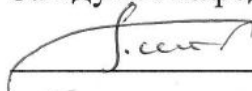


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"12" 06 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

на тему: *Головний газотурбінний агрегат простої схеми для судна типу
«Евролайн» потужністю 18,2 МВт*

Виконав:

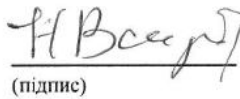
студент групи 4231



Курінний П.Д.
(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



Ващиленко М.В.
(підпис)

Миколаїв – 2022 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра _____ турбін _____
Спеціальність _____ 142 "Енергетичне машинобудування" _____
Освітня програма _____ "Турбіни" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

" 10 " 02 _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

Студенту _____ Курінному П.Д. _____

1. Тема роботи: "Головний газотурбінний агрегат простої схеми для судна типу «Євролайнер» потужністю 18,2 МВт"

Керівник роботи: __ канд. техн. наук, доцент Ващенко М.В. _____

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2022 року

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2022 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **18 200 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1545 К**;
- паливо: **дизельне легке**;
- розробка **паливної системи** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **профілактика травматизму у машинному**

відділенні судна.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів)

- 4.1. Інформаційний пошук.
- 4.2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА.
- 4.3. Габаритний розрахунок ГТА та його компонування.
- 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **одноступінчастої турбіни низького тиску ГТА.**

4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.

4.6. Профілактика травматизму у машинному відділенні судна.

5. Перелік презентаційних матеріалів

5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.

5.2. Поздовжній переріз **турбіни низького тиску ГТА.**

5.3. Схема **паливної системи** газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

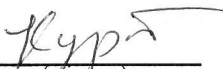
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2022	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2022	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання	01.05.2022	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА	15.05.2022	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2022	
6	Профілактика травматизму у машинному відділенні судна	01.06.2022	
7	Підготовка презентаційних креслень	08.06.2022	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2022	

Студент


(підпис)

Курінний П.Д.

Керівник роботи


(підпис)

Ващиленко М.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проектування головного газотурбінного агрегату простої схеми для енергетичної установки судна типу «Евролайнер» потужністю 18,2 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата; габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компоновання; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі першого ступеня турбіни гвинта; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі: розробку конструкції турбіни гвинта; розрахунок закручення лопаток 1-го ступеня турбіни гвинта; перевірочний розрахунок робочих лопаток 1-го ступеня турбіни гвинта на міцність; розробку паливної системи газотурбінного агрегата; розробку освітлення в приміщенні машинного відділення судна.

Ключові слова: газотурбінна установка; суднова енергетика; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work has designed the main gas turbine unit of a simple scheme for the power plant of a ship of the Euroliner type with a capacity of 18.2 MW. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and the scheme of the gas turbine unit; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermo-gas-dynamic calculation on the average diameter of the first stage of the propeller turbine; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine unit, which included: development of the design of the propeller turbine; calculation of the twist of the blades of the 1st stage of the propeller turbine; verification calculation of the working blades of the 1st stage of the propeller turbine for strength; development of the fuel system of the gas turbine unit; development of lighting in the engine room of the ship.

Keywords: gas turbine unit; ship power engineering; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

1. Патентно-інформаційний пошук.....	1
2. Термодинамічні та габаритні розрахунки ГТА.....	13
2.1 Оптимізація параметрів циклу ГТА.....	13
2.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА.....	20
2.3 Габаритно-компоновочний розрахунок ГТА та побудова ескізу його меридіонального перетину.....	27
Висновок.....	44
Список використаних джерел.....	45

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Суднові газотурбінні агрегати призначені для забезпечення руху водотонажних суден і суден з динамічними принципами підтримки.

Домінуюче положення у сфері корабельного і суднового газотурбобудування займають в цей час компанії "General Electric Co." (США), "Rolls-Royce plc" (Великобританія) та ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" (Україна). Комплектацію та постачання газотурбінних агрегатів, створених даними фірмами, здійснює також ряд європейських та азіатських виробників – "Avio S.p.A." (Італія), "MTU Friedrichshafen GmbH" (Німеччина), "Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd." (Японія), "Kawasaki Heavy Industries, Ltd." (Японія), ОАО "НПО "Сатурн" (Росія).

Характеристики суднових газотурбінних двигунів, які мають потужність близьку до проектної – 16,8 МВт і які в даний час серійно випускаються або готуються до виробництва, наведені в табл.1.1 [3], [4].

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію суднового газотурбінного двигуна **UGT 15000 (ДА90)**, який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Газотурбінний двигун UGT 15000, розробка якого була завершена в 1984 р., став подальшим розвитком уніфікованого ряду економічних двигунів третього покоління, призначених для використання як на кораблях будь-якого класу, так і в промисловості.

UGT 15000 добре зарекомендував себе на самому початку своєї експлуатації завдяки повним і всебічним дослідженням, виконаним при його створенні, які включали повузлове доведення компресора, камери згоряння, турбіни на лабораторних стендах, відпрацьовування газодинамічних, теплотехнічних, міцностних, віброакустичних характеристик на базі п'ятнадцяти

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

двигунів із проведенням тривалих іспитів з вироблення еквівалента ресурсу. Іспити проводилися з подаванням морської солі на вхід до компресора, з максимальним розцентруванням вихідного вала, з перевищенням номінального крутного моменту на силовій турбіні, при граничних параметрах для цього двигуна, з виробленням максимальної кількості запусків і перехідних процесів, очікуваних в експлуатації.

Старанність відпрацьовування двигуна UGT 15000 обумовила його високі експлуатаційні якості і широке застосування. Двигун може працювати на різних сортах рідкого і газоподібного палива при температурі зовнішнього повітря від мінус 50 до плюс 50 °С і відносній вологості повітря, що досягає 100% при температурі 15 °С.

За вимогою замовника UGT 15000 виготовляється з різними напрямками обертання силової турбіни в реверсивному і нереверсивному виконаннях.

Двигун пристосований для роботи з локальною і груповою системою керування в комбінованих енергетичних установках разом з дизелями, паровими турбінами та іншими газотурбінними двигунами.

UGT 15000 відповідає вимогам антропологічної сумісності, забезпечує доступ до основних вузлів, зручність обслуговування і мінімальні тимчасові витрати на усунення відмовлень. Двигун оснащений засобами технічного діагностування, що дозволяють оцінювати в умовах експлуатації його технічний стан без розбирання.

Модульна конструкція UGT 15000 передбачає можливість заміни при ремонті в умовах експлуатації напівних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресора низького тиску, силової турбіни. Запасні частини не вимагають пригону по місцю і допускають мінімальне підрегулювання.

Двигун серійно випускається з 1988 р. До дійсного часу виготовлено більше 120 таких двигунів, сумарний наробіток яких перевищив 250 тис. год. Сім з них відробили заявлений ресурс і продовжують успішно експлуатуватися.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

**Характеристики суднових газотурбінних двигунів
потужністю від 12 до 25 МВт**

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 15000 (Д090)	ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект"	14,7	33,0	1350	20,0
UGT 15000 (ДА90)		17,6	35,4	1350	21,0
UGT 15000+ (ДА91)		20,0	36,0	1440	20,0
UGT 16000 (ДТ59)		16,6	30,0	1140	13,0
LM1600	"General Electric Co."	14,3	36,6	—	21,4
LM2500		24,6	37,4	—	19,3
"Olympus TM3B"	"Rolls-Royce plc"	16,0	27,2	—	10,5
"Spey SM1C"		19,5	37,5	—	21,9
WR-21 ¹		25,2	42,3	—	16,2
SGT-500 (GT35C)	"Siemens AG"	17,0	32,0	—	12,0
SGT-600 (GT10B)		24,4	34,7	—	14,0
FT8	"Pratt & Whitney Corp."	24,9	39,0	—	18,8
MFT-8	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	25,8	38,6	—	20,4

UGT 15000 використовується у складі корабельних агрегатів М27, М9Б та М44, для приводу електрогенераторів (газотурбогенератори ГТГ-16), у газоперекачувальних агрегатах ГПА-Ц-16С, серійно виготовляємих "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе", у ГПА-16С "Урал" розробки ОАО НПО "Искра", у ГПУ-

¹ Агрегат с промежуточным охлаждением воздуха и регенерацией тепла.

16А розробки ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" та ін. Крім того, його використання передбачене в декількох проектах модернізації агрегатів ГТК-10-4 із двигунами ОАО "Невский завод" і "Коберра-182" фірми "Купер Роллз".

UGT 15000 може також застосовуватися для модернізації чи реконструкції ряду виробництв (хімічних, металургійних та ін.). Наприклад, на Одеському припортовому заводі він був встановлений замість морально застарілих і зношених приводів "Евон" компанії "Роллз-Ройз".

Таблиця 1.2

Основні технічні параметри двигуна UGT 15000

Параметр	Модифікації ²				
	ДБ90	ДГ90	ДА90	Д090	ДС90
Потужність, МВт	17,5	17,15	17,6	14,7	25
ККД, %	35	35	35	33	42 ³
Витрата повітря, кг/с	71	71	73	70	65
Міра підвищення тиску	19,6	19,5	19,6	19,6	19,6
Початкова температура газу, К	1349	1343	1348	1348	1335
Температура газу за ГТД, К	706	693	673	673	712
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/ 3600	5200	5300	4400	3000/ 3600
Довжина х ширина х висота, м	6,1 х 2,2 х 2,5	4,7 х 2,1 х 2,2	4,8 х 2,2 х 2,2	5,0 х 2,6 х 2,8	6,4 х 2,5 х 2,7
Маса, т	12,8	11,6	9	11,5	15

Двигун UGT 15000 (модифікація ДС90) був використаний для створення контактної парогазової установки типу "Водолій" потужністю 25 МВт. У ньому

² ДБ90 – модифікація двигуна для приводу електрогенератора, ДГ90 – для приводу нагнітача газу на компресорній станції, ДА90 і Д090 – корабельні нереверсивний і реверсивний двигуни, ДС90 – двигун контактної парогазової установки.

³ У даному випадку ККД всього агрегату.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

змінені пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для упорскування пари, організовані системи подавання пари.

Основні технічні параметри двигуна UGT 15000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.2.

Конструктивні особливості

Двигун UGT 15000 виконаний двокаскадним із вільною силовою турбіною. Він складається з компресорів низького 2 і високого 3 тисків (рис.1.1), камери згоряння 4, турбін високого 5 і низького 6 тисків, силової турбіни⁴ 7, агрегатів, навішених на двигун.

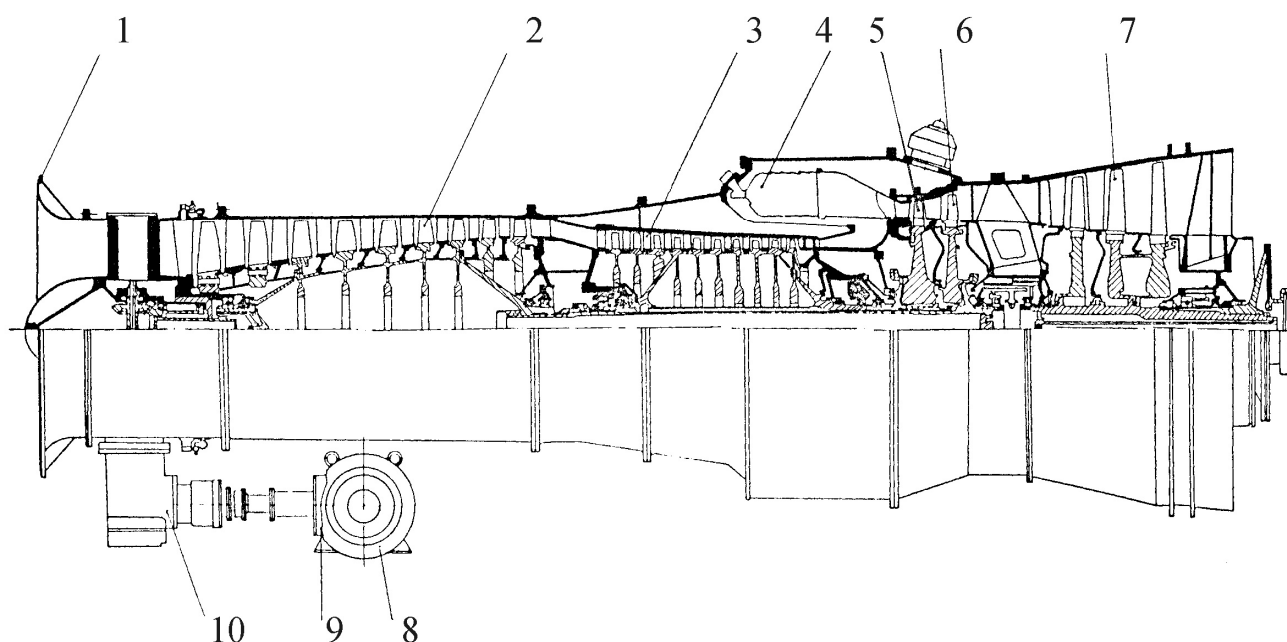


Рис.1.1. Конструктивна схема двигуна UGT 15000:

1 – вхідний пристрій; 2 – компресор низького тиску; 3 – компресор високого тиску; 4 – камера згоряння; 5 – турбіна високого тиску; 6 – турбіна низького тиску; 7 – силова турбіна; 8 – електростартер; 9 – виносна коробка приводів; 10 – нижня коробка приводів

Компресори 2 і 3 разом із турбінами, що приводять їх в обертання, утворюють два контури (відповідно, низького і високого тисків), які кінематично

⁴ Конструкція UGT 15000 розглядається на прикладі двигуна ДГ90.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

не пов'язані між собою і мають різні частоти обертання. Потужність від силової турбіни через ресору передається споживачу.

Компресор низького тиску (рис.1.2) – осьовий, 9-ступінчастий, складається із вхідного пристрою, переднього корпуса 1, корпуса КНТ 2, ротора КНТ 3, встановленого на передній 6 і задній 5 опорах.

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення атмосферного повітря в компресор і утворений зовнішнім і внутрішнім обтічниками. Кільцевий канал між ними є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, жорстко з'єднаних між собою шістьма профільованими стійками, і призначений для розміщення передньої опори КНТ, поворотного вхідного напрямного апарата, привода нижньої коробки приводів.

Передня опора ротора – пружна. Корпус опори – гнучкий, тобто має можливість радіально переміщатися за рахунок деформації пружних елементів стінки корпуса. Коливання поглинаються демпфером, що являє собою масляний шар між корпусом опори і лабіринтовою кришкою, який обмежений двома ущільнювальними кільцями.

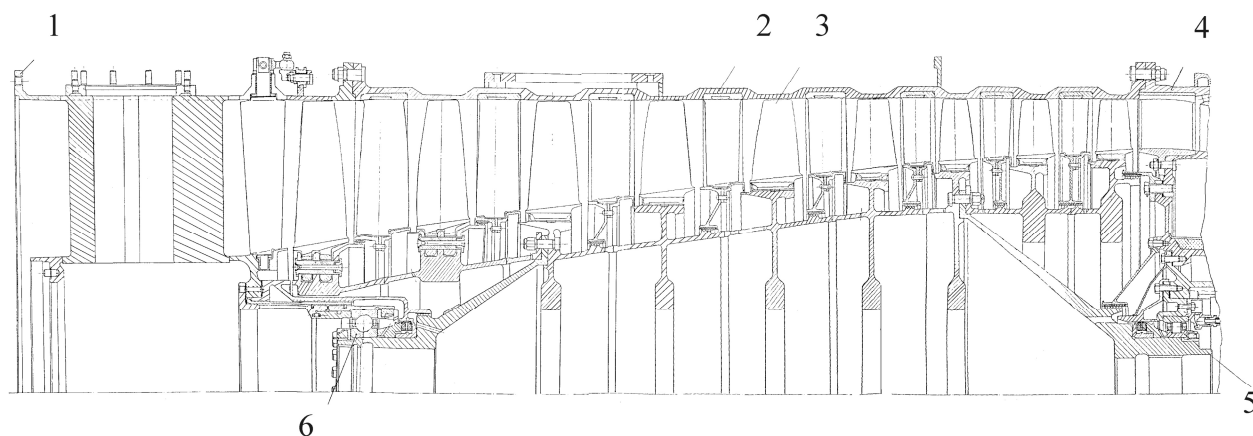


Рис.1.2. Компресор низького тиску:

1 – передній корпус; 2 – корпус компресора низького тиску; 3 – ротор КНТ; 4 – перехідник; 5 – задня опора; 6 – передня опора

Для надійного змащення й охолодження кулькового підшипника передньої

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

опори масло підводиться в двох місцях: у зазор між внутрішньою обоймою підшипника і сепаратором через жиклери маслопідводного кільця і радіально – через отвір у внутрішній обоймі підшипника.

Корпус компресора низького тиску виконаний у вигляді порожнього циліндра, що має горизонтальний роз'їм. У циліндричних проточках корпусу розміщено вісім напрямних апаратів, що кріпляться до корпусу гвинтами. У нижній половині зовнішньої поверхні корпусу є дві бобишки з різьбовими отворами для кріплення опор двигуна.

Ротор КНТ – дисково-барабанної конструкції, складається з передньої і задньої цапф, робочих лопаток і дисків, поєднаних у три нероз'ємні складальні одиниці: барабан 1-2-го ступенів, барабан 3-7-го ступенів, барабан 8-9-го ступенів. Між собою і з цапфами барабани з'єднані за допомогою стяжних болтів.

Робочі лопатки перших двох ступенів мають шарнірне кріплення, що дозволяє їм повертатися щодо осі пальця при роботі двигуна. Робочі лопатки інших ступенів встановлені в пазах дисків сполученням типу "ластівчин хвіст".

Компресор високого тиску (рис.1.3) – осьовий, 10-ступінчастий, складається з переходника 1, корпусів 2, ротора 3 турбокомпресора високого тиску.

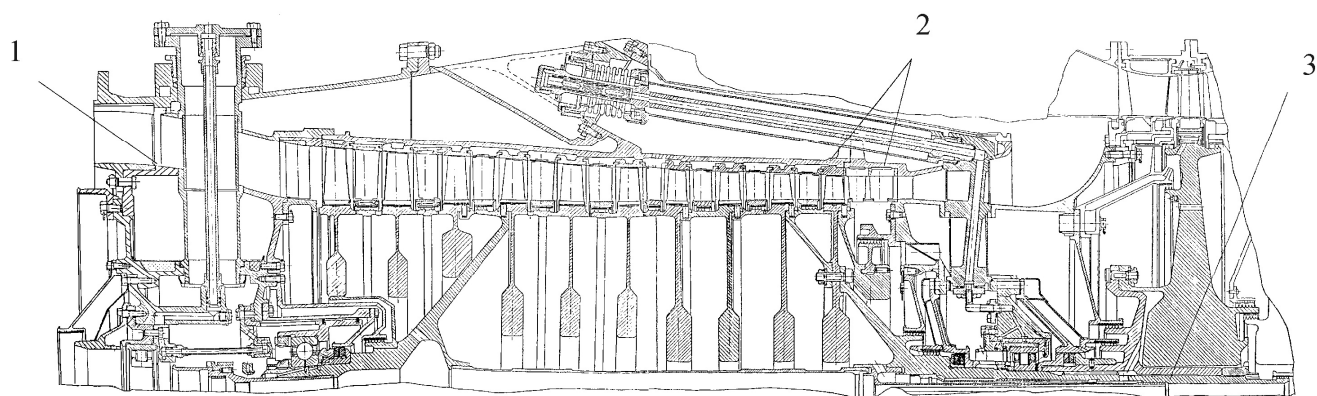


Рис.1.3. Компресор високого тиску:

1 – переходник; 2 – корпуса КВТ; 3 – ротор турбокомпресора високого тиску

Перехідник призначений для плавного підведення повітря з компресора

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

низького тиску в компресор високого тиску. Він складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, поєднаних між собою рядом напрямних лопаток останнього ступеня КНТ. У перехіднику розміщені задня опора ротора КНТ, передня опора ротора турбокомпресора високого тиску, вхідний напрямний апарат КВТ, датчик виміру частоти обертання.

Ротор 3 конструктивно поєднує ротори КВТ і ТВТ. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шлицьове з'єднання.

Ротор КВТ – дисково-барабанної конструкції, складається з десяти дисків, робочих лопаток, передньої і задньої цапф, внутрішнього вала. Робочі лопатки встановлені в пази дисків хвостовиками типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків.

За ротором КВТ організована розвантажувальна порожнина для забезпечення необхідного зусилля на упорний підшипник. Для стабілізації осьових зусиль, що діють на підшипник, розвантажувальна порожнина поєднана трубами з порожниною перед диском ТВТ. На десятому диску ротора встановлений лабіринт, що обмежує надходження повітря в розвантажувальну порожнину.

Камера згоряння (рис.1.4) – трубчасто-кільцева, протитокова, складається з переднього конуса, виконаного заодно з корпусом КВТ 4, кожуха камери згоряння 8, кожуха 14, шістнадцяти жарових труб 7, розташованих паралельно осі двигуна в кільцевому просторі між кожухами 8 і 14, шістнадцяти змішувачів 9, закріплених на сопловому апараті ТВТ, шістнадцяти одноканальних газових форсунок з пальцем 5 і форсунок 6.

Для зниження швидкості потоку повітря перед жаровими трубами передбачений кільцевий двоступінчастий дифузор 13.

Запалення палива в камері згоряння під час запуску здійснюється від двох запалювачів. Перекидання полум'я між жаровими трубами забезпечується через полум'яперекидні патрубки.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

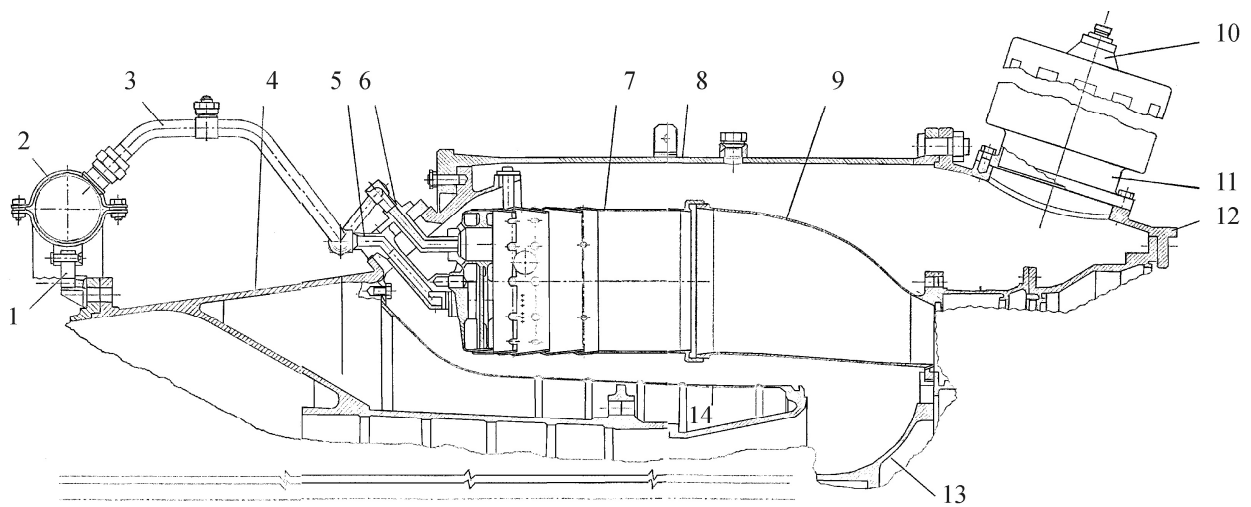


Рис.1.4. Камера згорання:

1 – підвіска; 2 – колектор; 3 – трубка підведення; 4 – корпус КВТ; 5 – форсунка з пальцем; 6 – форсунка; 7 – жарова труба; 8 – кожух камери згорання; 9 – змішувач; 10 – клапан перепуску повітря; 11 – компенсатор; 12 – силовий корпус; 13 – дифузор; 14 – внутрішній кожух

На корпусі 12 і двох компенсаторах 11 установлені два клапани перепуску повітря 10, один із яких стравлює повітря з камери згорання в атмосферу при запуску двигуна, другий – при спрацьовуванні захисту по обмеженню частоти обертання силової турбіни.

Паливні форсунки – одноканальні, складаються з корпусу і ковпачка, у якому виконані один центральний отвір і два ряди отворів по колу, призначених для рівномірної подачі газу. Форсунка з пальцем має штуцер перекидання газу на одноголовочну форсунку і палець для установки в жарову трубу.

Турбіна високого тиску (рис.1.5) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата 1 і ротора 2. Лопатки турбіни мають конвективне охолодження. Усередину соплових лопаток вставляється дефлектор, що служить для перерозподілу охолодного повітря, яке надходить через отвори в корпусі і після охолодження залишає лопатки через щілини у вихідних краяхах.

Ротор ТВТ складається з диска, робочих лопаток, цапфи ТВТ. Робочі лопатки в диску кріпляться ялинковими замками. Для зниження динамічних напружень у кишені під нижньою полицею лопаток встановлені демпфери.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зменшення радіального зазору над обандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, що своїми виступами входять у пази корпусу.

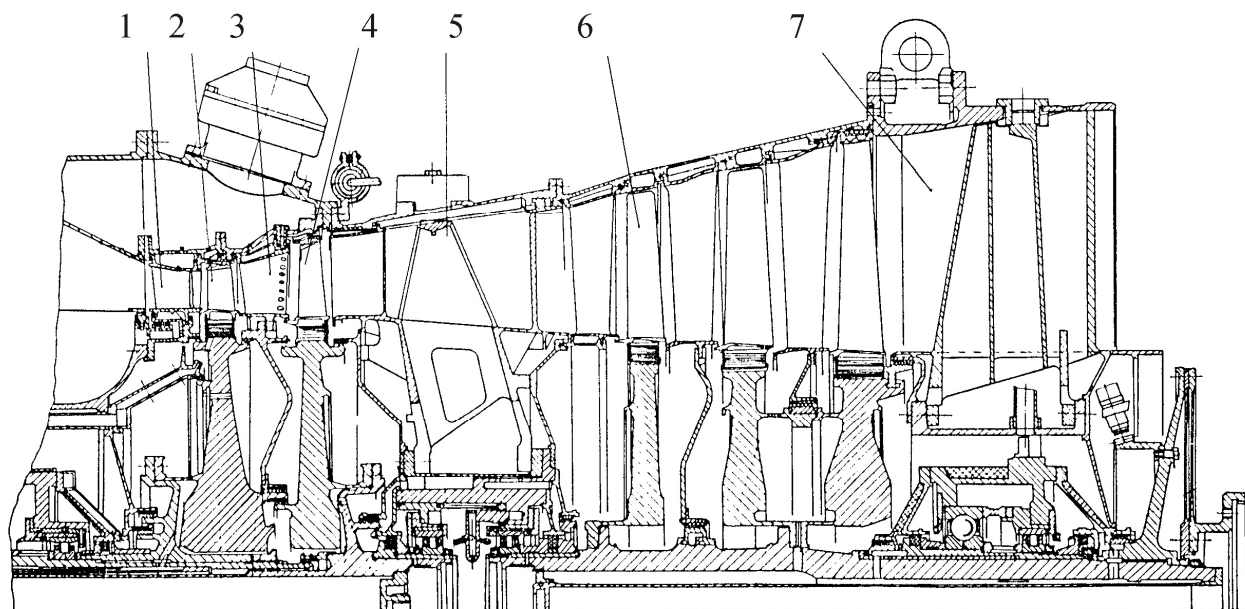


Рис.1.5. Турбінна частина двигуна:

1 – сопловий апарат ТВТ; 2 – ротор ТВТ; 3 – сопловий апарат ТНТ; 4 – ротор ТНТ; 5 – опорний вінець ТНТ; 6 – ротор силової турбіни; 7 – опорний вінець силової турбіни

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчата, складається із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5. Соплові лопатки – охолоджувані, з дефлектором.

Ротор ТНТ складається з диска, робочих лопаток, закріплених за допомогою ялинкових хвостовиків, вала ТНТ. Диск із валом з'єднується болтами.

Опорний вінець ТНТ призначений для розміщення задньої опори ротора турбіни низького тиску і передньої опори ротора силової турбіни. Він також утворює проточну частину між цими турбінами. Стійки з корпусом опорного вінця з'єднуються за допомогою пакетів пружних елементів, що встановлюються на цапфу із зазором і призначені для компенсації теплових розширень. Корпус опори має пружний елемент типу "біляче колесо" для самовстановлювання ротора ТНТ із метою зменшення навантажень, що діють на роликовий підшипник через дисбаланс ротора. Для гасіння вібрації роторів в опорному

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

вінці передбачені масляні демпфери.

Силова турбіна – осьова, триступінчаста⁵, складається із соплових апаратів 3-5-го ступенів, ротора, опорного вінця.

На диску 5-го ступеня кріпиться лабіринт, що разом із кришкою опорного вінця організує за ротором турбіни розвантажувальну порожнину. Частина повітря, підводимого через перехідник КНТ у цю порожнину, потім йде на підпір передніх і задніх лабіринтових і радіально-торцевих ущільнень.

У корпусі підшипників опорного вінця турбіни розташовуються роликовий підшипник, що несе радіальне навантаження, і кульковий підшипник, що сприймає частину осьового навантаження.

Для передачі крутного моменту з вала турбіни на вал споживача використовується пружна муфта. На корпусі муфти встановлений збудник датчика обмеження частоти обертання силової турбіни.

Коробки приводів механічно пов'язані з контуром низького тиску. Нижня коробка приводів призначена для розміщення основного маслоагрегата двигуна, привода від виносної коробки приводів, привода індуктора з пристроєм для ручного прокручування. Виносна коробка – для розміщення привода до електростартерів (~380 В, 2х70 кВт).

Ресурс до капітального ремонту двигуна UGT 15000 становить 25000 год, призначений ресурс – 75000 год.

⁵ В деяких модифікаціях (наприклад, ДБ90) – 4-ступінчаста.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГТА

2.1. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ ГТА

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Алгоритм програми GTA1CC дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу.

Алгоритм програми передбачає розв'язання задачі оптимізації простої схеми ГТА методом сканування. При цьому на точність і тривалість процесу розв'язання впливають вибір інтервалу і кроку пошуку. Область зміни параметра π_{κ} - інтервал пошуку, в якому очікується максимум η_e , - завжди може бути зазначена з великою вірогідністю. Крок сканування $\Delta\pi_{\kappa}$ варто підбирати емпірично.

На рис.2.1 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_{κ}, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_e}, c_{p_g}, k_e, k_g$. Перевірка необхідності здійснювати охолодження турбін ГТД виконується блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінців турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

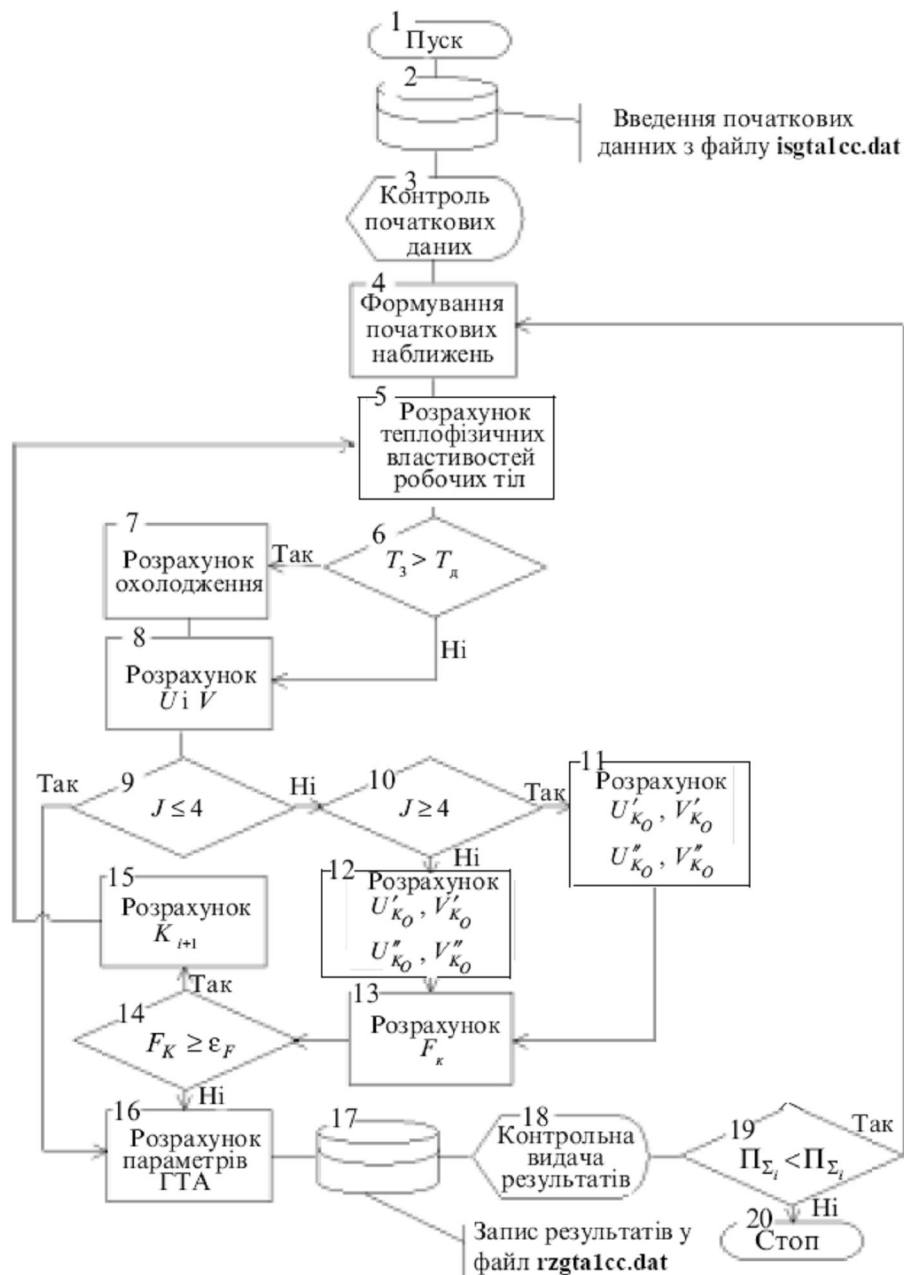


Рис.2.1. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язування методом Ньютона. Якщо задана точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{O_{i+1}}$ або $K_{D_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і

параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по $\pi_k i$, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

Таблиця 2.1

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД	α_0	—
BD	Недогрів газу в КЗПП	Δ_D	град
BO	Недоохолодження повітря в ППО	Δ_o	град
EGE	Питома витрата охолоджуючого повітря	g_e	—
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	ν_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	ν_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	$\nu_{z\theta}$	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	ν_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	ν_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	ν_{kznp}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	ν_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	ν_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	ν_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{num}	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	—
KO	Параметр розподілу роботи компресора	K_o	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	—
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\overline{N}_{пт}$	—
QK	Загальний ступінь підвищення тиску у циклі (ЗСПТ)	π_k	—
QKH	Початкове значення ЗСПТ	π_{k_n}	—
QKK	Кінцеве значення ЗСПТ	π_{k_k}	—
R	Ступінь регенерації	r	—
SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_k$	—

Продовження таблиці 2.1

Ідентифікатор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{кз}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	—
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	—
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_m}	—
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	—
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nt}	—

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл.2.1

Для проведення розрахунків за програмою GTA1CC студенту необхідно підготувати комплект початкових даних.

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файла isgtalcc.dat, що знаходиться в директорії GRUP5, розміщених в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файлу isgtalcc.dat здійснюється екранним редактором. При використанні програмної оболонки "Norton Commander" це може бути її вбудований редактор, викликуваний натисканням функціональної клавіші [F4], або редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

Таблиця 2.2

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1545
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,895
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,995
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для переходника між компресорами	0,995
КВПТ для камери згоряння	0,960
КВПТ для опорних вінців турбін	0,995
КВПТ для газовипускного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,023

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом gtalcc.exe, розміщеним в директорії SAPRTA, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі STUDENT. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построчно для кожного значення π_{KE} у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rztalcc.dat, який також розміщується в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

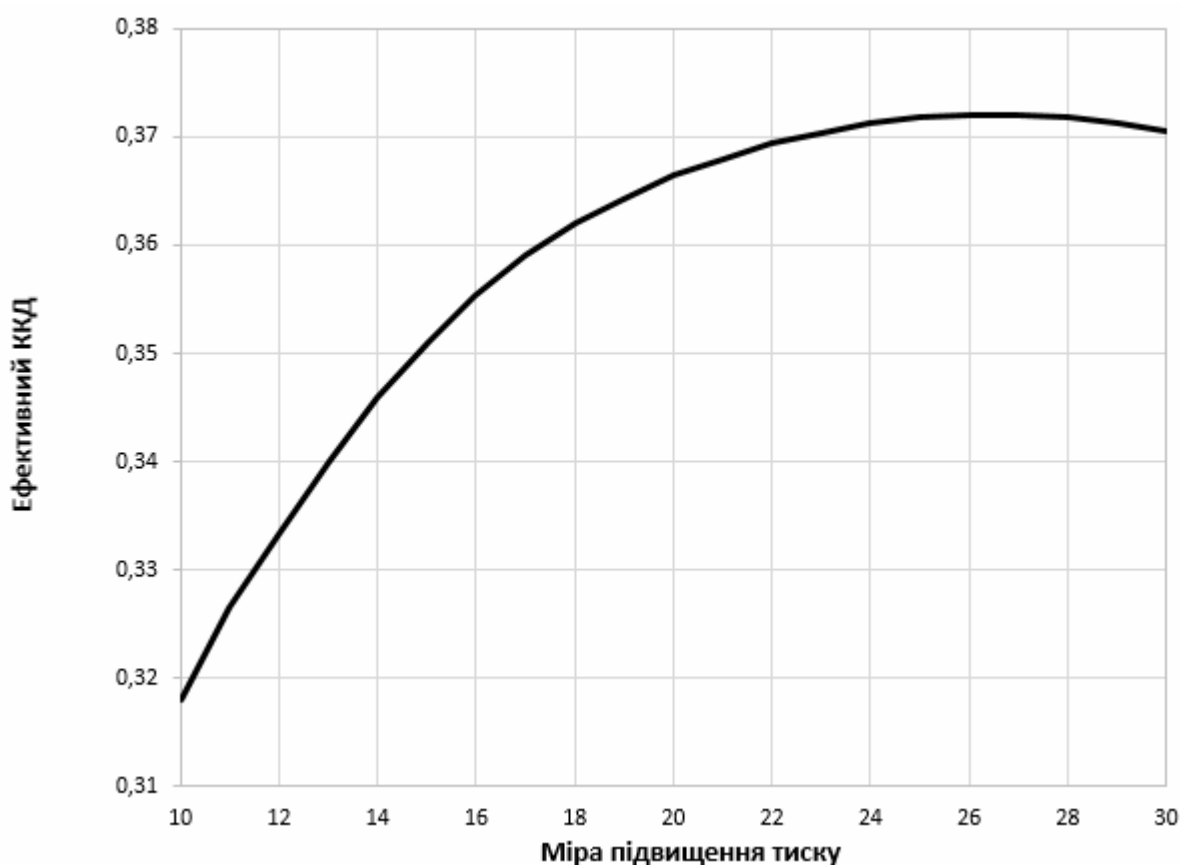
D:\STUDENT\GR4231\isgta1cc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gta1cc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.2.2.

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgta1cc.dat, будуємо графіки (рис.2.2 та рис.2.3) – залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 26$: $\eta_{e \max} = 0,37207$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 303,4$ кВт/(кг/с). Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 23$, якій відповідає $\eta_{e, \text{роз}} = 0,37044$ та $N_{\text{пит}} = 315,3$ кВт/(кг/с).



					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Рис.2.2. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e.\max} - \eta_{e.\text{роз}}}{\eta_{e.\max}} = \frac{0,37207 - 0,37044}{0,37207} \cdot 100\% = 0,438\%,$$

що не перевищує норму 0,5...1,1%, а збільшення питомої потужності становить

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{315,3 - 303,4}{303,4} \times 100\% = 3,92\%.$$

Зменшені значення π_k дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.

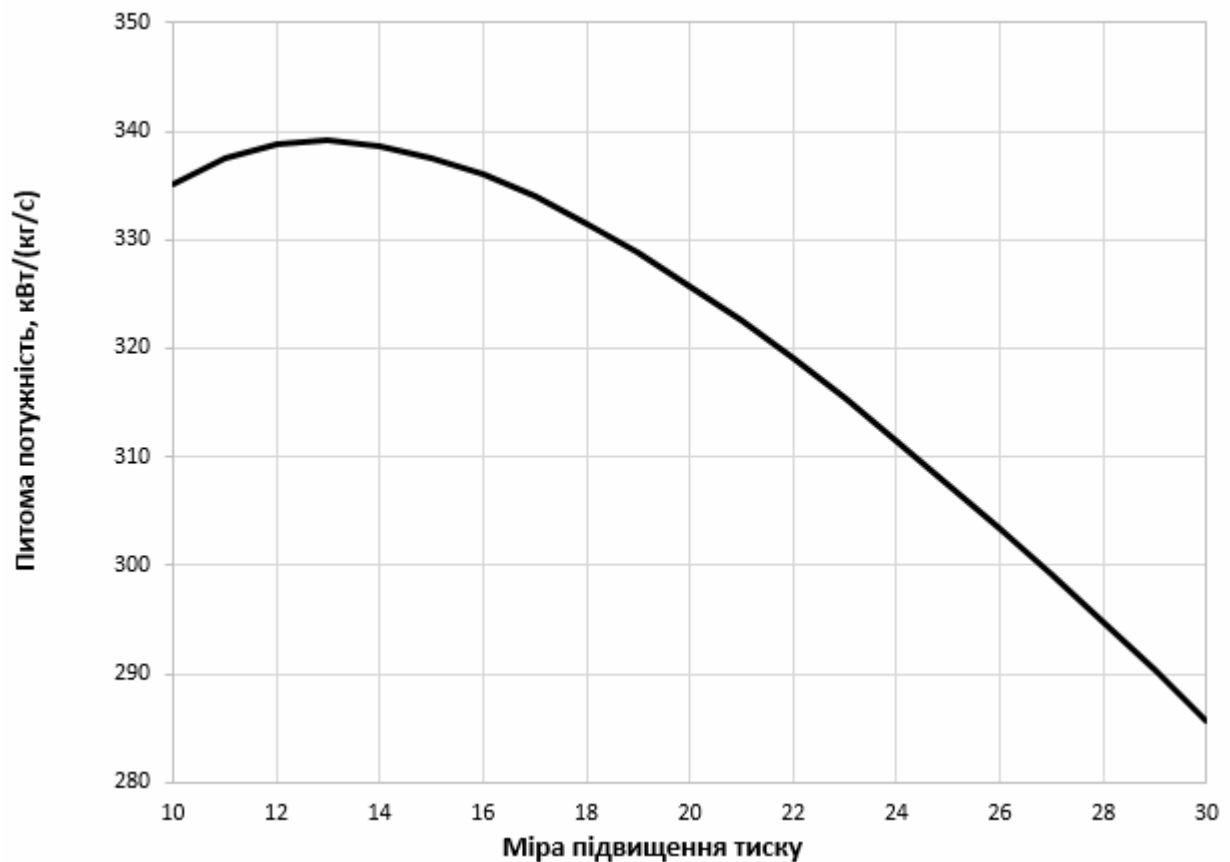


Рис.2.3. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

2.2. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТА

Тепловий проектувальний розрахунок ГТА на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних агрегатів: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного агрегата, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного агрегата, його питома потужність.

Структурна схема суднового газотурбінного агрегата наведена на рис.2.4, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.2.5. Результати розрахунків зведено до табл.2.3.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 18200 кВт, початкова температура газу – 1545 К, базовий двигун – UGT 15000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 23.

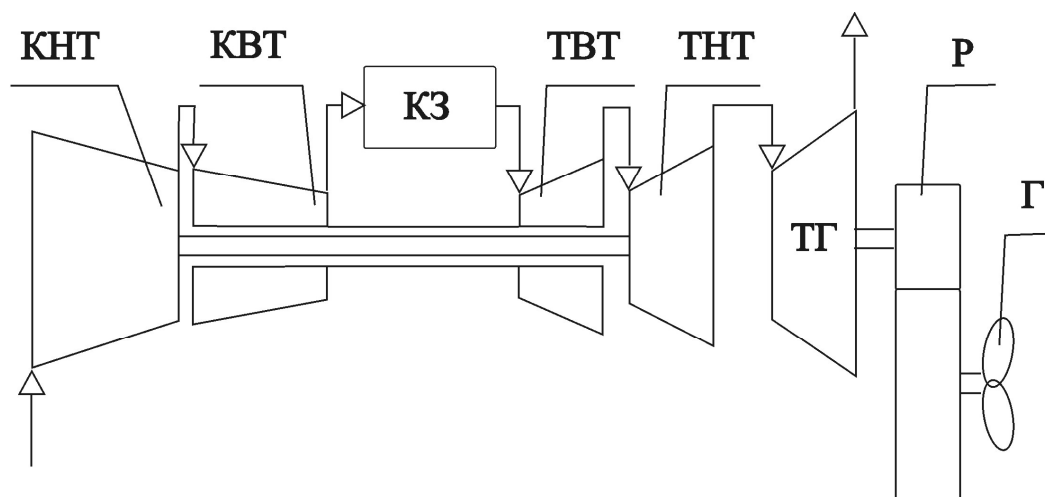


Рис.2.4. Структурна схема суднового газотурбінного агрегата:

КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; ТГ – турбіна гвинта; Р – редуктор; Г – гребний гвинт

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

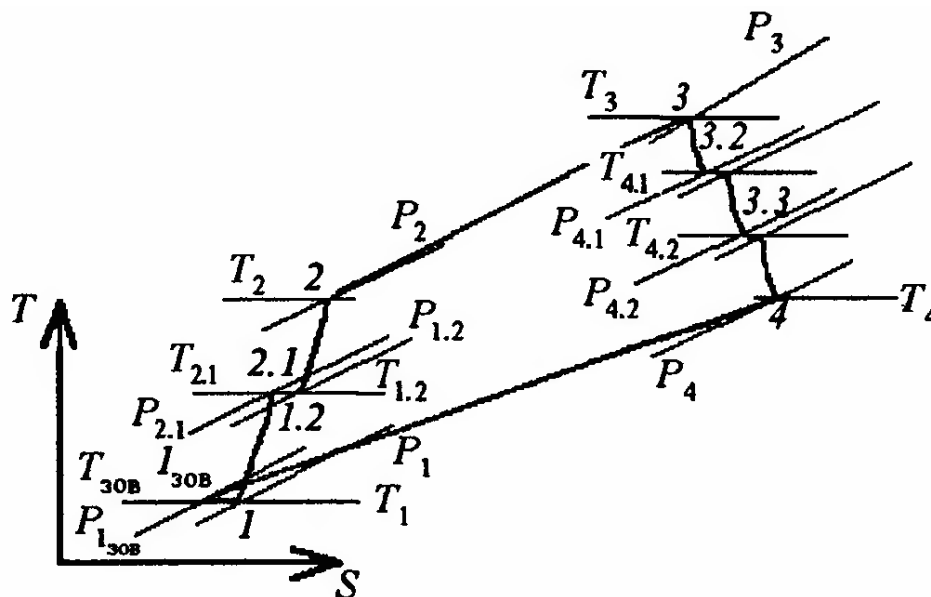


Рис.2.5. Термодинамічний цикл суднового газотурбінного агрегата

Таблиця 2.3

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі π_{Σ}	Приймається [1]	23	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1545	-
3. Температура зовнішнього повітря T_{30B} , К	Приймається [1]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря P_{30B} , МПа	Приймається [1]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [1]	1080,0	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [1]	0,8950	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [1]	0,9900	-
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{вх}$	Приймається [1]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора v_k	Приймається [1]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [1]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{т2}$	Приймається [1]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{т3}$	Приймається [1]	0,9950	
13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [1]	0,9800	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{т1}$	Приймається [1]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{т2}$	Приймається [1]	0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{т3}$	Приймається [1]	0,9000	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [1]	0,9950	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [1]	0,9800	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\kappa 2}$	Приймається [1]	0,9950	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [1]	0,021	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [1]	42915	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [1]	14,49	
23. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Задається завданням	18200	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\kappa 2}$	Приймається [1]	4,400	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\kappa 1}$	$\pi_{\kappa \Sigma} / \pi_{\kappa 2}$	5,227	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,400	1,395
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\kappa 1}$	$\frac{\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{\kappa 1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1}$	0,870	0,870
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{\kappa 1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{\kappa 1}}$	198,4	198,4
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$	486,4	486,4
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{\kappa 1} \cdot \eta_{\kappa 1}}{2}$	374,2	374,2
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,012	1,012
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,395	1,396
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{306} \cdot \nu_{вх}$	0,099	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{\kappa 1}$	0,5216	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,374	1,374
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{\kappa 2}$	$\frac{\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{\kappa 2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1}$	0,873	0,873

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	277,0	277,0
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	763,4	763,4
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	607,3	607,3
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,054	1,054
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,374	1,374
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot v_{к}$	0,519	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,284	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,235	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{пп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3})$	1,121	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{пп} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}^{вх})$	1,041	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{пп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{пп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^H \cdot \eta_{к3} - \left[c_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{пп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0235	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	2,936	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{к3}$	2,192	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [1]	2	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_d > 100$	1,300	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,0500	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{т1}$	Приймається [1]	0,9000	

142.4231.01.КП

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox1}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$	0,0704	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$	1419,0	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}	Приймається [1]	2	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T'_{3,2} - T_d > 100$	1,300	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,050	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається [1]	0,9800	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$	0,053	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{к3}$	$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$	0,861	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{к3}}{\alpha_{к2}}$	0,885	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{к3} + g_{ox1} + 0,006$	0,954	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$	1,009	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$	$\beta_{t3} + 0,004$	1,011	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сеп.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1401,8	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сеп.т1}, \alpha)$	1,258	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{т1}$	$\frac{c_{pz1}}{c_{pz1} - R_{г}}$	1,290	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$	0,951	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	263,5	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}^?$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1281,5	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,2236	

142.4231.01.КП

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*)$	1,177	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К	$\frac{\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{\text{т1}}}{(\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{\text{т1}} + g_{\text{ox1}})} (T_3 - \Delta T_{\text{т1}}) + \frac{c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,1}^*} g_{\text{ox1}}}{c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,1}^*} (\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{\text{т1}} + g_{\text{ox1}})} \cdot T_{\text{ox}}$	1235,8	
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{\text{т1}}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{\text{т1}}}{T_3 \cdot \eta_{\text{т1}} - \Delta T_{\text{т1}}} \right)^{\frac{k_{\text{д1}}}{k_{\text{д1}} - 1}}$	2,578	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{\kappa 3}$	2,192	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{\text{т1}}}$	0,85	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$, К	$T_{3,2} = T_{4,1}$	1235,8	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{\text{сер.т2}}$, К	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{\kappa 1}}{2 \cdot \eta_{\text{т2}}}$	1136,6	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ $c_{\text{пр2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.т2}}, \alpha)$	1,224	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{\text{п2}}$	$\frac{c_{\text{пр2}}}{c_{\text{пр2}} - R_{\text{г}}}$	1,305	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{\text{пр1}}}{c_{\text{пр2}} \cdot \eta_{\text{т2}} \cdot \beta_{\text{т2}}}$	0,870	
82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{\text{т2}}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{\kappa 1}$	172,8	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4,2}^?$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{\text{т2}}$	1063,0	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,192	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*)$	1,150	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{\text{т2}}}{(\beta_{\text{т2}} + g_{\text{ox2}})} (T_{3,2} - \Delta T_{\text{т2}}) + \frac{c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,2}^*} g_{\text{ox2}}}{c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,2}^*} (\beta_{\text{т2}} + g_{\text{ox2}})} \cdot T_{\text{ox}}$	1047,0	
87. Міра розширення газу в ТНТ $\pi_{\text{т2}}$	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{\text{т2}}}{T_{3,2} \cdot \eta_{\text{т2}} - \Delta T_{\text{т2}}} \right)^{\frac{k_{\text{т2}}}{k_{\text{т2}} - 1}}$	2,060	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot \nu_{\text{т1}}$	0,850	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{\text{т2}}}$	0,413	

142.4231.01.КП

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
90. Тиск газу перед турбіною гвинта $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{т2}$	0,411	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	1047,0	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{30B}}{v_{гв}}$	0,103	
93. Міра розширення газу в ТГ $\pi_{т3}$	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	3,980	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	928,1	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $C_{рг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,169	1,169
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$	$\frac{C_{pz3}}{C_{pz3} - R_{г}}$	1,324	1,324
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$	276,2	276,2
98. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{т3}$	770,8	770,8
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$	896,9	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{рг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	319,4	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	58,15	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$	57,27	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	56,99	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$	49,3	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$	4171,0	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	50,5	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	4,03	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	54,7	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox2}$	3,04	

142.4231.01.КП

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Продовження табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
110. Витрата газу через ТГ $G_{ТЗ}$, кг/с	$\beta_{ТЗ} \cdot G_{к1}$	57,8	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{ГВ}$, кг/с	$\beta_{ГВ} \cdot G_{к1}$	57,9	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{200}} / N_e$	0,2292	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,366	

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. ГАБАРИТНО-КОМПОНОВОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТА ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕТИНУ

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів турбоагрегату виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТД проводяться розрахунки, в процесі яких визначаються радіальні та осьові розміри компресорів, камер згоряння, турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів і турбін, частоти обертання їх роторів, число жарових труб у камерах згоряння. За результатами цих розрахунків одержують дані для виконання компоновання ГТД і креслення меридіонального перетину його проточної частини.

При компонованні ГТД і кресленні його меридіонального перетину конструктивно визначають габарити перехідників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих морських ГТД. У процесі проектування ГТД слід прагнути, щоб напрямок середньої лінії течії в проточній частині не мав різких зламів. Різкі зміни напрямку потоку робочого тіла по тракту ГТД, викликані значними коливаннями величин середніх діаметрів агрегатів, які стикуються між собою, призводять до підвищених утрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

2.3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюються послідовно, починаючи з КНТ. Для виконання цих розрахунків необхідні наступні параметри, які визначаються на етапі детального теплового проектувального розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності:

КНТ: тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,099$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,512$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

температура повітря за КНТ $T_2 = 486,4 \text{ K}$; витрата повітря через КНТ $G_k = 57,27 \text{ кг/с}$.

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,519 \text{ МПа}$; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 2,283 \text{ МПа}$; температура повітря перед КВТ $T_1 = 486,4 \text{ K}$; температура повітря за КВТ $T_2 = 763,4 \text{ K}$; витрата повітря через КВТ $G_k = 56,99 \text{ кг/с}$.

Розрахункова схема компресора наведена на рис.2.6. Результати розрахунку зведені до табл.2.4.

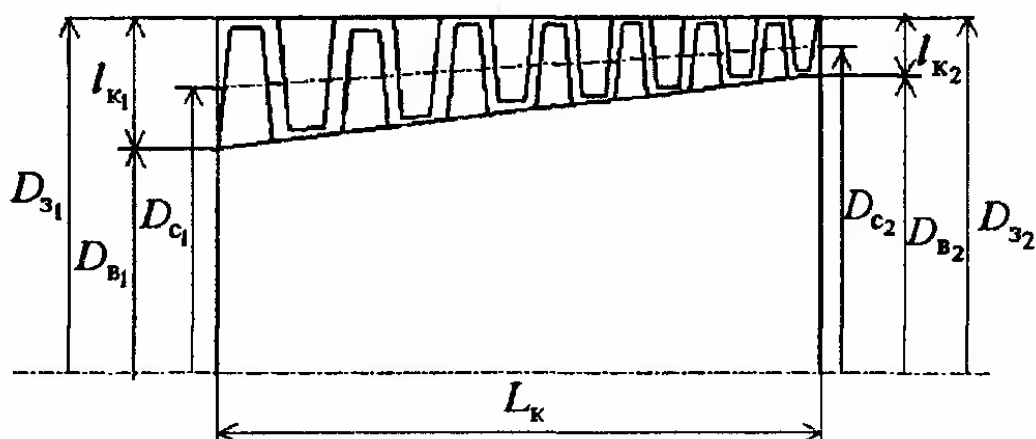


Рис.2.6. Розрахункова схема компресора

Таблиця 2.4

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{z1} , м/с	Приймається [1]	310	280
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,45	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{z1}$	139,5	126
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,399	1,386
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора λ_{ca1}	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,449	0,313

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{ca1})$	$\lambda_{ca1} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,650	0,474
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{ca1})}}$	0,3703	0,1268
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [1]	0,45	0,75
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - d_{BT}^2)}}$	0,769	0,607
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,346	0,455
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,557	0,531
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$(D_{31} - D_{B1}) / 2$	0,211	0,075
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	7704	8809
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [1]	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора ρ_{MK} , кг/м ³	Приймається [1]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_K , МПа	Приймається [1]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня σ_{k1} , МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{MK}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	124,5	96,3
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{міц1}$	σ_K / σ_{k1}	7,78	9,85
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9?1,0) c_{a1}$	132,5	113,4
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,386	1,358
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора λ_{ca2}	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n + 1} RT_2}}$	0,319	0,225
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{ca2})$	$\lambda_{ca2} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{ca2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,496	0,349

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,1210	0,0493
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_i = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$ $D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,768 0,661 0,714	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,455 0,519 0,487
25. Висота останньої лопатки компресора l_{k2} , м	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,053	0,032
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається [1]	5,227	4,400
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{kst}	Приймається [1]	1,20	1,16
28. Число ступенів компресора z_k	Ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{kst}}$	9	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,2457	0,0880
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_s = \text{cons}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$ $D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,768 0,661 0,714	
	$D_{oc} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,455 0,519 0,487

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{\text{кк}}, \text{м}$	$(D_{\text{зс}} - D_{\text{вс}})/2$	0,120	0,054
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{\text{лк}}$	$D_{\text{сц}}/l_{\text{кк}}$	5,37	9,29
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$	$0,087353 + 0,02604 v_{\text{лс}} + 0,00092 v_{\text{лс}}^2 + 0,00004 v_{\text{лс}}^3$	1,046	1,005
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стк}}, \text{м}$	$l_{\text{кк}} \cdot \bar{L}_{\text{стк}}$	0,126	0,067
35. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к}}, \text{м}$	$L_{\text{стк}} \cdot z_{\text{к}}$	1,136	0,673
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{в.п.}}, \text{м}$	$0,22 \cdot D_{\text{з1}}$	0,169	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{п.к.к.}}, \text{м}$	$0,45 \cdot D_{\text{з1}}$	0,346	—
38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{п.к.}}, \text{м}$	$0,34 \cdot D_{\text{з2}}$	0,261	—

2.3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Габаритний розрахунок камери згоряння ГТД проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій камер згоряння.

Протитокова трубчасто-кільцева камера згоряння розміщується над задньою частиною КВТ. Тут потік повітря перед входом у фронтний пристрій жарової труби робить поворот на 360° : 180° в осерадіальному дифузори і кільцевому каналі між зовнішніми та внутрішніми кожухами і ще на 180° при вході в жарову трубу через фронтний пристрій. З огляду на надзвичайно потужний вихровий рух повітря в міжтрубному просторі, що сприяє рівномірному розподілу вторинного повітря в жарових трубах, середній діаметр розміщення жарових труб тоді беруть середньгеометричним. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 49,2$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 4171,0$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф} = 56,9$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,99$; нижча наєвна теплотворна здатність палива $H_u = 42915$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,49$.

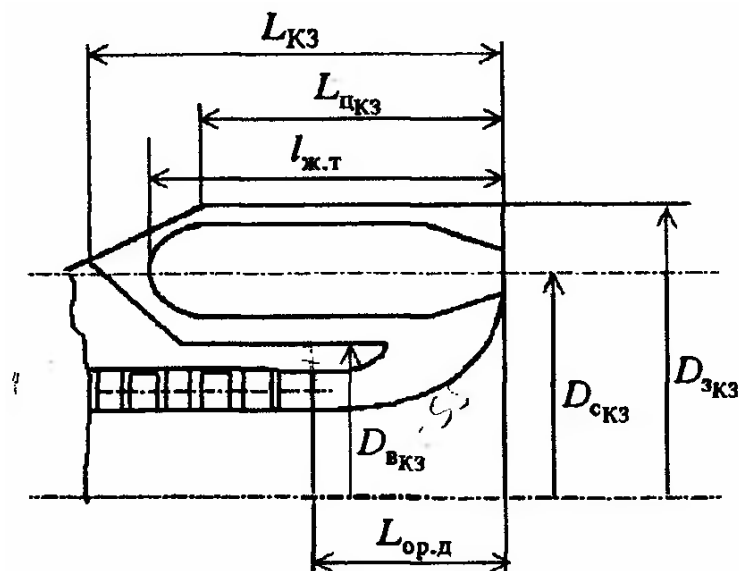


Рис.2.7. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.2.7, результати розрахунку зведені до табл.2.5.

Таблиця 2.5

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	2,283·10 ⁶				
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [1]	900				
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{год}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,0862				
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	12	14	16	18	20
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0072	0,0062	0,0054	0,0048	0,0043
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [1]	0,7				
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,5				
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,155	0,147	0,141	0,135	0,130
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,543	0,515	0,493	0,474	0,458
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,023	0,022	0,021	0,020	0,019
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,689	0,761	0,831	0,897	0,961
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.25)	1,25				
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{год}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	20,98				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	36,00				

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	0,2269	0,2388	0,2497	0,2597	0,2690
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{\text{кз ж.т.}}$	0,5673	0,5970	0,6242	0,6492	0,6724
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{з кз}}$, м	$D_{\text{с кз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,951	1,011	1,070	1,127	1,184
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{в кз}}$, м	$D_{\text{с кз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,427	0,512	0,591	0,667	0,739
19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$, м	$0,42 \cdot D_{\text{с2 кат}}$	0,195				
20. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	0,624	0,593	0,567	0,545	0,526

Приймаємо число жарових труб $n_{\text{ж.т.}} = 18$.

2.3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

З розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо наступні вихідні дані для габаритного розрахунку турбін:

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T=50,4$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox}=4,0$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3=1545$ К; температура газу за ТВТ $T_4=1235,8$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3=2,192$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4=0,850$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T=0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T=54,6$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox}=3,0$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3=1235,8$ К; температура газу за ТНТ $T_4=1046,9$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,850$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4=0,413$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,90$;

ТГ: витрата газу через ТГ $G_T=57,8$ кг/с; температура газу перед ТГ $T_3=1046,9$ К; температура газу за ТГ $T_4=770,8$ К; тиск газу перед ТГ $P_3=0,411$ МПа; тиск газу за ТГ $P_4=0,103$ МПа; внутрішній ККД ТГ $\eta_T=0,92$.

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для суднового газотурбінного двигуна визначається оптимальною частотою обертання гребного гвинта та передавальним відношенням редуктора. Для реверсивного суднового двигуна UGT 15000 (Д090) ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 4400 об/хв.

Розрахункова схема осьових турбін високого та низького тисків газотурбінного двигуна наведена на рис.2.8, схема проточної частини реверсивної турбіни гвинта – на рис.2.9.

Середні діаметри на вході в ТНТ та ТГ визначають при компонуванні всієї турбінної частини ГТД. Для ТНТ величина середнього діаметру на вході може

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

бути рівною середньому діаметру на виході з ТВТ або бути більшою від нього на 5...20%. У вільній турбіні гвинта середній діаметр на вході завжди більший від середнього діаметра на виході з ТНТ.

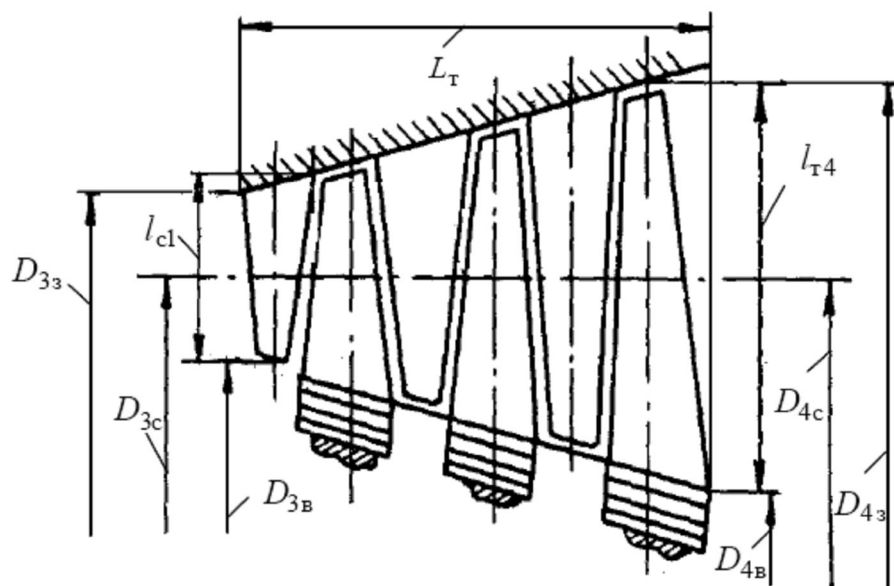


Рис.2.8. Розрахункова схема турбін високого та низького тисків ГТД

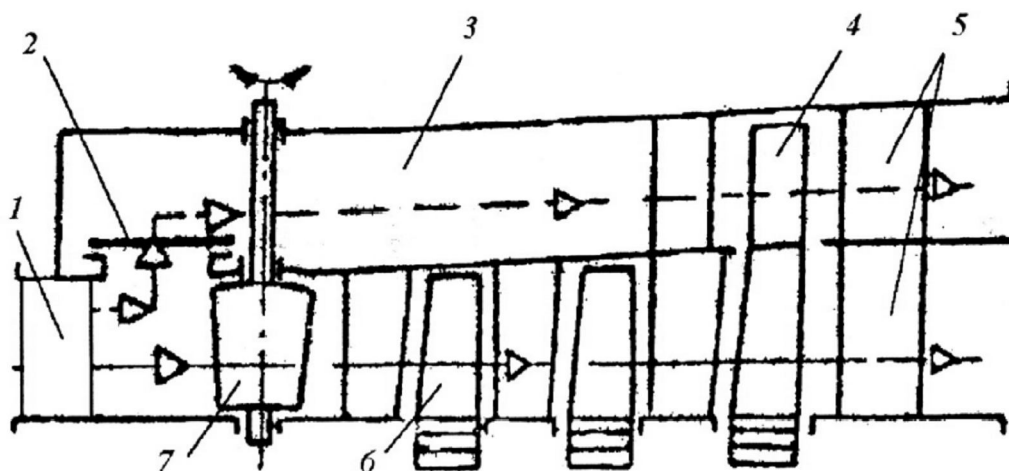


Рис.2.9. Схема проточної частини реверсивної турбіни гвинта:

1 – стійки опорного вінця ТНТ; 2 – стрічковий клапан; 3, 6 – проточна частина турбін заднього та переднього ходу відповідно; 4 – двоярусні робочі лопатки; 5 – стійки силової турбіни; 7 – поворотні лопатки

Результати габаритного розрахунку турбін високого та низького тисків, а також контура переднього ходу турбіни гвинта зведені до табл.2.6. Результати

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

габаритного розрахунку контура заднього ходу турбіни гвинта наведено у табл.2.7.

За результатами розрахунків викреслюємо меридіональний перетин проточної частини для кожної з розрахованих турбін і погоджуємо між собою габаритні розміри вихідних та вхідних перерізів для забезпечення плавності середньої лінії в проточній частині ГТД.

Осьові габарити опорних вінців ТНТ і ТГ варто визначати конструктивно, орієнтуючись на двигун-прототип з урахуванням розміщення в опорному вінці ТНТ пристроїв для газового реверсу. На осьовий габарит опорного вінця ТГ значною мірою впливає конструкція її ротора і заднього підшипникового узла.

Таблиця 2.6

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ (ПХ)
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	1	1	3
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p_1} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	$3,879 \cdot 10^5$	$2,420 \cdot 10^5$	$3,615 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [1]	6	7	16
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_K	Приймається [1]	0,02	0,03	0,04
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,355	0,335	0,271
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	685,9	550,2	406,5
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,289	1,305	1,316
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,968	0,866	0,694
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	Приймається [1]	16	17	18

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ (ПХ)
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{Г3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{Г3} - 1)}{(\kappa_{Г3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{Г3} - 1}}$	0,998	0,979	0,890
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_t \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_c}{R_c} \left(\frac{2}{k_c + 1} \right)^{\frac{k_c + 1}{k_c - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_{1.1}}}$,	0,083	0,200	0,418
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C3} , м	Визначається конструктивно	0,860	0,860	1,010
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C3})$	0,031	0,074	0,132
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,032	0,078	0,138
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C3} / l_{p1}	26,8	11,2	7,3
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{1.1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,745	0,719	0,652
19. Частота обертання ротора турбіни n_t , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	8809	7704	4400
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C3} \cdot n_t) / 60$	396,4	346,7	232,5
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,578	0,630	0,572
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	1,290	1,141	1,140
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3z} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	0,891	0,934	1,142
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,829	0,785	0,878
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [1]	ЧС88	ЧС88	ЭП539
26. Густина матеріалу лопаток турбіни $\rho_{м3}$, кг/м ³	Визначається за довідковими даними [1]	8100	8100	8300
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня $T_{м3}$, К	Приймається $T_{м3} = T_d$	1080	1080	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [1]	237	237	417
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$	3,60	1,96	4,96

142.4231.01.КП

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

5.4. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГТД

5.4.1 Опис паливної системи

Паливна система призначена для забезпечення за командами САК наступних процесів:

- подачі паливного газу до запальників при запуску двигуна;
- дозування паливного газу на стаціонарних і перехідних режимах, у тому числі й при запуску двигуна;
- припинення подачі паливного газу до форсунок з одночасним дренажем паливного газу з колектора форсунок у свічку.

Паливна система забезпечує вимірювання для передачі в САК величин тисків паливного газу до та після регулюючих клапанів і величин перепадів тисків на форсунках.

У топливної системи застосовується паливо для суднових газових турбін ГОСТ 305-82 або ГОСТ 4749-73.

5.4.2 Склад Паливної системи

Паливна система (рис.5.6) складається з блока паливних агрегатів, розташованих в окремому укритті, та приладового щита, розміщеного у блоці двигуна. Очищений та підігрітий у системі об'єкта паливний газ через блок фільтрації підводиться до стоп-крана (СК).

5.4.3 Принцип роботи паливної системи

При натисненні кнопки ПУСК вмикається система плазмового запалювання, після чого подається електроживлення на електромагнітний клапан. Газ через дросельний пакет, розташований усередині агрегату керування, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана. Стоп-кран відкривається і за сигналом сигналізатора положення електроживлення з клапана знімається.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Після відкриття стоп-крана подається команда на відкриття на задану величину регулюючого клапана. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на форсунках першого каналу, що забезпечує надійне запалювання паливного газу від запальників та полум'яперекидання по жарових трубах. Після цього система плазмового запалювання та клапан вимикаються.

Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку часу з моменту відкриття стоп-крана, САК формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу двигуна здійснює електронна САК за допомогою керування клапанами. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами тиску.

Якщо при запуску температура газів за ТНТ перевищить задану, САК видає сигнал на клапан, який знижує подачу газу до форсунок. Після прогріву двигуна на холостому ході виконується синхронізація та набір навантаження за програмою САК впливом на регулюючі клапани. Подальша зміна режиму відбувається за командами оператора шляхом зміни величини відкриття клапанів. Нормальна або аварійна зупинка двигуна здійснюється закриттям стоп-крана. Для цього необхідно подати електроживлення на електромагнітний клапан. Стоп-кран закривається і за сигналом сигналізатора положення електроживлення з клапана знімається.

Блок паливних агрегатів поєднує агрегати паливної системи. На рамі розташовані: блок фільтрації паливного газу, перетворювачі тиску, стоп-кран, регулюючі клапани, манометричні крани, агрегат керування, клемові шафи, трубопроводи та елементи кріплення. Манометричні крани призначені для відсікання підведеного середовища до перетворювачів тиску при необхідності їхньої заміни та для стравлювання газу з імпульсних трубопроводів у свічку.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Приладовий щит являє собою раму із закріпленими на ній перетворювачами тиску, датчиками-реле різниці тисків та манометричними кранами. Датчики-реле різниці тисків призначені для видачі в САК сигналу про досягнення заданого значення величини перепаду тисків на форсунках.

5.4.4 Агрегати системи змащування

У паливну систему двигуна входять: Блок фільтрації паливного газу, Газовий фільтр, Агрегат керування, Стоп-кран.

Блок фільтрації паливного газу призначений для очищення від механічних домішок газу, який подається у паливну систему. Блок фільтрації складається з трьох секцій, змонтованих на загальній рамі, і датчика-реле різниці тисків.

Газовий фільтр призначений для очищення паливного газу перед подачею в двигун і входить до складу блока фільтрів. Газовий фільтр складається з корпусу, кришки, фільтрувального пакета і патрубка. Пакет, який складається з фільтроелементів, каркаса, кришки і винта, утримується пружиною. Заглушка призначена для стравлювання газу і зливу конденсату з внутрішньої порожнини корпусу.

Агрегат керування призначений для подачі паливного газу до запальника та керування стоп-краном. Агрегат керування складається з двох блоків: пускового газу та маніпулятора, які з'єднані каналом *a*.

У блоці 1 розташовані фільтр, дросельний пакет, електромагнітний клапан пускового газу; у блоці 2 – електромагнітний клапан (відкриття стоп-крана), електромагнітний клапан (закриття стоп-крана), поршень, клапани, пружина. Газ підводиться до штуцера. За відсутності подачі електроживлення на клапан подача газу до запальника та СК перекривається.

При подачі електроживлення клапан відкривається і газ надходить через дросельний пакет та штуцер у колектор запальника.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

За відсутності електроживлення на клапані клапан під дією пружини і тиску газу, який підводиться по каналу а, знаходиться в закритому положенні, а штуцер відведення газу, відкритий клапаном, сполучається з лінією дренажу в свічку

Стоп-кран призначений для керування подачею паливного газу до регулюючого клапана, а також для стравлювання газу з регулюючого клапана при зупинці ГТД. Стоп-кран – це двопозиційний клапан із сервопоршнем, з'єднаним із сигналізатором кінцевих положень, та зворотними пружинами.

До складу стоп-крана входять:

корпус, у якому розміщені клапан, сідло стопи, фланці підведення та відведення газу до регулюючого клапана, фланець дренажу в свічку, штуцер відведення газу в агрегат керування;

кришка, в якій розміщені мікровимикачі, електророз'єм, сигналізатор положення стоп-крана, вказівна стрілка і штуцер підведення газу;

пружины;

сервопоршень та сідло дренажу.

Основний елемент стоп-крана – здвоєний плоский клапан, один бік якого виконує функції стоп-крана, а другий – дренажного клапана. Для керування СК використовується тиск паливного газу, що надходить від агрегату керування. Оскільки площа сервопоршня дорівнює площі клапана, то у закритому положенні клапан урівноважений і притиснутий до сідла стопи під дією пружин. Фланець відведення паливного газу через фланець дренажу сполучений зі свічкою. Газ, що підводиться до фланця, через штуцер відведення газу надходить до агрегату керування.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 6

Профілактика травматизму у машинному відділенні судна

Забезпечення нормальних та безпечних умов праці в машинно-котельних відділеннях (МКВ) досягається:

пристроєм гарної вентиляції;

достатнього освітлення робочих місць та контрольно-вимірювальних приладів (КВП);

чітко позначених основних та запасних виходів, спеціальних майданчиків, платформ;

трапів з поручнями;

вільних проходів між агрегатами;

надійних захисних огорож рухомих деталей механізмів.

Плити настилів і майданчиків повинні бути добре закріплені на своїх місцях, вирізи на них надійно закриті. У разі отримання пробоїни в районі днища судна та підвищення рівня води в ллялах машинного відділення навіть при незначному хвилюванні моря плити при ненадійному їх закріпленні можуть бути вибиті зі своїх місць, що може стати причиною травми членів екіпажу.

Запасні частини та інструменти, а також прутки, стійки та поручні мають бути міцно закріплені на своїх штатних місцях. Знімати захисні огорожі з механізмів, що працюють, **забороняється**. Теплова ізоляція гарячих частин машин і трубопроводів має бути справною, а трубопроводи пофарбовані у відповідні відмінні кольори.

Рівень шуму в МКВ не повинен перевищувати допустимі норми. Необхідно інструктувати моряків про те, наскільки небезпечно знімати навіть на недовго звукозахисні пристрої в приміщеннях з високим рівнем шуму. Якщо в

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

таких місцях повинна проводитися робота, необхідно до початку роботи погодити відповідну систему зв'язку.

Там, де встановлено центральний пост управління (ЦПУ), двері повинні щільно зачинятися і засоби захисту органів слуху повинні застосовуватися завжди, коли потрібен перехід у приміщення з підвищеним рівнем шуму.

Конструкції механізмів та пристроїв повинні бути такими, щоб унеможливити травмування персоналу (опіки, забиття, отруєння газами, падіння тощо).

Крім розглянутих конструктивних заходів безпеки, що здійснюються під час проектування та створення сучасних суднових технічних засобів, велике значення для профілактики травматизму має організаційне забезпечення безпеки праці плавскладу. Умови праці в машинних відділеннях судів багато в чому залежать від дисципліни моряків та точного дотримання вимог усіх нормативних документів щодо обслуговування механізмів та безпечного виконання робіт. При роботі на суднових енергетичних установках необхідно орієнтуватися на «Правила технічної експлуатації суднових технічних засобів», а також заводські та суднові інструкції. Приймаючи вахту, слід переконатися у справності механізмів та пристроїв. При несправній системі захисту та попереджувальній сигналізації вмикати в роботу машини та обладнання забороняється. Виявлені несправності необхідно по можливості швидко усунути, одночасно повідомити про це старшого механіка. При нещасному випадку необхідно надати першу допомогу потерпілому та викликати лікаря. Аптечка в МКВ має бути укомплектована необхідними медикаментами.

У механізмів і машин неавтоматизованих суден на видимих місцях повинні бути вивішені інструкції з техніки безпеки, а також схеми баластної, осушувальної та паливної систем із зазначенням усіх клапанів (вентилів). Пролиті на них воду, паливо та олію слід негайно прибирати. Обтиральний матеріал приймається на судно лише у сухому вигляді. Зберігають його зазвичай у сухих та захищених від вогню приміщеннях. Необхідно також завжди

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

пам'ятати, що промаслена ганчір'я може самовозгоратися, тому забороняється розкидати її по МКВ, а також зберігати в скринях разом з інструментами та деталями. Необхідно відразу після використання складників спеціальні металеві ящики і після вахти виносити з МКВ. Деревину можна зберігати у місцях, де виключається можливість її загоряння.

Усі робочі місця мають бути освітлені відповідно до вимог санітарних правил. Особливу увагу слід звертати на освітлення кришок люків танків, лляв та інших місць під плитами машинного відділення, де проходять труби. Рекомендується ці місця фарбувати світлою фарбою.

У випадку, якщо людина працює одна, вона повинна виходити на зв'язок з іншими членами команди в машинному відділенні або на мостике через певні проміжки часу.

Крім основного та аварійного освітлення, у МКВ завжди повинні бути в наявності та передаватися по вахті переносні акумуляторні ліхтарі напругою не вище 12 В.

Однією з важливих заходів забезпечення безпеки під час експлуатації пускових балонів, парових і повітряних магістралей є неухильне дотримання правил управління клапанами, що існує на флоті:

необхідно відкривати клапан повільно, а закривати швидко.

слід перевіряти справність та надійність відкриття та закриття всіх клапанів, вентилів, засувок;

при розбиранні клапанів трубопроводів та цистерн не дозволяється знімати гайки з різьблення до повного стравлювання з ємностей тиску робочого середовища та осушення внутрішніх поверхонь.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Дотримання цього запобіжного заходу необхідно у зв'язку з тим, що при розбиранні може несподівано вирватися пар, конденсат або газ, що накопичився в трубопроводі або цистерні.

Перед збиранням необхідно переконатися в тому, що всередині трубопроводу або ємкості немає сторонніх предметів (болтів, ганчірки), а також механічних пошкоджень прокладок та фланців. При задраювання необхідно використовувати всі штатні гайки. Будь-який клапан на кожному відкритому ділянці трубопроводу повинен бути повністю перекритий і взятий на замок на весь час, поки ділянка залишається відкритою, а також, якщо це необхідно, слід встановити попереджувальний напис.

Охорона праці у машинно-котельному відділенні:

1. Строго забороняється проводити будь-які роботи, що супроводжуються навіть слабкими ударами (карбування, рубання, відгинання чого-небудь) на трубах і судинах, що знаходяться під тиском.

2. Перед задраювання горловин танків і відсіків їх необхідно ретельно оглянути. Задраювання робиться на всі штатні гайки.

3. Якщо здійснюють збирання або розбирання паливного трубопроводу (або шлангів), то застосовують інструмент, що не дає іскри.

4. Бензин та газ у МКВ зберігати забороняється.

5. При роботі в приміщеннях машинно-котельного відділення обслуговуючий персонал повинен носити добре підігнаний спецодяг без вільних кінців та зав'язок та взуття на шкіряній підошві без сталевих цвяхів.

6. Не дозволяється носити сорочки із закоченими рукавами, краватки, шийні пов'язки тощо.

7. Доступ до машинно-котельного відділення стороннім особам без дозволу старшого (головного) або вахтового механіка забороняється.

8. Курити в МКВ забороняється.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигун внутрішнього згорання

При запуску головного двигуна, щоб уникнути опіків, заборонено перебувати у стравлюючих клапанів ресивера, а також на верхніх решітках, розташованих на рівні циліндрових кришок.

Відразу після зупинки двигуна не можна відкривати кришки гарячого картера. Це можна зробити лише через 10-20 хв після зупинки двигуна.

При закритті картера необхідно переконатися, що в ньому не залишилося сторонніх предметів, інструменту, кріплення. При виявленні течі (або підтікання), пропусків в трубопроводах, арматурі та сховищах (цистернах) рідкого палива слід негайно усунути несправність, при цьому паливний форсуночний трубопровід, щоб уникнути травми, забороняється обмацувати рукою, відшукуючи місце розриву (або надриву). З цієї причини не допускається усувати дефекти в форсунках або проводити їх заміну під час роботи двигуна.

Після зупинки двигуна, перш ніж приступити до огляду та ремонту всередині картера, необхідно, згідно з інструкцією, вжити всіх заходів, що запобігають можливому запуску двигуна.

При продуванні індикаторних кранів у всіх випадках треба знаходитися осторонь від струменя газу, що виходить з циліндра.

Виконувати роботи з опресування форсунок головних (і допоміжних) двигунів потрібно лише на спеціальних, особливо обладнаних стендах, при цьому забороняється знімати захисні ковпаки або екрани.

Забороняється братися руками за спиці маховика валоповоротного пристрою головного двигуна при ручному повертанні маховика.

Парові котли.

Перед розведенням пари в котлі необхідно переконатися у справності дії запобіжних клапанів та ручних приводів до них. Якщо несправний хоча б один клапан, вогонь у топках повинен бути негайно погашений.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При виході з ладу одного з вказівних пристроїв робота котла більше 20 хв забороняється. У разі виходу з ладу двох вказівних пристроїв експлуатацію котла треба негайно припинити. Це слід зробити при спуску води з котла.

Особливої обережності слід дотримуватися при розпалюванні котлів, що працюють на рідкому паливі. Попередньо необхідно перевірити, чи немає в топці та газоходах сторонніх предметів, а також патьоків мазуту у форсуночному пристрої і топці. До запалення форсунки, якщо котел не автоматизований, топку слід добре провентилувати (не менше 3 хв), для чого відкрити заслінку, якщо природна тяга, або включити дуття, якщо тяга штучна. При запаленні форсунок факелом необхідно стояти збоку від вікна, в яке подається факел для запалювання. Заглядати в топку під час розпалювання забороняється.

При включенні котла в магістраль роз'єднувальний клапан слід відкривати поступово, щоб прогріти магістраль, оскільки швидке відкриття клапана може призвести до гідравлічного удару та розриву трубопроводу. Тому спочатку клапан відкривають, витримують 5-10 хв, залежно від довжини магістралі, і потім повільно відкривають на повну величину.

При спостереженні за процесом горіння в топці слід надягати сині окуляри.

Для розпалювання котлів, що працюють на твердому паливі, забороняється застосовувати газ та інші горючі рідини.

Парові та газові турбіни.

При пуску, роботі, зупинці турбіни, а також при обслуговуванні та ремонті її необхідно суворо керуватися інструкцією заводу-виробника. Підготовляючи турбіну до пуску, слід переконатися, що всі клапани та крани знаходяться в належному положенні, валоповоротний пристрій роз'єднано, надійно закріплені всі частини турбіни та знято пристрій для ручного провертання ротора турбіни. Перед кожним запуском турбіни необхідно перевірити дію граничного регулятора. Відкривати маневровий клапан слід поступово, стежачи за тим, щоб тиск пари за маневровим клапаном при «страгуванні» турбіни був не вищим, ніж обумов-

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

лено інструкцією. Необхідно постійно тримати під контролем регулятори безпеки, запобіжні та сигнальні клапани.

Якщо необхідно розкрити турбіну або її арматуру, то треба перш за все переконатися, що знято тиск і немає гарячого конденсату.

При розкритті редуктора турбіни не можна користуватися звичайними світильниками (перенесенням). Світильники мають бути у вибухобезпечному виконанні.

При обслуговуванні газотурбінних установок (ГТУ) із камерами згоряння, **забороняється:**

1. Проводити запуск, не переконавшись у тому, що в камері згоряння та ГТУ відсутнє паливо;
2. Під час роботи ГТУ не дозволяється входити до камер прийому повітря, а також підходити до повітроприймального патрубку працюючої турбіни ближче, ніж на 1,5 м.
3. Не можна замінювати несправні форсунки на турбіні, а також проводити розбирання будь-яких елементів ГТУ до відключення паливної системи та електроживлення пускового двигуна.
4. Ремонт на ходу однієї з двох ГТУ, що працювали на загальний редуктор, дозволяється тільки після відключення її від редуктора та з дотриманням усіх заходів, що забезпечують охорону праці.

Особливо ретельно слід спостерігати за цілістю фланцевих з'єднань корпусів газової турбіни та компресора. З появою підвищеної вібрації турбіна має бути негайно зупинена. Перебувати в цей час поблизу її корпусу не рекомендується.

У зв'язку з тим, що газові турбіни відносяться до установок з підвищеним шумом роботи, їх персонал повинен обов'язково користуватися індивідуальними засобами захисту від шуму.

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.4231.01.КП	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено судновий газотурбінний агрегат простого циклу потужністю 8 МВт.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного агрегата, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1480 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 20$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,3535$, питома потужність $N_{e_{\text{пит}}} = 272,7 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{N_e} = 0,2373 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 728 \text{ K}$.

4. Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, камери згоряння і турбінної частини та проведене їхнє компоновання.

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. Компресор низького тиску має у своєму складі 9 ступенів, компресор високого тиску – 10 ступенів.

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 10 жарових труб.

Турбінна частина двигуна складається з осьових одноступеневих охолоджуваних турбін високого і низького тисків та осьової неререверсивної триступінчастої неохолоджуваної силової турбіни.

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни гвинта. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни неререверсивного газотурбінного двигуна UGT 6000 (модифікація ДП71), який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Виконано розрахунок закручення та перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток першого ступеня турбіни гвинта.

7. Детально розроблена паливна система газотурбінного агрегата.

8. У розділі охорони праці розроблені заходи щодо освітлення приміщення машинного відділення судна.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ващиленко, Н. В. Конструкции судовых турбоагрегатов. Ч. 3. Системы ГТД и их элементы (с атласом) [Текст]: учеб. пособие / Н. В. Ващиленко, С. В. Рудометов. – Николаев: НКИ, 1984. – 42 с.
2. Ващиленко, Н. В. Тепловые расчеты судовых газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ [Текст]: учеб. пособие / Н. В. Ващиленко. – Николаев: НКИ, 1987. – 46 с.
3. Дашевский, Ю. Я. К вопросу о повышении температуры газа перед турбиной в двигателях разработки ЦНИОКР "Машпроект" [Текст] / Ю. Я. Дашевский, Б. В. Исаков, В. И. Сербин // Судовое и энергетическое газотурбостроение: научно-технический сборник в двух томах. – Николаев: НПКГ "Зоря"- "Машпроект", 2004. – Т. 1. – С. 51-56.
4. Дашевский, Ю. Я. Система охлаждения двигателя ГТД 110 [Текст] / Ю. Я. Дашевский, Б. В. Исаков, Н. Г. Кузьмичева, И. И. Финько // Известия Академии инженерных наук Украины. – 1999. – Вып. 1. – С. 199-204.
5. Клясс, О. В. Применение методики фазового расчета "Phasomr" для прогнозирования прочностных свойств и контроля выделения топологически плотноупакованных фаз в лопаточных сплавах [Текст] / О. В. Клясс, В. А. Крещенко // Судовое и энергетическое газотурбостроение: научно-технический сборник в двух томах. – Николаев: НПКГ "Зоря"- "Машпроект", 2004. – Т. 2. – С. 88-90.
6. Мандель, В. С. Лабораторные работы по разделу "Конструкция и конструктивные расчеты деталей турбомашин" [Текст] / В. С. Мандель. – Николаев: НКИ, 1977. – 73 с.
7. Мандель, В. С. Предельные нагрузки и расчет лопаток и элементов корпуса турбомашин [Текст]: учеб. пособие / В. С. Мандель. – Николаев: НКИ, 1973. – 91 с.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Термопрочность деталей машин [Текст] / под ред. И. А. Биргера и Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1975. – 455 с.

9. Романовський, Г. Ф. Будова, правила технічної експлуатації та обслуговування газотурбінних двигунів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, Ю. О. Султанський, В. І. Харченко. – Миколаїв: НУК, 2011. – 216 с.

10. Романовський, Г. Ф. Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, М. П. Седько. – Миколаїв: НУК, 2008. – 292 с.

11. Романовський, Г. Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

12. Романовський, Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.

13. Сорока, Я. Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Я. Х. Сорока. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.

14. Справочник инженера-механика судовых газотурбинных установок [Текст] / под ред. В. Д. Речистера. – Л. : Судостроение, 1985. – 350 с.

					142.2237ст.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		