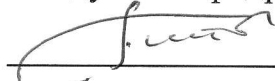


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"12" "06" 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

на тему: *Проект суднового газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 8 МВт*

Виконав:

студент групи 2237ст.

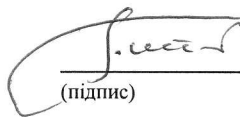


(підпис)

Кудряшов Д.І.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Патлайчук В.М.

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" _____ 2022 р.

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

Студенту _____ Кудряшову Д.І. _____

1. Тема роботи: **"Проект суднового газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 8 МВт"**

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2022 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **8000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1480 К**;
- паливо: **дизельне**;
- розробка схеми **паливної системи** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **розробка системи освітлення в 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 компоновання.
- 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **1-го ступеня турбіни гвинта ГТА.**
- 4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.6. Розробка системи освітлення в машинному відділенні судна.

5. Перелік презентаційних матеріалів

- 5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.
- 5.2. Поздовжній переріз **турбіни гвинта ГТА.**
- 5.3. Схема **паливної системи** газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

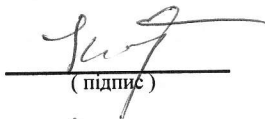
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	1.03.2022	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	1.04.2022	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	1.05.2022	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі 1-го ступеня турбіни гвинта ГТА	15.05.2022	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2022	
6	Розробка системи освітлення в машинному відділенні судна	1.06.2022	
7	Підготовка презентаційних креслень	8.06.2022	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2022	

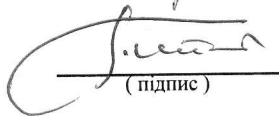
Студент



(підпис)

Кудряшов Д.І.

Керівник роботи



(підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проєктування суднового газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 8 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата; габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компонування; 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 a ship's simple cycle gas turbine unit with a capacity of 8 MW. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and gas turbine unit scheme; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermo-gasodynamic 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 propeller turbine design; 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 installation; ship power engineering; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

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

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

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Інформаційний пошук	8
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА . . .	20
2.1. Вибір теплової схеми	21
2.2. Оптимізація параметрів циклу	23
2.3. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	31
3. Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	39
3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	40
3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД	45
3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД	48
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі першого ступеня турбіни гвинта	56
5. Конструювання та конструктивні розрахунки	70
5.1. Розробка конструкції турбіни гвинта	71
5.2. Розрахунок закручення лопаток першого ступеня турбіни гвинта	73
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток першого ступеня турбіни гвинта на міцність	76
5.4. Розробка паливної системи ГТА	86
6. Розробка освітлення в приміщенні машинного відділення судна	90
Висновки	99
Список використаних джерел	101

ВСТУП

Актуальність теми. Доцільність використання газотурбінних агрегатів (ГТА) у складі енергетичних установок комерційних суден і кораблів військово-морського флоту обумовлена їхніми позитивними якостями, які дозволяють істотно поліпшити тактико-технічні характеристики даних суден (кораблів), зокрема підвищити їхню швидкість ходу і дальність плавання. З цієї причини їх розробка та удосконалення становлять в цей час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є проєктування судового газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 8 МВт.

Відповідно до поставленої мети **були вирішені такі завдання:**

- 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.

Об'єктом дослідження є енергетична установка судна.

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

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегата, який є приводом рушія судна, та його окремих елементів.

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності газотурбінного агрегата та його окремих частин.

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

РОЗДІЛ 1

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 – 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 неререверсивного газотурбінного двигуна **UGT 6000 (модифікація ДП71)**, який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Газотурбінний двигун UGT 6000 (М70)¹ (рис.1.1) став першим з уніфікованого ряду двигунів третього покоління, створених ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект". Він розроблявся відповідно до рішення Ради Міністрів СРСР, прийнятому в 1971 р., про створення єдиного для кораблів з динамічними принципами підтримання (КДПП) і водотоннажних кораблів двигуна потужністю 10...12 тис. к.с. (7350...8800 кВт)². Завершення робіт передбачалося

¹ Найменування корабельного варіанта цього двигуна.

² Модифікація більшої потужності – для кораблів з динамічними принципами підтримання.

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

до 1976 р. Проте термінова необхідність стала причиною того, що експлуатація UGT 6000 у Військово-Морському флоті СРСР почалася вже з 1972 р. (на десантному катері "Кальмар" був встановлений ще експериментальний двигун М70 №2).

Таблиця 1.1

**Характеристики суднових газотурбінних двигунів
потужністю від 3 до 10 МВт**

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 3000 (ДС76)	ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект"	3,1	28,5	1295	13,5
UGT 6000 (ДП71)		7,4	32,0	1290	16,5
UGT 6000 (ДМ71)		7,4	32,0	1290	16,5
UGT 6000 (ДС71)		7,4	30,0	1290	16,5
M75PY	ОАО "НПО "Сатурн"	4,5	32,6	1295	12,9
ST30	"Pratt & Whitney Corp."	3,3	32,0	—	16,9
ST40		4,0	33,1	—	16,9
LM500	"General Electric Co."	4,5	31,4	—	14,4
TF40	"Vericor Power Systems Inc."	3,0	28,3	1375	8,4
ETF40B		3,7	30,3	—	10,2
TF50A		3,8	30,5	1385	10,2
"Tyne RM1C"	"Rolls-Royce plc"	4,0	30,0	1213	12,5
501-KF5		3,9	27,7	—	10,1
501-KF7		5,2	31,9	—	13,4
601-KF9		6,7	33,7	—	14,8

Протягом комплексних досліджень на двигуні UGT 6000 відпрацьовувалися всі нові технічні рішення двигунів третього покоління. Усього для повного відпрацьовування цієї моделі знадобилось 30 двигунів.

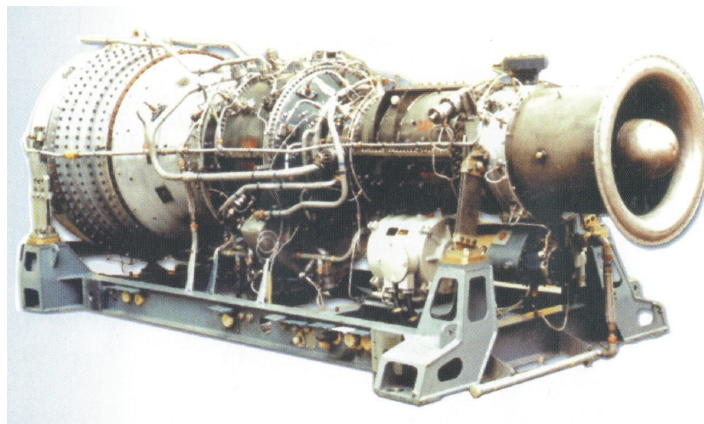


Рис.1.1. Двигун UGT 6000

UGT 6000 знайшов широке застосування на кораблях ВМФ Радянського Союзу. Відомості про його суднове використання наведені в табл.1.2.

Таблиця 1.2

Використання UGT 6000 на кораблях ВМФ та комерційних судах

Модифікація двигуна	Початок експлуатації	Потужність, МВт	Кількість виготовлених ГТД ¹	Тип агрегату, до складу якого входить двигун
ДК71, ДМ71, ДР71	1972	7,4	60	МТ70, М34
ДН77, ДЦ77, ДР77	1978	7,4	184	М15, М15А, М15Б, М15В, М20А
ДН71, ДС71	1982	5,9	25	М21, М21А, М7Н, М16, М27
ДП71	1987	7,4	55	М35
ДО37	1988	5,9	1	М37

Перше своє застосування UGT 6000 знайшов у складі енергетичної установки десантного катера на повітряній подушці проекту 1206 "Кальмар" водотоннажністю 110 т, побудованого на Приморському суднобудівному заводі (С.-Петербург, Росія). Енергетична установка катера складалася з двох агрегатів типу МТ70К (на наступних катерах серії – МТ70М і МТ70Р). Кожен агрегат складався з двигуна типу ДК71 (ДМ71, ДР71) і редукторної передачі, яка

¹ В період до 2000 р.

роздавала цю потужність на вентилятор і тяговий гвинт змінюваного кроку свого борту. Катер був переданий ВМФ СРСР у дослідну експлуатацію в 1972 р.

Надалі серійне будівництво катерів проекту 1206 продовжувалася на Феодосійському виробничому об'єднанні (ФВО) "Море". Усього на ФВО "Море" було побудовано 22 катера. За час експлуатації катерів цього проекту загальний наробіток двигунів типу ДК71 (ДМ71, ДР71) склав більше 21000 год.

По два агрегати МТ70М було встановлено на кожному із двох десантних катерів на повітряній подушці проекту 1238 "Касатка", побудованих у 1983 р. ФВО "Море" і експлуатувавшихся надалі на Чорному морі. Агрегат МТ70М складався з двигуна ДМ71 і редукторної передачі (аналогічно катерам проекту 1206). За час експлуатації загальний наробіток двигунів ДМ71 на катерах проекту 1238 перевищив 1300 год.

У 1979-1980 рр. на ФВО "Море" було побудовано два десантних катери на повітряній подушці проекту 1209 "Омар" водотоннажністю 50 тонн, швидкістю ходу 60 вузлів¹. На кожному катері був встановлений агрегат М34, що складався з одного ГТД ДМ71 і редукторної передачі, яка роздавала цю потужність на відцентровий вентилятор і два гвинти змінюваного кроку. Ці катери експлуатувалися на Чорному морі. За час експлуатації загальний наробіток двигунів ДМ71 на катерах проекту 1209 склав більше 1200 год.

На Хабаровському суднобудівному заводі (Росія) було побудовано вісім десантних катерів проекту 12061 "Мурена" (водотоннажність 150 т, швидкість 55 вузлів), які являли собою подальший розвиток катерів проекту 1206. На кожному катері встановлені два агрегати МТ70Р, що склалися з одного ГТД ДР71 і редукторної передачі, яка роздавала цю потужність на вентилятор і тяговий гвинт свого борта. За час експлуатації з 1985 р. загальний наробіток двигунів ДР71 на цих катерах перевищив 4700 год.

Наприкінці 80-х років ЦМКБ "Алмаз" (С.-Петербург, Росія) і Приморський суднобудівний завод спроектували і побудували середній десантний корабель на

¹ У західні каталоги ввійшов під назвою "Утенок".

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

повітряній подушці проекту 12322 "Зубр" (водотоннажність 500 т, швидкість ходу 63 вузла). Цей корабель, який ввійшов у західні каталоги під назвою "Поморник" як найбільший і найшвидший у своєму класі, експлуатується на флоті з 1988 р. і дотепер аналогів у світі не має.

На кораблі встановлені два нагнітальних агрегати М35-1, що складаються кожний із двигуна ДП71 і горизонтальної трансмісії, яка роздає потужність на два вентилятори свого борта, і три тягових агрегати М35-2, що також складаються кожний із двигуна ДП71 і редуктора, який передає обертання своєму гвинту змінюваного кроку. Енергетична установка при сумарній потужності 36,8 МВт і питомій витраті палива 0,258 кг/(кВт·год) має питому масу 0,7 кг/кВт.

Головний корабель проекту 12322 протягом 1,5 років проходив конструкторські іспити, після чого був переданий ВМФ СРСР у дослідну експлуатацію. Усього було побудовано на Приморському заводі п'ять і на ФВО "Море" – чотири кораблі цього проекту.

У січні 2000 р. в Афінах відбулося підписання тристороннього греко-українсько-російського контракту, в результаті якого військово-морським силам Греції було передано чотири кораблі проекту 12322.

Двигун UGT 6000 використовується також на малих протичовневих кораблях на підводних крилах проекту 11451 "Сокол" ("Муха"). Енергетична установка складається з двох агрегатів М10Д і одного агрегату М16, який включає до себе двигун ДО16 (типу ДС71) і кутову редукторну передачу. На ФВО "Море" було побудовано два кораблі цього проекту, які передані в експлуатацію в 1988 і 1989 рр. і експлуатуються в даний час на Чорному морі. За час їхньої експлуатації загальний наробіток двигунів ДО16 склав більше 1000 год.

Два агрегати М20А, кожен з яких складається з двигуна ДР77 і кутового редуктора, що передає потужність на гребний гвинт, встановлені на сторожовому прикордонному КПК проекту 133. Побудова кораблів цього

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

проекту здійснювалася на ФВО "Море". Перший корабель був переданий в експлуатацію прикордонним військам у 1979 р. Усього було побудовано 12 КПК проекту 133, які експлуатуються в даний час на Чорному і Балтійському морях. Загальний наробіток за час експлуатації двигунів ДР77 перевищив 17000 год.

Газотурбінний двигун ДН71 використовується у складі агрегату М21 комбінованої енергетичної установки ракетних крейсерів типу "Слава".

З 1987 р. знаходиться в експлуатації пасажирське двопалубне судно на підводних крилах "Циклон" повною водотоннажністю 250 т побудови ФВО "Море", де у ролі головної енергетичної установки застосований газотурбінний агрегат М37, що складається з двигуна Д037 і

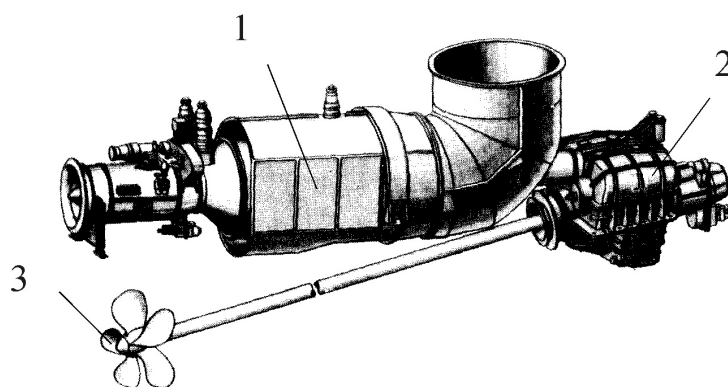


Рис.1.2. Газотурбінний агрегат судна "Циклон":

1 – двигун Д037; 2 – кутовий редуктор Р037; 3 – гребний гвинт

кутового редуктора РО37 (рис.1.2). Максимальна потужність ГТД на передньому ходу агрегата становить 5880 кВт, номінальна потужність на задньому ходу – 560 кВт, питома витрата палива – не більше 0,29 кг/(кВт·год).

Після дослідної експлуатації і виконання комерційних рейсів у Чорноморському регіоні був здійснений перехід судна з Феодосії у Таллінн (Естонія), де виконувалося перевезення пасажирів на лінії Таллінн – Хельсінкі протягом восьми років. В даний час судно експлуатується в Греції на лінії "Пірей – о. Крит". Загальний наробіток агрегату М37 склав більше 10000 годин, відмовлень у роботі не відзначалося.

У 2003 р. були закінчені роботи зі створення агрегату М73, призначеного для використання у складі кораблів на повітряній подушці. Відмінною рисою М73 є двосторонній відбір потужності від силової турбіни. З боку компресора потужність передається через редуктор до вентилятора, який нагнітає повітря в

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

"подушку" судна, а з боку турбіни – через два редуктори до повітряного гвинта – рушія корабля.

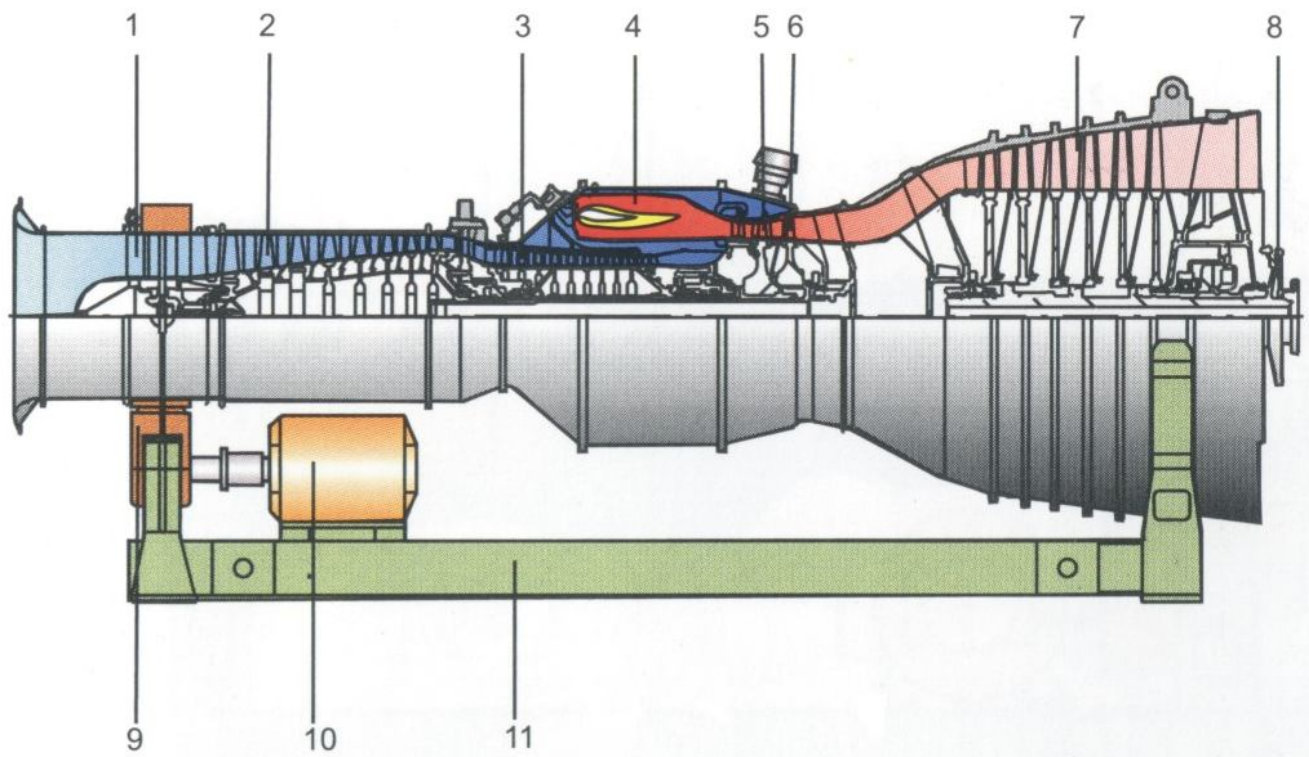


Рис.1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 6000:

1 – вхідний напрямний апарат; 2 – компресор низького тиску (КНТ); 3 – компресор високого тиску (КВТ); 4 – камера згоряння; 5 – турбіна високого тиску (ТВТ); 6 – турбіна низького тиску (ТНТ); 7 – силова турбіна; 8 – фланець відбирання потужності; 9 – коробка приводів; 10 – електростартер; 11 – рама

З 1993 р. розпочалося промислове використання двигуна UGT 6000. Він застосовується у серійно виготовляемому "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе" агрегаті ГПА-Ц-6,3С на компресорних станціях "Октябрьская", "Гаврилов Ям", "Чаплыгинская" ("Мострансгаз"), "Диканька" ("Київтрансгаз") та ін. UGT 6000 використовується також для заміни авіаційних конвертованих двигунів НК-12СТ при модернізації агрегатів ГПА-Ц-6,3 і індустриальних двигунів ОАО "Невский завод" при модернізації агрегатів ГТ-750-6. Можливе використання двигуна при модернізації агрегатів ГТН-6, ГТ-6-750 розробки ОАО "Турбомоторный завод" і агрегатів ГТ-700-5, створених ОАО "Невский завод". Знаходить застосування UGT 6000 і для приводу генератора електричного струму.

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

В даний час підприємством ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" виготовлено більше 30 двигунів UGT 6000 промислового застосування.

На базі двигуна UGT 6000 для застосування в енергетиці, газовій промисловості і на флоті створений газотурбінний двигун **UGT 6000+**. Конструкція UGT 6000+ дозволяє забезпечити його взаємозамінність із двигуном – прототипом, що дає можливість проводити модернізацію установок і агрегатів, які знаходяться в експлуатації, без зміни існуючих шахт повітроприйому, газовипуску і фундаментів.

Таблиця 1.3

Основні технічні характеристики двигунів UGT 6000 і UGT 6000+

Параметр	Модифікації двигунів ¹						
	ДТ71	ДВ71	ДП71	ДС71.1	ДР71	ДС71	UGT6000+
Потужність, кВт	6700	6700	6700	6200	6700	6200	8300
ККД, %	31,5	31,5	31,5	29	31,5	29	33
Витрата повітря, кг/с	31	31	31	31	31	31	33
Міра підвищення тиску	16,6	16,6	16,6	16,6	16,6	16,6	16,6
Початкова температура газу, К	1288	1288	1288	1288	1288	1288	1373
Температура газу за ГТД, К	693	693	693	701	693	701	715
Частота обертання силової турбіни, об/хв	8200 ²	3000/ 3600	7000	6400	9300	4750	5300
Довжина х ширина х висота, м	3,8х1,3х1,6	4,6х1,8х1,7	3,2х1,7х1,8	3,2х1,7х1,8	2,8х1,7х1,8	3,4х1,7х1,8	3,4х1,8х1,8
Маса, т	3,5	4,5	3,5	3,5	3,1	3,5	3,8

Підвищення потужності ГТД до 8,3 МВт забезпечено за рахунок збільшення початкової температури газу перед турбіною. Такий підхід дозволив

¹ ДТ71 – модифікація двигуна для газоперекачувальних станцій, ДВ71 – для приводу генераторів електричного струму, ДП71 і ДР71 – корабельні нереверсивні двигуни, ДС71 і ДС71.1 – корабельні реверсивні двигуни.

² Модифікації двигуна для компресорних станцій можуть також випускатися з частотою обертання силової турбіни 5200, 5700 і 10000 об/хв.

зберегти конструктивну схему двигуна UGT 6000 (рис.1.3). У UGT 6000+ були також збережені міра підвищення тиску, витрата повітря і частоти обертання компресорів двигуна UGT 6000. Проведено комплекс заходів, пов'язаних з удосконалюванням конструкції турбіни високого тиску: застосована система регульованого радіального зазору над робочими лопатками ТВТ, застосована більш досконала двоопорна конструкція соплового апарата турбіни з підвищеною ефективністю повітряного конвективного охолодження, змінені площі прохідних перетинів турбінної частини двигуна й удосконалена система охолодження, робочі і соплові лопатки та диски ТВТ і ТНТ виготовлені з нових жароміцних і жаростійких матеріалів та ін.

Основні технічні характеристики модифікацій двигунів UGT 6000 і UGT 6000+, які випускаються в цей час, наведені в табл.1.3, експлуатаційні характеристики – на рис.1.4.

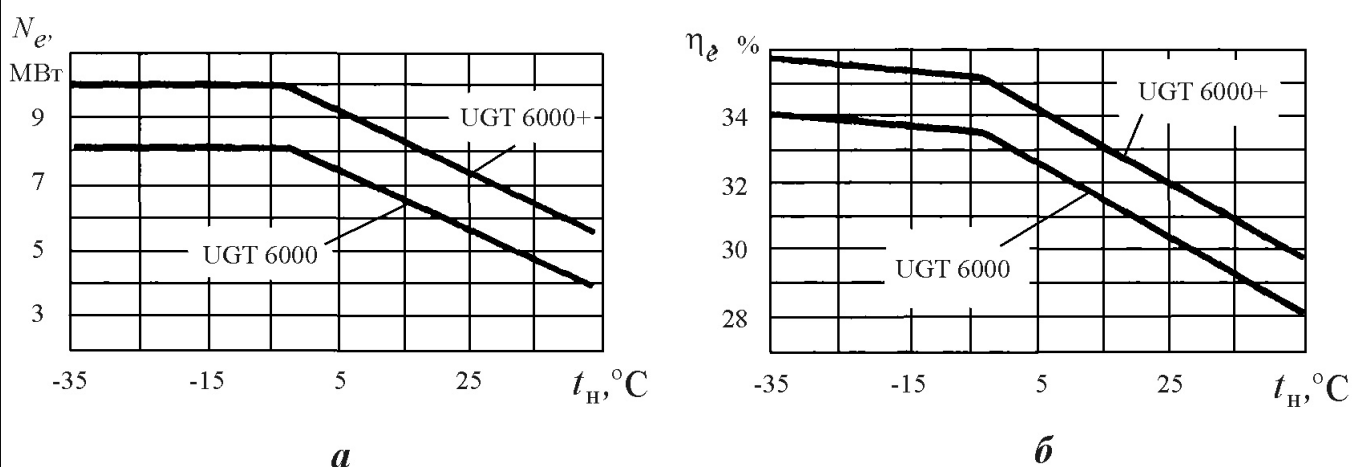


Рис.1.4. Залежність потужності (а) і ККД (б) двигунів UGT 6000 та UGT 6000+ від температури повітря на вході

Конструктивні особливості

Двокаскадний газотурбінний двигун із вільною силовою турбіною.

Компресор – осьовий. Число ступенів компресора – 8 + 9.

Камера згоряння – трубчасто-кільцева, протитокова. Число жарових труб – 10.

Турбіни – осьові. Число ступенів турбін компресорів – 1 + 1. Число

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

ступенів силової турбіни – 2, 3, 4 або 6 (залежно від частоти обертання).

Силова турбіна – реверсивного або неревверсивного виконання. Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий.

Змащення – циркуляційне під тиском.

Стартер – електричний ~380 В, 70 кВт. Керування – дистанційне, автоматичне.

Ресурс до капітального ремонту – 20000 год, призначений ресурс – 60000 год.

Серійно випускається з 1978 р.

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

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ ТА СХЕМИ ГТА

2.1. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

Основні положення проектувального розрахунку схеми ГТА будемо розглядати з використанням двокаскадного газотурбінного двигуна, який має вільну турбіну гвинта. Газотурбінний агрегат простої теплової схеми для використання у складі суднової енергетичної установки з основними розрахунковими перерізами зображений на рис.2.1.

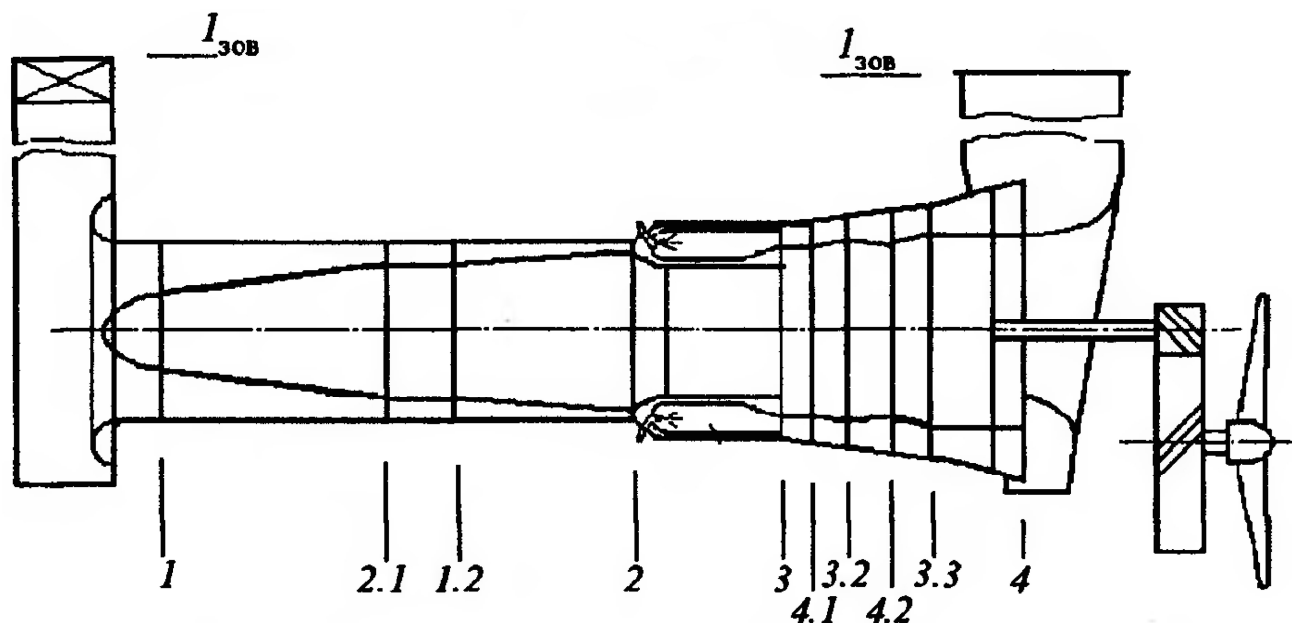


Рис.2.1. Конструктивна схема і розрахункові перерізи ГТА

Зобразимо в координатах $T-S$ цикл розглянутого двокаскадного ГТД з вільною турбіною гвинта (рис.2.2). Процеси зображені з урахуванням усіх основних утрат повного тиску по газоповітряному тракту і позначенням розрахункових перерізів. Індекси зазначених розрахункових точок відповідають розрахунковим перерізам по газоповітряному тракту ГТД. У подвійному індексі перша цифра відповідає характерній точці термодинамічного циклу: 1 - вхід у компресор; 2 - вихід з компресора; 3 - вхід у турбіну; 4 - вихід з турбіни. Друга

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

цифра індексу – номер компресора або турбіни, відлічуваний за ходом робочого тіла.

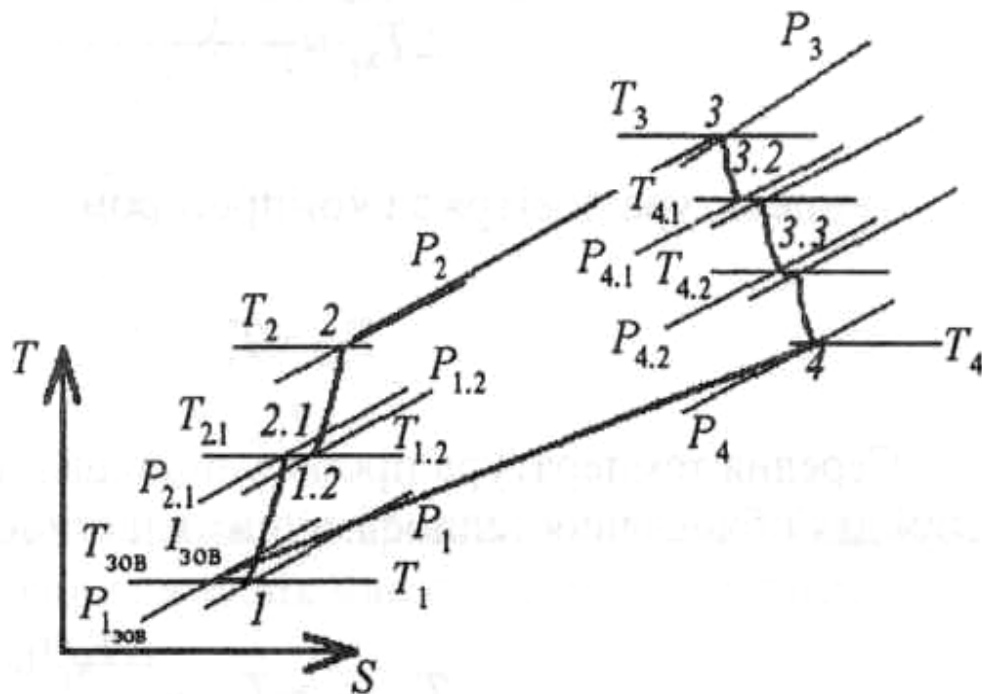


Рис.2.2. Цикл двокаскадного ГТД з вільною турбіною гвинта

Вихідними даними до розрахунку є: потужність ГТА – 8 МВт, температура газу перед турбіною високого тиску – 1480 К, базовий двигун – UGT6000 (ДП71).

2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ

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_k - інтервал пошуку, в якому очікується максимум η_e , - завжди може бути зазначена з великою вірогідністю. Крок сканування $\Delta\pi_k$ варто підбирати емпірично.

На рис.2.3 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_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_2}, c_{p_6}, k_2, k_6$.. 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 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'язуваних методом Ньютона. Якщо задана

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

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 π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

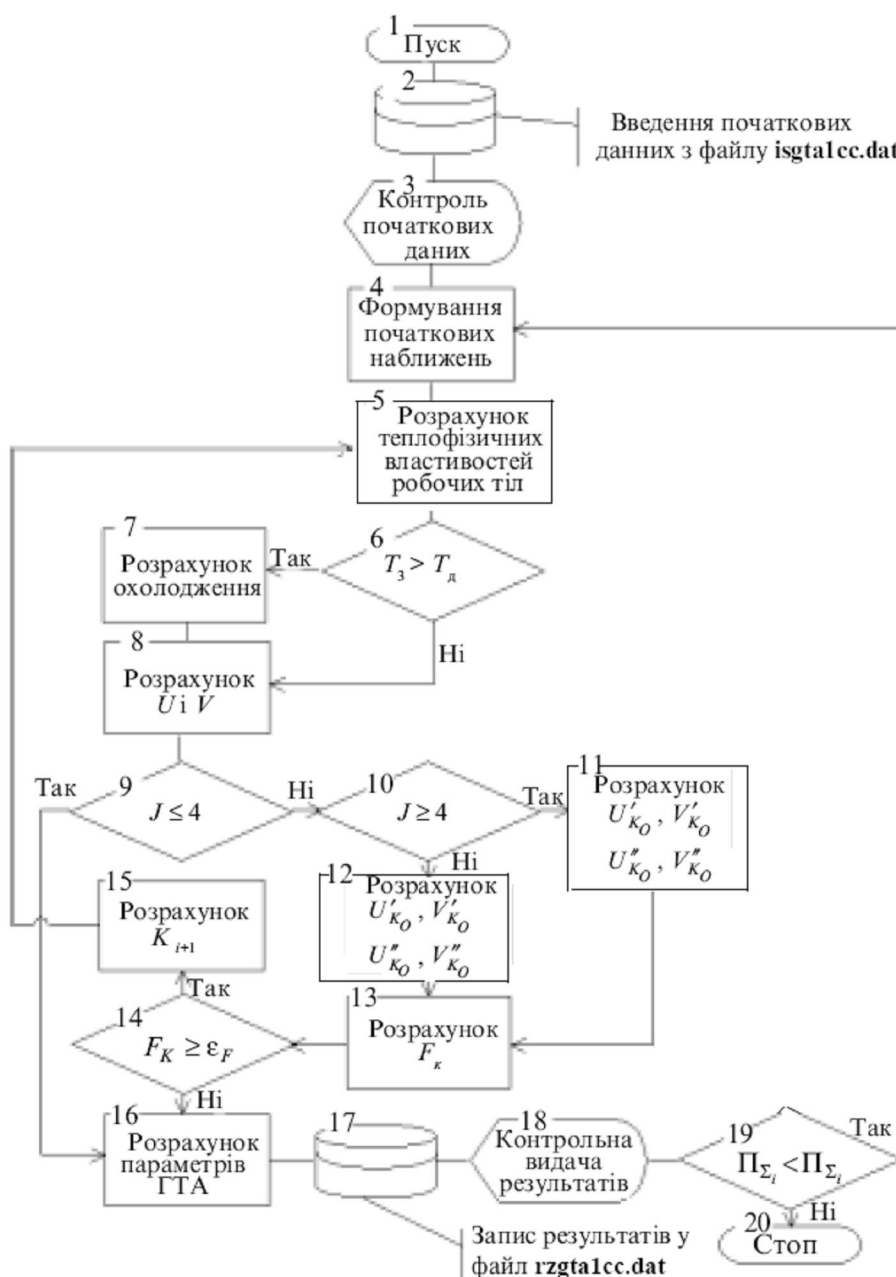


Рис.2.3. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

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	U_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	U_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	U_{zv}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	U_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	U_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	U_{kzpp}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	U_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	U_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	U_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{nut}	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	$\Delta\pi_k$	—
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

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
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, розміщений в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файла 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 компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

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 построково для кожного значення π_k 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 rzgtalcc.dat, який також розміщається в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GR4231\isgtalcc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.2.2.

Таблиця 2.2

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1480
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,975
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 газовихлопного пристрою	0,985
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,025

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.2.4 та рис.2.5) –

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

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 $\pi_k = 26$: $\eta_{e \max} = 0,37806$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 246,7$ кВт/(кг/с). Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 20$, якій відповідає $\eta_{e.\text{роз}} = 0,37348$ та $N_{\text{пит}} = 268,2$ кВт/(кг/с).

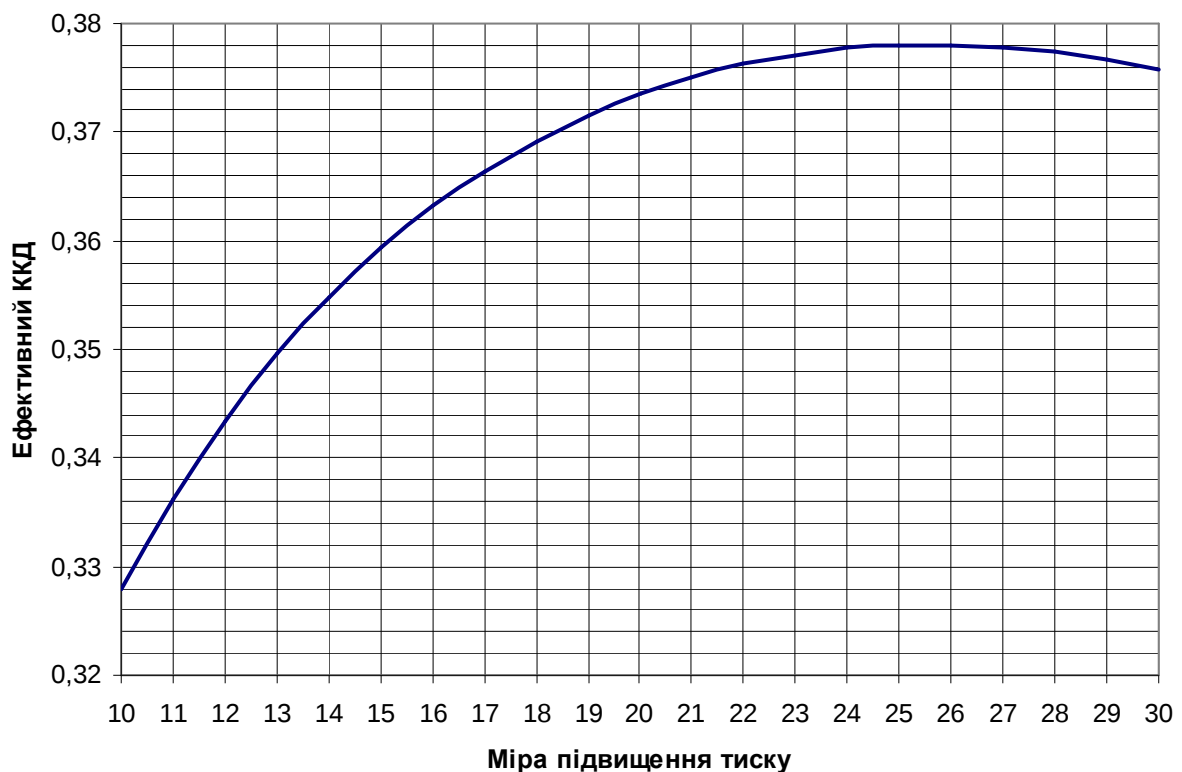


Рис.2.4. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e.\max} - \eta_{e.\text{роз}}}{\eta_{e.\max}} = \frac{0,37806 - 0,37348}{0,37806} \cdot 100\% = 1,21\%.$$

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

Зменшені значення π_k дають можливість:

- 1) скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим;
- 2) розширити зону безпомпажної роботи компресорного блока;
- 3) забезпечити більшу довжину лопаток останніх ступенів осьового компресора високого тиску, що для ГТА даної потужності (8 МВт) є дуже важливим.

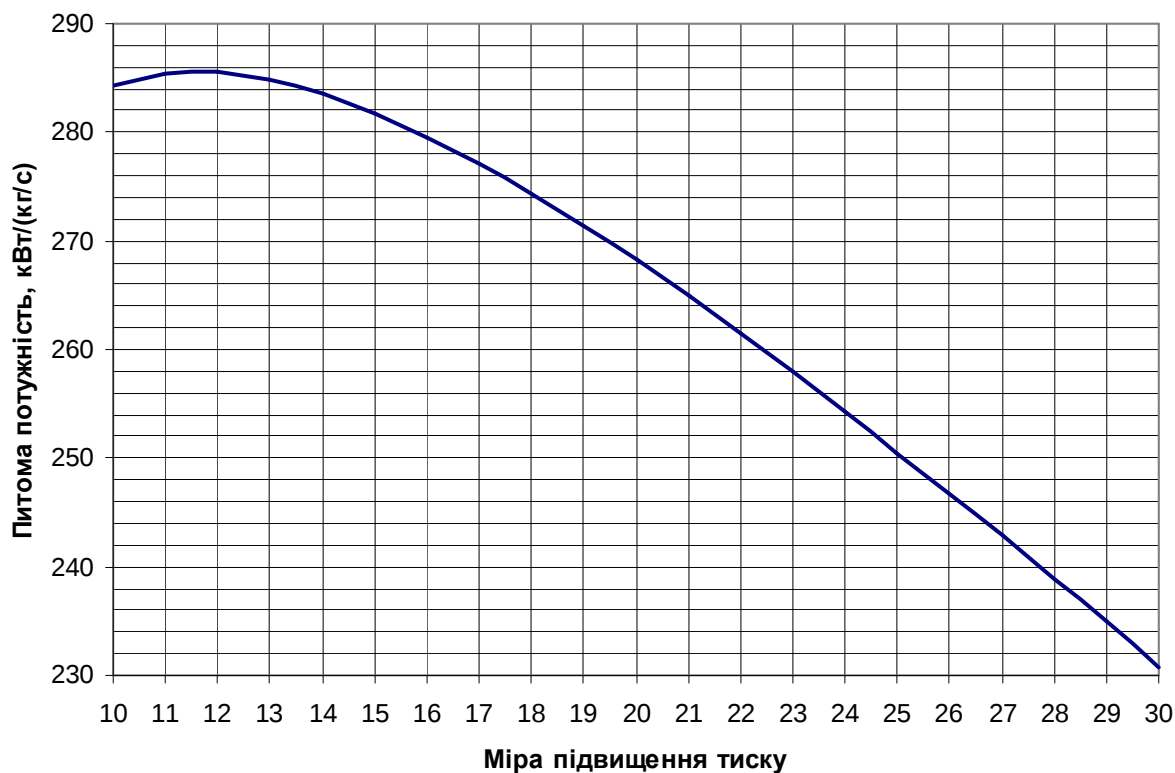


Рис.2.5. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТА НА РЕЖИМІ ПОВНОЇ ПОТУЖНОСТІ

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.2.6, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.2.7. Результати розрахунків зведено до табл.2.3.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 8 000 кВт, початкова температура газу – 1480 К, базовий двигун – UGT 6000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 20.

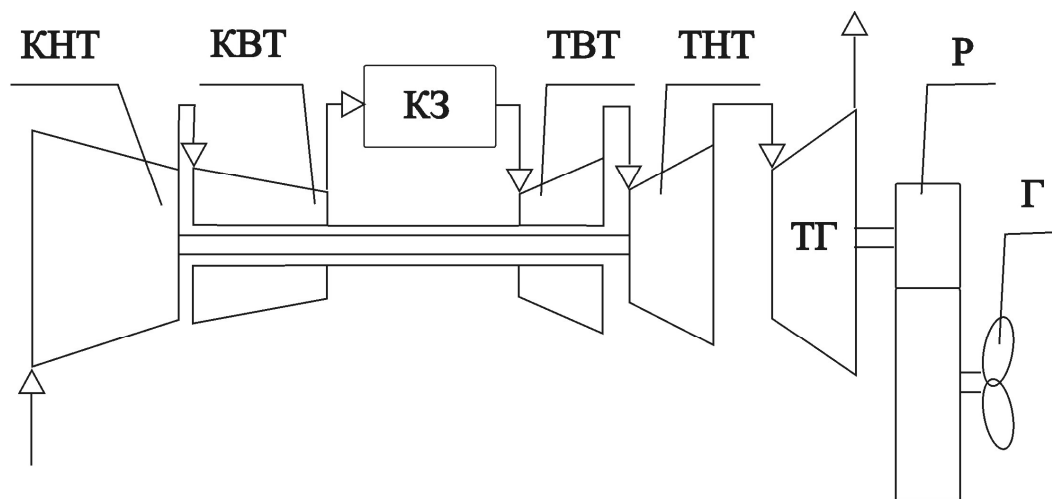


Рис.2.6. Структурна схема суднового газотурбінного агрегата:

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

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

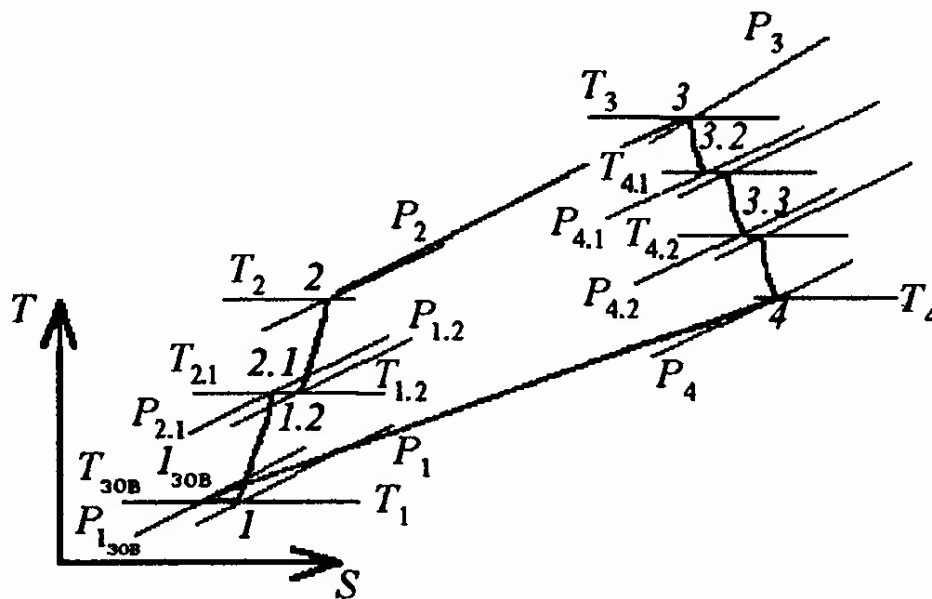


Рис.2.7. Термодинамічний цикл суднового газотурбінного агрегата

Таблиця 2.3

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [5]	20	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1480	-
3. Температура зовнішнього повітря T_{30B} , К	Приймається [5]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря P_{30B} , МПа	Приймається [5]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [5]	1080,0	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [5]	0,9000	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [5]	0,9900	-
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{вх}$	Приймається [5]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора v_{κ}	Приймається [5]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [5]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{т2}$	Приймається [5]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{т3}$	Приймається [5]	0,9950	
13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [5]	0,9850	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{т1}$	Приймається [5]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{т2}$	Приймається [5]	0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{т3}$	Приймається [5]	0,9000	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [5]	0,9950	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [5]	0,9800	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\kappa 2}$	Приймається [5]	0,9900	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [5]	0,0250	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [5]	42915	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [5]	14,78	
23. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Задається завданням	8000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\kappa 2}$	Приймається [5]	4,0	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\kappa 1}$	$\pi_{\kappa \Sigma} / \pi_{\kappa 2}$	5,0	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,4000	1,3965
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\kappa 1}$	$\frac{\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{\kappa 1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1}$	0,8755	0,8757
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{\kappa 1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{\kappa 1}}$	192,05	190,50
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$	480,05	478,50
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{\kappa 1} \cdot \eta_{\kappa 1}}{2}$	372,07	371,40
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{п1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,0109	1,0107
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,3965	1,3966
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{306} \cdot \nu_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{\kappa 1}$	0,499	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{п1}}{c_{п1} - R_{п}}$	1,3800	1,3703
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{\kappa 2}$	$\frac{\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{\kappa 2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1}$	0,8799	0,8769

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	253,61	247,99
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	732,11	726,49
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	590,07	587,23
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,0620	1,0613
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3703	1,3707
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot v_{к}$	0,4964	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	1,986	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,237	
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)	$f(T_{сер.к3}^{вх})$	1,036	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{пп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{пп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^H \cdot \eta_{кз} - \left[c_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{пп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0196	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	3,454	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{кз}$	1,906	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [5]	2	
50. Коефіцієнт перерахунку 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	0,9000	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox1}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$	0,046	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$	1267,2	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}	Приймається [5]	2	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T'_{3,2} - T_d > 100$	1,3000	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,0500	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається [5]	0,9800	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$	0,0203	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{к3}$	$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$	0,913	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{к3}}{\alpha_{к2}}$	0,940	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{к3} + g_{ox1} + 0,006$	0,983	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$	1,0069	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$	$\beta_{t3} + 0,004$	1,0109	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сеп.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1251,8	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сеп.т1}, \alpha)$	1,253	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{т1}$	$\frac{c_{pz1}}{c_{pz1} - R_{г}}$	1,2984	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$	0,9056	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	224,57	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}^?$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1155,4	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,234	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*)$	1,1770	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К	$\frac{\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{t1}) + \frac{c_{pn} ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$	1133,7	
74. Міра розширення газу у ТВТ π_{t1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{t1}}{T_3 \cdot \eta_{t1} - \Delta T_{t1}} \right)^{\frac{k_{d1}}{k_{d1}-1}}$	2,434	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{k3}$	1,906	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{t1}}$	0,783	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$, К	$T_{3,2} = T_{4,1}$	1134,0	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{k1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$	1048,0	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,211	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_r}$	1,3120	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$	0,8537	
82. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{t2} ,	$C_1 \cdot \Delta T_{k1}$	162,63	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4,2}^?$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{t2}$	971,1	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,196	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pn} ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*)$	1,145	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{pn} ^{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} ^{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	965,5	
87. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2}-1}}$	2,075	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot v_{t1}$	0,783	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$	0,3773	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
90. Тиск газу перед турбіною гвинта $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{т2}$	0,375	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	965,5	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{30B}}{v_{гв}}$	0,103	
93. Міра розширення газу в ТГ $\pi_{т3}$	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	3,632	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	855,8	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{рг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,1690	1,1640
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$	$\frac{c_{pz3}}{c_{pz3} - R_{г}}$	1,327	1,329
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$	236,5	237,4
98. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{т3}$	728,9	728,1
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$	847,2	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{рг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	272,67	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	18,71	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$	18,43	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	18,25	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$	16,82	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$	1186,4	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	17,15	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	0,846	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	18,11	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox2}$	0,371	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
110. Витрата газу через ТГ $G_{ТЗ}$, кг/с	$\beta_{ТЗ} \cdot G_{к1}$	18,56	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{ГВ}$, кг/с	$\beta_{ГВ} \cdot G_{к1}$	18,63	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{200}} / N_e$	0,2373	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3535	

РОЗДІЛ 3

ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГТА ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

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 меридіанного перерізу його проточної частини.

При компонованні ГТД і кресленні його меридіанного перерізу 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 стикаються між собою, призводять до підвищених утрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

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 $P_1 = 0,0998$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,499$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К

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

температура повітря за КНТ $T_2 = 478,5$ К; витрата повітря через КНТ $G_k = 18,43$ кг/с.

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,496$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 1,986$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1 = 478,5$ К; температура повітря за КВТ $T_2 = 726,5$ К; витрата повітря через КВТ $G_k = 18,26$ кг/с.

Розрахункова схема компресора наведена на рис.3.1. Результати розрахунку зведені до табл.3.1.

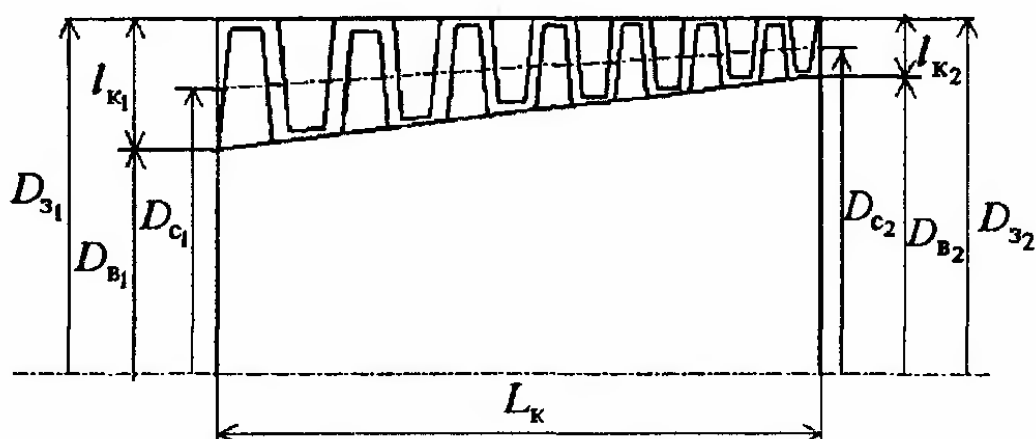


Рис.3.1. Розрахункова схема компресора

Таблиця 3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{z1} , м/с	Приймається [5]	320	250
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,5
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{z1}$	160	125
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,402	1,384
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора λ_{ca1}	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,515	0,313
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{ca1})$	$\lambda_{ca1} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,726	0,475

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,1068	0,0421
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{\text{вТ}}$	Приймається [5]	0,35	0,60
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - d_{\text{вТ}}^2)}}$	0,394	0,289
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{\text{в1}}$, м	$\bar{d}_{\text{вТ}} \cdot D_{31}$	0,138	0,174
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{\text{с1}}$, м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{\text{в1}})$	0,266	0,232
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{\text{к1}}$, м	$(D_{31} - D_{\text{в1}}) / 2$	0,128	0,058
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	15524	16499
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [5]	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається [5]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається [5]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	145,9	112,3
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\sigma_k / \sigma_{\text{к1}}$	6,65	8,46
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9?1,0) c_{a1}$	152,0	118,8
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,387	1,359
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n + 1} R T_2}}$	0,381	0,242
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,565	0,475

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,0355	0,0165
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$ $D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,394 0,331 0,363	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,174 0,226 0,200
	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,031	0,026
25. Висота останньої лопатки компресора l_{k2} , м			
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається [5]	5,0	4,0
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{kst}	Приймається [5]	1,20	1,15
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	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,0712	0,0293
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$ $D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,394 0,254 0,324	
	$D_{6c} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,174 0,260 0,217

Продовження табл.3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{\text{кк}}, \text{м}$	$(D_{\text{зс}} - D_{\text{вс}})/2$	0,070	0,043
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{\text{лк}}$	$D_{\text{сс}}/l_{\text{кк}}$	4,624	5,032
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$	$0,087353 + 0,02604 v_{\text{лс}} + 0,00092 v_{\text{лс}}^2 + 0,00004 v_{\text{лс}}^3$	1,179	0,963
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стк}}, \text{м}$	$l_{\text{кк}} \cdot \bar{L}_{\text{стк}}$	0,0826	0,0414
35. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к}}, \text{м}$	$L_{\text{стк}} \cdot z_{\text{к}}$	0,743	0,414
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{в.п.}}, \text{м}$	$0,25 \cdot D_{\text{з1}}$	0,098	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{п.к.к.}}, \text{м}$	$0,57 \cdot D_{\text{з1}}$	0,225	—
38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{п.к.}}, \text{м}$	$0,34 \cdot D_{\text{з2}}$	0,132	—

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

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 середньогометрічним. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 16,82$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 1186,4$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф} = 16,82$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,99$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 42915$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,78$.

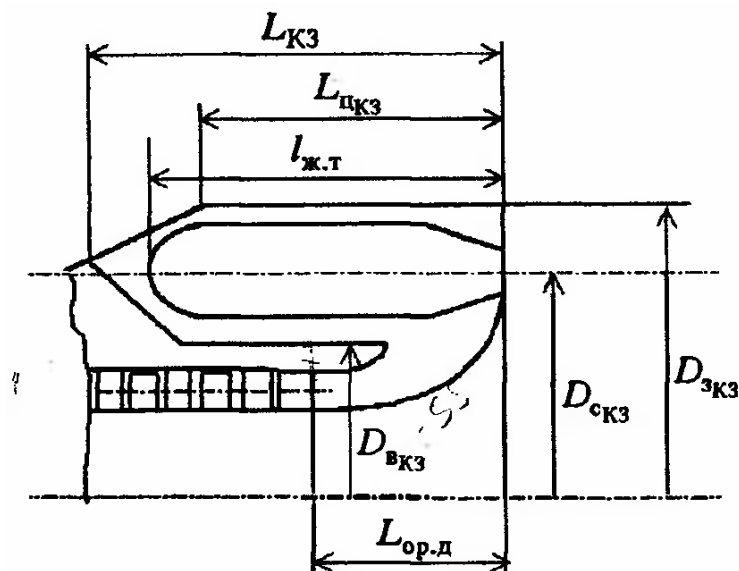


Рис.3.2. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.3.2, результати розрахунку зведені до табл.3.2.

Таблиця 3.2

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	1,986·10 ⁶				
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900				
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,0282				
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	6	8	10	12	14
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,004701	0,003526	0,002821	0,002350	0,002015
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7				
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3				
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,142	0,129	0,120	0,113	0,107
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,425	0,386	0,359	0,338	0,321
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,035	0,032	0,030	0,028	0,027
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,354	0,421	0,484	0,543	0,601
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.25)	1,20				
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	5,845				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	12,402				

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	0,095	0,104	0,112	0,119	0,126
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{\text{кз ж.т.}}$	0,237	0,261	0,281	0,298	0,314
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{з кз}}$, м	$D_{\text{с кз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,567	0,618	0,668	0,718	0,767
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{в кз}}$, м	$D_{\text{с кз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,142	0,224	0,299	0,369	0,434
19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$, м	$0,88 \cdot D_{\text{с2 кет}}$	0,176				
20. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	0,489	0,444	0,413	0,388	0,369

Приймаємо число жарових труб $n_{\text{ж.т.}} = 10$.

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 $G_T=17,15$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox}=0,846$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3=1480$ К; температура газу за ТВТ $T_4=1133,7$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3=1,906$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4=0,783$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T=0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T=18,11$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox}=0,371$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3=1134,0$ К; температура газу за ТНТ $T_4=965,5$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,783$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4=0,377$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,90$;

ТГ: витрата газу через ТГ $G_T=18,56$ кг/с; температура газу перед ТГ $T_3=965,5$ К; температура газу за ТГ $T_4=728,1$ К; тиск газу перед ТГ $P_3=0,375$ МПа; тиск газу за ТГ $P_4=0,103$ МПа; внутрішній ККД ТГ $\eta_T=0,90$.

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 нереверсивного суднового двигуна UGT 6000 (ДП71) ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 7000 об/хв.

Розрахункова схема осьових турбін газотурбінного двигуна наведена на рис.3.3.

Середні діаметри на вході в ТНТ та ТГ визначають при компонованні всієї турбінної частини ГТД. Для ТНТ величина середнього діаметру на вході може бути рівною середньому діаметру на виході з ТВТ або бути більшою від нього на

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

5...20%. У вільній турбіні гвинта середній діаметр на вході завжди більший від середнього діаметра на виході з ТНТ.

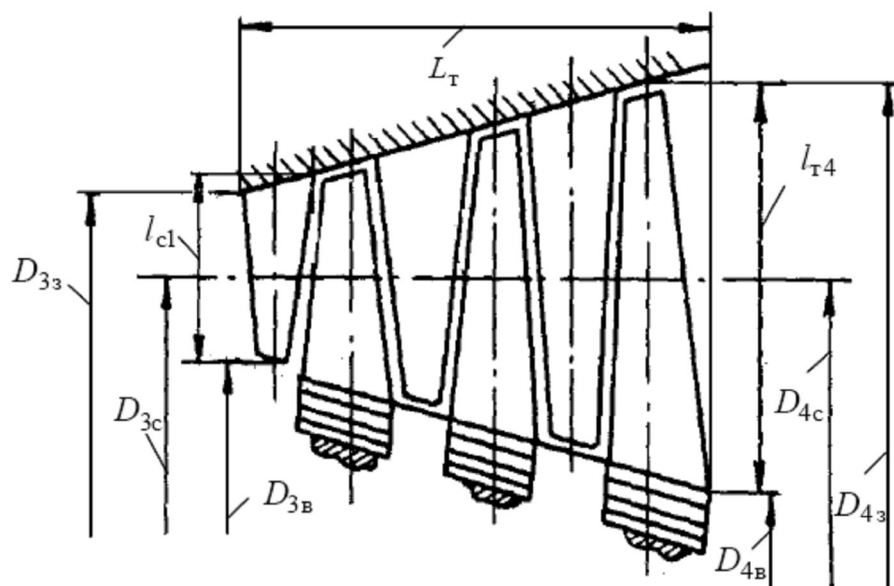


Рис.3.3. Розрахункова схема турбін ГТД

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.3.3.

За результатами розрахунків викреслюємо меридіанний переріз 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. На осьовий габарит опорного вінця ТГ значною мірою впливає конструкція її ротора і заднього підшипникового узла.

Таблиця 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{ст}]}$	1	1	3
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний тепलोперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_p \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	$3,294 \cdot 10^5$	$2,254 \cdot 10^5$	$3,164 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [5]	19	8	8,5

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається [5]	0,05	0,05	0,05
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,152	0,284	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	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	724,8	550,9	380,3
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,315	1,312	1,329
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	1,056	0,886	0,661
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	14	14	20
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{T3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{T3} - 1)}{(\kappa_{T3} + 1)} (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{T3} - 1}}$	0,996	0,985	0,866
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1t}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$,	0,036	0,085	0,134
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,484	0,484	0,620
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,024	0,056	0,069
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,025	0,059	0,072
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	19,5	8,3	8,6
18. Оптимальна характеристика ступеня v_{opt}	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,572	0,678	0,645
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	16499	15524	7000
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	418,1	393,4	227,2
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,577	0,714	0,598
22. Різниця в значеннях v_d і v_{opt}	v_{opt} / v_d	0,992	0,949	1,079

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

Величина	Спосіб визначення	TBT	THT	TГ
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	0,508	0,540	0,689
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,460	0,428	0,551
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{m3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{m3} , К	Приймається $T_{m3} = T_d$	1080	1080	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1,1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			978
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{m3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	417
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{mц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{m3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$	2,50	2,19	6,25
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1,1}$	210,4	159,9	143,1
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_\Gamma}$	1,312	1,329	1,344
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_2}{k_2 + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,338	0,279	0,285
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \left[\frac{k_2 + 1}{2} \left(1 - \frac{k_2 - 1}{k_2 + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2 - 1}}$	0,513	0,429	0,437
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_t + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,039	0,092	0,279
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{m4} , К	Приймається $T_{m4} = T_d$	1080	1080	
	$1,07 \cdot T_4$			496
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247	247	617
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{mц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_4}$	2,29	2,10	4,45
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		

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

Величина	Спосіб визначення	TBT	THT	TГ
	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,484 0,458 0,510	0,484 0,424 0,544	0,620 0,551 0,812
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4}) / 2$	0,026	0,060	0,130
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	18,76	8,01	5,23
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,038	0,088	0,207
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		
	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,484 0,459 0,509	0,484 0,426 0,542	0,620 0,551 0,753
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,025	0,058	0,101
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня v_{Tc}	D_{cc} / l_{Tc}	19,58	8,32	6,46
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899 v_{Tc} + 0,00331 v_{Tc}^2$ $+ 0,00003 v_{Tc}^3$	2,520	0,983	0,667
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}$, м	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{стт}$	0,063	0,057	0,067
47. Осьовий габарит проточної частини L_T , м	$L_{стт} \cdot z_T$	0,063	0,057	0,202

Ескіз меридіанного перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.3.4.

Компоновочна схема спроектованого газотурбінного двигуна наведена на кресленні 142.2237ст.02.01.ДР.

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

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ПЕРШОГО СТУПЕНЯ ТУРБІНИ ГВИНТА

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного агрегата проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі дипломної роботи у ролі вихідних використовуються дані, отримані протягом попереднього розрахунку теплової схеми ГТА на номінальному режимі (витрата робочого тіла, тиск, температура та ін.), та параметри, що були визначені у третьому розділі при габаритно-компоновочному проектуванні турбінної частини (частота обертання ротора, середній діаметр ступеня).

Розрахунок ступеня турбіни полягає у послідовному дослідженні процесів у сопловому апараті і в робочій решітці. В результаті цих розрахунків визначаються: для соплового апарата – абсолютна швидкість виходу c_1 і втрати енергії q_c ; для робочої решітки – відносні швидкості входу w_1 і виходу w_2 , абсолютна швидкість виходу із ступеня c_2 та втрати енергії q_p . Водночас визначаються кути входу та виходу потоку із решіток, необхідні для побудови трикутників швидкостей. В кінці розрахунку мають бути визначені камерні втрати, колова та внутрішня роботи ступеня, коловий та внутрішній ККД, а також довжина та кількість соплових і робочих лопаток та потужність ступеня.

При розрахунку камерних втрат в ступені необхідно враховувати особливості його конструктивного виконання: наявність або відсутність бандажу, наявність та місце розташування зазорів, їхній тип (відкритий чи закритий зазор) і величину та ін.

Слід зазначити, що використовуєма методика розрахунку ступеня осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є

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

плоскорівнобіжним. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрішностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{\text{ср}}/l_p \geq 10...12$. У протилежному випадку потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Розрахунок вихідних параметрів для розрахунку першого ступеня триступінчастої турбіни гвинта зведено до табл.4.1, результати повного термогазодинамічного розрахунку – до табл.4.2.

Таблиця 4.1. Вихідні дані до розрахунку 1-го ступеня турбіни гвинта

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну гвинта ΔH_a , Дж/кг	Див. п.3 табл.3.3	$316,4 \cdot 10^3$
2. Ізоентропійний теплоперепад на першому ступені Δh_a , Дж/кг	$\frac{\Delta H_a}{3}$	$105,5 \cdot 10^3$
3. Температура газу перед ступенем T_0 , К	Див. розділ 3	965,5
4. Тиск газу перед ступенем p_0 , Па	Див. розділ 3	$375 \cdot 10^3$
5. Середня теплоємність газу для розширення в турбіні гвинта c_{pg} , Дж/(кг·К)	Див. п.95 табл.2.3	1164
6. Показник ізоентропи газу для розширення в турбіні гвинта k	Див. п.9 табл.3.3	1,329
7. Тиск газу за першим ступенем p_2 , Па	$p_0 \cdot \left[1 - \frac{\Delta h_a}{c_{pg} T_0} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	$251,8 \cdot 10^3$
8. Задане значення внутрішнього ККД турбіни гвинта η_t	Див. розділ 3	0,90
9. Температура газу за першим ступенем T_2 , К	$T_0 - \frac{\Delta h_a \eta_t}{c_{pg}}$	883,9

Таблиця 4.2

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1	2	3
1. Витрата робочого тіла G , кг/с	Див. розділ 3	18,56
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. п.4 табл.4.1	$375 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Див. п.3 табл.4.1	965,5
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. п.7 табл.4.1	$251,8 \cdot 10^3$
температура T_2 , К	Див. п.9 табл.4.1	883,9
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Дорівнює швидкості c_{a4} на виході з ТНТ (див. розділ 3)	159,9
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 3	7000
6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$, Дж/(кг·К)	$f\left(\frac{T_0 + T_2}{2}, \alpha\right)$	1170
7. Газова стала робочого тіла R , Дж/(кг·К)	Див. розділ 3	288,0
8. Показник ізоентропи робочого тіла k	Див. розділ 3	1,329
9. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	607,9
10. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,263

1	2	3
11. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня: тиск p_0^* , Па температура T_0^* , К	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	392 541 976
12. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	118 113
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	486,4
14. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	10,7
15. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,05
16. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,228
17. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 14...20	20,0
18. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,97
19. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	91 316

1	2	3
20. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	414,5
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}	$\frac{\cos \alpha'_1}{2(1-\rho)}$	0,609
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	Див. розділ 3	0,620
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	245,4
24. Дійсна характеристика ступеня v_1	u_1/c_1	0,592
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	v_1^{opt}/v_1	1,028
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1-\varphi^2)\Delta h_{ac}^*$	5 397
27. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск p_1 , Па температура T_1 , К густина ρ_1 , кг/м ³	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$ $\frac{p_1}{RT_1}$	279 872 903 1,08
28. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,541
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,713

1	2	3
30. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1, град: при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$ при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	α'_1 $\arcsin \left(\sin \alpha'_1 \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right)$	20,0 —
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	587,8
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,705
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,058
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_{\pi} + \gamma_k$, град	Береться 8...20	18,0 (9 + 9)
35. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,004...0,020	0,004
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	3,60
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,016
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	6,00
39. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,0005

1	2	3
40. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_{\pi} + \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_{\pi} - \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}}$	0,010
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,062
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$	0,062
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	245,4
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2} / l_p	10,83
45. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,226
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,9 %
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1) \text{ за } \text{рис.4Д [12, с.288]}$ (кут α_0 береться рівним 90°)	40,0
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,025
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,85

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.17 цієї таблиці.

1	2	3
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,021
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	69
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}$	202,1
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	44,5
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,97
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	26 997
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	47 422
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	298,7
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	2 803
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	0,99
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	581,6
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w2}	w_2 / a_2	0,514
61. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	28,9

1	2	3
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	66,0
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,011
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p / b_p$	0,4 $\rho + 0,6$	0,691
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,008
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	170
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	145,1
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2 / 2$	10 525
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	83,6
70. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	389,6
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	16,2
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	99 588
72. Коловий ККД ступеня l_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,862
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:		відсутнє

1	2	3
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	—
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	—
радіальний зазор $\delta_{\text{щ}}$, м	Береться 0,0004...0,0020	—
діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	—
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{\text{вт}} \delta_{\text{щ}}$	—
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{\text{уд.}}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	—
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{\text{уд}}$	$\frac{G_{\text{уд.}}}{G} \eta_u$	—
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:		
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення ² (0,001...0,010)	0,007
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	2
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток:	$2,64 \cdot 10^{-4}$

² Осьового зазору може і не бути.

	$\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}};$ для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{ззз}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0078
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,03
80. Коефіцієнт K_t	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_t \frac{D_{\text{cpl}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0025
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{y.d}} - \xi_{\text{ззз}} - \xi_{\text{тр}}$	0,851
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	98 373
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	1 826

За результатами розрахунку будуюмо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі (рис.4.1).

Розроблена конструкція турбіни гвинта наведена на кресленні 142.2237ст.02.02.ДР.

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

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ ГВИНТА

Проектуємий газотурбінний агрегат складається з газогенератора і вільної силової турбіни (див. розділ 2).

Газогенератор містить у собі два каскади осьового компресора (відповідно, низького і високого тисків), які приводяться в обертання двома незалежними турбінами (низького і високого тисків), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

Як зразок для проектування обираємо конструкцію нереверсивного суднового газотурбінного двигуна UGT 6000 (ДП71), який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну гвинта проектуємо осьовою, триступінчастою (рис.5.1); її призначення – приведення в обертання через редуктор гребного вала судна.

Турбіна гвинта складається з соплових апаратів другого ступеня 1, третього ступеня 2, ротора 4, опорного вінця 3.

Соплові апарати другого 1, третього ступенів 2 складаються відповідно з корпусу 1.3 та 2.3, блоків лопаток 1.2 та 2.1 другого та третього ступенів.

У корпусі 1.3 встановлені вставки стільникові 1.4.

До нижніх частин блоків лопаток 1.2 та 2.1 закріплені діафрагми 1.1 та 2.2. Для забезпечення сумісності діафрагм з лабіринтами ротора на діафрагмах встановлені стільникові ущільнення.

Ротор турбіни гвинта 4 складається з дисків 4.1, 4.3 та 4.10, робочих лопаток першого, другого та третього ступенів 4.2, 4.3 та 4.4, вала 4.13.

Вал 4.13 з дисками першого і другого ступенів з'єднується стяжними болтами 4.12. Диск третього 4.10 ступеня з'єднаний з валом штифтами.

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

На передній кінець вала 4.13 насаджений лабіринт 4.9, втулки 4.6, 4.8, внутрішня обойма підшипника передньої опори турбіни гвинта.

Для встановлення робочих лопаток в ободах дисків виконані ялинкові пази.

Осьова фіксація лопаток здійснюється сегментами 4.17. Сегменти зменшують витoki газу через замкову частину лопатки.

Лопатки 1-го, 2-го та 3-го ступенів мають бандажні полиці з гребінцями, які спільно з стільниковими вставками 1.4 над робочими лопатками 1-го та 2-го ступенів, гребінцями 2.4 корпусу соплового апарату третього ступеня зменшують витік газу крім робочих лопаток.

На дисках 4.1, 4.11 ротора турбіни гвинта виконані гребінці, які в поєднанні з ущільнювальними кільцями діафрагм 1.1, 2.2 другого, третього ступенів утворюють лабіринтове ущільнення з метою усунення перетікання газів крім блоків соплових лопаток другого 1.2, третього 2.1 ступенів.

Передньою опорою ротора є роликовий підшипник, внутрішня обойма якого встановлена на валу 4.13, а зовнішня в опорному вінці ТНТ.

Задньою опорою ротора є спарений кульковий підшипник 3.5. Кульковий підшипник сприймає радіальне і частково осьове навантаження.

Ущільнення масляних порожнин здійснюється ущільнювальними кільцями 5, 6 і лабіринтовими гребінцями спільно з кришками.

Відбір потужності здійснюється через еластичну муфту 4.5, яка має з валом 4.13 шліцьове з'єднання і компенсує певну неспіввісність споживача потужності і силової турбіни.

Вінець опорний турбіни гвинта 3 служить для розміщення задньої опори ротора силової турбіни, датчиків обмеження розкрутки силової турбіни, труб підведення і зливу масла, труби підведення повітря і утворює проточну частину між силовою турбіною і газовідводом. До корпусу опорного вінця кріпиться кронштейн 7 для вібродатчика.

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

Вінець опорний складається з корпусу зовнішнього, корпусу підшипників, кожуха внутрішнього, стінки передньої і шести стійок, що з'єднують корпус зовнішній з корпусом підшипників.

Між корпусом зовнішнім кожухом і внутрішнім розташовані три обтічника, через які проходять комунікації. Обтічники входять у прорізи на внутрішньому кожусі.

Масло на змащення і охолодження підшипників подається по трубі підведення масла, ввернуту в корпус підшипників і ущільнювальну по торцю прокладкою, через свердління в корпусі підшипників. Для очищення подаваного масла в трубу встановлений фільтр. Зовнішній кінець труби ущільнюється в корпусі опорного вінця фланцем. Від вивертання труба зафіксована замком.

Для виміру тиску в розвантажувальній порожнині встановлена труба.

Для виміру обертів ротора турбіни гвинта в задній кришці опорного вінця встановлені датчики. Висновок проводів від датчика здійснюється через трубу.

Для підпору лабіринтових ущільнень передньої ущільнювальної кришки і компенсації осьових зусиль силової турбіни з перехідника по трубі підведення повітря і косинцю, закріпленому на передній стінці, підводиться повітря в порожнину між опорним вінцем і диском останнього ступеня турбіни гвинта. До корпусу зовнішнього труба кріпиться фланцем.

Злив масла і суфлювання здійснюється через трубу зливу масла. Труба ввернута в корпус підшипників і ущільнюється по торцю прокладкою. Зовнішній кінець труби ущільнюється фланцем, закріпленим на зовнішньому корпусі опорного вінця. Труба зафіксована від вивертання замком.

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

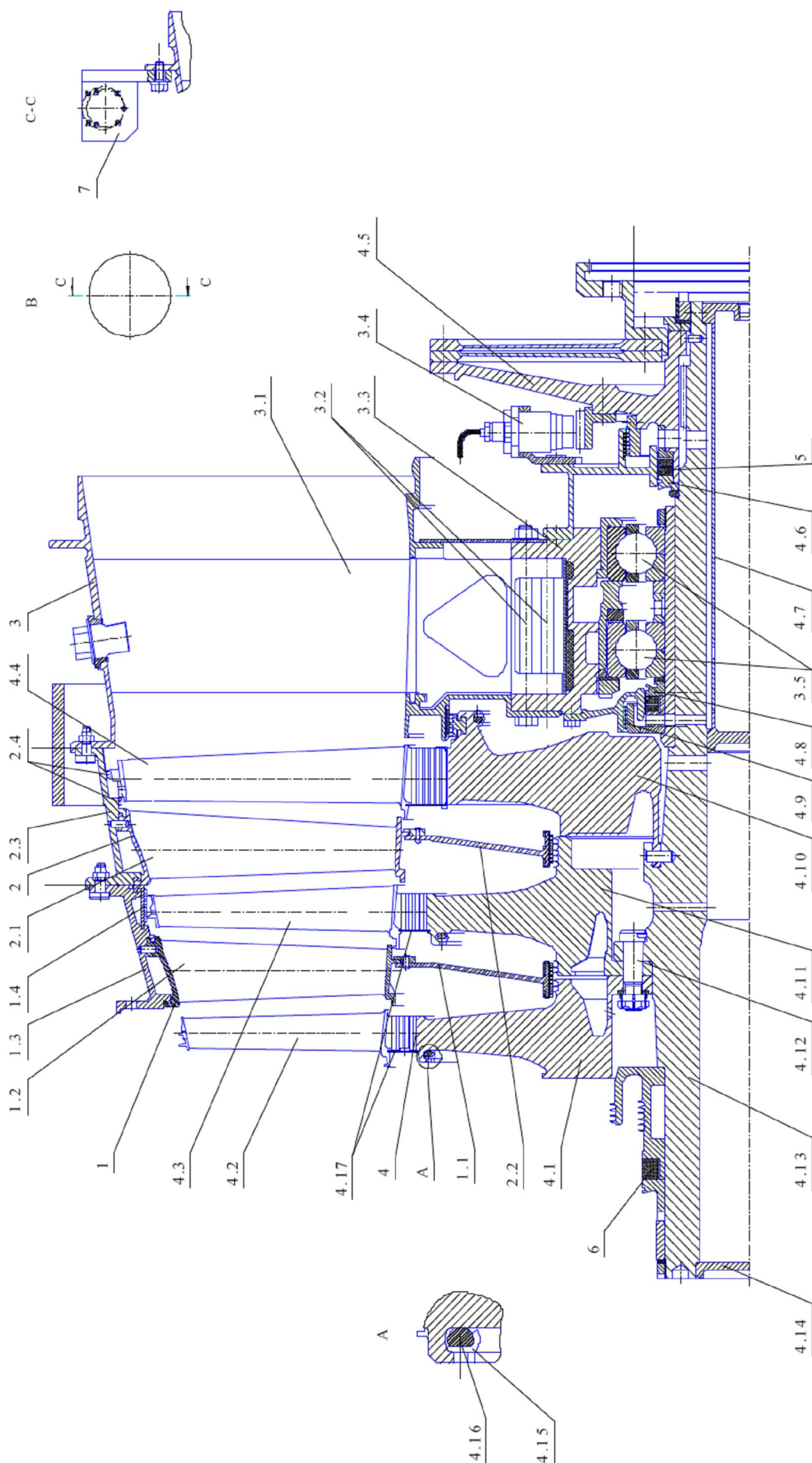


Рис.5.1. Турбіна гвинта:

1 – сопловий апарат 2-го ступеня; 1.1, 2.2 – діафрагма; 1.2, 2.1 – блок лопаток; 1.3, 2.3 – корпус соплового апарата; 1.4 – сотова вставка; 2 – сопловий апарат 3-го ступеня; 2.4 – гребінці корпуса соплового апарата 3-го ступеня; 3 – опорний вінець турбіни гвинта; 3.1 – стійка; 3.2 – палець; 3.3 – корпус підшипників; 3.4 – датчик; 3.5 – кульковий підшипник; 4 – ротор турбіни гвинта; 4.1 – диск 1-го ступеня; 4.2 – лопатки 1-го ступеня; 4.3 – лопатки 2-го ступеня; 4.4 – лопатки 3-го ступеня; 4.5 – муфта; 4.6, 4.8 – втулка; 4.7 – труба; 4.9 – лабиринт; 4.10 – диск 3-го ступеня; 4.11 – диск 2-го ступеня; 4.12 – стяжний болт; 4.13 – вал; 4.14 – заглушка; 4.15 – фіксатор; 4.16 – грузик; 4.17 – сегмент; 5, 6 – ушільнювальне кільце; 7 – кронштейн виробничника

5.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ПЕРШОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ ГВИНТА

З термогазодинамічного розрахунку першого ступеня турбіни гвинта на середньому діаметрі (табл.4.2) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,620$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,058$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 245,4$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 20^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 414,5$ м/с;

відношення $(u/c_1)_{cp} = 245,4/414,5 = 0,592$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 83,6^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 145,1$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 28,9^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 298,7$ м/с;

швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,97$;

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,97$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл.5.1.

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

Таблиця 5.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середнь- ому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p)$; для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2}$; для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,277	0,310	0,343
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,892	1	1,108
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	222,8	245,4	268,1
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	452,0	414,5	383,8
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	18,3	20	21,7
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,493	0,592	0,699
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	34,5	44,5	58,0
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	250,4	202,1	167,1

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	30,9	28,9	27,0
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	280,5	298,7	317,5
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	83,0	83,6	84,2
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	145,3	145,1	144,9
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,088	0,228	0,336

5.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ПЕРШОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ ГВИНТА

Виконаємо перевірочний розрахунок робочих лопаток першого ступеня турбіни гвинта на міцність. У ролі вихідних даних приймемо такі результати попередніх розділів роботи:

витрата газу через турбіну $G = 18,56$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 7000$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,620$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,062$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 170$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 903$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 279\,872$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 251\,800$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1080$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4):
швидкості $c_1 = 414,5$ м/с та $c_2 = 145,1$ м/с; кути $\alpha_1 = 20,0^\circ$ та $\alpha_2 = 83,6^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	34,5	44,5	58,0
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	30,9	28,9	27,0

1) У ролі розрахункової температури металу робочих лопаток беремо значення температури газу перед робочими каналами:

$$T_{розр} = T_1 = 903 \text{ К.}$$

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

Оскільки отримане значення не є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про відсутність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 2).

2) У ролі матеріала для робочих лопаток обираємо сплав на нікелевій основі **ЧС88-ВИ** (ХН57КВЮТМБЛ), який має у своєму складі такі додаткові хімічні елементи: вуглець – 0,06...0,12 %, хром – 15,0...16,2 %, кобальт – 10,0...11,5 %, молібден – 1,6...2,3 %, вольфрам – 4,7...5,9 %, алюміній – 2,8...3,3 %, гафній – 0,4...0,5 %, титан – 4,2...5,0 %, бор – 0,01%, ніобій – 0,1...0,3 %.

Густина матеріалу ρ при температурі 20 °С складає 8100 кг/м³.

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуваного матеріалу:

T, K	$\sigma_{100}, \text{МПа}$
1173	310
1196	(255)
1255	(153)
1273	(128)

Оскільки випробування на тривалу міцність проводилися тільки для декількох значень температури і часу до руйнування, то для визначення необхідного значення границі тривалої міцності скористаємося способом інтерполяції, який запропонували Ф. Ларсон та Дж. Міллер.

Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ розрахуємо за формулою

$$P_L = T (\lg \tau + C),$$

де T – температура випробувань, К; τ – час до руйнування, год; C – константа, яка для жароміцних нікелевих сплавів може бути прийнята рівною 20.

Розраховані значення зведемо до табл.5.2.

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

Таблиця 5.2

Температура випробувань, К	Час до руйнування, год	Параметр Ларсона-Міллера	Границя тривалої міцності, МПа
1173	100	25806	310
1196	100	26312	255
1255	100	27610	153
1273	100	28006	128

Встановлена за допомогою спеціального програмного забезпечення аналітична залежність між границею тривалої міцності і параметром Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ:

$$\sigma_{\text{дл}} = 8856,10 - 0,56098 \cdot P_{\text{л}} + 8,90164 \cdot 10^{-6} \cdot (P_{\text{л}})^2.$$

Для розрахункової температури металу робочих лопаток та часу роботи $\tau = 20\,000$ годин визначимо параметр Ларсона-Міллера:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 903 (\lg 20000 + 20) = 21944.$$

За відомим значенням параметра Ларсона-Міллера за допомогою аналітичної формули розраховуємо необхідне значення границі тривалої міцності:

$$\sigma_{\text{дл}} = 832,4 \text{ МПа}.$$

4) Розрахунок робочих лопаток на міцність проводиться після термогазодинамічного розрахунку турбінного ступеня і виконаного профілювання лопаткового апарату, наслідком чого є побудова профілю досліджуваної робочої лопатки в трьох характерних перерізах: кореневому, середньому і периферійному.

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

хорду b , м;

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

найбільшу товщину δ , м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис.5.3).

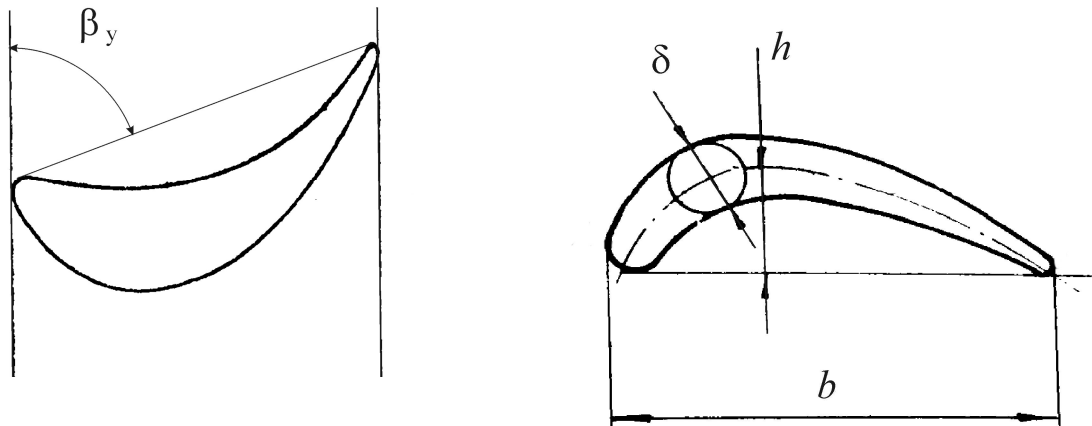


Рис.5.3. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис.4.1), або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [6, с.236], кут установки профілю

$$\beta_y = 57,84 - 0,3929\beta_1 + 0,8221\beta_2.$$

Розмір хорди профілю

$$b = \frac{B_p}{\sin \beta_y}.$$

Найбільша товщина профілю δ зменшується по довжині лопатки в напрямку від кореневого перерізу до периферійного. На периферійному перерізі вона не повинна бути менше чотирьох відсотків від величини хорди профілю, тобто для даного перерізу

$$\delta \geq (0,040 \dots 0,045) b.$$

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

$$\delta \leq t_p (1 - \sin \beta_2),$$

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

$$\delta = (0,15 \dots 0,20) b.$$

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

$$h \approx (0,25 \dots 0,40) b.$$

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

Таблиця 5.3

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,011	69,7	0,012	0,003	0,004	$0,26 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,010	64,1	0,011	0,002	0,004	$0,14 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,009	57,2	0,011	0,001	0,003	$0,04 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [6, с.236]:

$$F = 0,77 b \delta.$$

6) Знаходимо закон зміни площі поперечного перерізу робочої лопатки за висотою. Найчастіше для цього використовується формула типу

$$F = F_o - ax^m,$$

де $F_o = 0,26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{ср}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(0,26 - 0,04) \cdot 10^{-4}}{(0,26 - 0,14) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,854,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(0,26 - 0,04) \cdot 10^{-4}}{0,062^{0,854}} = 2,37 \cdot 10^{-4},$$

де $F_{\text{ср}} = 0,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\text{п}} = 0,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.5.3).

Відносна площа периферійного перерізу

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

$$\mu_{\pi} = \frac{F_{\pi}}{F_o} = \frac{0,04 \cdot 10^{-4}}{0,26 \cdot 10^{-4}} = 0,167.$$

7) Напруження розтягу у профільній частині робочої лопатки від дії відцентрових сил визначаються за формулою

$$\sigma_p = \frac{C}{F},$$

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2 ;

$$C = \rho \omega^2 \int_r^R r F dr + C_6 - \text{відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.}$$

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 7000}{30} = 733 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{170} \cdot 8100 \cdot (733)^2 \cdot (0,344)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,009 = 342 \text{ Н,}$$

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,344 \text{ м}$, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002 \text{ м}$ та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,009 \text{ м}$ вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{po} = \frac{m + \mu_{\pi}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] =$$

$$= \frac{0,854 + 0,167}{0,854 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 733^2}{2} 0,620 \cdot 0,062 + \frac{342}{0,26 \cdot 10^{-4}} \right] = 53,1 \text{ МПа.}$$

8) Робочі лопатки ступенів силової турбіни сучасних ГТА мають приблизно постійну температуру матеріалу за довжиною. Тому на стадії попередніх розрахунків можна обмежитися перевірянням лише найбільш навантаженого кореневого перерізу робочих лопаток.

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

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u-a$ та $\xi-\eta$ (рис.5.5). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни убік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

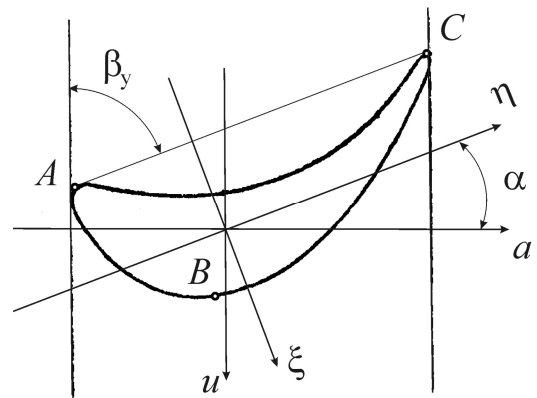


Рис.5.5. Розміщення координатних осей

Система координат $\xi-\eta$ формується головними осями інерції профілю лопатки. Вісь η (вісь мінімальної жорсткості) орієнтовно спрямована паралельно хорді профілю; вісь ξ (вісь максимальної жорсткості) перпендикулярна попередній і спрямована від коритця до спинки лопатки.

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 69,7 = 20,3^\circ,$$

де $\beta_y = 69,7^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.5.3).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.5.5)¹. Для цього використовуємо формули:

$$\begin{aligned} W_{\eta A} \approx W_{\eta C} &= -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = \\ &= -0,053 \frac{0,012 \cdot 0,003^3}{0,004} \left[1 + \left(\frac{0,004}{0,003} \right)^2 \right] = -1,13 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3; \end{aligned}$$

¹ Точки A та C , які орієнтовно знаходяться біля вхідної та вихідної кромки лопатки, є максимально віддаленими від обох осей інерції; точка B – лише від осі мінімальної жорсткості.

$$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta}\right)^2}{1 + 0,46\frac{h}{\delta}} =$$

$$= 0,084 \cdot 0,012 \cdot 0,003^2 \frac{1 + \left(\frac{0,004}{0,003}\right)^2}{1 + 0,46\frac{0,004}{0,003}} = 1,53 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta = -0,088 \cdot 0,012^2 \cdot 0,003 = -3,55 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi B} = -\infty;$$

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,012^2 \cdot 0,003 = 2,66 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,012$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,003$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,004$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.5.3).

10) З боку газу на робочу лопатку діє газодинамічна сила P , яку можна розкласти на дві складові – колову P_u та осьову P_a . Використовуючи рівняння Ейлера, розрахуємо ці складові:

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{18,56}{170}(414,5 \cos 20 + 145,1 \cos 83,6) = 44,3 \text{ Н},$$

$$P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{\text{ф}^2}}{z} l(p_1 - p_2) =$$

$$= \frac{18,56}{170}(414,5 \sin 20 - 145,1 \sin 83,6) + \frac{3,14 \cdot 0,620}{170} 0,062 \cdot (279872 - 251800) = 19,7 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 19,7 \sin 20,3 + 44,3 \cos 20,3 = 48,4 \text{ Н},$$

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 19,7 \cos 20,3 - 44,3 \sin 20,3 = 3,1 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки А:

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

$$\sigma_{\text{ноА}}^{\text{г}} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta\text{А}}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi\text{А}}} = -\frac{48,4 \frac{0,062}{2}}{-1,13 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,1 \frac{0,062}{2}}{-3,55 \cdot 10^{-8}} = 129,9 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки В:

$$\sigma_{\text{ноВ}}^{\text{г}} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta\text{В}}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi\text{В}}} = -\frac{48,4 \frac{0,062}{2}}{1,53 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,1 \frac{0,062}{2}}{-\infty} = -98,2 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки С:

$$\sigma_{\text{ноС}}^{\text{г}} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta\text{С}}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi\text{С}}} = -\frac{48,4 \frac{0,062}{2}}{-1,13 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,1 \frac{0,062}{2}}{2,66 \cdot 10^{-8}} = 136,2 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{но}}^{\text{г}}| = 136,2 \text{ МПа}.$$

12) Сумарні напруження в кореновому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину)

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{\text{ро}} + 0,2 |\sigma_{\text{но}}^{\text{г}}| = 53,1 + 0,2 \cdot 136,2 = 80,3 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{\text{ро}} = 53,1 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{832,4}{80,3} = 10,36,$$

де $\sigma_{\text{дл}} = 832,4 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

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

5.4. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГТА

Паливна система газотурбінного агрегата призначена для подачі палива в камеру згоряння на всіх режимах роботи.

Паливна система ГТА (рис.5.6) включає до себе: паливний насос-регулятор 1, кран паливний з електромеханізмом 2, автоматичний розподільник палива (АРП) 5, клапан збросу 25, кран електромагнітний пускового палива 8, насос підкачування 22, фільтр паливний двигуна 24, фільтр паливний турбостартера 20 з сигналізатором тиску 19, кран стравлення 26, датчики тиску 9, 10, 11, 21, 23, корпус жиклерів 6, сигналізатор тиску 7, аварійний клапан злива 27 та агрегати повітряної системи: кран електромагнітний повітряний 16 відключення автомата запуску АРП, кран електромагнітний повітряний 13 подавання повітря при запуску двигуна у другий канал форсунок, зворотний клапан 12, кран електромагнітний повітряний 17 подавання повітря у форсунки турбостартера та фільтр повітряний 14 з сигналізатором тиску 15.

Паливна система за допомогою механічних та електричних зв'язків поєднана з системою керування двигуном.

При натисканні на кнопку запуску двигуна включаються електростартер турбостартера та насос підкачування суднової системи. Паливо подається до паливного насоса двигуна 22 та через насос, суднову систему очищення палива та паливний фільтр 20 – до форсунок турбостартера 18. Турбостартер запускається та починає обертати компресор двигуна.

Для покращення процесу горіння палива у форсунки турбостартера через фільтр 14 та кран електромагнітний повітряний 17 подається повітря від повітряної системи судна.

З початком обертання компресора двигуна паливо від насоса підкачування 22 через суднову систему очищення палива та фільтр двигуна 24 подається одночасно на вхід насоса-регулятора 1 та до електромагнітного крана пускового палива 8.

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

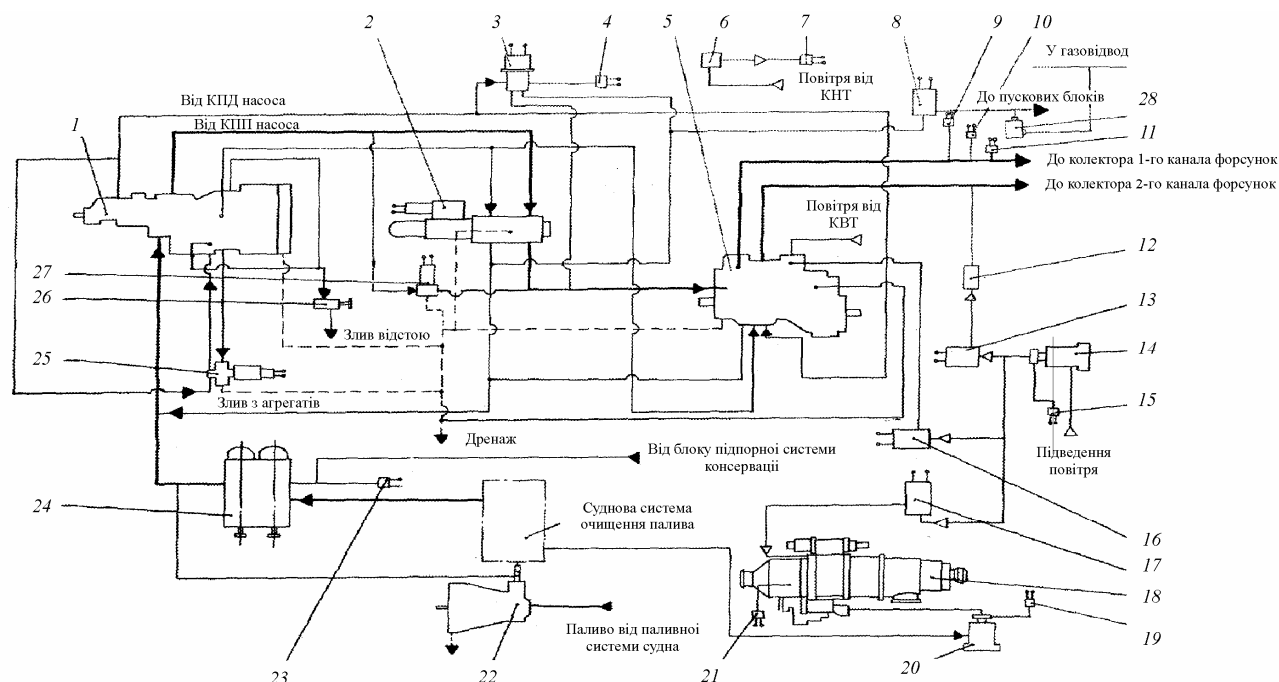


Рис.5.6. Паливна система газотурбінного двигуна:

1 – насос-регулятор; 2 – кран паливний з електромеханізмом; 3 – регулятор відкриття крапанів на збросах; 4, 7, 15, 19 – сигналізатори тиску; 5 – автоматичний розподільник палива; 6 – корпус жиклерів; 8 – кран електромагнітний паливний; 9, 10, 11, 21, 23 – датчики тиску; 12 – клапан зворотний; 13, 16, 17 – крани електромагнітні повітряні; 14, 20 – фільтри; 18 – стартер; 22 – насос підкачування; 24 – фільтр паливний; 25 – клапан збросу; 26 – кран стравлення; 27 – аварійний клапан зливу; 28 – дросель

При наборі компресором високого тиску достатнього числа обертів електромагнітний паливний кран пускового палива 8 відкривається та паливо подається до пускових блоків. Одночасно включаються запальні свічки. Відбувається запалювання пускового палива.

З відкриттям паливного крана з електромеханізмом 2 головне паливо від качаючого вузла насоса-регулятора 1 через отвір голки малого газу насоса-регулятора, отвір у золотнику паливного крана 2 та розподільний клапан АРП 5 поступає по трубопроводу в перший канал робочих форсунок. Запалення головного палива відбувається від факела пускових блоків.

Для покращення розпилювання головного палива у другий канал робочих форсунок через повітряний фільтр 14, кран електромагнітний повітряний 13 та

зворотний клапан 12 подається повітря від повітряної системи судна. Для покращення розпилування палива та полум'япереброски по всім жаровим трубам з відкриттям стоп-крану в автомат запуску АРП через електромагнітний кран 16 короткочасно подається повітря від системи судна. Автомат запуску відключається, що обумовлює бросок тиску палива в першому каналі. Із запаленням головного палива подавання повітря до автомата запуску припиняється та тиск палива у каналі знижується.

В процесі запуску реле часу, відпрацьовуючи задану програму, дає команду на припинення подавання пускового палива, на відключення запальних свічок та на припинення подавання повітря у другий канал форсунок. До цього часу у камері згоряння двигуна встановлюється стійкий процес горіння палива.

При досягненні компресором обертів нижньої границі холостого ходу по сигналу від відцентрового датчика припиняється подавання палива в турбостартер та він зупиняється. У випадку "зависання" обертів двигуна турбостартер відключиться за сигналом від реле часу.

Зміна режимів двигуна вище холостого ходу здійснюється переміщенням сектора газу на насосі-регуляторі.

Контроль за тиском палива у системі здійснюється за допомогою датчиків тиску 9, 10, 11, 21 та 23.

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

РОЗДІЛ 6

РОЗРОБКА ОСВІТЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННІ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ СУДНА

Машинно-котельні відділення на морських судах відносять до категорії приміщень підвищеної небезпеки.

Забезпечення нормальних і безпечних умов праці в машинно-котельних відділеннях досягається не тільки обладнанням гарної вентиляції, чітко позначених основних і запасних виходів, спеціальних площадок, платформ, трапів з поручнями, вільних проходів між агрегатами, надійних захисних огорожень деталей механізмів, що рухаються, але і достатнім висвітленням робочих місць і контрольно-вимірювальних приладів.

У суднових умовах раціональне освітлення відіграє надзвичайно важливу роль, так як при правильній організації воно підвищує продуктивність праці, покращує якість продукції, що сприяє зменшенню зорового стомлення і покращенню функціонального стану організму, забезпечує сприятливу санітарну обстановку праці та благоустрій машинного відділення.

Як відомо, освітлення робочих приміщень може бути природним або штучним. Але в розглядаємому випадку застосування природнього освітлення в машинному відділенні суден є неможливим. Виходячи з цього, штучне освітлення є єдиним і воно повинно повноцінно забезпечити достатній рівень освітленості і рівномірний розподіл світла на робочих місцях і в робочих приміщеннях, захист очей від сліпучої дії джерел світла і від надмірно високих яркостей, нарешті, найбільш сприятливий для ока і організму спектр джерел світла.

Для штучного освітлення машинного відділення судна можуть використовуватися як лампи розжарювання, так і газорозрядні лампи: люмінесцентні та дугові ртутні — ДРЛ. Їх розміщують в різного типу світильниках. На вибір типів світильників для суднових умов істотно впливають

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

ще й умови повітряного середовища. Для умов з агресивним середовищем доцільні світильники підвищеної надійності, з щільною внутрішньою порожниною, з гарним захистом внутрішніх частин арматури від корозії. У вологому або запорошеному середовищі необхідно застосовувати відповідні пилонепроникні або вологозахисні напівгерметичні світильники. У деяких випадках необхідні вибухобезпечні світильники. Для люмінесцентних ламп, крім того, необхідно враховувати ще і їх спектральний склад. У разі необхідності забезпечити правильну передачу кольору найкращими є лампи типу ЛД і ЛХБ, а в тих випадках, коли необхідність розрізнення колірних відтінків відсутня, слід орієнтуватися на лампи типу ЛБ або ЛТБ.

Правильний вибір типу і потужності ламп, а також системи освітлення дають можливість створити у машинному відділенні найбільш раціональне освітлення робочих місць.

Величини рівнів освітленості робочих поверхонь за допомогою штучних джерел світла регламентовані в Україні спеціальними нормами, які складені з урахуванням ряду різноманітних факторів (табл.6.1).

У першу чергу це стосується характеру виконуваної роботи: чим більшої зорової напруги вимагає робота, тим вище повинна бути освітленість розрізняємих об'єктів. Враховується також величина контрасту між об'єктом розрізнення і фоном, а також яскравість самого фону.

Важливою особливістю норм штучного освітлення є той факт, що вони регламентують найменшу освітленість робочої поверхні, причому ці величини поставлені в залежність не тільки від системи освітлення, але і від типу застосовуваних джерел світла. При комбінованій системі освітлення є можливість створити на робочих поверхнях більш високі рівні освітленості, що робить цю систему більш бажаною.

Однак у силу технологічних міркувань (наприклад, при відсутності фіксованих робочих місць) більш раціональною є система загального освітлення, що забезпечує достатньо рівномірний розподіл світла по

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

Таблиця 6.2. Норми штучного освітлення на робочих поверхнях у виробничих приміщеннях

Розмір об'єкта розрізнення в мм	Розряд робо- ти	Під- роз- ряд	Контраст об'єкта з фоном	Фон	Найменша освітленість лк			
					при люмінесцентних лампах		при лампах розжарювання	
					комбінова- не освітлення	одне загальне освітлення	комбінова- не освітлення	одне заг. освітлен- ня
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,1 і менше	I	а	Малий	Темний	3000	750	1500	300
		б	Малий Середній	Світли й Темний	2000	750	1000	300
		в	Середній Великий	Світли й Темний	1500	500	750	300
		г	Великий	Світли й	750	300	400	150
Більш 0,1 до 0,3	II	а	Малий	Темний	2000	750	1000	300
		б	Малий Середній	Світли й Темний	1000	400	500	150
		в	Середній Великий	Світли й Темний	750	200	400	100
		г	Великий	Світли й	500	150	300	75
Більш 0,3 до 1	III	а	Малий	Темний	1000	300	500	150
		б	Малий Середній	Світли й Темний	750	200	400	100
		в	Середній Великий	Світли й Темний	500	150	300	75
		г	Великий	Світли й	400	150	200	50
Більш 1 до 10	IV	а	Малий	Темний	150	150	150	50
		б	Малий Середній	Світли й Темний	150	150	150	50
		в	Середній Великий	Світли й Темний	100	100	100	30

		г	Великий	Світлий	100	100	100	30
Більш 10	V	—	Незалежно від коефіцієнта відбиття фону і контрасту об'єкта з фоном		100	100	100	30
Вимагає загального спостереження за ходом виробничого процесу	VI	—	То же		75	75	—	20

приміщенню і виключає при правильному розташуванні світильників можливість появи різких тіней. З фізіолого-гігієнічної точки зору система загального освітлення особливо доцільна при використанні люмінесцентних ламп.

Важливим заходом при організації штучного освітлення машинних відділень суден є обмеження сліпучої дії джерел світла. З цієї точки зору при організації загального освітлення найбільш доцільні світильники відбитого світла. Однак оскільки у промислових приміщеннях стелі і верхня частина стін частіше пофарбовані в темні кольори, застосування відбитого світла є недоцільним. Тому в робочих приміщеннях боротьба з осліпленістю при загальному, а також при місцевому освітленні здійснюється за допомогою світильників розсіяного світла, світлорозсіювальних ковпаків та ін.

Крім того, обмеження засліпленості досягається підвісом світильників на певній відстані від очей працюючих. Найменші допустимі висоти підвісу світильників вказані в СН-245-63.

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 $T_3 = 1480$ К 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 $N_{e_{\text{пит}}} = 272,7$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{N_e} = 0,2373$ кг/(кВт·год), температура газів на виході з ГТА $T_4 = 728$ К.

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 неоохолоджуваної 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 турбомашины [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		