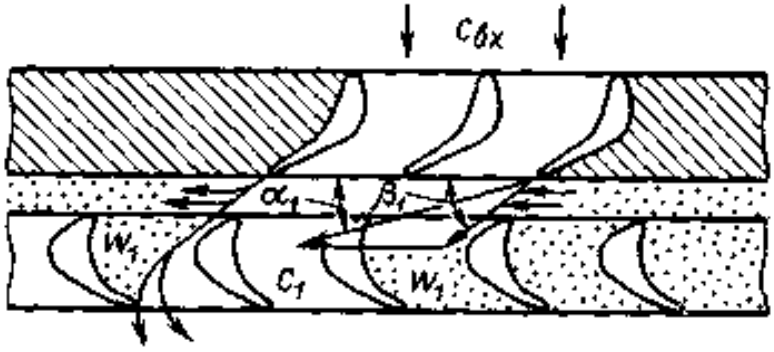
$\zeta_т$ **= 0,005 ÷ 0,015;**
$\zeta_в$ **= 0,01 ÷ 0,06.**

Втрати від вибивання. При парціальному впуску, крім втрат від вентиляції, виникають втрати на краях соплової дуги, які умовно іменуються втратами від вибивання. Фізична сутність цих втрат полягає в наступному.

При обертанні робочих лопаток в неактивній зоні облопачування міжлопаточні канали робочої решітки заповнюються застійним робочим середовищем.

У момент підходу таких каналів до соплової дуги кінетична енергія потоку, що виходить з сопел, частково витрачається на виштовхування («вибивання») нерухомого середовища, що заповнює канали робочої решітки.

Одночасно з цим на початку соплової дуги спостерігається підсос середовища з осьового зазору в робочий канал, як показано на мал. 8.9.



Мал. 8.9 Схема втрат від парціальності впуску (на краях дуги)

З протилежного боку соплової дуги при виході робочого каналу з активної зони виникає втрата через порушення нормального перебігу потоку в частково заповненому робочому каналі. Крім того, тут же має місце втрата від витоку робочого середовища в осьової зазор.

Витікання в осьової зазор збільшується зі зменшенням кута виходу потоку з сопел і з ростом ступеня реактивності. З цієї причини в ступенях з парціальним впусканням рекомендується приймати: $\alpha_1 \geq 12 \div 14°$, $\rho \leq 0{,}08 \div 0{,}10$.

У теплових розрахунках суднових турбін для визначення втрати від вибивання часто використовується формула фірми «Дженерал електрик»:

$$\zeta_{вык} = 0{,}11 \left(\sum B_p \, l_p / F_H\right) (u / c_ф) \, \eta_u \, i$$

Де: $\zeta_{вык} = q_{вык} / h_0$ — відносна втрата від «вибивання» в частках наявного перепаду ентальпій;

B_p *і* l_p — відповідно ширина і висота робочих лопаток;

F_H — площа вихідного перетину сопел;

$u / c_ф$ — умовна характеристика ступені;

i — число роз'єднаних (віддалених один від одного) груп сопел.

Знак Σ передбачає підсумовування добутку $B_p \, l_p$ при наявності на диску декількох вінців робочих лопаток (ступені швидкості).

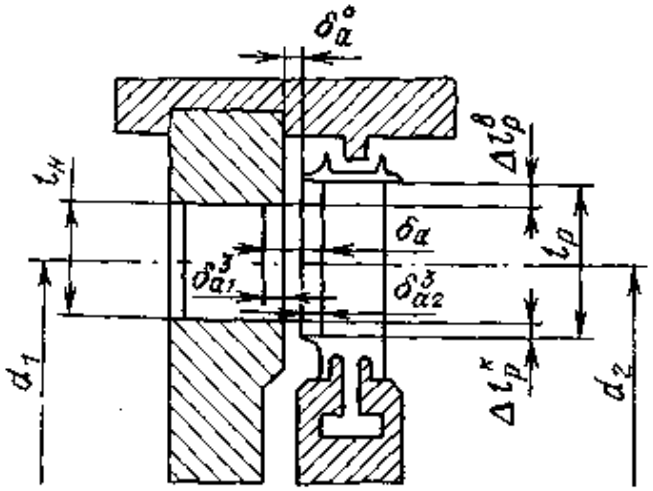
Абсолютна втрата на вибивання:

$$q_{вык} = \zeta_{вык} \, h_0$$

Втрати від витоку робочого середовища.

Між сопловою і робочою решітками турбінної ступені є осьовий зазор, необхідний для запобігання торкання робочих лопаток об нерухомі соплові лопатки. Він вимірюється відстанню від вихідних кромок соплових до вхідних кромок робочих лопаток.

Осьовий зазор δ_a можна представити у вигляді суми закритих осьових зазорів $\delta^з_{a1}$ и $\delta^з_{a2}$ і відкритого осьового зазору $\delta^о_a$ (мал. 8.10).

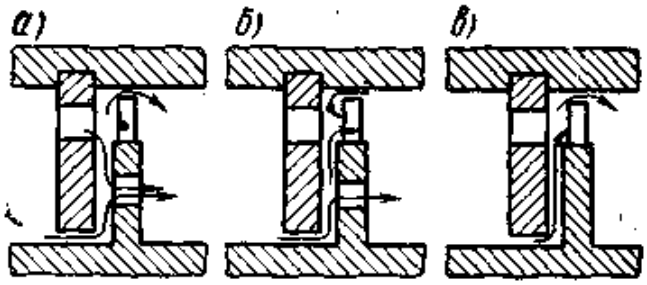


Мал. 8.10 Конструктивна схема осьової турбінної ступені

В межах закритого осьового зазору, обмеженого стінками каналу, спостерігається втрата енергії від тертя потоку в прикордонному шарі на торцевих поверхнях.

У відкритому осьовому зазорі, де потік стикається з робочим середовищем, що має швидкість, не рівну швидкості основного потоку, крім внутрішнього тертя між частинками середовища, виникає втрата від витоку середовища через осьовий зазор у кореня і вершини лопатки (мал. 8.11, а) або від підсосу робочого середовища з зазору в робочий канал (мал. 8.11 б).

Можливі випадки, коли в осьовому зазорі одночасно спостерігаються і підсос і витік робочого середовища (мал. 8.11 в).



Мал. 8.11 Перетікання робочого середовища через осьовий зазор:

а) — ступінь реактивності у кореня і біля вершини лопатки $\rho > 0$;
б) — ступінь реактивності у кореня і біля вершини лопатки $\rho < 0$;
в) — ступінь реактивності у кореня $\rho < 0$, біля вершини лопатки $\rho > 0$

Витікання і підсос збільшують втрати в турбінній ступені, причому особливо несприятливим є підсмоктування робочого середовища з осьового зазору в робочий канал.

Для зменшення витоків або підсосу відкритий осьової зазор повинен прийматися як можна меншим. Він обмежується виключно умовами надійності роботи турбіни, так як при торканні рухомих і нерухомих лопаток може статися одна з найсерйозніших аварій.

Допустимий розмір відкритого осьового зазору δ^o_a залежить від геометричних розмірів ступені, її розташування по відношенню до упорного підшипника, конструкції турбіни, а також від температури робочого середовища.

У парових турбінах при розташуванні упорного підшипника з боку впускання пара зазор δ^o_a найчастіше знаходиться в наступних межах:

в **ТВД = 0,6 — 1,5мм**;

в **ТНД = 1,0 — 3,0мм**.

Більші значення відповідають останнім ступеням, найбільш віддаленим від упорного підшипника, з більш високими лопатками.

Значення δ^o_a зростає з підвищенням температури робочого середовища. В період експлуатації воно збільшується в зв'язку зі зношуванням подушек упорного підшипника. Це призводить до зростання витоків через осьовий зазор і зниження К. К. Д. Турбіни.

Останнє необхідно враховувати, і при значному зношуванні подушок їх слід замінювати. Осьовий зазор можна відновити також переміщенням корпусу упорного підшипника за допомогою прокладок.

Закриті осьові зазори передбачаються для зменшення нерівномірності потоку, обумовленою наявністю вихрового сліду.

Зі збільшенням закритих зазорів, а отже, і загального осьового зазору ступінь нерівномірності потоку зменшується, але одночасно збільшується втрата від тертя в прикордонному шарі на торцевих поверхнях закритого каналу.

Значення сумарного осьового зазору δ_a в ступенях парових турбін активного типу становить:

в **ТВД = 4 — 6мм**;

в **ТНД = 4 — 8мм**.

Більші значення відносяться до останніх ступенів з лопатками заввишки більше **500мм**.

Втрата від витоку або підсосу, крім зазначених вище факторів, залежить від значення перекришу Δl_p, під яким розуміється різниця висот робочих і соплових лопаток (див. мал. 4.23), т. т. $\Delta l_p = l_p - l_н$.

Перекриш передбачається для забезпечення повного надходження потоку, що виходить з соплового каналу в робочий канал, з урахуванням того, що в осьовому зазорі потік трохи розсіюється і відхиляється під дією відцентрової сили до периферії.

Як випливає з мал. 4.23 перекриш Δl_p дорівнює сумі перекришу у вершини $\Delta l^в_p$ і біля кореня $\Delta l^к_p$ робочої лопатки, т. т. $\Delta l_p = \Delta l^в_p + \Delta l^к_p$.

Більші значення призначаються для периферійного перекришу з урахуванням радіального зміщення потоку в осьовому зазорі. На практиці часто при виборі значень $\Delta l^в_p$ і $\Delta l^к_p$ виходять з відносини $\Delta l^к_p / \Delta l^в_p = 2/3$.

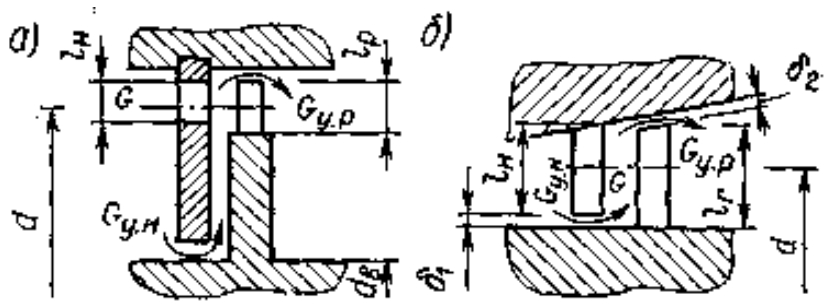
Перекриш $\Delta l^к_p$ біля основи лопатки часто приймають рівним **1 — 2мм**. Значення перекришу залежить від висоти лопатки і типу проточної частини ступені (циліндричні або конічні обводи периферійної частини).

Ці витікання спостерігаються в зазорах між обертовими і нерухомими частинами турбін.

В активній ступені найбільш істотне витікання в зазорах діафрагми.

У радіальних зазорах робочих лопаток активної ступені витікання невеликі, особливо при малому ступені реактивності і наявності ущільнення на бандажі.

У реактивної ступені витікання має місце в радіальних зазорах напрямних і робочих лопаток. По масі ці витікання в рівній мірі істотні і більше, ніж в активній ступені.



Мал. 8.12 Витік робочого середовища

Якщо кількість витоків в зазорах ущільнення діафрагми і напрямних лопаток середовища позначити через $G_{у.н}$, а в зазорах робочих лопаток - через $G_{у.р}$ (мал. 8.12), то втрати від витоків в ступені в теплових одиницях:

$$q_{у.т} = (G_{у.н} + G_{у.р} / G)\, h_u = (\zeta_{у.н} + \zeta_{у.р})\, h_u$$

Де G — витрата в ступені за час **1с**;

$\zeta_{у.н}$ і $\zeta_{у.р}$ — відносні маси робочого середовища, що протікають в зазорах відповідно напрямних і робочих лопаток;

h_u — корисна робота робочого середовища масою **1кг** на колі при відсутності витоків.

Відносячи абсолютні втрати $q_{у.т}$ до перепаду ентальпій ступені що маємо, отримаємо відносні втрати від витоків в ступені:

$$\zeta_{у.т} = (\zeta_{у.н} + \zeta_{у.р})\, \eta_u \qquad (4.150)$$

Де: η_u — окружний к. к. д. ступені.

У формулі (4.150) прийнято, що робоче середовище, що протікає в зазорах ущільнення діафрагми або напрямних лопаток, корисної роботи не робить. Відносно активних ступенів таке припущення підтверджується експериментом і пояснюється тим, що робоче середовище надходить з осьового зазору в кореневе перетин робочих лопаток і має невелику швидкість.

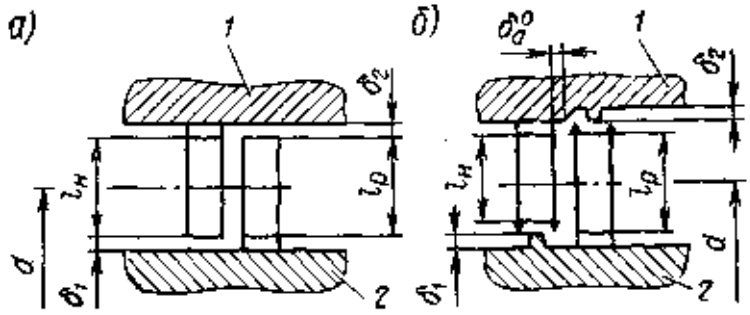
Тому вона не тільки не робить корисної роботи, а й на своє прискорення в робочому каналі вимагає витрати частини кінетичної енергії основного потоку, що виходить з сопел.

З цієї причини для підвищення К. К. Д. активної ступені більш доцільним є відвід протікань з діафрагмених ущільнень не в проточну частину ступені, а за робочі лопатки за допомогою розвантажувальних отворів в диску. Для цього ступінь реактивності в кореневому перерізі повинна бути позитивною $\rho_к > 0{,}02 \div 0{,}05$.

Відносно реактивних ступенів допущення про те, що робоче середовище, що виходить з радіальних зазорів напрямних лопаток, не робить корисну роботу на робочих лопатках, менш обґрунтовано.

У зв'язку з закруткою потоку в радіальному зазорі напрямних лопаток ротором втрата від витоків в направляючих лопатках реактивних ступенів не пропорційна кількості робочого середовища, що протікає в радіальному зазорі, а становить меншу величину. Однак точно врахувати це важко.

Тому на практиці знайшли застосування експериментальні залежності, що характеризують сумарні втрати від витоків в зазорах напрямних і робочих лопаток реактивної ступені без поділу самих втрат.



Мал. 8.13. До розрахунку витоку в радіальному зазорі:
а) — лопатки з бандажем; *б)* — лопатки без бандажа; 1 — корпус; 2 — ротор

Мінімально допустимі радіальні зазори δ_1 і δ_2 визначають з умови надійної роботи турбіни. Для робочих лопаток допустимий зазор (в **мм**) може бути визначено з виразу:

$$\delta_2 = \left(\frac{d + l_p}{1000} + 0{,}2\right)(1{,}3 \div 1{,}5)$$

Для напрямних лопаток вважається можливим зменшення радіального зазору на **10 - 20%.**

Формули для відносного витоку через радіальні зазори напрямних і робочих лопаток є наближеними.

Вони не враховують перетікання робочої середовища в небандажних ступенях з каналу в канал через торцеву кромку лопатки, що виникає через різницю тисків на увігнутій та опуклій поверхнях, не враховують приграничного шару біля поверхні корпусу, який при малому радіальному зазорі істотно зменшує витік робочого середовища.

При роботі ступені на вологому парі не враховується вплив на перетікання пара водяної плівки, що виникає у стінки корпусу.

Аналітичний облік всіх факторів, що впливають на витоки, вважається важким, тому для оцінки втрат від перетікання робочого середовища широко використовуються різні експериментальні залежності.

У практичних розрахунках для визначення втрати від витоку в реактивній ступені з необандаженими лопатками іноді використовується формула:

$$\zeta_{у.т} = 1{,}72\ (\delta^{1{,}4} / l)$$

а також формула *фірми. «Броун-Бовері»:*

$$\zeta_{у.т} = 3{,}1\ (\delta / l)$$

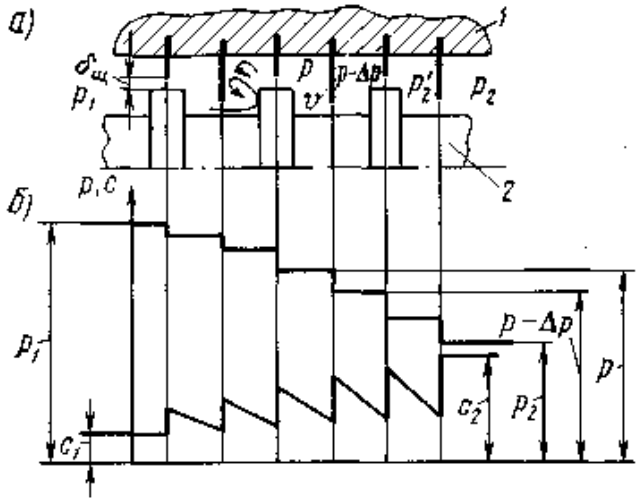
У наведених формулах δ і l - середні значення відповідно радіального зазору і висот лопаток в ступені.

Наведені формули враховують сумарну втрату від витоку в радіальних зазорах напрямних і робочих лопаток. При їх використанні абсолютна втрата від витоку визначається по перепаду ентальпій, що маємо в розпорядженні т. т.

$q_{у.т.} = \zeta_{ут}\ h_0$

Втрати від витоків в лабіринтових ущільненнях.

Лабіринтові ущільнення застосовують в діафрагмах і в кінцевих ущільненнях ротора. Схема лабіринтового ущільнення приведена на мал. 8.14 а.



Мал. 8.14. Схема лабіринтового ущільнення:
а) — рух робочого середовища; ***б)*** — зміна тиску і швидкості робочого середовища в ущільненні; 1 — корпус; 2 — вал турбіни

Ущільнення складається з ряду щілин (зазорів), утворених загостреними краями ущільнювальних гребнів і розширювальних камер між ущільнювальними гребнями. Проходячи щілину, робоче середовище розширюється і її тиск падає, а швидкість збільшується (мал. 8.14 б).

Після виходу з щілини потік вдаряється в бурт на роторі або в ущільнювальний гребінь. Внаслідок завихрення в розширювальної камері швидкість потоку зменшується майже до первісної. Кінетична енергія при цьому перетворюється в теплову.

Таким чином, принцип дії лабіринтового ущільнення заснований на розширенні робочого середовища в щілинах ущільнення з подальшим гальмуванням її в більш ширших камерах, внаслідок чого тиск в камерах ущільнення поступово зменшується, а швидкість потоку після виходу з окремих щілин збільшується незначно.

Кількість середовища, що протікає через лабіринтові ущільнення визначається швидкістю її виходу з останньої щілини. Зі збільшенням числа щілин швидкість виходу з останньої щілини зменшується.

Тому, збільшуючи число щілин, витрати через лабіринтові ущільнення можна зменшити до заданого значення.

На мал. 8.14 б показано, що швидкість виходу з кожної щілини поступово збільшується. Це пояснюється тим, що при розширенні питомий обсяг середовища зростає.

А так як витрата через всі щілини ущільнення при сталому русі однакова, то з ростом питомого об'єму буде збільшуватися і швидкість виходу середовища з щілини. З цього випливає, що швидкість виходу робочого середовища з останньої щілини ущільнення завжди буде найбільшою.

З огляду на те, що в процесі експлуатації гребні притупляються, що веде до збільшення коефіцієнта витрати, останній в практичних розрахунках приймається для лабіринтових ущільнень рівним одиниці.

Іноді для спрощення конструкції ущільнення роблять без буртиків на роторі. В цьому випадку ефективність ущільнення зменшується, оскільки вхідна швидкість в щілинах інтенсивно наростає. Коефіцієнт $\boldsymbol{\mu}$ витрати в таких ущільненнях може становити **1,2 - 2,0**.

Витікання в лабіринтовому ущільненні тим менше, чим більше число щілин, менше їх площа і перепад тисків в них. При виборі числа щілин в ущільненні виходять з того, щоб відносна втрата від витоків не перевищувала **2 - 3%.**

У діафрагмених ущільненнях парових турбін число **z** щілин здебільшого знаходиться в, межах **3 — 8**; більше число щілин приймається в діафрагмах перших ступенів ТВД.

В кінцевих ущільненнях число щілин коливається в межах **16 - 48** в залежності від розташування ущільнення і тиску перед ним. Найбільшим приймаються число щілин в ущільненні ТВД, розташованому з боку впуску робочого середовища.

Монтажний зазор в ущільненні становить **0,2 - 0,3мм**. З огляду на збільшення зазору через зношування ущільнювальних гребнів, розрахунковий зазор подвоюють.

У турбінах з дисковим ротором діаметр щілини в ущільненні дорівнює діаметру валу під діафрагмою.

Втрати від вологості пара. На відміну від газу і перегрітого пару вологий пар є двофазним середовищем, що складається з сухого насиченого пару і крапель вологи різних розмірів що знаходяться в ньому в зважувальному стані.

При русі в криволінійному сопловому каналі великі краплі вологи під дією відцентрової сили відкидаються до увігнутої поверхні лопатки і утворюють на ній водяну плівку.

Водяна плівка що захоплюється паром переміщається до вихідної кромки соплової лопатки. Швидкість переміщення плівки невелика: **0,5 — 1,7 м/с**.

Дрібні краплі вологи залишаються в потоці, утворюючи на увігнутій поверхні лопатки шар пара з підвищеним вмістом вологи.

Якщо ступінь сухості пара перед ступенем x_0,, то кількість вологи, що надійшла в ступінь з масою пара **1кг**, складе:

$$y_0 = 1 — x_0.$$

Ця волога, називається початковою.

У процесі розширення пара в сопловому каналі відбувається подальше випадіння вологи, кількість якої на **1кг** пара:

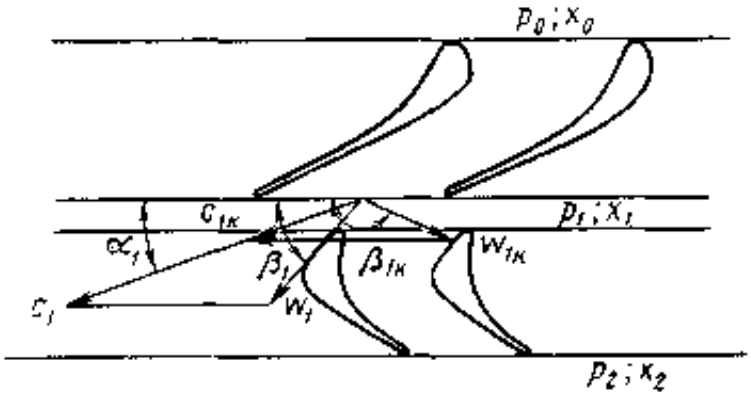
$$\Delta y = x_0 — x_1$$

Де: x_1 — ступінь сухості пара після виходу з сопел.

В осьовому зазорі водяна плівка, що стікає з вихідної кромки соплової лопатки, підхоплюється потоком і дробиться ним на дрібні частинки.

В осьовому зазорі швидкість крапель збільшується за рахунок енергії потоку, але при вході потоку на робочі лопатки, де швидкість його залежить від розмірів крапель, осьового зазору, щільності пара, залишається все ж менше швидкості сухого пара (особливо швидкість великих крапель).

Якщо прийняти, що абсолютна швидкість сухого пара за соплами c_1 а кут β_1 входу відносної швидкості w_1 сухого пара дорівнює вхідному кутку $\beta_{1л}$ лопатки, то краплі вологи, які мають швидкість $c_{1к}$, меншу, ніж швидкість сухого пара, будуть надходити в робочий канал з відносною швидкістю $w_{1к}$ під кутом $\beta_{1к}$, значно більшим вхідного кута лопатки (мал. 8.15).



Мал. 8.15. Робота ступені на вологому парі

Поступаючи в робочий канал під кутом $\beta_{1к} > \beta_{1л}$ і маючи окружну складову швидкості $w_{1uк}$, краплі вологи вдаряють у вхідну кромку робочої лопатки з боку її опуклої поверхні і чинять на лопатку гальмівну дію.

З трикутника швидкостей випливає, що гальмівна дія крапель вологи буде тим більше, чим менше їх швидкість і більше окружна швидкість лопаток.

Коефіцієнт втрати від вологості пара наближено оцінюється емпіричною залежністю:

$$\eta_x = q_x / h_u = 1 - a\, y_2$$

Де: a — дослідний коефіцієнт, що становить **0,90 — 1,2** (здебільшого приймається a **= 1,0**);

$y_2 = 1 — x_2$ — ступінь вологості пара за робочими лопатками.

Крім зниження К. К. Д. вологопарових ступенів, спостерігається знос деталей парової турбіни під дією вологи, що тече в її проточній частині.

Знос деталей під дією крапельної і плівкової вологи, що рухається з парою називається ***ерозійним***, а процес зносу - ***ерозійним зношуванням***.

Часто обидва терміни об'єднують словом ***ерозія***.

Ерозії піддаються багато деталей проточної частини турбіни: корпус, обойми, діафрагми, робочі та напрямні лопатки, вал, деталі ущільнень та ін. Найбільша інтенсивність ерозії в експлуатації спостерігається на вхідних кромках робочих лопаток останніх ступенів ТНД. Тому в літературі набуло поширення описування тільки цього виду ерозії.

По виду ерозійного зношування розрізняють краплеударну (на вхідних і вихідних кромках робочих і напрямних лопаток) і щілинну ерозію (на поверхнях роз'ємів корпусів, обойм, діафрагм та ін.). Не слід змішувати з ерозією кавітаційні явища в парових турбінах, що виникають в місцях швидкісного руху плівок вологи (щілини ущільнень, уступи в корпусі).

Ерозія вхідних кромок робочих лопаток ТНД, особливо її останніх ступенів, визначається багатьма факторами:

- режимом навантаження турбіни;
- конструктивною будовою проточної частини;
- матеріалом деталей;
- стійкістю протиерозійного захисту;
- параметрами потоку вологого пару;
- геометрією і формою профілів лопаточного апарату.

Великий вплив на інтенсивність ерозії лопаток вологопарових ступенів надає робота турбіни при постійній і змінній частоті обертання, особливо при роботі на часткових навантаженнях.

Основною причиною ерозії вхідних кромок робочих лопаток останніх ступенів ТНД є високошвидкісний удар крапель на опуклу поверхню вхідної кромки при відносному русі (див. мал. 8.15).

При ударянні крапель об поверхню вхідної кромки виникають високі питомі напруги, що значно перевищують межу міцності металу.

Інтенсивність ерозії поверхонь деталей проточної частини протікає в часі нерівномірно. У початковий період експлуатації (для суднових турбін іноді до **1000 - 2000ч**) накопичуються поверхневі руйнування металу деталі під дією ударів крапель, потім настає період інтенсивної ерозії.

Після формування певного рельєфу вхідної кромки, а також утворення своєрідної ерозійностійкої форми деталі починається період стабілізованого зносу зі значно меншим темпом ерозії в порівнянні з періодом максимального зносу.

Для захисту деталей турбін від ерозії застосовують різні способи, які можна розділити на:

- активні, пов'язані з видаленням або зниженням вологи в проточній частині;
- пасивні, пов'язані з підвищенням ерозійної стійкості поверхонь деталей;
- і змішані активно-пасивні.

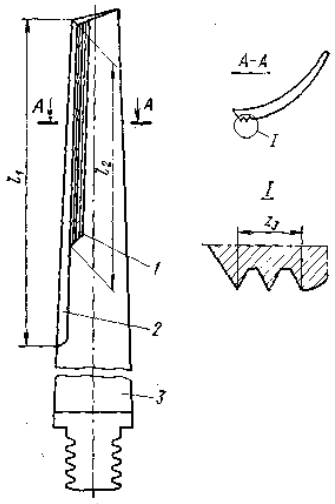
Для часткового видалення вологи з проточної частини в турбінах передбачаються волого уловлюючи пристрої.

Останні можуть розміщуватися за робочими лопатками (міжступенева сепарація) або між сопловими і робочими лопатками (внутріступенева сепарація). У турбінах, які працюють на сухому або слабоперегрітому парі з підвищеним або високим початковим тиском, крім зазначених вологоуловлючих пристроїв, використовується міжкорпусна сепарація.

Міжкорпусна сепарація також застосовується в ядерних енергетичних установках з реактором водо-водяного типу.

Вона є найбільш ефективною. Ступінь сухості пара після виходу з виносного сепаратора складає **0,99 - 0,995**.

Існуючі методи підвищення ерозійної стійкості лопаток зводяться до підвищення твердості їх поверхневого шару та наданням вхідний кромці спеціальної форми.



Мал. 8.16 Ерозійностійка робоча лопатка:
1 — поздовжні канавки; *2* — похила поздовжня площадка; *3* — перо

Найбільш поширеними методами зміцнення є:

- хромування лопаток;
- електроіскрове зміцнення;
- напайку на лопатки стелітових пластин.

У побудованих суднових турбінах ступінь вологості пара у вихідному перерізі робочих лопаток останнього ступеня зазвичай не перевищує **12 - 13%**, що необхідно, щоб уникнути значної ерозії лопаток.

Крім уже розглянутих втрат (окружних, тертя і вентиляції, витоку робочого середовища, вологості пара і ін.), в турбінній ступені є *внутрішні втрати*:

- обумовлені збуреннями в потоці через наявність зв'язкового дроту;
- відборів пара;
- підсосів в кореневі перетини лопаток;
- витоками робочого середовища через стики набірних сопел і діафрагм.

Додаткові втрати виникають при різних відступах в геометричних розмірах проточної частини через неточну установку лопаток, яка допускається іноді через технічні причини.

Істотний вплив на втрати надає експлуатаційний стан турбіни. Знос елементів проточної частини, її забруднення, порушення геометрії лопаток при складанні і розбиранні турбіни, зміна зазорів через просідання ротора, викривлення корпусу призводять до зростання внутрішніх втрат.

Корисна робота, що здійснюються робочим середовищем масою **1кг** з урахуванням всіх внутрішніх втрат, називається ***внутрішньою роботою***. Внутрішня робота називається також ***внутрішнім перепадом ентальпій***.

Він дорівнює різниці повного ізоентропійного теплоперепада ступені і суми внутрішніх втрат, т. т.:

$$h_i = h^*_a - \sum q_{вн} = h^*_a - q_н - q_р - q_а - q_{ут} - q_х - q_{т.в} - q_{вык}$$

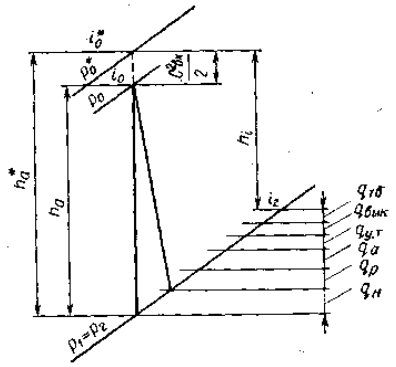
або

$$h_i = h_u - \sum q_{вн}$$

Де: $h_u = h^*_a - q_н - q_р - q_а$ — окружний перепад ентальпій;

$\sum q_{вн}$ — сума внутрішніх втрат, за винятком втрат на окружності колеса.

На мал. 8.17 внутрішній перепад h_i показаний в діаграмі ***i—s*** для активної ступені, що працює без використання вихідний енергії. Він дорівнює різниці повної ентальпії перед ступенем і ентальпії за ступенем, т. т. $h_i = i^*_0 - i_2$



Мал. 8.17 Процес розширення в турбінної ступені в діаграмі ***i—s (ρ = 0)***

Тема № 9

БАГАТОСТУПЕНЕВІ ТУРБІНИ

За умовами міцності на середньому діаметрі робочих лопаток суднових турбін вважається допустимою окружна швидкість **230 – 250 м/с** при роторі з хром молібденової сталі і **270 – 300 м/с**, якщо ротор виготовлений зі сталі зі спеціальною термообробкою (гартування і відпускання на задану межу плинності).

Якщо прийняти за допустиму окружну швидкість на середньому діаметрі **u = 250 м/с**, то в одноступінчастої активній турбіні при оптимальному відношенні швидкостей можна спрацювати ізоентропійний перепад ентальпій h_a **= 138 кДж/кг**.

При окружній швидкості **u = 300 м/с** перепад ентальпій збільшується до h_a **= 198 кДж/кг**. Реактивна турбіна при зазначених окружних швидкостях спрацьовує перепад в два рази менший.

У суднових установках для підвищення К.К.Д. використовуються високі параметри робочого середовища. Так, в установках з паровими турбінами початкові параметри перед соплами: p_0 **= 5,88 ÷ 7,85 МПа**; t_0 **= 510 ÷ 560** ^{0}**С**; тиск в конденсаторі p_x **= 0,0049 МПа**. В цьому випадку ізоентропійний перепад ентальпій в турбіні H_a **= 1250 ÷ 1380 кДж/кг**.

Якщо застосовується проміжний перегрів пара з підвищенням початкових параметрів до **10 – 14 МПа**, то H_a збільшується до **1420 – 1465 кДж/кг**. Отримати високий К.К.Д. при великому перепаді ентальпій можливо тільки в багатоступеневих турбінах.

ОСОБЛИВОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БАГАТОСТУПЕНЕВИХ ТУРБІН

Переваги багатоступінчастої конструкції турбін.

Багатоступенева конструкція турбін дозволяє зменшити перепад ентальпій кожного ступеня, а отже, і швидкість потоку робочого тіла. При цьому представляється можливим використовувати економічні дозвукові профілі, а також забезпечити оптимальні значення характеристики $v_1 = u / c_{1t}$ при прийнятних з точки зору міцності ротора окружних швидкостях.

Багатоступенева конструкція дозволяє використовувати вихідну енергію з попереднього ступеня в наступному. Наявність втрат в кожному ступені підвищує ентальпію пара на вході в наступному, що частково компенсує ці втрати.

Всі ці фактори пояснюють те, що в якості головних застосовуються тільки багатоступінчасті турбіни. Одноступінчасті турбіни служать допоміжними (привід насосів, вентиляторів і т. п.). Їх переваги - малі маса і габарити.

Перепад ентальпій у допоміжних турбінах може доходити до **400 кДж/кг**, що відповідає швидкості пара $c_{1t} \approx$ **1260 м/с**. Тому в допоміжних одноступінчастих турбінах використовують двох - і трьохвенечні ступені швидкості, що забезпечують прийнятний К.К.Д. при зазначених значеннях швидкісної характеристики.

Порівняння ступенів, які використовуються в багатоступеневих турбінах.

Багатоступінчасті турбіни виконують як з активними, так і з реактивними ступенями. Однак і в останньому випадку в якості регулювальної використовують або активну ступень, або двовенечну ступень швидкості. Реактивні ступені можуть бути виконані тільки з повним підведенням пара.

Реактивні ступені мають дещо вищий окружний К.К.Д., ніж активні, але в той же час при невеликій довжині лопаток витоки через зазори облопачування в реактивних ступенях позначаються сильніше, і в цьому випадку економічність активних ступенів може виявитися вище.

Реактивні ступені більш технологічні. Відсутність діафрагм і застосування в більшості випадків напрямних і робочих лопаток однакового профілю спрощує виробництво.

Реактивна турбіна має значно більшу кількість ступенів, ніж активна, оскільки в активній ступені може бути спрацьований більший перепад ентальпій. Разом з тим осьова довжина реактивної ступені менше, ніж довжина активної, і в результаті реактивна турбіна лише на **10 — 20%** довше активної.

У реактивних турбінах наявність перепаду тисків на робочих лопатках викликає підвищене осьове зусилля, для компенсації якого необхідно відповідним чином конструювати ротор (кріплення робочих лопаток на барабані, наявність думміса). У двопроточних турбінах має місце самокомпенсація осьового зусилля.

Для реактивних турбін характерні більш прості збирання, розбирання і очищення проточної частини. При роботі на вологій парі реактивні лопатки менше схильні до ерозії внаслідок менших швидкостей потоку пара і менших швидкостей лопаток, а також кращого видалення вологи.

Активні ступені мають великі зазори облопачування, ніж реактивні, допускають більш швидке прогрівання під час пуску, більш надійні при різкій зміні режимів роботи.

БАГАТОСТУПЕНЕВІ ТУРБІНИ СО СТУПЕНЯМИ ШВИДКОСТІ

Через обмеження допустимої окружної швидкості за умовами міцності в одноступінчастої турбіни можна спрацювати ізоентропійний перепад ентальпій більше **190 — 210 кДж/кг** з оптимальним відношенням швидкостей. Тому одноступенева турбіна при перепаді ентальпій, більшому, ніж зазначено вище, буде працювати з неоптимальною характеристикою і мати низький К. К. Д.

Мала економічність при зазначених умовах є наслідком більшої швидкості виходу потоку з робочих лопаток і тому великої втрати з вихідною швидкістю.

Із зазначеного випливає, що для підвищення К. К. Д. одноступеневої турбіни, що працює з великим перепадом ентальпій, необхідно зменшити втрату з вихідною швидкістю, перетворивши частину кінетичної енергії потоку, що виходить з робочих лопаток, в корисну роботу.

Це можна зробити, якщо за робочими лопатками ступені додатково встановити ряд напрямних решіток, які дозволять направити потік в сторону обертання робочих лопаток, а за ним - ще ряд робочих лопаток, де кінетична енергія буде перетворюватися в механічну роботу.

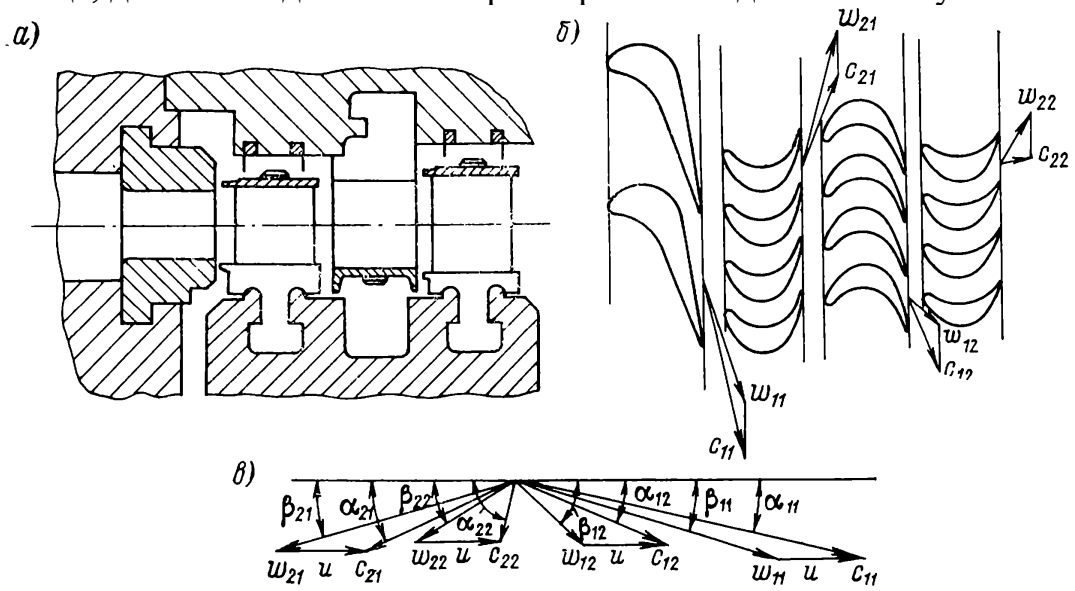
Якщо швидкість виходу з робочих лопаток другого ряду (другого вінця) виявиться ще великою, то кінетичну енергію можна і далі використовувати встановивши ще ряд напрямних і ряд робочих лопаток.

Отримана таким чином турбіна, в якій розширення відбувається тільки в сопловій решітці, а використання кінетичної енергії послідовно здійснюється на декількох вінцях робочих лопаток, і отримала назву ***багатоступінчастої зі ступенями швидкості.*** Вона вперше була запропонована американським інженером Кертісом і носить його ім'я.

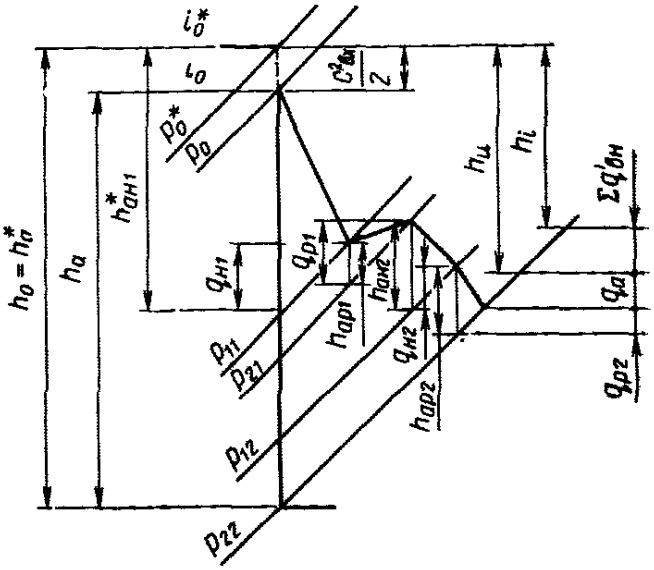
Спочатку турбіни Кертіса будували з числом вінців робочих лопаток, від двох до трьох і застосовували як в якості головних, так і допоміжних. В даний час їх будують в основному двовенечні і використовують тільки як допоміжні для приводу таких механізмів, як котельні вентилятори, циркуляційні, конденсатні насоси, вантажні насоси і ряд інших.

Крім того, двовенечне колесо Кертіса часто застосовується в якості регулювальної ступені в багатоступеневих турбінах та ступенями тисків. Регулювальна ступінь, що спрацьовує великий перепад ентальпій, у вигляді колеса Кертіса дозволяє зменшити загальне число ступенів в багатоступеневої турбіни тиску, знизити параметри пара в головній частині турбіни, зменшити витік пара в передньому кінцевому ущільненні.

В теорії турбін колесо Кертіса прийнято називати *ступенем зі ступенями швидкості.* Трикутники швидкостей цієї ступені і процес розширення в діаграмі **i-s** показані на мал. 9.1 і 9.2. Позначення параметрів і швидкості потоку, геометричних розмірів лопаток ступені швидкості мають два нижніх індексу: перша цифра індексу відповідає контрольному перетину решітки, друга - показує номер вінця, до якого відносяться параметр або швидкість потоку.

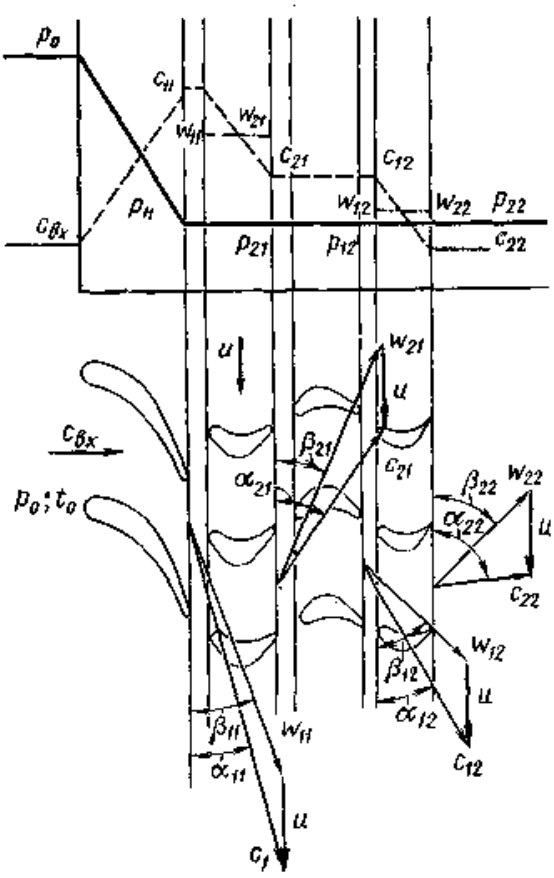


Мал. 9.1 Трикутники швидкостей двовенечної ступені швидкості



Мал. 9.2 Процес розширення в двовенечній ступені швидкості в діаграмі ***i-s***

Як випливає з мал. 9.3, потік виходить з соплової решітки зі швидкістю c_{11} під кутом α_{11} до площини обертання колеса. До робочої решітки першого вінця потік надходить з відносною швидкістю w_{11} і під кутом w_{11} який визначається з вхідного трикутника швидкостей. Після виходу з робочої решітки відносна швидкість потоку і кут виходу становлять відповідно w_{21} і β_{21}.



Мал. 9.3 Епюри швидкостей і тисків решітки профілів турбіни з двома ступенями швидкості

Абсолютну швидкість c_{21} і кут α_{21} виходу визначають з вихідного трикутника швидкостей. Так як відношення швидкостей u/c_1 в ступені незначне, по виході з робочих лопаток першого вінця швидкість c_{21} велика.

Для того щоб використовувати кінетичну енергію і далі, потік по виході з робочих лопаток першого вінця направляється в направляючу решітку другого вінця, де він змінює свій напрямок і виходить з решітки зі швидкістю c_{12} і під кутом α_{12} в напрямку руху робочих лопаток.

До робочої решітки другого вінця потік надходить з відносною швидкістю w_{12} і під кутом β_{12} входу. Після виходу з робочої решітки швидкості і кути виходу становлять відповідно w_{22}, β_{22} і c_{22}, α_{22}. Як видно, абсолютна швидкість c_{22} виходу з робочих лопаток другого вінця має напрямок, близький до осьового ($\alpha_{22} \approx 90°$), і невелике значення.

Перші колеса Кертіса будували чисто активними, однак в даний час частіше в робочі і направляючі решітки вводять невелику ступінь реактивності, яка сприяє підвищенню К. К. Д. ступені.

Під ***ступенем реактивності решітки ступені швидкості*** розуміється відношення ізоентропійного перепаду ентальпій, що припадає на решітку, до ізоентропійного перепаду всій ступені. Стосовно до ступені, процес розширення якої графічно зображений на мал. 5.2, маємо:

$\rho_1 = h_{ap1} / h_a$ — ступінь реактивності робочої решітки (робочих лопаток) першого вінця;

$\rho_2 = h_{ан} / h_a$ — ступінь реактивності направляючої решітки; ступінь реактивності робочої решітки другого вінця;

$\rho_3 = h_{ap2} / h_a$ — ступінь реактивності робочої решітки другого вінця;

$\rho = \rho_1 + \rho_2 + \rho_3$ — загальна ступінь реактивності ступені швидкості.

Визначення швидкостей і кутів виходу потоку, так само як і побудова трикутників швидкостей ступені швидкості, роблять так само, як і для одновенечної ступені.

ОКРУЖНИЙ І ВНУТРІШНІЙ К.К.Д. СТУПЕНІ ШВИДКОСТІ

Робота на окружності ступені швидкості дорівнює сумі робіт на окремих вінцях робочих лопаток. У разі двовенечної ступені:

$$h_u = h_{u1} + h_{u2}$$

Де: h_{u1} и h_{u2} — робота на окружності відповідно першого і другого венців:

$$h_{u1} = u_1 (c_{11u} - c_{21u})$$

$$h_{u2} = u_2 (c_{12u} - c_{22u})$$

У разі рівного розподілу середніх діаметрів решіток ($u_1 = u_2 = u$)

$$h_u = u \sum (c_{1u} - c_{2u}) = u \sum (w_{1u} - w_{2u}) \qquad (5.5)$$

Вхідні в наведені формули різниці проекцій абсолютних і відносних швидкостей на окружний напрямок визначають з трикутників швидкостей (мал. 5.1).

Як і для одновенечної ступені, роботу на окружності колеса Кертіса можна виразити через повний ізоентропійний перепад ентальпій h^*_a і втрати енергії в решітках.

Виражаючи роботу в теплових одиницях, отримаємо:

$$h_u = h^*_a - q_{н1} - q_{р1} - q_{н2} - q_{р2} - q_a \qquad (5.6)$$

Окружний К. К. Д. ступені швидкості розуміється як відношення роботи на окружності колеса до маємої роботи, т. т.

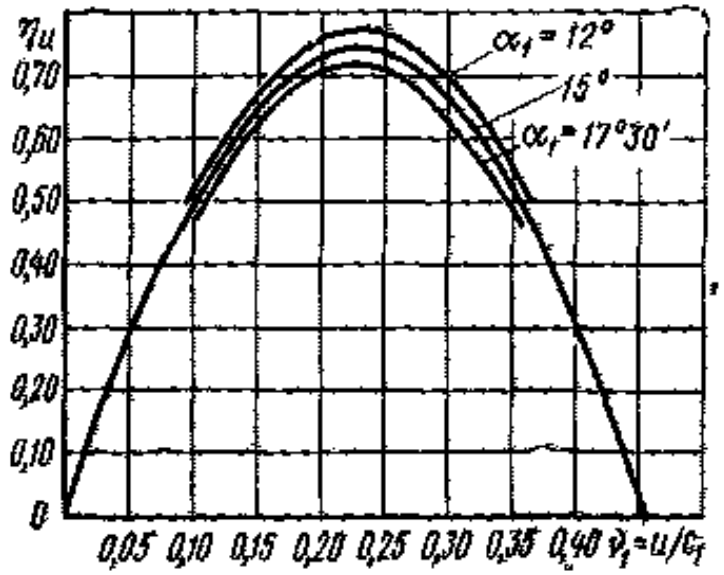
$$\eta_u = h_u / h_0$$

Враховуючи формули (5.5) і (5.6) для двовенечної ступені швидкості маємо:

$$\eta_u = u \sum (c_{1u} - c_{2u}) / h_0 = u \sum (w_{1u} - w_{2u}) / h_0$$

$$\eta_u = 1 - (q_{н1} + q_{р1} + q_{н2} + q_{р2} + q_a) / h_0$$

На мал. 9.4 наведені графічні залежності η_u від v_1 для двовенечної активної ступені швидкості. Розрахунки виконані при значеннях кута α_1 рівних **12°**, **15°** і **17°30'**. Наведені залежності показують, що окружний К. К. Д. ступені швидкості як і в одновенечної ступені, збільшується зі зменшенням кута α_1 і, таким чином, для отримання максимального значення η_u слід приймати малі кути виходу потоку з соплової решітки.



Мал. 9.4 Залежність окружного к. к. д. двовенечної ступені швидкості від відношення швидкостей $\mathbf{v_1 = u/c_1}$

Досліди показують, однак, що при дуже малих кутах α_1 (менше **8 - 9°**) значно зростають втрати в робочих і спрямовуючої решітках.

Крім того в ступенях з парціальним впусканням малі кути α_1 збільшують втрату на кінцях соплової дуги, сприяючи зростанню витоку робочого середовища в осьовий зазор.

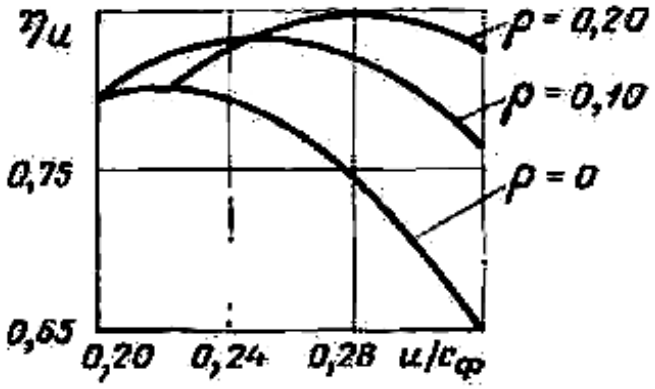
З наведених причин кут α_1 виходу із сопел в колесах Кертіса при повному впуску не приймають менше **10 - 12°**, а при парціальному впуску **12 - 15°.**

Раніше зазначалося, що для підвищення К. К. Д. в робочих і напрямних решітках ступені швидкості допускається невелика реактивність. Загальна ступінь реактивності в двовенечних решітках суднових турбін не перевищує **10 – 12%** (в стаціонарних турбінах вона досягає **12—16%**).

Позитивний вплив ступеня реактивності на К. К. Д. пояснюється зменшенням профільних втрат в решітках через більш плавні зміни градієнта тисків за профілем і відсутністю підсосу робочого середовища з осьового зазору в кореневому перерізі.

Однак при великій реактивності в решітках зростає витік робочого середовища, яка в суднових турбінах через малу парціальність впуску може бути істотною.

Вплив ступеня реактивності на окружній коефіцієнт корисної дії двовенечної ступені швидкості представлено на мал. 9.5.



Мал. 9.5 Вплив на к. к. д. двовенечної ступені швидкості від ступеня реактивності в решітках

Внутрішній перепад ентальпій ступені швидкості, коли вона є самостійною проточною частиною (допоміжна турбіна) або регулювальним ступенем в багатоступінчастої турбіни тиску, визначається за формулою:

$$h_i = h^*_a - q_{н1} - q_{р1} - q_{н2} - q_{р2} - q_a - q_x - q_{вык} - q_{Т.В}$$

Втрата від витоку в даному випадку несуттєва, і нею нехтують.

Внутрішній К. К. Д. ступені швидкості можемо представити в наступному вигляді:

$$\eta_i = h_i / h^*_a = \eta_u \, \eta_{их} - \zeta_{вык} - \zeta_{Т.В}$$

Залежно від потужності і початкових параметрів пара значення η_i двовенечної ступені швидкості складає **0,55 - 0,75**.

БАГАТОСТУПЕНЕВІ ТУРБІНИ ЗІ СТУПЕНЯМИ ТИСКУ

У багатоступеневих турбінах зі ступенями тиску ізоентропійний перепад ентальпій H_a спрацьовується послідовно в декількох ступенях; число останніх залежить від перепаду H_a і перепаду ентальпій h_a, що спрацьовується окремими ступенями.

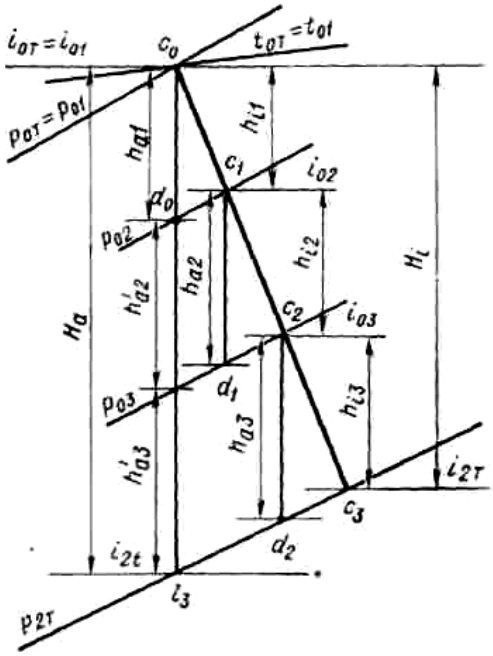
Таким чином, основна особливість багатоступеневих турбін полягає в тому, що в них здійснюється багаторазове розширення робочого середовища, в той час як в турбінах зі ступенями швидкості розширення практично одноразове.

Залежно від типу ступенів, які входять в багатоступеневу турбіну, остання може бути активною або реактивною. Слід зазначити, що такий поділ багатоступеневих турбін є певною мірою умовним, особливо щодо активних турбін.

Степінь реактивності в ступенях активних турбін змінюється в межах від **5 — 10%** в перших щаблях до **50 — 60%** в останніх і, отже, така турбіна складається як з активних, так і з реактивних ступенів. Для активної багатоступінчастої турбіни характерна дискова конструкція ротора, а для реактивної - барабанна.

На мал. 9.6 показаний процес розширення в триступеневої турбіні тиску в діаграмі ***i — s***.

- p_{01}, p_{02}, p_{03} — статичні тиски перед соплами окремих ступенів;
- p_{2T} — тиск за турбіною;
- h_{a1}, h_{a2}, h_{a3} и h_{i1}, h_{i2}, h_{i3} — відповідно ізоентропійні і внутрішні перепади ступенів;
- H_i — внутрішній перепад багатоступінчастої турбіни, який дорівнює сумі внутрішніх перепадів окремих ступенів, т. т. $H_i = \sum h_i$,.



Мал. 9.6 Процес розширення в багатоступінчастої турбіни зі ступенями тисків в діаграмі ***i — s***

Лінія c_0, c_3 є умовна лінія розширення робочого середовища в багатоступінчастої турбіни. Їй відповідають дійсні стани середовища тільки в точках c_0, c_1, c_2, c_3 - точки початку і кінця процесу розширення в окремих ступенях.

Внутрішній К. К. Д. багатоступінчастої турбіни тиску визначається як відношення внутрішньої роботи до наявної або внутрішнього перепаду ентальпій що до наявного, т. т.:

$$\eta_{it} = H_i / H_a$$

Внутрішній перепад ентальпій H_i визначається за формулою:

$$H_i = i_{0т} - i_{2т} = c_p (T_{0т} - T_{2т}) = (k / k - 1) R (T_{0т} - T_{2т})$$

Де: $T_{0т}$ і $T_{2т}$ — температури відповідно перед турбіною і в кінці дійсного процесу розширення.

Наявна, або теоретична робота H_a, дорівнює роботі ізоентропійного процесу розширення, що визначається за формулою:

$$H_a = (k / k - 1) R T_{0т} [1 - (p_{2т} / p_{0т})^{k-1/k}]$$

В парових турбінах величину H_a знімають з діаграми i — s.

При відсутності відборів робочого середовища внутрішню потужність багатоступінчастої турбіни знаходять за формулами:

$$N_{iT} = G H_a \eta_{it} \quad \text{або} \quad N_{iT} = G H_i$$

Де: G — витрата робочого середовища, **кг/с**.

При наявності відборів внутрішня потужність турбіни дорівнює сумі внутрішніх потужностей окремих ступенів, т. е. $N_{iT} = \sum N_i$.

Позитивні властивості багатоступеневих турбін тиску полягають в тому, що в них можна спрацювати як завгодно великий перепад ентальпій з максимально можливим К.К.Д. при збереженні в кожному ступені допустимої окружної швидкості. Зазначене забезпечується вибором належного числа ступенів і прийняттям в ступенях оптимальних характеристик $v_1 = u/c_1$ і ступеня реактивності.

Швидкість потоку в решітках багатоступінчастої турбіни тиску, як правило, дозвукова, що сприяє підвищенню К.К.Д. турбіни. Останньому сприяє і та обставина, що в таких турбінах втрата з вихідною швидкістю в вище розташованих ступенях використовується в нижчих ступенях.

У багатоступеневих парових турбінах представляється можливим провести відбір пара для підігріву живильної води і роботи допоміжних механізмів, використовувати проміжний перегрів пари або проміжну сепарацію, що підвищує не тільки К.К.Д. самих турбін, а й термічний К.К.Д. циклу.

Завдяки зазначеним обставинам внутрішній К.К.Д. сучасних багатоступеневих турбін досягає високих значень, що складають **82 ÷ 85%** у парових і **88 ÷ 90%** - у газових турбін.

Число ступенів багатоступінчастої турбіни, необхідне для спрацювання перепаду H_a, приблизно може бути визначено за формулами:

$$Z = R\,H_a / h_{a\ ср} \quad \text{и} \quad h_{a\ ср} = 0{,}5(u_{ср} / v_{ф.ср})^2$$

Де: $R = 1{,}02 \div 1{,}08$ — коефіцієнт повернутої теплоти;

$h_{a\ ср}$ — середній перепад ентальпій окремих ступенів турбіни;

$u_{ср}$ — середня окружна швидкість ступенів;

$v_{ф.ср}$ — середня характеристика ступенів, яка приймається $0{,}50 \div 0{,}52$ для активних і $0{,}64 \div 0{,}66$ для реактивних турбін.

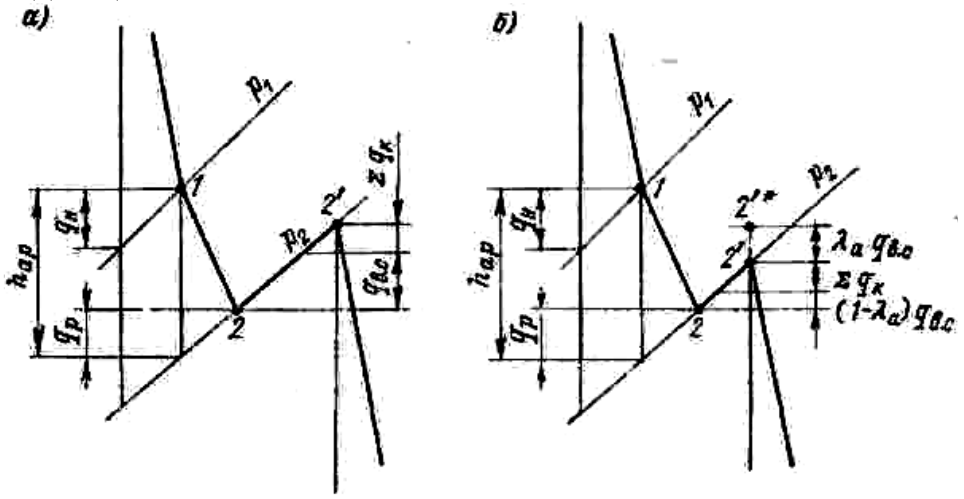
Використання вихідної енергії в багатоступеневих турбінах.

Використання вихідної енергії з попередньої ступені в подальшій призводить до збільшення наявного перепаду ентальпій ступені, а отже, до збільшення її корисної роботи і економічності:

$$h^*_a = h_a + \lambda_a\, q_{в.с,\ z-1} = h_a + h_{c2}$$

Де: λ_a — використовувана частка вихідної енергії $q_{р.с,\ z-1}$ з попереднього ступеня.

Частина цієї енергії, що необоротно переходить в теплоту, дорівнює $(1 — \lambda_a)\, q_{в.с,\ z-1}$ і йде на підвищення ентальпії.



Мал. 9.7 Робочий процес на виході із ступені на діаграмі i — s без використання *(а)* і з використанням *(б)* вихідної енергії

На мал. 5.1 зображений робочий процес на виході із проміжної ступені (активної з деякою реактивністю) без використання *(а)* і з використанням *(б)* вихідної швидкості. У другому випадку збільшення перепаду ентальпій наступної ступені позначається відрізком *2'—2'**.

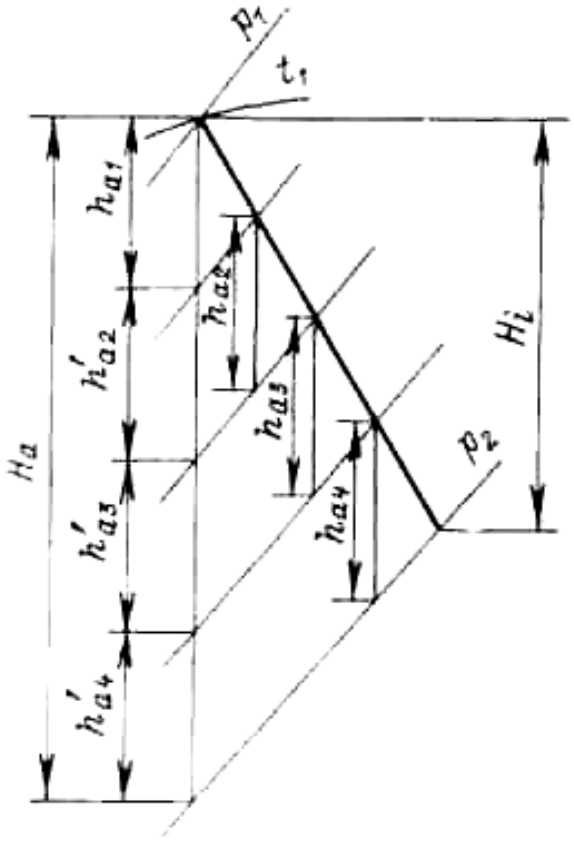
У багатоступеневих турбінах швидкість входу на першу ступінь зазвичай невелика і може не враховуватися. Не використовується вихідна енергія з останнього ступеня (при відсутності дифузора) при різкій зміні діаметрів ступенів або їх ступеня парціальності.

Якщо за ступенем має місце відбір пара, велика частина швидкості на виході з такого ступеня втрачається. З метою кращого використання вихідної енергії, ступені розташовують по можливості ближче одна до одної. Для реактивної ступені можна приймати **λa = 1**, для активної **λa = 0,8 ÷ 0,9**.

Повернута теплота

Внутрішні втрати перетворюють частину енергії потоку в теплоту, внаслідок чого ентальпія робочого тіла на виході з ступені зростає в порівнянні з ідеальним процесом. У свою чергу, це призводить до деякого збільшення ізоентропійного перепаду ентальпій в наступних ступенях.

На мал. 9.8 зображений процес розширення в чотирьох ступенях турбіни без використання вихідний енергії. По властивості діаграми ***i* — s** ізоентропійні перепади ентальпій ступенів в реальному випадку h_{a2}, h_{a3} і т. п. перевищують аналогічні в ідеальному випадку h'_{a2}, h'_{a3} і т. п. (Для першого ступеня $h_{a1} = h'_{a1}$).



Мал. 9.8 Процес розширення пара в групі ступенів

Величина ***Q***, на яку зросла наявна енергія групи ступенів, називається повернутою теплотою і визначається формулою:

$$Q = \sum_{k=1}^{z} h_{ak} - \sum_{k=1}^{z} h'_{ak} = \sum_{k=1}^{z} h_{ak} - H_a$$

Де: **z** — число ступенів.

Коефіцієнтом повернення теплоти називається відношення:

$$R = \frac{\sum_{k=1}^{z} h_{ak}}{H_a} = 1 + \frac{Q}{H_a} \qquad (5.3)$$

Корисна (внутрішня) питома робота групи ступенів H_i може бути виражена через весь перепад ентальпій H_a або як сума корисної роботи ступенів:

$$H_i = H_a \eta_{iГ} = h_{a1} \eta_{i1} + h_{a2} \eta_{i2} + h_{a3} \eta_{i3} + \ldots\ldots\ldots$$

Де: $\eta_{iГ}$ — внутрішній ККД групи ступенів;
$\eta_{i1}, \eta_{i2}, \eta_{i3}$ — внутрішній ККД групи ступенів;

Прийнявши наближено $\eta_{i1} = \eta_{i2} = \eta_{i3} = \ldots\ldots\ldots = \eta_i$ і враховуючи (5.3), отримаємо:

$$H_a \eta_{iГ} = \eta_i (h_{a1} + h_{a2} + h_{a3} + \ldots\ldots) = \eta_i R H_a$$

і далі

$$\eta_{iГ} = R \eta_i$$

Таким чином, повернута теплота підвищує ККД групи ступенів в R разів у порівнянні з ККД окремої ступені.

Коефіцієнт повернення теплоти збільшується зі зростанням числа ступенів і втрат в них, проте втрати лише частково компенсуються збільшенням R.

Для наближеного визначення коефіцієнта повернення теплоти використовують рівняння Флюгеля:

$$R = 1 + k_T (H_a - H_i) \frac{z - 1}{z}$$

Де:

- для перегрітого пара коефіцієнт $k_T = 4{,}8 \cdot 10^{-4}$;
- для вологого пара $k_T = 2{,}8 \cdot 10^{-4}$;
- для турбін, у яких процес розширення переходить з області перегрітого в область вологого пару, $k_T = (3{,}3 \div 4{,}3) \cdot 10^{-4}$;
- H_a і Hi виражені в килоджоулях на кілограм;
- у суднових парових турбін $R = 1{,}03 \div 1{,}07$;
- у газових турбін $R = 1{,}02 \div 1{,}03$.

ВТРАТИ В ТУРБОАГРЕГАТІ. ЕФЕКТИВНИЙ ККД

Турбоагрегатом називають турбінний двигун з передачею. Під головним турбозубчастим агрегатом (ГТЗА) розуміють одну або кілька парових турбін з зубчастою передачею, конденсатором і маневровим пристроєм.

Крім втрат енергії в ступенях існують втрати, загальні для всього турбоагрегату:

- внутрішні втрати;
- втрати від витоків;
- і зовнішні втрати.

Внутрішні втрати в турбоагрегаті

До них відносяться:

- втрати в регулюючих органах;
- втрати в ресиверах;
- втрати на випуск пара в конденсатор.

Зазначені втрати є втрати дроселювання і залежать від конструкції тракту і від швидкості пара. Втрати дроселювання визначають за загальноприйнятою формулою:

$$q = \zeta\, c^2/2$$

- втрати в регулюючих органах (в маневровому пристрої і соплових клапанах) q_p:

коефіцієнт $\zeta_p = 2 \div 3$, швидкість пара $c_p = 40 \div 80$ м/с;

- втрати в ресивері q_{pc}:

$\zeta_{pc} = 1{,}5 \div 2{,}0$; $c_{pc} = = 40 \div 60$ м/с;

- втрати на випуск пара в конденсатор $q_к$:

$\zeta_к = 1 \div 1{,}2$; $c_к = 80 \div 120$ м/с.

Втрати q_p, q_{pc}, $q_к$ відкладають на діаграмі i — s (рис. 5.3). Як випливає з малюнка, через втрату на випуск тиск за останнім ступенем турбіни p_2 більше тиску в конденсаторі $p_к$.

Падіння тиску в регулюючих органах складає **5 ÷ 10%** тиску перед швидкозапірним клапаном p_0. Таким чином, тиск перед соплами можна знайти і за виразом $p_1 = \zeta_p\, p_0$, де $\zeta_p = 0{,}9 \div 0{,}95$.

Температуру пара t_1 визначають з діаграми i — s з урахуванням рівності ентальпій $i_1 = i_0$.

Втрата на випуск в конденсатор може також бути виражена через вихідну енергію з останнього ступеня $q_{az} = c^2_2/2$:

$$q_к = (0{,}3 \div 1{,}2)\, q_{az}$$

Оскільки на початку проектування величина q_{az} невідома, нею задаються:

$$q_{az} = \zeta_{az}\, H_0$$

Де: $\zeta_{az} = 0{,}01 \div 0{,}025$ — коефіцієнт вихідної втрати;

H_0 — ізоентропійний перепад ентальпій турбоагрегату.

ЗОВНІШНІ ВТРАТИ ТУРБОАГРЕГАТУ. ЕФЕКТИВНІ ПОТУЖНІСТЬ І К.К.Д.

До зовнішніх втрат турбоагрегату відносяться:

- механічні втрати енергії в підшипниках турбін і зубчастої передачі;
- втрати на тертя в зубчастому зачепленні редуктора;
- втрати на вентиляцію в ступенях турбіни заднього ходу, що обертаються при роботі турбоагрегату на передній хід в холосту;
- втрати від витоку робочого середовища в кінцевих ущільненнях.

Втрати енергії від тертя в підшипниках турбін і втрати на вентиляцію в ступенях ТЗХ враховуються ***механічним К.К.Д. турбіни***, що є відношенням сумарної потужності $N'e_T$ на вихідних фланцях роторів турбін до сумарної внутрішньої потужності N_{iT} турбін, т. т :

$$\eta_м = N'e_T / N_{iT}$$

Аналогічно втрати на тертя в підшипниках і в зубчастому зачепленні редуктора враховуються ***механічним К.К.Д. зубчастої передачі (редуктора)***, рівним відношенню ефективної потужності N_{eT} (потужності на вихідному фланці редуктора) турбоагрегату до сумарної потужності на фланцях турбін, т. т :

$$\eta_р = Ne_T / N'e_T$$

Механічні К.К.Д. турбіни і редуктора визначають дослідним шляхом. У розрахунках вони можуть бути оцінені за такими емпіричним залежностями:

$$\eta_м = 1 - (0{,}026 / \sqrt{Ne_T}\ 10^{-3}); \qquad \eta_р = 1 - (0{,}11 / \sqrt{Ne}\ 10^{-3})$$

Де: N_e — ефективна потужність агрегату, **кВт**.

Ці залежності відносяться до головних турбозубчастих агрегатів (ГТЗА) з дво-, триступінчастими зубчастими передачами.

Для допоміжних турбоагрегатів з однокорпусною турбіною і одноступінчастою зубчастою передачею для визначення $\eta_м$ і $\eta_р$ можуть бути використані аналогічні залежності:

$$\eta_м = 1 - (0{,}039 / \sqrt{Ne}\ 10^{-3}); \qquad \eta_р = 1 - (0{,}034 / \sqrt{Ne}\ 10^{-3})$$

Де: N_e — потужність турбоприводу, **кВт**.

В механічні втрати турбіни, включені витрати енергії на дію навішеного масляного насоса.

Втрати від витоків в кінцевих ущільненнях враховуються коефіцієнтом:

$$\eta_{у.\,к} = 1 — N_{у.\,к} / N_{iT}$$

Де: $N_{у\ к}$ — потужність, що втрачається турбоагрегатом через протікання робочого середовища в зазорах ущільнень турбін.

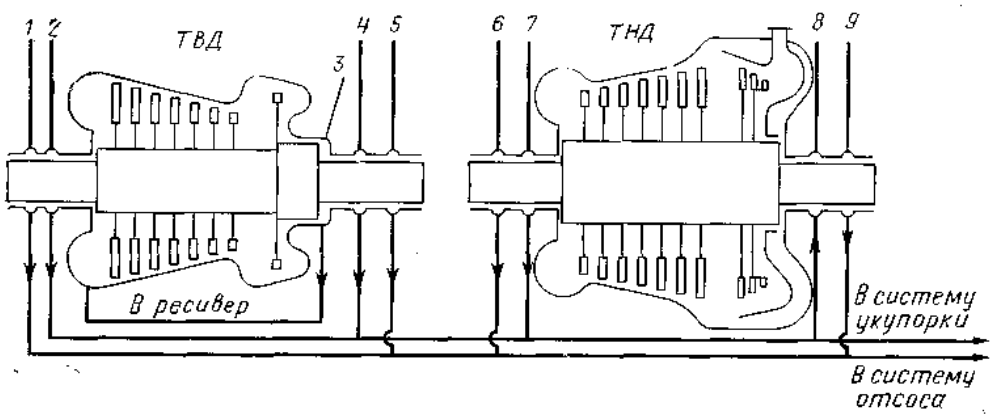
На мал. 9.9 приведена схема закупорювання кінцевих ущільнень турбін двокорпусного ГТЗА.

Стосовно до наведеної схеми потужність, що втрачається через витоки в кінцевих ущільненнях:

$$N^{ТВД}_{у.к} = [(G_3 - G_4)\, h_{iB} + G_4\, H_i - G_2\, h_{iн}] \; ; \qquad N^{ТНД}_{у.к} = G_7\, h_{iн}$$

$$N_{у.к} = N^{ТВД}_{у.к} + N^{ТНД}_{у.к}$$

Де: G_3 — маса пара, що надходить в камеру думміса;
G_4 и G_2 — маса пара, що надходить в камери закупорки ТВТ;
G_7 — маса пара, що надходить в камери закупорки ТНТ.



Мал. 9.9 Схема кінцевих ущільнень турбін двокорпусного ГТЗА:
3 — камера думміса ТВТ; 2, 4 і 7, 8 - камери укупорки ущільнень ТВТ і ТНТ;
1, 5, 6, 9 — камери відсмоктування пара від кінцевих ущільнень

З урахуванням зовнішніх втрат ефективна потужність турбоагрегату:

$$N_{eT} = \eta_м\, \eta_p\, \eta_{у.к}\, N_{iT}$$

Ефективний К.К.Д. турбоагрегату дорівнює відношенню ефективної потужності до теоретичної (наявної) потужності, т. т.:

$$\eta_{ет} = N_{eT} / N_p$$

Очевидно, що:

$$\eta_{ет} = \eta_м\, \eta_p\, \eta_{у.к}\, \eta_{iт}$$

Де: $\eta_{iт} = H_i / H_a$ — внутрішній К.К.Д. турбоагрегата.

$\eta_{ет}$ залежить від числа корпусів в турбоагрегаті, його потужності, початкових параметрів робочого середовища.

Ефективний К.К.Д. сучасних суднових парових ГТЗА знаходиться в межах **0,75 — 0,85**, газових турбоагрегатів - в межах **0,85 — 0,88**. У допоміжних турбін значення $\eta_{ет}$ коливається в великих межах і становить **0,55 — 0,70**.

Тема № 10

ОСНОВИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ТУРБОАГРЕГАТІВ

ЗАВДАННЯ І ВИМОГИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Технічна експлуатація морського флоту включає в себе заходи:

1) з технічного використання, що забезпечує техніко-експлуатаційну готовність судів, їх обладнання і систем, в тому числі що відносяться до головної енергетичної установки, для виконання завдань, що відповідають призначенню останніх, з показниками, передбаченими при їх будівництві або заданими в експлуатації;

2) по плановому технічному обслуговуванню і ремонту, що забезпечують справний технічний стан суден, обладнання та систем, їх надійну і тривалу роботу із заданими техніко-економічними характеристиками.

Рівень технічного використання і обслуговування СЕУ в значній мірі залежить від професійної кваліфікації і досвіду суднової команди, від знання її членами особливостей суднового устаткування і систем, від уміння в будь-яких експлуатаційних умовах розібратися в складних явищах, що відбуваються в різних елементах ПТУ (ГТУ), зрозуміти причини виникнення несправностей і неполадок, своєчасно вжити заходів до їх усунення.

Зазвичай ті чи інші пошкодження суднового енергетичного устаткування є наслідком невиконання вимог правил технічної експлуатації і заводських інструкцій або наслідком конструктивних або технологічних дефектів.

Скорочення витрат пара та теплоти, правильне використання заданої теплової схеми і регенеративної системи, зменшення незворотності в теплових робочих процесах енергетичного обладнання сприяє підвищенню економічності і надійності ПТУ (ГТУ).

На економічність ПТУ і ГТУ, їх турбомашин дуже впливає навантаження. Оптимізація технічної експлуатації як виробничої підсистеми управління морським транспортом в кінцевому підсумку повинна забезпечувати подовження експлуатаційного періоду судів, підвищення економічності і зниження вартості перевезення вантажів.

Досвід технічної експлуатації ПТУ свідчить про досить високу надійність турбомашин і їх агрегатів, і це особливо важливо, бо навіть поодинокі випадки пошкоджень та аварій суднових турбоагрегатів можуть викликати втрати експлуатаційного часу і значну витрату коштів.

Обслуговування судових парових турбоагрегатів і догляд за ними виконується відповідно до Правил технічної експлуатації (ПТЕ), затверджених ММФ в 1974р.

ПТЕ визначають загальні вимоги до планування і організації технічної експлуатації головних і допоміжних турбомашин (за винятком турбін відпрацьованого пару) різних типів. У них розглядаються як нормальні, так і особливі (аварійні) режими.

У ПТЕ розбираються загальні питання і положення, що стосуються підготовки та пуску головних і допоміжних турбоагрегатів, систем, до обслуговування їх в період зупинок і до підтримки в стані готовності на різних експлуатаційних режимах; висвітлюються можливі несправності, їх причини та способи усунення; даються вказівки по проведенню технічного обслуговування і ремонту, дефектації, розбирання та збирання турбомашин.

Технічний стан турбоагрегатів в експлуатації оцінюють, використовуючи різні методи інструментального контролю і визначаючи ряд показників як непрямих (параметри робочого процесу, температурні деформації і напруги, віброакустичні), так і прямих (монтажні зазори, просадки, осьовий розбіг роторів і валів, стан робочих поверхонь з'єднувальних муфт, зубчастих передач, заливки підшипників).

Технічна експлуатація суднових турбоагрегатів повинна виконуватися також відповідно до заводських рекомендацій і інструкцій з обслуговування. Інструкції заводу-будівельника можуть бути переглянуті, доповнені і скориговані за погодженням з заводом-будівельником і інструкцією Регістру на підставі досліджень і передового досвіду технічної експлуатації.

ТЕХНІЧНА ДОКУМЕНТАЦІЯ

На суднах, обладнаних ПТУ і ГТУ, використовується наступна основна документація.

1. Будівельні і ремонтні правила і технічна документація, що включають:

- Правила класифікації та побудови морських суден;
- будівельні документи і сертифікати (акти заводських приймально-здавальних випробувань судна і його устаткування);
- технічні формуляри і паспорти суднового устаткування, валопровода, гребного гвинта і ін.;
- комплекти виконавчих складальних креслень обладнання та схем суднових систем і систем, які обслуговують ПТУ і ГТУ (трубопроводів, арматури, теплообмінних апаратів, засобів дистанційного керування, автоматизації та контролю);
- заводські інструкції з обслуговування головного і допоміжного обладнання установки;
- креслення пристосувань і спеціального інструменту;
- інвентаризаційні книги запасних частин, змінних деталей, інструменту та матеріалів, пристосувань і підйомно-такелажних засобів;
- акти інспекцій Регістру про періодичні огляди та класифікаційні документи;
- шнурові книги.

2. Відомча документація ММФ, в тому числі:

- Статут служби на суднах морського флоту;
- Положення про технічну експлуатацію морського флоту і про заводський ремонт суден;
- Правила технічної експлуатації суднових парових котлів, турбоагрегатів, допоміжних механізмів, електрообладнання та ін.;
- Правила безпеки праці на суднах морського флоту;
- Правила протипожежного захисту на суднах морського флоту;
- Санітарні правила для морських суден;
- Настанови по боротьбі за живучість суден морського флоту;
- Табель постачання суден морського флоту;
- Положення та інструкція по нормуванню витрат палива та мастил;
- Приватні інструкції та матеріали теплотехнічних випробувань ПТУ;
- Технічні умови та технологічні інструкції по ремонту турбомашин;
- Навчальні креслення, схеми і тренажі для навчання суднового екіпажу.

3. Судова звітність, в тому числі:

- машинний (вахтовий) журнал;
- журнал для реєстрації відмов, дефектів і несправностей устаткування, виконаних на судні ремонтних робіт;
- звіти про виконання теплотехнічних нормативів;
- рейсові технічні звіти;
- акти інспекторських оглядів;
- ремонтні відомості та інша документація по заводському ремонту;
- акти передачі справ по завідування суднових механіків.

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРАВИЛ ПО ДОГЛЯДУ ЗА ПАРОВИМИ ТУРБОАГРЕГАТАМИ І ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ

ВВЕДЕННЯ В ДІЮ

Введення турбоагрегату в дію відноситься до числа найбільш відповідальних операцій з обслуговування суднових парових турбін в період експлуатації. Це обумовлено тим, що в зазначений період в турбіні протікають несталі теплові процеси, в результаті яких в деталях корпусу і ротора виникають максимальні температурні градієнти, що супроводжуються значними тепловими напруженнями і деформаціями, зміною радіальних і осьових зазорів у проточній частині та в ущільненнях.

Напруги і деформації, характер зміни осьових і радіальних зазорів у проточній частині залежать від конструктивних особливостей турбін (одно- або двошаровий корпус, дисковий або барабанний ротор, місце розташування упорного підшипника), її стану (холодна, не в повному обсязі охолонула, гаряча), способу її прогрівання, швидкості навантаження і реверсування.

Підготовка паротурбінного агрегату до дії

Підготовка починається з перевірки стану агрегату і обслуговуючих систем.

При огляді турбін і зубчастих передач переконуються в наявності всіх штатних контрольно-вимірювальних приладів і їх справності, перевіряють стан покажчиків розширення корпусів і ковзаючих опор, роблять виміри осьового і радіального положення валів і осьового положення корпусів.

Підготовка масляної системи зводиться до того, що в разі низької температури мастила підігрівають його до **30 ÷ 36°С**, запускають масляний насос і перевіряють надходження мастила на змащення тертьових деталей.

При підготовці валопровода віджимають його гальмо і в разі необхідності послаблюють дейдвудний сальник, перевіряють рівень масла в підшипниках і роботу системи їх охолодження.

Провертання турбоагрегату валоповоротним пристроєм проводиться при закритих швидкозапірних і маневрових клапанах. Прослуховують турбіну і зубчасту передачу і спостерігають по амперметру за навантаженням електродвигуна.

Висока споживана сила струму вказує на несправності, до усунення яких провертання припиняють.

Підготовка паропроводів і системи управління полягає в тому, що перевіряють, чи закриті клапани відбору пара з турбіни, і відкривають клапани продування. При закритих роз'єднувальних клапанах відкривають і закривають швидкозапірний, маневрові і соплові клапани, щоб переконатися в справності їх дії.

Перед прогріванням турбін або одночасно з його початком повільним відкриттям головних роз'єднувальних клапанів прогрівають головний паропровід.

Прогрівання турбін.

Зазвичай прогрівання виконують при обертанні роторів спочатку валоповоротним пристроєм, а потім - робочим паром.

При *прогріванні турбіни* її тепловий стан і швидкість підвищення температури корпусу і ротора визначаються витратою і параметрами гріючого пара, а також способом і режимом прогрівання.

В даний час найбільшого поширення в експлуатації знайшов спосіб прогрівання турбін ГТЗА провертанням їх роторів паром на стоянці на малій частоті обертання. Метою такого прогрівання є доведення теплового стану турбін до рівня, при якому можливий надійний розвиток необхідної частоти обертання гребного валу після відходу судна і подальше збільшення потужності турбоагрегату до експлуатаційної.

Прогрівання виконують наступним чином.

Після введення в дію конденсаційної установки, масляної системи, підготовки турбін і зубчастих передач до роботи (огляд, провертання, прогрівання трубопроводів) подається пар на другу ступінь пароструйного ежектора (або включається вакуумний насос), а також на систему закупорювання кінцевих ущільнень.

Пар що поступає через кінцеві ущільнення в турбіну починає її прогрівати. Прогрівання паром кінцевих ущільнень триває протягом часу, необхідного для підвищення тиску в головному конденсаторі до **66 ÷ 73кПа (15 ÷ 20хв)**.

Під час прогрівання турбіни паром кінцевих ущільнень ротор її безперервно обертають валоповоротним пристроєм (ВПП) або провертають його на **1/3 оберту через 5 ÷ 7хв.**

Після досягнення зазначеного тиску в конденсаторі турбіну від'єднують від валоповоротного пристрою і провертають її ротор паром, що впускають в ТВТ для обертання на передній хід і в ТЗХ - для обертання на задній хід.

При впуску стежать за тиском пара перед соплами; він не повинен перевищувати значення, передбаченого інструкцією по експлуатації для початку обертання ротора. Після початку обертання ротора клапан впускання пара закривається, турбіну і зубчасту передачу прослуховують.

При відсутності сторонніх звуків і інших відхилень від норми приступають до прогрівання турбіни свіжим паром. Прогрівання проводиться при нормальному тиску в конденсаторі шляхом поперемінного обертання ротора на передній і задній хід або постійним обертанням його на передній хід залежно від вказівок інструкції по експлуатації.

Тиск пара, що гріє вибирають з умови, щоб частота обертання гребного гвинта під час прогрівання становила **10 ÷ 15 об/хв**.

Для підтримки такої частоти обертання використовують задатчик частоти обертання системи управління ГТЗА.

При прогріванні перевіряють роботу всіх механізмів і систем, які обслуговують турбоагрегат (циркуляційну, масляну системи, системи закупорювання та відсмоктування пара кінцевих ущільнень, системи автоматичного управління, регулювання та контролю).

Прогрівання турбін ГТЗА свіжим паром на стоянці триває **35 ÷ 45 хв**. Особливістю режиму прогрівання за допомогою провертання паром головних турбін судна на стоянці є обмежена частота обертання гребного гвинта, обумовлена небезпекою обриву швартових і шлангів (на танкері), розмиву причалу, засмічення конденсатора і т. п.

Тому через низькі витрати і температуру пара, що гріє прогрівання на стоянці можливо тільки до рівня, що значно відрізняється від необхідного для розвитку номінальної потужності ГТЗА.

Подальше прогрівання турбіни продовжують на ходу судна.

Прогрівання ведеться таким чином, що частота обертання гребного гвинта після відходу судна швидко підвищується до значення, зазначеного в інструкції (для ГТЗА ТС-1 і ТС-2 така частота становить **60об/хв** на передній хід і **50об/хв** - на задній), а в подальшому частота обертання підвищується до номінальної поступово (на **10об/хв** через **5 ÷ 7хв**).

При частоті обертання гребного гвинта **60об/хв** на передній хід ГТЗА повинен пропрацювати не менше **35 ÷ 45хв**.

Турбіни турбогенератора після її провертання валоповоротним пристроєм або вручну прогрівають за допомогою обертання свіжим паром. Частота обертання поступово підвищується від мінімальної до номінальної відповідно до інструкції по експлуатації.

Час прогрівання складає **15 ÷ 20хв** в залежності від потужності турбіни і параметрів пара. В екстрених випадках турбіна може бути введена в дію протягом **5 ÷ 7хв** за спеціальною програмою.

Досвід експлуатації та спеціальні дослідження показують, що до чинників, що впливають на надійність роботи турбін в період прогрівання і під час набору потужності, відносяться:

1) ***різниця температур по товщині стінок і фланця корпусу***. Підвищена різниця температур і термічні напруги що виникають при цьому викликають викривлення фланця горизонтального роз'єму і його пропарювання, поява і розвиток в стінках втомних тріщин. Термічні напруги в стінках корпусу і фланцевому з'єднанні при різниці температур **100 ÷ 110°С** близькі за значенням до межі плинності литого корпусу зі сталі **25ХМЛ.** Така різниця температур можлива у фланцевому з'єднанні камери регулювальної ступені ТВТ при швидкому наборі потужності;

2) ***різниця температур верхньої і нижньої частин корпусу***, що викликає його тепловий прогин, а при **70 ÷ 80°С** - радіальні торкання в ущільненнях і навіть в проточній частині.

Найбільша різниця **«верх - низ»** спостерігається в ТНТ; ця різниця, є наслідком підсосу охолодженого пара в нижню частину корпусу ротором, що обертається з конденсатора.

Температурна різниця **«верх- низ»** зменшується при зниженні вакууму в конденсаторі. Однак зниження тиску в конденсаторі і збільшення температури у випускній частині корпусу ТНТ при тривалому обертанні ротора на зниженій частоті обертання сприяє збільшенню цієї різниці (до **70 ÷ 100°С**).

Значні температурні різниці **«верх-низ»** в корпусі ТНТ виникають також при маневруванні з попереміннім включенням в роботу ТЗХ. Аналогічна температурна різниця можлива при переході з режиму номінальної частоти обертання на режими малих ходів;

3) ***абсолютне розширення корпусу***, що характеризує його усереднений тепловий стан. По тепловому розширенню (визначається за індикаторами у ковзних або гнучких опор) можна судити про ступінь загального прогріву турбіни;

4) ***відносне подовження ротора***. Ротор розширюється в процесі нагрівання в сторону від упорного підшипника, в той час як корпус (разом з упорним підшипником) переміщується від фікс-пункту. Подовження ротора і корпусу при прогріванні не однаково, що і призводить до зміни осьових і радіальних зазорів у проточній частині. При значному відносному подовженні ротора можливе торкання рухомих і нерухомих частин.

За даними натурних випробувань найбільше відносне подовження роторів ТВТ і ТНТ ГТЗА ТС-2 спостерігається в кінці прогрівання турбін паром на стоянці і в перший час прогрівання турбін на ходу судна (в ТВТ **0,7 ÷ 0,8мм**; в ТНТ **1,4 ÷ 1,6мм**).

Після виходу на номінальну потужність відносне подовження ротора ТВТ близько до нуля, а ротора ТНТ - становить **0,5 ÷ 0,7мм**. Абсолютні подовження роторів на цих же режимах змінюються в межах від **0,5** до **1,9мм** в **ТВД** і від **0,5** до **3,6 мм -** в ТНТ;

5) ***тепловий прогин ротора, термічні і механічні напруги в ньому***. Тепловий прогин ротора можливий при його прогріванні в нерухомому положенні. При, наявності позитивної різниці температур **«верх-низ»** в корпусі верхня частина ротора має більшу температуру, ніж нижня. В результаті цього ротор прогинається стрілкою вгору, оскільки верхні шари металу ротора подовжуються по відношенню до нижніх.

При значному прогині, напруги що виникають, можуть перевершити межу плинності, в результаті чого ротор для подальшої роботи буде не придатний. Щоб уникнути цього ротор при прогріванні турбіни не повинен залишатися нерухомим протягом більш ніж **5 ÷ 7хв**. Особливо небезпечні і в більшості випадків неприпустимі пуски турбін, що в повному обсязі не охолонули при наявності теплового прогину ротора;

6) ***вібрація турбіни***, яка може бути викликана порушенням балансування ротора, його прогином внаслідок нерівномірного прогрівання, торканням за нерухомі частини в корпусі, порушенням змащування в підшипниках наявністю води в корпусі і ін.

Сучасні способи автоматизованого пуску турбоагрегату передбачають забезпечення зворотного зв'язку в управлінні і обслуговуванні ГТЗА, контроль в турбіні різниць температур, деформацій і переміщень, віброакустичних та інших параметрів.

Дані показують, що при дотриманні правил технічної експлуатації та інструкції заводу-виготовлювача пуск турбін забезпечується цілком надійно.

Разом з тим ці ж дані свідчать про значну теплову напруженість турбін в процесі їх прогрівання і набору потужності. Тому відхилення від правил технічної експлуатації та інструкцій щодо введення ГТЗА в дію можуть бути причиною пошкоджень і навіть серйозних аварій турбін (викривлення ротора, радіальні торкання в проточній частині, пропарювання фланців та ін.).

Основними причинами пошкоджень турбін можуть бути вібрація ротора, його тепловий прогин, деформація корпусу через значну температурну різницю «верх-низ», нерівномірні радіальні і осьові розширення ротора і корпусу.

Наведені дані підтверджують порівняно низьку інтенсивність прогрівання турбін на стоянці через малі витрати і низькі параметри пара, що гріє. З цієї причини процес прогрівання турбін розтягується.

В останні роки з метою прискорення введення турбоагрегату в дію ЦНИИМФ спільно з ЛОКЗ розробив більш інтенсивний спосіб прогрівання турбін на стоянці з одночасним введенням пара, що гріє в турбіни переднього і заднього ходу (використання контрпару).

Новий спосіб прогрівання турбін показав велику його ефективність.

Крім значного поліпшення теплового стану турбін в процесі прогрівання їх на стоянці і можливості більш швидкого набору потужності турбоагрегатом після відходу судна, використання контрпару при прогріванні дозволяє регулювати інтенсивність прогрівання турбін і зберігати при цьому на всіх етапах прогріву допустимі різниці температур в стінках корпусу і фланцях, ротора, допустимі значення відносного і абсолютного розширення корпусу і ротора турбін.

РЕВЕРСУВАННЯ І ПІДТРИМКА В ГОТОВНОСТІ

Управління при маневруванні.

При реверсуванні і підтримці парового турбоагрегату в готовності тепловий стан турбін, як і при пуску, істотно змінюється. Тому режими маневрування судна і підтримка турбоагрегату в готовності є вельми відповідальними в процесі експлуатації.

Про майбутні маневри вахтовий механік повинен бути попереджений не пізніше, ніж за півгодини (виняток становлять аварійні випадки, команда «людина за бортом»).

Вахтовий механік доповідає про майбутні маневри старшому механіку, підготовляє котельне відділення і допоміжні механізми до нового режиму роботи, закриває клапани відборів пара з турбін, відкриває клапани продування і роз'єднувальний клапан заднього ходу.

Процес реверсування головного турбоагрегату виконується в такий спосіб:

За наказом з містка при переході з переднього ходу на задній швидко закривається маневровий клапан для руху вперед і поступово відкривається маневровий клапан заднього ходу, підвищуючи тиск перед соплами ТЗХ до значення, зазначеного в інструкції (для ГТЗА ТС-2 воно становить **2,94 МПа**).

Після зупинки та зміни напрямку руху гребного валу тиск перед соплами встановлюється відповідно до необхідного ходу. Забезпечення переднього ходу досягається закриттям маневрового клапана заднього ходу і відкриттям клапана переднього ходу.

З метою попередження неприпустимих теплових напружень і деформацій в корпусі і роторі Правилами технічної експлуатації суднових парових турбін передбачаються деякі обмеження в процесі маневрування.

Це стосується, наприклад, потужності і частоти обертання ТЗХ на режимі гальмування судна з повного переднього ходу на повний задній, а також тривалості роботи ТЗХ при великій частоті обертання гребного валу; їх значення не повинні перевищувати вказаних в інструкції.

У деяких турбінах обмежується температура пара перед соплами ТЗХ. Відповідно до інструкції заводу-будівельника тривалість повного заднього ходу для ГТЗА ТС-2 при частоті обертання гребного валу до **77об/хв** допускається не більше **15хв**, а при частоті обертання менше **55об/хв - 1 год**.

При повному задньому ході контролюють роботу конденсатора і температуру корпусів турбін.

Тривалість режиму заднього ходу і частота обертання ротора при цьому не повинні перевищувати значень, що допускаються заводом-будівельником.

Зазначені вище обмеження в тривалості роботи ТЗХ викликаються значним підвищенням температури випускної частини корпусу ТНТ внаслідок зростання втрат на вентиляцію при холостому обертанні ступенів переднього ходу.

В екстрених випадках допускається перехід з ППХ на ПЗХ без обмежень параметрів контрпара. У цьому випадку дозволяється відкриття маневрового клапана заднього ходу з одночасним закриттям маневрового клапана переднього ходу і навпаки.

Підтримка турбоагрегату в готовності передбачає збереження його працездатного стану протягом заданого часу при мінімальному охолодженні і теплової деформації окремих його деталей. Готовність може бути постійна або на певну годину.

Постійна готовність ГТЗА досягається шляхом періодичного провертання турбін на передній і задній хід протягом **1 ÷ 2хв** через кожні **5 ÷ 7хв** або шляхом постійного обертання роторів турбін на передній хід при повному вакуумі в конденсаторі.

При готовності до певного терміну турбоагрегат може виводитися з дії, якщо призначений час більше часу прогрівання турбін. В іншому випадку ротори турбін через кожні **5 ÷ 7хв** провертають паром на передній і задній хід або обертають постійно на передній хід відповідно до вказівок інструкції по експлуатації.

Якщо установка турбоелектрична, постійна готовність передбачає обертання турбін на холостому ходу при мінімальній частоті обертання, яку може підтримати система регулювання, якщо інструкцією не передбачено інший режим.

ОБСЛУГОВУВАННЯ ПІД ЧАС ХОДУ СУДНА

В задачу обслуговування парового турбоагрегату входять:

- забезпечення заданої потужності ГТЗА і частоти обертання гребного валу;
- підтримка на всіх режимах тиску і температури пара перед БЗК близькими до специфікації;
- регулювання роботи конденсаційної установки з метою встановлення оптимального режиму (вибір тиску в конденсаторі, числа і частоти обертання циркуляційних насосів);
- обслуговування турбін і зубчастої передачі;
- обслуговування системи змащування.

Заданий режим роботи ГТЗА, частоту обертання гребного валу і потужність турбоагрегату при плаванні судна в вантажу і баласті встановлюють, виходячи з нормативів. В умовах підвищеного опору руху судна (обростання корпусу, плавання в льодах, буксирування судна) або при пошкодженні гвинта потужність турбоагрегату повинна бути знижена до значення, що забезпечує відсутність перевантаження зубчастої передачі і головного упорного підшипника.

Вимога підтримки тиску і температури пару перед БЗК близькими до специфікаційних має на меті зберегти високу економічність енергетичної установки на всіх режимах і надійність роботи окремих її вузлів.

Так, підвищення початкової температури пара може привести до неприпустимого зменшення запасу міцності в окремих елементах турбіни, зміни зазорів у проточній частині. Якщо початкова температура пара менше нижнього граничного значення, це може викликати значну ерозію лопаток, збільшення навантаження на упорний підшипник. При зниженні температури пара перед турбіною необхідно також зменшити його початковий тиск.

К. П. Д. паротурбінної установки в значній мірі залежить від правильності вибору тиску в конденсаторі. Випробування і розрахунки показують, що для кожної установки існує оптимальний тиск в конденсаторі (оптимальне залишковий тиск), при якому витрата палива в установці буде мінімальною.

Оптимальний тиск в конденсаторі залежить від температури забортної води, розширювальної здатності останнього ступеня ТНТ, характеристик регенеративної схеми, К. П. Д. допоміжного турбогенератора і ін.

Під час роботи ГТЗА турбіни і зубчасту передачу періодично прослуховують стетоскопом з метою виявлення сторонніх шумів, викликаних торканням в турбіні обертових і нерухомих частин, попаданням в її корпус стороннього предмета або води, вібрацією ротора або корпусу, поломкою зубів передачі і т. л.

Контролюють показники теплового розширення корпусів.

Систематично перевіряють тиск в контрольних точках турбіни (в камері регулювальної ступені, в місцях відбору пара, перед соплами, в ресівері і т. п.).

При збільшенні тиску в контрольних точках вище допустимого потужність турбоагрегату повинна бути знижена, щоб виключити неприпустимі зусилля на упорний підшипник турбіни, на діафрагмах і ін.

Роботу масляної системи контролюють по тиску масла за масляним насосом в системі регулювання, в точках надходження масла на підшипники і до зачеплення шестерень і коліс зубчастої передачі, а також по температурі мастила за маслоохолоджувачем, при вході і виході з підшипників.

У разі гравітаційного змащування показником нормальної подачі мастила в систему служить його перелив з видаткової цистерни в стічну, спостережуваний в оглядове скло.

При помітному зменшенні тиску мастила в системі або при відсутності його переливу необхідно негайно пустити резервний масляний насос і усунути причину порушення нормальної роботи мастильної системи. Якщо це виявиться неможливим, то турбоагрегат повинен бути зупинений.

Під час роботи турбоагрегату мастило систематично сепарують, контролюють його параметри і підтримують в межах норми його якість.

Якість мастила перевіряють, встановлюючи, чи не засолено чи не обвідного воно, чи немає в ньому механічних домішок, чи немає кислотності. По мірі зростання перепаду тисків мастильні фільтри очищають.

Вахтовий механік зобов'язаний записувати в машинний вахтовий журнал всі отримані команди, показання контрольно-вимірювальних приладів (зазвичай ***не рідше ніж один раз на годину***) і всі відомості про виявлені несправності.

ВИВЕДЕННЯ З ДІЇ

Виведення турбоагрегату з дії повинно здійснюватися таким чином, щоб турбоагрегат, будучи виведений у стан бездіяльності, зберіг працездатність і нормальний технічний стан.

Правилами технічної експлуатації при виведенні турбоагрегату з дії передбачається:

- повне осушення турбін;
- попередження появи підвищеного теплового прогину ротора і деформацій при охолодженні турбін;
- попередження підвищеного нагріву підшипників.

ГТЗА виводять з дії в такій послідовності.

Після припинення впуску пара в турбіну відкривається роз'єднувальний клапан на магістралі свіжого пара між котлом і турбіною.

Через клапани продування проводиться осушення паропроводу, а наступним відкриттям маневрових клапанів переднього і заднього ходу - осушення запірних органів і корпусів турбін.

Через **3 ÷ 5хв** після відкриття маневровий, швидкозапірний і соплові клапани закриваються (клапани продування залишаються відкритими).

Режим осушення турбін триває протягом **2 год**.

З метою рівномірного охолодження роторів турбіни провертають через кожні **7 ÷ 10хв** на **1/3** обороту гребного валу валоповоротним пристроєм протягом всього періоду осушення і охолодження турбін. Підшипники і зубчасту передачу в цей час прокачують маслом.

Під час осушення і охолодження турбін залишковий тиск в конденсаторі підтримують **73 ÷ 80кПа** завдяки роботі другого ступеня ежектора і одного циркуляційного насоса.

Після осушення турбін виводять з дії конденсаційну установку і систему закупорювання кінцевих ущільнень турбін, закривають клапани продування.

Через **4год**. після зупинки турбоагрегату вимикають масляні насоси, які знову включають через **3 год** на **10хв** для прокачування маслом всіх підшипників. Ротори турбін при цьому провертають валоповоротним механізмом. Таку ж прокачку підшипників маслом проводять ще раз через **12год**.

Після закінчення **24год** після зупинки агрегату заміряють радіальне і осьове положення роторів турбін.

Догляд за турбінною установкою під час її бездіяльності.

Щоб уникнути корозії деталей турбоагрегатів необхідно не рідше одного разу на добу протягом перших трьох днів, а в подальшому раз в три доби прокачувати агрегат турбінним мастилом, одночасно провертаючи його протягом **5 ÷ 10хв**.

В зупинені турбіни не повинен потрапляти пар, для чого всі клапани, за винятком клапанів продування в атмосферу, повинні бути щільно закриті. Необхідно **раз в три дні**, а також після кожного випадку різкого підвищення вологості в машинному відділенні вентилювати турбіни протягом **15 ÷ 20хв**, пускаючи ежектор, циркуляційний і конденсаційний насоси. Машинне відділення також слід регулярно вентилювати.

При тривалій стоянці (більше **25 ÷ 30сут**) спускають забортну воду з конденсатора і закривають приймальний і відливні клінкети.

Обслуговування допоміжних турбін.

Підготовка до дії допоміжних турбін аналогічна підготовці головних, тільки провертання ротора зазвичай виконують вручну.

У турбін, що працюють з випуском пара в магістраль відпрацьованого пара, під час пуску спочатку відкривають клапан на цій магістралі, а потім клапан відпрацьованого пара на турбіні. Якщо допоміжна турбіна має конденсаційну установку, спочатку пускають в дію її.

Після прогріву паропроводу пусковим насосом подають мастило на змащування і поступово відкривають швидкозапірний (стопорний) клапан.

Обслуговування допоміжної турбіни під час роботи зводиться до спостереження за основними параметрами, як і обслуговування головних турбін. Резервні допоміжні турбоагрегати слід періодично вводити в дію по черзі з основними.

При зупинці турбіни знімають навантаження з приводного механізму, закривають швидкозапірний клапан і відкривають клапани продування.

Якщо турбіни працюють на магістраль відпрацьованого пара, необхідно закрити клапани відпрацьованого пара у турбіни і на магістралі; при зниженні тиску мастила - подавати мастило пусковим насосом до повної зупинки турбіни.

Система пуску ГТД

Система пуску призначена для введення газотурбінної установки в дію.

Ця операція вимагає наявності зовнішнього джерела енергії (пускового двигуна), який є основним елементом системи пуску.

У випадку система пуску ГТУ містить такі компоненти:

- пусковий двигун;
- запальний пристрій;
- обгінну муфту.

В якості пускових двигунів в ГТД можуть використовуватися:

- електродвигуни постійного та змінного струму (електростартери);
- турбостартери, що є автономними ГТД малої потужності з вільною силовою турбіною.
- парові турбіни, які зазвичай застосовуються на судах, у складі допоміжної установки яких є допоміжні парові котли;
- пневмотурбіни, що працюють від системи пускового стисненого повітря.

Холодне прокручування ГТД

При холодному прокручуванні перевіряють:

- стан та роботу підшипників блоків обертання **ГТД**;
- стан проточних частин блоків обертання, приводів та коробок приводів;
- стан стартера **ГТД** та системи управління;
- проводять вентиляцію проточної частини **ГТД** та видаляють з неї залишки палива та мастила.

Холодне прокручування здійснюють стартером, який прокручує ротор **ТКБ** без подачі палива в **КС**, але з обов'язковою подачею мастила до підшипників **ГТД**. Максимальна частота обертання при холодному прокручуванні досягає **(0,1 ÷ 0,2) $n_{ном}$.**

Тривалість холодного прокручування залежно від типу **ГТД** становить від кількох секунд до кількох десятків секунд.

Після закінчення холодного прокручування стартер автоматично відключається, а блоки **ГТД** за інерцією продовжують обертатися.

Стан ходової частини ГТД під час холодного прокручування оцінюють за такими показниками:

- значення $n_{х.п}$, досягнуте при відключенні стартера;
- тривалості холодного прокручування $t_{х.п}$;
- характерних параметрів стартера в певні моменти часу холодного прокручування, наприклад, за позначками максимальних закидів струму електростартера;
- часу характерних перемикань стартера.

Вибіг блоків обертання ГТД

Вибіг блоку обертання ГТД - це поступове уповільнення та припинення обертання блоку після зупинки ГТД або припинення його холодного прокручування.

<u>Найбільш ймовірні причини скорочення часу вибігу:</u>

- Пошкодження підшипників турбін або компресорів блоку;
- Розцентрування турбіни та компресора в блоці;
- Попадання сторонніх предметів у проточну частину чи підшипники;
- Зачіпання в проточній частині турбін або компресорів, пошкодження їхнього облопачування;
-Заїдання в коробці приводів.

На тривалість вибігу блоку впливають також стан повітряприймальних пристроїв та газовідводів, тепловий стан роторів, температура мастила тощо.

Таким чином, час вибігу блоку дозволяє оцінити стан його ходової частини.

Випадки, за яких пуск ГТД неможливий:

- солоність відстійної або відсепарованої води в масляних цистернах вище за допустиму;
- несправність хоча б одного з захистів ГТУ;
- пошкодження обшивки повітроприймального пристрою або конструкцій, розміщених у ньому;
- невідповідність одного або кількох параметрів ГТУ при попередній роботі, а причина невідповідності не з'ясована та не усунена;
- низький опір ізоляції окремих електроланцюгів установки, що може стати причиною короткого замикання, виходу з ладу електрообладнання ГТУ та самої установки;
- ослаблене кріплення окремих вузлів чи деталей ГТУ;
- несправність окремих КВП або закінчення терміну їх перевірки;
- вичерпаний ресурс хоча б одного приладу чи агрегату;
- пошкодження оболонок кабелів та проводів, особливо високовольтних, забруднення або оплавлення електричних контактів;
- незарядженість або несправність системи пожежогасіння ГТУ та машинного відділення;
- течі палива та олії, що може спричинити пожежу при пуску ГТД.

Пуск газотурбінної установки.

Якщо холодне прокручування підтвердило справність установки, приступають до її запуску.

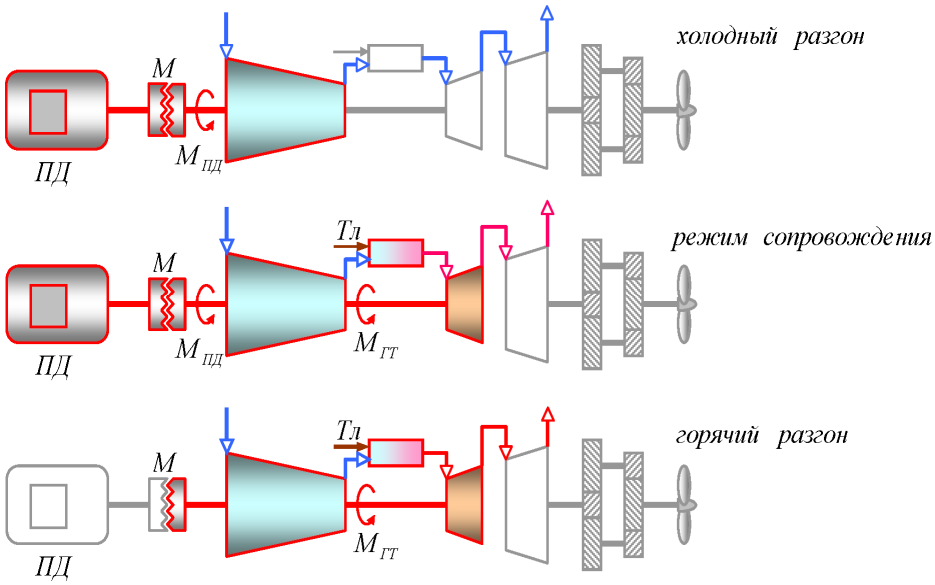
<u>За 10-20 хв до пуску включають в роботу насоси:</u>

- підкачуючий дизельного палива;
- резервний масляний;
- дистилятний охолоджувальної води;
- циркуляційний забортної води.

При цьому пускове дизельне паливо циркулює у замкнутому контурі, не надходячи до форсунок.

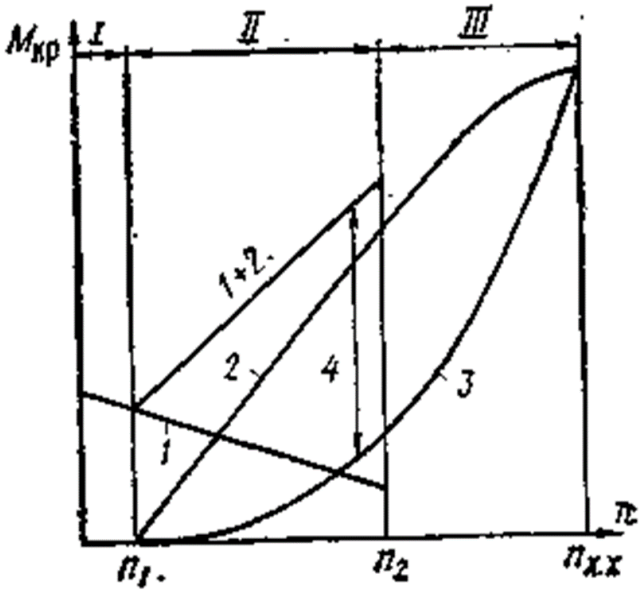
Управління пуском турбокомпресора зазвичай зводиться до таких операцій:

- включенню обгінної муфти;
- включенню пускового двигуна;
- включенню запального пристрою;
- подання палива до камери згоряння.



Мал. 10.1 Періоди пуску ГТД:

ПД - пусковий двигун; ***М*** - обгінна муфта; ***Тл*** - подача палива;
МПД - крутний момент пускового двигуна;
МГТ - крутний момент газової турбіни

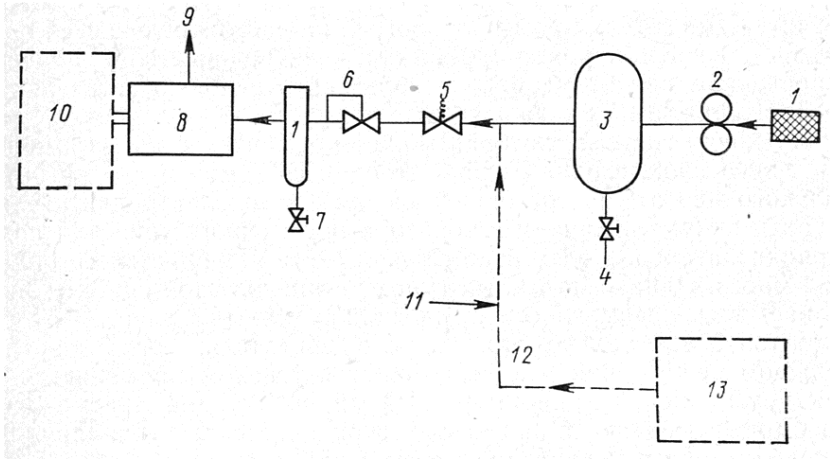


Мал. 10.2 Графік залежності Мкр від *n* на етапах пуску ГТД:

1 - момент стартера; **2** - момент турбіни; **3** - момент опору турбокомпресорного агрегату; **4** - прискорюючий момент;

***n*1** - включення турбіни; ***n*2** - відключення стартера;

I, II, III - етапи пуску.



Мал. 10.3 Пневматична система пуску ГТД типу LM2500:
1 - повітряний фільтр; 2 - повітряний компресор; 3 - повітряний резервуар;
4 - автоматичне продування; 5 - швидкозапірний клапан;
6 - клапан - регулятор тиску, встановлений на 262±20 кПа; 7 - дренаж;
8 - пневматичний стартер; 9 - випуск в атмосферу; 10 - блок приводів ВМД;
11 - додаткова система пускового повітря; 12 - відведення повітря;
13 - малий ГТД, що пускається від акумулятора

Маса пускового двигуна – **14,5 кг**

Робочий цикл - П'ять послідовних пусків з мінімальним проміжком між пусками **30 с**

Прокручування - Двохвилинне з наступною п'ятихвилинною перервою

Тривалість пуску - Пусковий двигун знаходиться під навантаженням **35-40 с**

Догляд за газотурбінною установкою під час роботи.

Під час дії ГТУ обслуговуючий персонал постійно контролює основні показники її роботи:

- число обертів турбокомпресорів;
- температуру та тиск робочого газу в основних точках;
- тиск і температуру води, що охолоджує;
- тиск та температуру палива;
- тиск і температуру мастила;
- роботу мастильних насосів;
- відсутність води в мастилі;
- солоність мастила.

Щопівгодини роблять обхід, спостерігаючи за роботою всіх частин **ГТУ.**

Щогодини прослуховують турбокомпресори стетоскопом, перевіряють параметри робочого процесу ГТУ, кількість обертів і температуру підшипників і заносять ці дані у вахтовий журнал.

Один раз за вахту перевіряють становище роторів.

Несправності, що виникають під час експлуатації ГТД, можна класифікувати так:

- несправності при провертанні валоповоротним пристроєм;
- несправності під час запуску;
- несправності під час роботи.

До експлуатаційних несправностей належать:

- падіння потужності та підвищення температури газу внаслідок зледеніння або відкладення на компресорних лопатках;
- ненормальний температурний режим деталей внаслідок використання неякісного мастила її недостатнього надходження;
- корозія паливної апаратури та лопаток турбін внаслідок застосування неякісного палива;
- вібрація через ослаблення кріплень деталей або заїдання ковзних опор корпусу;
- вібрація камер згоряння внаслідок зносу сопл форсунок;
- попадання сторонніх предметів до проточної частини.

Помпаж осьового компресора.

Помпаж є автоколиванням повітряного потоку в системі, що складається з всмоктувальних трубопроводів, компресора і мережі.

- При настанні явища помпажу шум у компресорі різко посилюється і набуває вібруючого характеру.
- У повітряній системі чуються хлопки та удари, виникає сильна тряска компресора та пов'язаних з ним елементів.
- Тиск за компресором знижується, показання манометрів стають нестійкими (прилади часто виходять з ладу).
- Спостерігається нагрівання передньої частини компресора.

Засоби запобігання помпажу можна розділити на:

- конструктивні;
- технологічні;
- експлуатаційні.

До конструктивних засобів відносяться:

- Пристрої для випуску частини повітря в атмосферу за компресором;
- влаштування проміжного (за довжиною компресора) випуску частини повітря в атмосферу;
- спрямовуючі апарати компресора зі змінними кутами їх встановлення;
- спрямовуючі апарати компресора з поворотними лопатками;
- поворотні лопатки в соплових апаратах турбін;
- двороторні схеми компресора.

- застосування паливної апаратури, що забезпечує плавне та обмежене за величиною зростання температури газу при збільшенні потужності ГТД;

- застосування пристроїв для очищення повітря, що надходить у ГТД, і промивання проточних частин турбін і компресорів;

- застосування антиобмерзальних пристроїв на вході в ГТД.

<u>До технологічних засобів відносяться:</u>

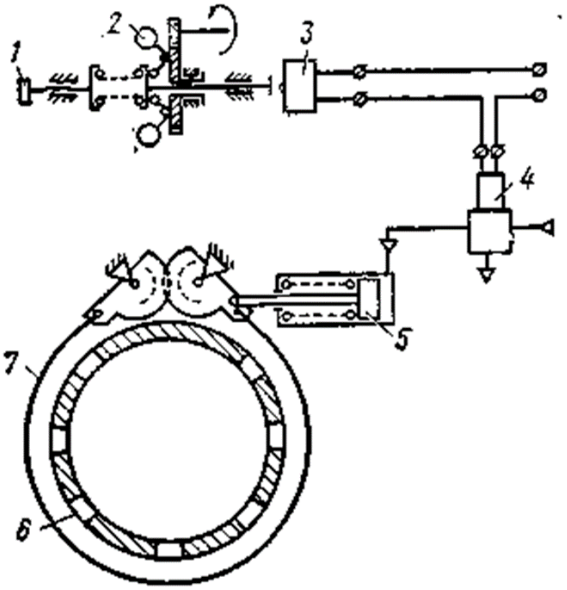
- виконання деталей та вузлів ГТД, що особливо відносяться до проточної частини, відповідно до вимог розрахунку за геометричними формами, обробки поверхні тощо;

- високі вимоги, щодо точності складання деталей та вузлів, що утворюють проточну частину ГТД;

- безвідмовна робота пристроїв запобігання помпажу (антипомпажного, антиобмерзального, регуляторів паливної апаратури і т. д.).

<u>В експлуатації запобігання помпажу компресорів забезпечують:</u>

- неприпустимістю різкого підвищення температури газу **Т03** на вході в турбіну **ВТ ГТД (Т04** за **ТВТ)**, захаращення мережі за компресором, захаращення проточних частин компресорів;
- дотриманням сприятливих умов на вході повітря компресор;
- точним виконанням інструкцій з експлуатації антиобмерзальних пристроїв;
- дотриманням розрахункового режиму спільної роботи дизеля та ГТД у комбінованій установці;
- виконанням інструкцій з догляду за пристроями, що забезпечують запобігання помпажу.



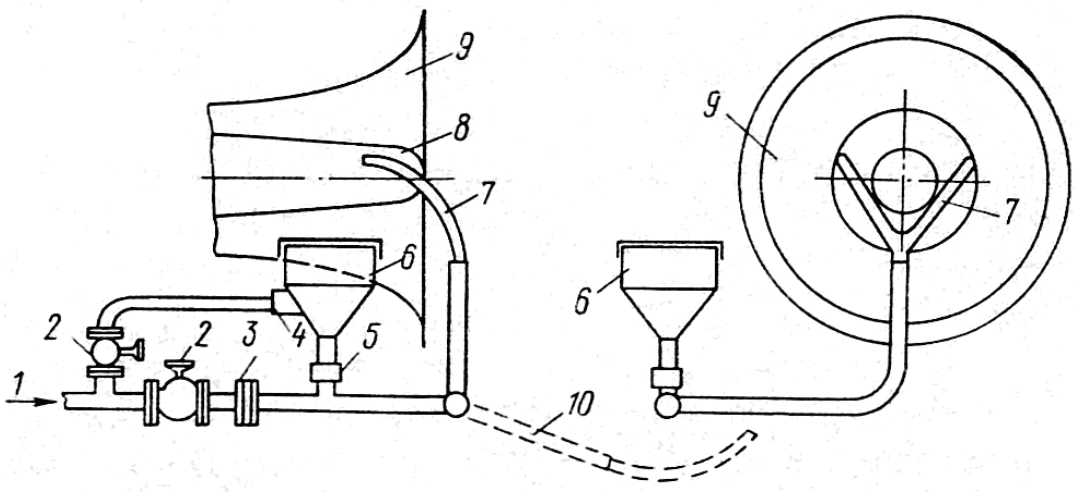
Мал. 10.3 Принципова схема антипомпажного захисту:

1. - гвинт регулювання уставки датчика включення механізму керування стрічкою перепуску повітря; 2. - відцентровий датчик; 3. - мікровимикач;

4. - електромагнітний повітряний кран;

5. - поршневий механізм керування стрічкою перепуску повітря;

6. - канал у корпусі компресора; 7. - стрічка перепуску повітря



Мал.10.4 Схема пристрою для подачі твердого агента, що очищає, на вхід в компресор ГТД.

1 - підведення повітря; 2 - клапан; 3 - діафрагма для регулювання витрати;
4 - вібратор; 5 - вставка прозора; 6 - бак для агента;
7 - робоче положення трубки, що подає очищувач; 8 - обтічник компресора;
9 - повітряприймальний патрубок компресора; 10 - неробоче положення трубки.

Експлуатаційні властивості мастил характеризуються рядом показників:

- в'язкість;
- температура застигання;
- температура спалаху;
- кислотне число;
- зольність;
- вміст водорозчинних кислот та лугів;
- зміст механічних домішок;
- зміст води.

Витрата мастила визначається такими факторами:

- угаром та витоками в системах мастила;
- старінням мастила та необхідністю її періодичної заміни;
- втратами мастила.

Можна навести такі орієнтовні значення:

- питома витрата мастила **0,03 — 0,05 г/(кВт-год)**;
- питома маслоємність систем циркуляційного мастила **1,0 - 1,2 кг/кВт**,
- термін служби мастила — **20 тис. год.** і більше.

Тема № 11

СИСТЕМИ, ЩО ОБСЛУГОВУЮТЬ ПАРОТУРБІННІ І ГАЗОТУРБІННІ АГРЕГАТИ

До систем, що обслуговують паротурбінні агрегати, належать такі системи:

- управління, регулювання та захисту;
- закупорювання та відсмоктування пара від зовнішніх ущільнень;
- прогрівання і продування турбін;
- охолодження конденсатора;
- відсмоктування повітря з головного конденсатора;
- масляна.

До систем, що обслуговує газотурбінні агрегати, відносяться:

- масляна;
- закупорювання ущільнень;
- охолодження;
- паливна;
- управління, регулювання та захисту;
- пускова.

Система прогрівання і продування турбін. Щоб уникнути торкання ротора о статор турбіни повинні бути попередньо прогріті для встановлення теплової рівноваги між обертовими і нерухомими частинами. При прогріванні температурний стан вузлів турбіни рівномірно доводять до рівня, який підтримується під час її роботи.

Турбіни цивільних суден зазвичай прогрівають впусканням пара через маневрові клапани (турбіна працює на найменших стійких обертах). Одночасно здійснюють впуск пара в ущільнення через систему закупорювання; ротор обертають валоповоротним пристроєм.

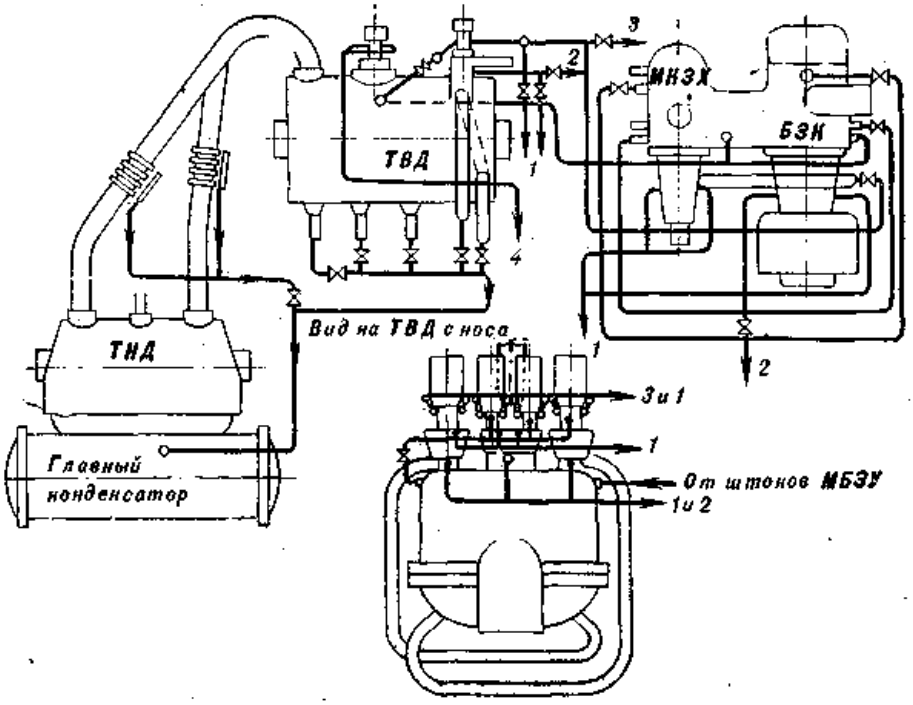
Корабельні і деякі суднові турбіни малої маси і великої потужності мають спеціальну систему прогрівання, що складається з труб і каналів, через які гріючий пар вводиться в корпус турбіни.

Під час прогрівання пар, стикаючись з холодними частинами турбіни, конденсується. Для видалення конденсату (з порожнин і вузлів ГТЗА служить система продування і дренажів.

Система продування ГТЗА.

Головні турбіни і паровпускні клапани мають систему продування, призначену для видалення конденсату з внутрішніх порожнин. Несвоєчасне видалення води призводить до корозії, передчасного зносу деталей, а при роботі турбін - і до гідравлічних ударів, що викликають аварії.

Система продування ГТЗА (мал. 11.1) складається з трубопроводів продування: в трюм 1, на магістраль продування високого тиску 2, на деаератор 3, на зрівняльний колектор 4 на головний конденсатор і на проміжні ступені турбін.



Мал. 11.1 Система продування турбін ГТЗА:
1 — в трюм; 2 — в магістраль продування ВТ; 3 — на деаератор; 4 — на зрівняльний колектор

Система охолодження конденсатора.

Охолоджуюча забортна вода з донного кінгстоного ящика подається головними циркуляційними насосами до головного конденсатору, підігрівається в ньому і відводиться за борт. В сучасних транспортних суднах широко застосовують самопроточную систему, в якій використовується натиск води що набігає при русі судна. В цьому випадку для забезпечення роботи енергетичної установки на задньому і малих ходах встановлюють циркуляційний насос з малою подачею.

Система відсмоктування повітря з головного конденсатора.

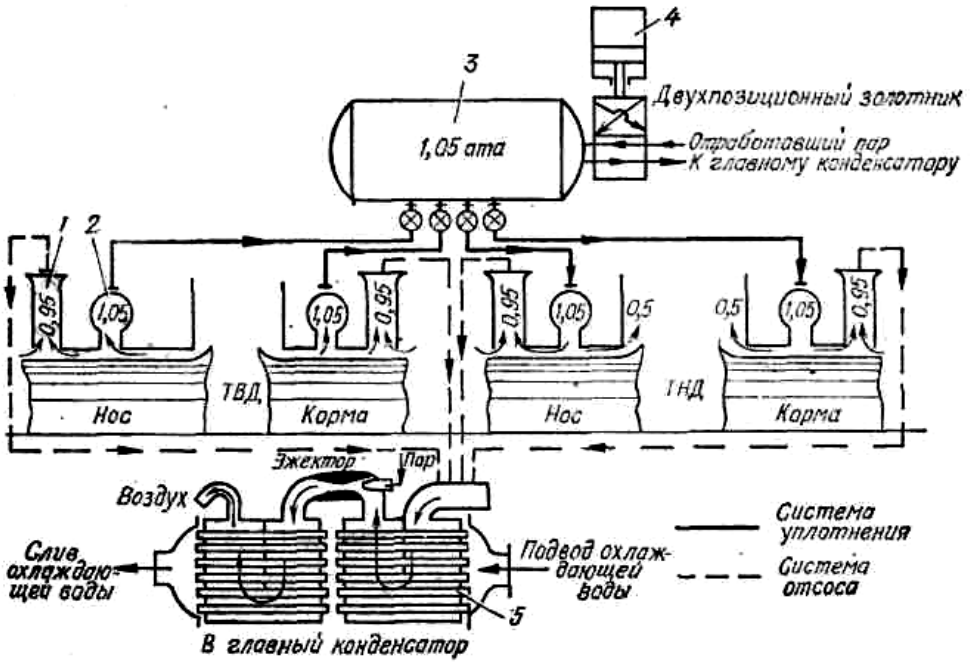
Через нещільності з'єднань трубопроводів та арматури, які перебувають під розрідженням, повітря потрапляє в пар, а потім в конденсатор. Накопичення повітря в конденсаторі могло б привести до зриву вакууму в ньому. Щоб уникнути цього проводиться відсмоктування повітря з конденсатора ежектором або ексгаустером.

В конденсаторі в районі забору повітря встановлюють повітряохолоджувач - пучок трубок зі зменшеним кроком. Це зменшує кількість пара, що відсмоктується з повітрям, температуру повітря, а отже, і витрати потужності. Таким чином, розрідження в конденсаторі створюється завдяки конденсації великої кількості пара, а система відсмоктування повітря служить для підтримки цього розрідження.

Система ущільнення і відсмоктування пара від зовнішніх ущільнень турбін.

Турбіни високого і низького тиску мають кінцеві ущільнення, що перешкоджають протіканню пара з корпусів в МКВ і підсосу повітря з МКВ всередину турбін. По довжині кінцеві ущільнення поділяються на групи, між якими утворюються парові камери (мал. 11.2). Ущільнення мають по дві камери кожне.

Зовнішні камери 1 всіх ущільнень називаються камінними коробками. Вони з'єднані між собою трубопроводами з конденсатором відсмоктування (конденсатором ежектора ущільнень) 5, в якому постійно підтримується тиск трохи нижче атмосферного (**0,95ата** або вакуум **4 ... 5кПа**). Пар що протікає до камінних коробок видаляється в конденсатор відсмоктування 5 і не потрапляє в МКВ, що збільшує сухість повітря, а отже, - і зменшує корозію матеріальної частини.



Мал. 11.2 Принцип роботи системи ущільнення і відсмоктування пара:
1 — камінні коробки; 2 — парові камери; 3 — зрівняльний колектор;
4 — регулюючий клапан; 5 — конденсатор системи відсмоктування

У парових, камерах 2 в залежності від режиму роботи ГТЗА може бути тиск вище або нижче атмосферного. Якщо тиск пара перед ТНТ вище атмосферного, то і у всіх чотирьох парових камерах 2 тиск також буде вище атмосферного, так як при протіканні через кільця ущільнювачів і гребні пар повністю свій тиск не спрацьовує. В цьому випадку пар з камер 2 відводиться на зрівняльний колектор 3, а з нього - в головний конденсатор через регулятор тиску 4.

При роботі ГТЗА на задній хід, в положенні «Стоп» і на малих передніх ходах в парових камерах 2 створюється вакуум.

Для усунення підсосів повітря в цьому випадку до камер 2 від зрівняльного колектора 3 підводиться пар з тиском вище атмосферного. Цей пар подається в зрівняльний колектор від трубопроводу відпрацьованого пара регулятором 4. Пар протікає в обидві сторони від камер між сегментами і гребнями ущільнень. Частина його проходить в камінні коробки 1 і відсмоктується на конденсатор відсмоктування 5. Інша частина пара проникає в турбіни і по проточній частині йде в головний конденсатор.

На режимах розвитку переднього ходу бувають моменти, коли в камерах 2 ТВТ тиск вище, а в камерах 2 ТНТ - нижче атмосферного. У цих випадках пар від камер ТВТ йде на зрівняльний колектор 3, а з нього підходить до камер ТНТ, усуваючи підсмоктування повітря через них.

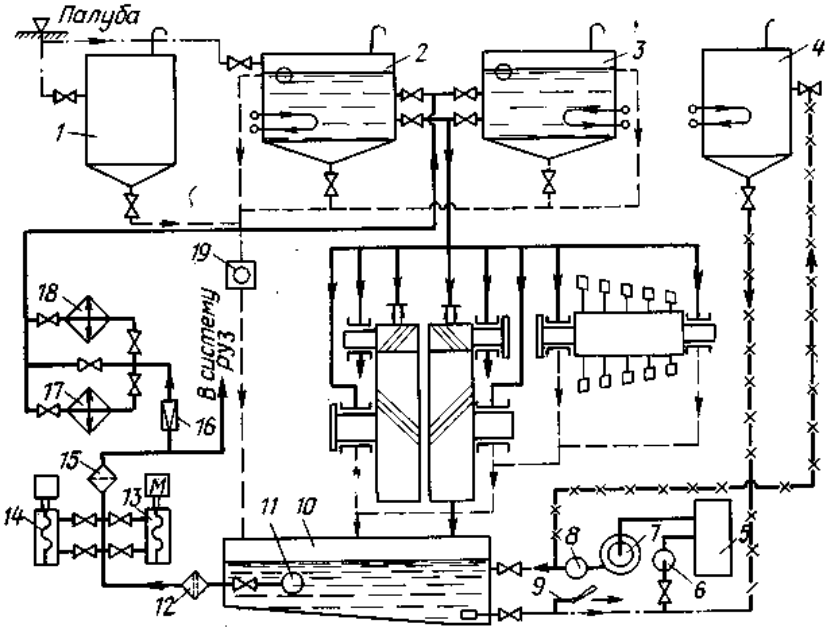
Масляна система. Масляна система суднової паро- і газотурбінної установки забезпечує мастилом всі опорні і упорні підшипники, зубчасту передачу і валопровід, навішені механізми, а також систему регулювання і інші елементи установки.

Вимоги, що пред'являються до масляної системи:

- запобігання масла від передчасного псування;
- мінімальні витоки;
- можливість очищення;
- видалення забрудненого масла і поповнення новим.

В сучасних турбінних установках прийняті два типи масляних систем: система без напірних цистерн і система з напірними цистернами, або гравітаційна система.

Масляна система без цистерн більш компактна і легка. Масло надходить на тертьові поверхні і в систему регулювання під напором, створюваним масляним насосом.



Мал. 11.3 Гравітаційна система змащування ГТЗА

Масляна система з цистернами (гравітаційна) надійніша, оскільки при раптовій зупинці масляного насоса цистерни забезпечують змащення протягом декількох хвилин, що досить для зупинки турбоагрегату, якщо неможливо запустити резервний масляний насос. Крім того, в напірних цистернах здійснюється відстій масла, що покращує якість мастила.

На транспортних суднах з ПТУ і суднах з ГТУ важкого типу зазвичай застосовують гравітаційну систему мастила. Принципова її схема дана на мал. 2.26. До складу системи входять цистерна запасного 1 і відпрацьованого 4 масла, дві напірні витратні цистерни 2 і 3 і стічна (маслозбірна) цистерна 10.

З стічної цистерни масло через безповоротний клапан з приймальною сіткою 11 і магнітний фільтр 12 забирається електромасляним насосом 13 або 14 і після очищення в сітчастому фільтрі 15 і охолодженні в маслоохолоджувачі 17 або 18 подається в працюючу видаткову цистерну, звідки надходить на змащення тертьових поверхонь. Частина масла після сітчастого фільтра 15 йде в систему регулювання, управління і захисту.

Для забезпечення в системі необхідного тиску використовується редуктор тиску 16. Для підтримки постійного рівня масла в витратних цистернах встановлена переливна труба з оглядовим склом 19.

Цистерни забезпечені сигналізаторами рівня, повітряними трубами для випуску парів масла і змійовиками для підігріву масла паром. У нижній частині стічної цистерни 10 передбачений відстійник для води, яка видаляється ручним насосом 9 або насосом 6 сепаратора масла 7. При сепарації масло підігрівається в підігрівач 5 і після сепаратора 7 напірним насосом 8 перекачується в стічну цистерну 10.

Системи водяного і повітряного охолодження ГТУ.

Системи охолодження призначені для охолодження опорних і упорних підшипників валопроводу, корпусів турбін, маслоохолоджувачів, повітроохолоджувачів, газоходів і для подачі води до іскрогасників. В якості охолоджуючого середовища використовуються забортна і прісна вода, масло і повітря.

Для забезпечення нормальної і безпечної роботи обслуговуючого персоналу в машинному відділенні необхідно підтримувати певну температуру. Домогтися потрібного температурного режиму можна шляхом охолодження корпусів двигунів.

Система запуску ГТД.

Запуск ГТД включає прокрутку ротора двигуна, подачу палива в камеру згоряння, займання його і виведення двигуна на режим холостого ходу.

Система запуску складається з пускового двигуна (стартера), муфти включення, запального пристрою і пускорегулювальної апаратури. В якості пускових двигунів можуть служити електростартери, повітряні турбіни або пневматичні двигуни, газотурбінні стартери, парові турбіни, ДВС та ін.; найбільш поширені електростартери.

НЕСПРАВНОСТІ ПАРОТУРБІННОГО АГРЕГАТУ

Під час експлуатації суднових парових турбін можуть спостерігатися порушення в їх роботі. При виході з ладу окремих елементів допускається короткочасна експлуатація турбоагрегату з обмеженнями, характер яких встановлено Регістром.

Основні несправності турбінних установок відбуваються через несвоєчасне або неякісне проведення ревізії та ремонту, порушення правил та інструкцій по експлуатації.

Несправності при провертанні турбін валоповоротним пристроєм.

В процесі провертання з'являється ненормальне збільшення навантаження на електродвигун або різке її коливання. Чути характерний звук торкання.

Найбільш ймовірні причини:

- несправний валоповоротний пристрій;
- не віджате гальмо валопровода;
- не віджатий дейдвудний сальник, забруднена дейдвудна труба або втулка кронштейна гребного валу;
- пошкоджені корозією шийки валів;
- забруднені підшипники і зубчасті передачі, відсутнє мастило;
- на гребний гвинт потрапили сторонні предмети;
- лопатки ротора зачіпають за корпус або є торкання в ущільненнях;
- в корпус турбіни потрапила вода.

Для усунення неполадок необхідно перевірити стан всіх перерахованих пристроїв, вимкнути валоповоротний пристрій і перевірити його.

Несправності турбін при пуску в хід.

Незважаючи на нормальні параметри пара перед турбіною, страгування не відбувається.

Найбільш ймовірні причини:

- викривлення ротора і зачіпання деталей в результаті неправильного прогрівання турбін;
- зачіпання всередині зубчастої передачі;
- відсутність мастила і підплавлення підшипників;
- погіршений вакуум в конденсаторі.

Для усунення несправностей необхідно перевірити надходження масла; відключити пар і, провертаючи турбоагрегат валоповоротним пристроєм, протягом **10 - 15 хв**. прослухати турбіни і редуктор; розкрити підшипники, що мали при роботі підвищене нагрівання.

Необхідно оглянути також валопровід.

Несправності в роботі підшипників.

Виражаються насамперед підвищеним нагріванням підшипників, вибиванням з них масла, збільшенням осьового тиску.

Найбільш ймовірні причини:

- недоброякісна мастило;
- недостатнє його надходження або висока температура;
- дефекти в підшипниках;
- порушення центрування валів;
- переповнення корпусу підшипника мастилом;
- надмірний зазор в ущільненні;
- підвищене осьове зусилля.

Остання обставина, в свою чергу, викликається збільшеними зазорами в ущільненнях діафрагм і думміса, занесенням проточної частини солями, смінанні кромок лопаток (наприклад, вилетіла лопатка).

Для усунення перерахованих несправностей необхідно перевірити якість мастила, відсепарувати або замінити його; розкрити підшипники і усунути дефекти; перевірити центрування валів, встановити нормальні зазори; очистити лопатковий апарат. До усунення причин, що викликають збільшений осьовий тиск, слід працювати з навантаженням, при якій температура упорного підшипника не перевищує допустиму.

Несправності в роботі масляної системи.

До цих несправностей відносяться перш за все недостатнє надходження мастила на змащення і його обводнення.

Найбільш ймовірні причини:

- забруднення масляних фільтрів і трубопроводів;
- низький рівень мастила в стічних цистернах і потрапляння повітря в насос;
- несправність масляного насоса;
- недостатнє відкриття клапанів;
- неправильне налаштування редукційного клапана;
- витоки мастила через нещільність і збільшені зазори;
- потрапляння пара в підшипники;
- потрапляння води в мастило через нещільності маслоохолоджувача (якщо тиск води вище тиску масла) і нещільності стічної цистерни.

Перераховані несправності усувають наступними заходами:

- перемиканням системи на інший фільтр,
- очищенням забрудненого фільтру і маслопроводів,
- доливкою масла в цистерни,
- введенням в дію резервного масляного насоса,
- налаштуванням редукційного клапана,
- усуненням нещільностей,
- установкою нормальних зазорів,
- обпресуванням маслоохолоджувача і т. п.

Несправності в роботі конденсаційної установки.

Несправності виражаються перш за все в погіршенні вакууму. Основною причиною є несправність або порушення режиму роботи ежектора, циркуляційного або конденсатного насоса.

Крім того, може мати місце присос повітря в конденсатор через відкритий клапан непрацюючого механізму, через кінцеві ущільнення ТНТ і всякого роду нещільності.

Способи усунення перерахованих несправностей:

- очищення трубок холодильника ежектора, заміна або заглушення пошкоджених трубок;
- регулювання положення сопел ежектора;
- очищення кінгстонних решіток і прийомних трубопроводів;
- настроювання регулятора рівня конденсату в конденсаторі;
- регулювання тиску пара, що подається на ущільнення;
- ліквідація нещільностей і ін.

РОБОТА ПАРОВИХ ТУРБІН В АВАРІЙНИХ ВИПАДКАХ

Під час експлуатації можливі випадки виходу з ладу як окремих турбін, так і їх вузлів або елементів. При цьому за погодженням з Регістром допускається короткочасна експлуатація суднових паротурбінних установок з обмеженнями.

Характерні ознаки неполадок, причини та способи їх усунення викладені в заводських інструкціях і в загальних рисах в «Правилах технічної експлуатації суднових парових турбін».

Робота при виході з ладу однієї з турбін.

У разі виходу з ладу однієї з турбін (ТВТ або ТНТ) робота агрегату забезпечується за рахунок справної. При цьому розбирають сполучну муфту і ротор пошкодженої турбіни від'єднують від зубчастої передачі. Якщо поломка сталася в зубчастій передачі, видаляють пошкоджені деталі.

У разі виходу з ладу ТВТ від'єднують трубу підведення свіжого пара до ТВТ, встановлюють трубу аварійного підведення свіжого пара від маневрового пристрою до ТНТ (з дросельними шайбами), а також ставлять заглушку на ресивері між ТВТ і ТНТ.

У разі виходу з ладу ТНТ до ресивера під'єднують трубу і ставлять заглушку таким чином, щоб пар з ТВТ, минаючи ТНТ, безпосередньо прямував в конденсатор. Для зниження тиску пара, що надходить в конденсатор, на трубу встановлюють дросельну шайбу. В обох випадках параметри свіжого пара перед швидкозапірним клапаном знижують відповідно до вказівок заводу-будівельника.

При роботі з відключеною ТНТ для забезпечення необхідного вакууму в конденсаторі на ущільнення ТНТ як і раніше подають пар (або встановлюють спеціальні ущільнювальні коміри).

Робота турбін з видаленими деталями проточної частини.

Під час експлуатації суднових парових турбін можливі пошкодження проточної частини (лопаток, діафрагм). Найбільш важкі ушкодження заподіює водяний удар.

Причиною водяного удару може бути порушення нормальної роботи котла, різке збільшення навантаження при високому рівні води в котлі, появі в паропроводі «мішків» при відключенні якого-небудь агрегату, прискорений прогрів паропроводу і турбін при неякісному дренуванні.

Закид води в проточну частину може привести до пошкодження і навіть зрізу робочих лопаток.

Закупорка проточної частини водою обумовлює підвищений тиск перед діафрагмою, її прогин і зачіпання за ротор. Зростає також перепад тисків на робочих лопатках, що може спричинити за собою значне збільшення осьового зусилля, виплавлення бабіту упорних подушок і осьовий зсув ротора.

Ненормальності в роботі масляної системи також можуть привести до виплавлення бабіту в підшипниках. При цьому робочі лопатки реактивних турбін можуть зачіпати за корпус в результаті просідання ротора.

Лопатки, що працюють в зоні вологого пара, схильні до ерозії, і в кінцевому підсумку на них можуть з'явитися тріщини, що загрожує відривом лопаток. Тріщини можуть виникнути і на лопатках в частині високого тиску через вібрації, яка виникає перш за все від недостатньо ретельної балансування ротора.

При пошкодженні деталей проточної частини і неможливості їх заміни за умовами експлуатації допускається після видалення таких деталей робота турбін з обмеженнями. Зазначені обмеження узгоджені з Регістром і наводяться у відповідних інструкціях.

У разі пошкодження більше **5%** робочих лопаток ступені видаляються всі лопатки цього ряду. Якщо пошкоджено менше **5%** робочих лопаток ступені, то для збереження балансування необхідно видалити стільки ж лопаток з діаметрально протилежного боку того ж ряду. В обох випадках діафрагма (активна ступінь) або направляючі лопатки (реактивна ступінь) повинні бути залишені на місці.

При видаленні діафрагми активної ступені щоб уникнути надмірного збільшення осьового зусилля необхідно також видалити і робочі лопатки цього ступеня. При видаленні напрямних лопаток реактивної ступені робочі лопатки цієї ступені залишають на місці.

Експлуатація допоміжних турбін з віддаленими елементами проточної частини не допускається.

СПОСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ТУРБІН

Потужність турбін залежить від кількості робочого тіла і від його параметрів.

Потужність парової турбіни (л. с.)

$$N = G_п H_а \eta / 632$$

Де: $G_п$ - витрата пара, кг/ч;

$H_а$ - наявний (располагаемый) теплоперепад, що спрацьовується на турбіні, кДж/кг;

η - ККД турбіни.

Потужність можна змінювати в основному за рахунок двох величин: витрати пари $G_п$ і теплоперепада $H_а$, що визначає такі способи управління паровою турбіною:

1. кількісне регулювання (соплове);
2. якісне регулювання (дросельне);
3. змішане регулювання;
4. обвідне регулювання;
5. застосування змінюваних параметрів пара.

Соплове регулювання. Воно застосовується в парових турбінах.

При такому регулюванні впуск пара в турбіну здійснюється декількома сопловими клапанами, за допомогою яких пар підводиться до окремих груп сопел. Регулювання потужності ступеневе, виконується за допомогою використання різних комбінацій повністю відкритих (закритих) соплових клапанів.

Число соплових клапанів залежить від діапазону потужності турбіни, для забезпечення високої економічності. Якщо необхідний діапазон високої економічності знаходиться в межах **55 - 110%** номінальної потужності, то турбіна має два-три соплових клапана (ГТЗА сухопутажних і пасажирських суден, турбогенератори).

Якщо турбіна більшу частину часу працює на номінальному режимі (ГТЗА наливних суден), вона має один клапан.

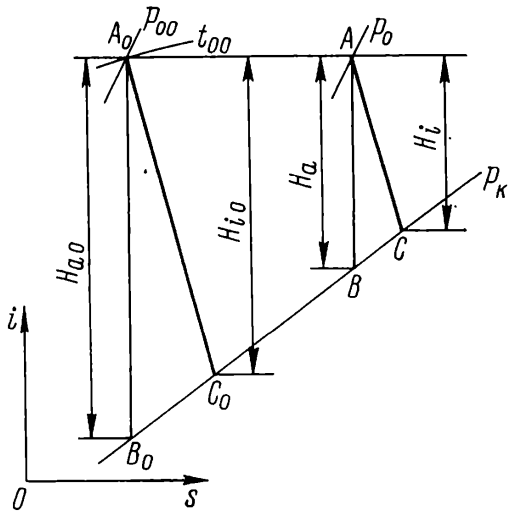
Соплове регулювання забезпечує найбільш економічну роботу турбіни на змінних режимах завдяки незмінним початковим параметрам пара перед її соплами.

Дросельне регулювання. Як і соплове, воно застосовується в парових турбінах.

Це регулювання здійснюється за допомогою маневрового або соплового клапанів зміною ступеня їх відкриття. У першому випадку дроселюється весь поступаючий в турбіну пар, у другому - частина пара, що пропускається даним сопловим клапаном.

Дроселювання призводить до зменшення початкового тиску і температури пара перед турбіною при збереженні його ентальпії **(t_0 = const)**.

Внаслідок зниження початкового тиску потужність турбіни при дросельному регулюванні змінюється як за допомогою зміни кількості пара, так і за допомогою зміни перепаду ентальпій в турбіні.



Мал. 11.4 Зміна ізоентропійного перепада ентальпій при якісному регулюванні

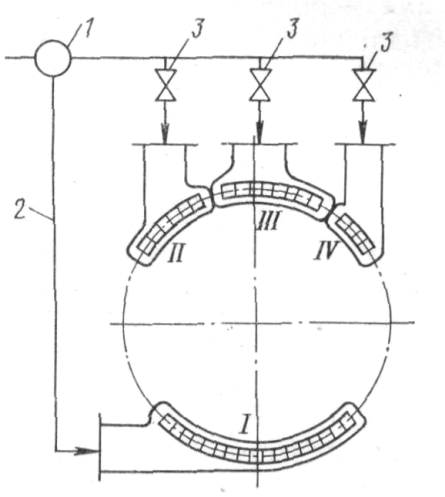
Дросельне регулювання доцільно в турбінах, у яких основним є режим номінальної потужності, а змінні режими короткочасні (прохід судна в вузкостях, маневрування).

Дросельне регулювання доцільно також для турбін з частими і швидкими змінами режимів роботи (турбіни криголамів).

Змішане регулювання:

Змішане регулювання полягає в використанні кількісного регулювання на основних режимах і якісного - на проміжних.

Розглянемо випадок, коли регулюючі органи складаються з одного маневрового і трьох соплових клапанів (мал. 2.2).



Мал. 11.5 Схема соплового апарату при змішаному регулюванні
1- маневровий клапан; 2- підведення пара до нижньої групи сопел;
3- соплові клапани II−IV.

Від маневрового клапана 1 по трубопроводу 2 пар направляється безпосередньо в нижню групу сопел, по другому - до трьох соплових клапанів 3.

При повному відкритті маневрового клапана в групу сопел 1 надходить **50%** розрахункової витрати пара $\mathbf{G_0}$. Соплові клапани при повному відкритті пропускають відповідно **10, 20, і 30%** $\mathbf{G_0}$. Отже, можливі соплові комбінації з пропуском пара від **50** до **110%** $\mathbf{G_0}$ через кожні **10%**.

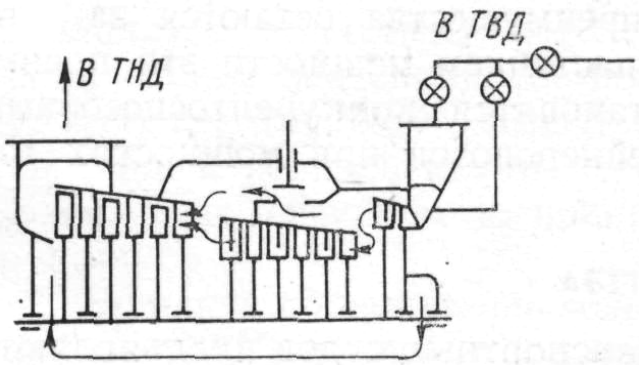
До $\mathbf{G_0 = 0{,}5\ G_0}$ регулювання потужності - якісне, маневровим клапаном; проміжні режими між зазначеними також здійснюються за допомогою підрегулювання маневровим клапаном.

Таким чином, наявність маневрового і трьох соплових клапанів забезпечує кількісне регулювання в широкому діапазоні потужностей, а також дозволяє застосовувати при маневруванні більш просте якісне регулювання.

Обвідне регулювання. Воно використовується в парових турбінах з великою витратою пара, у яких потужність розрахункового режиму істотно (в кілька разів) менше номінальної.

Здійснюється за допомогою виведення з роботи на розрахунковому режимі ступенів малих ходів (ці ступені розраховані на пропуск малої кількості пара і мають короткі лопатки).

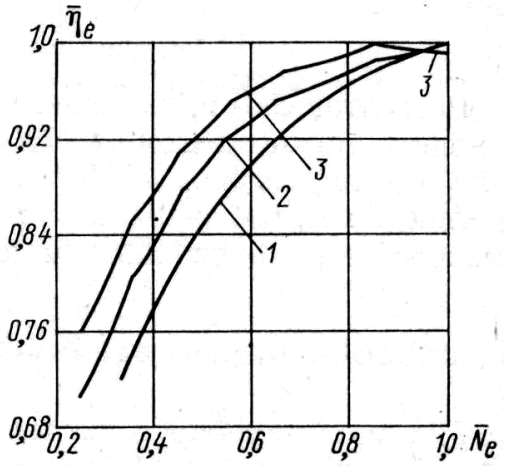
В цьому випадку ККД установки підвищується. При такому способі регулювання свіжий пар направляється по обвідному каналу до основної групи ступенів, минаючи ступені малого ходу, за якими проходить тільки невелика частина пара для їх охолодження (мал.2.3).



Мал. 11.6 ТВТ з внутрішнім обведенням ступенів малого ходу

Для зменшення числа ступенів малого ходу їх виконують двовенечними. У порівнянні з іншими типами регулювання на розрахунковому режимі матимуть місце додаткові втрати тертя і вентиляції в непрацюючих ступенях.

Як випливає з мал. 11.7 для турбін, що працюють в широкому діапазоні навантажень, найвигіднішим є обвідне регулювання.



Мал. 11.7 Залежність ККД від потужності турбоагрегата
1- якісне регулювання; 2- кількісне регулювання;
3- обвідне регулювання.

Обвідне регулювання використовується також в утилізаційних турбогенераторах (наприклад, ТД-400, ТД-500), що мають байпасні клапани, що відкриваються при зниженні тиску пара в утилізаційному котлі в зв'язку зі зниженням навантаження головного двигуна.

Застосування змінних параметрів пара: Цей спосіб використовується в парових і газових турбінах. У парових турбінах розглянутий спосіб доцільний при тривалій роботі енергетичної установки судна на зниженій потужності.

Параметри робочого середовища при цьому змінюють безпосередньо в паровому котлі або камері згоряння за допомогою зміни подачі палива.

Якщо ця зміна здійснюється безперервно, говорять про ковзаючі параметри пара, в іншому випадку - про ступінчасті.

Зазначений спосіб регулювання займає проміжне положення між кількісним і якісним і дозволяє зменшити число ступенів малого ходу.

Максимальна швидкість ходу досягається підвищенням початкового тиску пара майже в два рази. До недоліків подібного регулювання відноситься ускладнення установки, яка розраховується на високий тиск, що застосовується обмежений час.

У порівнянні з дросельним і сопловим регулюванням розглянутий спосіб має ту перевагу, що дозволяє на режимах малої потужності зменшити витрати енергії на допоміжні механізми, що обслуговують енергетичну установку (живильні насоси, котельні вентилятори та ін.).

У паротурбінних установках транспортних суден регулювання потужності ковзаючими параметрами не застосовується, оскільки суднові турбіни основний час працюють на режимах номінальної або близькою до неї потужності.

У ГТУ регулювання потужності зміною подачі палива в камеру згоряння є основним.

У газотурбінних двигунах для регулювання потужності іноді застосовується *направляючий апарат*, що дозволяє змінювати прохідні перетини сопел шляхом їх часткового прикриття або поворотом напрямних лопаток (зміною кута виходу потоку з сопел).

Застосування поворотних напрямних лопаток дозволяє підвищити К. К. Д. ГТД на змінних режимах, а також потужність і економічність установки при занесенні проточної частини турбіни, підвищенні температури навколишнього повітря.

Поворотні лопатки підвищують прийомистість ГТД за допомогою підтримки на маневрах і при наборі потужності двигуном частоти обертання компресора, близької до номінальної.

ОГЛЯД ПАРОВИХ ТУРБІН

Огляд парових турбін проводиться відповідно до діючих правил та інструкцією заводу-будівельника, де викладені види і черговість робіт.

Для забезпечення правильної технічної експлуатації та своєчасного ремонту на судні є відповідна технічна документація.

Підготовка до ревізії.

Для визначення зносу деталей і вузлів проводиться ревізія (планово-попереджувальний огляд і ремонт): **головних турбін - один раз в чотири роки**, а **допоміжних - один раз в два роки**. При необхідності терміни між ревізіями можуть бути скорочені.

Ревізію, як правило, здійснює суднoремонтний завод, але може виконувати і особовий склад під керівництвом шеф-інженера заводу-будівельника або старшого (головного) механіка.

Перед постановкою турбоагрегату на ревізію необхідно зафіксувати його експлуатаційні показники. У турбінах осьові зазори в проточній частині та в ущільненнях настільки малі, що не допускають ні осьових, ні бічних переміщень частин, що знімаються по відношенню до нерухомих.

Тому при ревізії турбін потрібне застосування спеціальних пристроїв і пристосувань, необхідна велика обережність. Крім того, повинні бути прийняті особливі заходи, щоб запобігти потраплянню при ревізії всередину корпусу сторонніх предметів.

Послідовність ревізії турбін.

Перед розкриттям турбіни слід виконати такі дії:

- злити воду з конденсатора і масло з масляної системи;
- зняти контрольно-вимірювальні прилади, клапани, трубопроводи, обшивку турбін і ізоляцію фланцевих стиків.

Всі отвори трубопроводів закривають дерев'яними пробками. Потім знімають верхню кришку турбіни, для чого встановлюють підйомне пристосування і напрямні колонки, знімають болти горизонтального роз'єму і ставлять віджимні болти.

Віджавши кришку, приступають до її підйому, стежачи за тим, щоб фланець кришки був паралельний фланцю нижній частині корпусу і щоб кришка вільно переміщалася по напрямних стовпчиках.

Під час підйому під кришку підкладають дерев'яні бруси, щоб уникнути її падіння в разі пошкодження підйомного пристрою. Піднявши кришку на **300 - 400мм**, зачищають роз'єм корпусу, потім кришку опускають, поклавши на шийки ротора свинцевий дріт, і заміряють розкриття і викривлення фланця горизонтального роз'єму.

Після цього кришку знову піднімають, заміряють верхні зазори в ущільненнях, відводять кришку в бік і кладуть роз'ємом вгору.

Оглядають розкриту турбіну, заміряють розбіг ротора в упорному підшипнику і зазори по горизонтальному роз'єму в проточній частині, в кінцевих ущільненнях і ущільненнях діафрагм. Оглядають сполучну муфту, перевіряють центрування і заміряють зазори. Розкривають кришки підшипників, визначають масляні зазори, зазори в масляних ущільненнях, товщину сегментів, заміряють положення ротора.

Піднімають ротор талями за допомогою бугелів, закріплених на його шейках. Піднявши ротор на певну висоту, кладуть свинцевий дріт на ущільнення, а для реактивних турбін - на напрямні лопатки статора і між лопатками в нижній частині статора. Укладають ротор на місце, потім піднімають і укладають на козлах. По відбитках заміряють нижні зазори.

При підйомі ротора необхідно стежити, щоб через перекоси в горизонтальній площині не було зачіпань в лопатковому апараті. Уклавши ротор на дерев'яні козла, очищають його від бруду, а лопатки від накипу і проводять ретельний огляд для виявлення зачіпань, пошкоджень і тріщин.

Після дефектації всіх деталей виконують необхідний ремонт. Потім виконують складання турбіни, при цьому виконують остаточну перевірку зазорів і настановних розмірів, які не повинні відрізнятися від нормальних. Перевіряють також центрування роторів по напівмуфтам.

Випробування турбоагрегатів після ревізії. Консервація.

Після ревізії проводять випробування турбоагрегату. Перед пуском турбіни необхідно промити масляну систему і заповнити її свіжим мастилом, перевірити в дії всі обслуговуючі допоміжні механізми і пристрої, зробити наладку системи регулювання та захисту.

Після ревізії пробний пуск здійснюють при роз'єднаному валопроводі, потім з'єднують валопровід і проводять швартовні і ходові випробування.

Швартовні випробування мають на меті перевірку якості монтажних і складальних робіт турбоагрегату, його трубопроводів, валопровода. При цьому виконують налагоджувальні роботи по забезпеченню злагодженої роботи парових котлів і турбін.

Випробування проводять при малій частоті обертання протягом **3 - 4ч.**

Ходові випробування призначені для перевірки в процесі руху судна надійності, економічності та інших характеристик енергетичної установки. Під час ходових випробувань апробують також правила технічної експлуатації всіх механізмів, пристроїв, апаратів і приладів при пуску, зупинці і роботі на різних режимах.

Швартовні і ходові випробування після ревізії проводять за програмою, погодженою з інспекцією Регістру.

Приймання установки після ревізії здійснюється комісією і оформляється відповідним актом.

При цьому необхідна така технічна документація:

1) акт огляду і дефектації турбіни;
2) акт ремонту турбіни;
3) акт закриття турбіни;
4) акт швартових і ходових випробувань турбоагрегату.

Консервація необхідна для збереження турбіни під час її тривалої бездіяльності, тобто для запобігання її від корозії, поломок та інших пошкоджень.

Якщо передбачається недіючий стан турбінної установки протягом ***більше одного року***, необхідна повна консервація установки з розкриттям турбін і зубчастої передачі і покриттям внутрішніх деталей захисним шаром антикорозійного мастила та фарби.

Консервація виконується відповідно до інструкції заводу-будівельника. Якщо зберігання турбіни в недіючому стані передбачається протягом ***менше року***, виконують часткову консервацію. Як в першому, так і в другому випадку трубопроводи від'єднують від корпусів турбін, отвори заглушають. Виходи валів з корпусу ущільнюють.

Література:

1. Лихогляд К.А. Суднові турбінні установки: Навчальний посібник / К.А. Лихогляд, С.А. Кар’янський, В.І. Чимшир, М.О. Мусоріна. – Одеса : НУ «ОМА», 2020. – 214 с.
2. Романовський Г.Ф. Газотурбінні агрегати: Навчальний посібник У 2 ч. Ч 1 Загальна будова та класифікація / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін, В.М. Патлайчук. – Миколаїв: НУК, 2016. – 216 с.
3. Романовський Г.Ф. Будова, правила технічної експлуатації та обслуговування газотурбінних двигунів: Навчальний посібник / Г.Ф. Романовський, Ю.О. Султанський, В.І. Харченко. – Миколаїв: НУК, 2011. – 156 с.
4. Романовський Г.Ф. Сучасні газотурбінні агрегати: Навчальний посібник У 2 т. Т 2 Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії/ Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін, В.М. Патлайчук. – Миколаїв: НУК, 2008. – 420 с.
5. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: Підручник. – Миколаїв: НУК, 2010 – 624 с.
6. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.