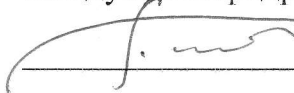


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"09" "12" 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Аналіз ефективності газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 25000 кВт для приводу електрогенератора змінного струму*

Виконав:

студент групи 6231м

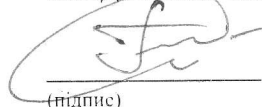


Востріков І.М.

(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



Козловський А.В.

(підпис)

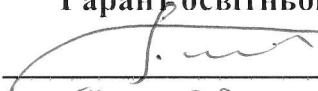
Миколаїв – 2025 р.

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

Кафедра _____ турбін _____
Спеціальність _____ 142 "Енергетичне машинобудування" _____
Освітня програма _____ "Газотурбінні установки і компресорні станції" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Гарант освітньої програми


"05" 09 2025 р.

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

Студенту _____ Вострікову І.М. _____

1. Тема роботи:

" Аналіз ефективності газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 25000 кВт для приводу електрогенератора змінного струму "

Керівник роботи: _____ канд. техн. наук, доцент Козловський А.В. _____

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2025 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2025 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=25$ МВт, $T_3=1540$ К

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

4.1. Обґрунтування вибору теплової схеми ГТА.

4.2. Розрахунки турбіни низького тиску.

4.3. Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.

4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки.

4.5. Заходи з техніки безпеки, та охорони праці.

5. Консультанти розділів роботи

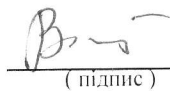
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання 05.09.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2025	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2025	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2025	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2025	
5	Міцнісні розрахунки	05.10.2025	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2025	
7	Розрахунки турбіни низького тиску.	19.10.2025	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2025	
9	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	10.11.2025	

Студент


 (підпис)

Востріков І.М.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Навчально-науковий машинобудівний інститут

Кафедра турбін

**ПОЯСНЮВАЛЬНА
ЗАПИСКА**

до кваліфікаційної роботи

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: *Аналіз ефективності газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 25000 кВт для приводу електрогенератора змінного струму*

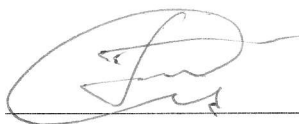
В роботі розроблені наступні питання: вибір теплової схеми і її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції ТНТ ГТД; розрахунок робочої лопатки та диска ступеня ТНТ на міцність; розробка системи змащення. Двигун проєктований для температури перед турбіною високого тиску $T_3=1540$ К та міри підвищення тиску $\pi_k = 19$. Ці параметри та глибока утилізація тепла дозволили одержати коефіцієнт корисної дії установки $\eta_e = 0,4609$.

Студент групи 6231м



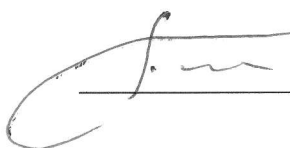
Востріков І.М.

Керівник роботи



Козловський А.В.

Завідувач кафедри



Патлайчук В.М.

Миколаїв 2025 р.

ЗМІСТ

Пояснювальна записка	3
Анотація.....	6
Вступ.....	7
1. Патентно-інформаційний пошук	9
2. Термодинамічні та габаритні розрахунки ГТА.....	27
2.1 Оптимізація параметрів циклу ГТД	28
2.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності.....	32
2.3 Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД.....	34
2.3.1 Визначення розмірів осьових компресорів ГТД.....	34
2.3.2 Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД.....	39
2.3.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД.....	42
3. Термогазодинамічний розрахунок одноступінчастої ТНТ ГТД	50
4. Конструювання та конструктивні розрахунки	62
4.1 Розробка конструкції ТНТ.....	63
4.2 Розрахунок закручення лопаток ТНТ.....	65
4.3 Перевірочний розрахунок робочих лопаток ТНТ на міцність	68
4.4 Опис паливної системи ГТД	77
4.4.1 Склад і робота паливної системи.....	77
5 Охорона праці	80
5.1 Аналіз умов праці на робочому місці.....	81
5.2.Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції	85
5.3. Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів .	87
Висновки	89
Список використаних джерел	91

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.3.ПЗ					Арк.
										5

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані розробка та дослідження параметрів комбінованої парогазової установки з теплоутилізаційним контуром потужністю 25МВт для електростанції. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату; розрахунок теплової схеми агрегату на режимі повної потужності; визначення габаритних розмірів основних елементів установки; розробка конструкції турбінного блока ГТД; розрахунок на міцність робочої лопатки ТНТ; розрахунок на міцність диску ТНТ; розрахунок довговічності опорного підшипника; розробка системи змащування двигуна; розробка паливної системи; заходи щодо охорони праці.

Ключові слова: газотурбінна установка, теплоутилізаційний контур, енергетичне машинобудування, електростанція, ефективність, витрата палива, тепловий розрахунок, габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work includes the development and research of the parameters of a combined cycle gas plant with a heat recovery circuit with a capacity of 25 MW for a power plant. The following issues are consistently covered: information search; selection of a thermal scheme and justification of the thermodynamic parameters of the unit; calculation of the thermal scheme of the unit at full power; determination of the overall dimensions of the main elements of the unit; development of the design of the gas turbine unit; calculation of the strength of the working blade of the low-pressure turbine; calculation of the strength of the low-pressure turbine disk; calculation of the durability of the support bearing; development of the engine lubrication system; development of the fuel system; labor protection measures.

Keywords: gas turbine plant, heat recovery circuit, power engineering, power plant, efficiency, fuel consumption, thermal calculation, overall calculation.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.А.ПЗ	Арк.
						6

ВСТУП

Потреби в електричній енергії у світі постійно ростуть, і від того яким способом ця енергія буде добуватися багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні установки знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТУ для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанції для покриття пікових і напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. Це пояснюється рядом переваг ГТУ в порівнянні з іншими установками, у числі яких:

- мала питома маса;
- компактність;
- висока агрегатна потужність одного двигуна;
- високий ступінь автоматизації;
- можливість швидкої агрегатної заміни, що сприяє зменшенню трудомісткості при ремонті.

Для підвищення економічності двигуна необхідно добитися якомога більшого коефіцієнта корисної дії. Щоб досягти цього доводиться стикатися з певними труднощами: для підвищення ККД необхідно підвищити температуру газів перед турбіною T_3 , але її підвищення обмежують гранично допустимі температури існуючих матеріалів; тому доводиться передбачати охолодження самих нагрітих деталей (лопатки, диски, корпусні деталі). Але охолодження ефективно лише до певної межі, оскільки втрати, пов'язані з відбором охолоджуючого повітря можуть бути більшими, ніж виграш від підвищення T_3 . Крім того, при проектуванні, монтажі, експлуатації і ремонту енергетичних установок разом з їх економічною ефективністю екологічні показники грають важливу роль. Отже, при проектуванні ГТД доводиться вирішувати складний комплекс питань, пов'язаних як з економічністю, так і з екологічними показниками.

Існують наступні напрями вдосконалення ГТД:

- підвищення економічності за рахунок вдосконалення окремих його складових (компресора, турбіни, камери згоряння, УПГ, регенератора і т.д.);

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.ВС.ПЗ	Арк.
						7

- ускладнення циклу установки в цілому, тобто вживання регенерації, утилізації, проміжного охолодження тощо;
- максимальне зменшення викидів шкідливих речовин.

Багато виробників енергетичного устаткування в даний час працюють над можливістю об'єднання позитивних властивостей парової турбіни (низькі енерговитрати при підвищенні параметрів робочого тіла, висока енергоємність пари) і газової турбіни (висока температура циклу, компактність і низька металоємність, висока маневреність).

Одним з перспективних типів є комбіновані установки з утилізацією теплоти випускних газів ГТД. Такі установки називаються ГПТУ, пара, яка генерується в утилізаційному парогенераторі, поступає в парову турбіну. Таким чином, прямий шлях підвищення економічності — це повернення частини використаної теплоти газів, що відходять, назад у цикл. Висока ефективність подібних установок досягається за рахунок достатньо глибокої утилізації теплоти робочого тіла, що виходить з ГТД. При такому способі знижується потужність компресора, і підвищується питома потужність всієї установки.

Ускладнення схеми шляхом використання ТУК збільшує ККД агрегату до 40...50%, що дозволяє конкурувати з дизельною установкою, яка має приблизно такий же рівень ККД.

У зв'язку з цим з'являється необхідність застосування на електростанції ГТА складних теплових схем з утилізацією тепла випускних газів.

Метою наукового дослідження є дослідження параметрів ГТА з ТУК потужністю 25 МВт.

Об'єкт дослідження – газотурбінний агрегат з теплоутилізаційним контуром потужністю 25 МВт.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегату з теплоутилізаційним контуром потужністю 25 МВт та його окремих елементів.

Методи дослідження - розробка конструкції та визначення ефективності газотурбінного агрегату та його окремих частин.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.01.ВС.ПЗ Арк. 8				

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		

1 Патентно-інформаційний пошук

Для задоволення потреб завдання магістерської роботи підійдуть двигуни різноманітних компаній, які надано в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Характеристики приводних ГТУ

Назва агрегату або двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 25000 (ДН80)	НВКГ «Зоря»- «Машпроект»	26,5	36,0	1518	21,8
НК-36СТ	ВАТ «СНТК им. Н.Д. Кузнецова»	25,0	36,0	1420	23,1
MFT-8	«Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.»	26,8	38,7	-	20,8
FT8 MechPac	«MAN Turbo AG»	26,0	38,6	-	20,3
«Coberra 6556»	«Rolls-Royce plc»	26,0	35,8	-	20,1
LM2500PH (STIG)	«General Electric Co.»	26,5	39,3	-	19,4

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Газотурбінний двигун MFT-8

Двигун MFT-8 є трьохвальним ГТД авіаційного типу, що складається з генератора GG8, який поставляється американською компанією «Pratt and Whitney Corp.», і вільної силової турбіни, розробленої «Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.».

Двигун виробляється компанією для енергетичного, привідного та суднового призначення.

Характеристики ГТД:

- Номінальна потужність – 26,8 МВт;
- ККД – 38,7%;
- Витрата робочого тіла - 85,7 кг/с;
- Міра підвищення тиску – 20,8;
- Температура газу за ГТД – 737 К;
- Маса - 6,7 т.

Газотурбінний двигун FT8 MechPac

Застосовуються у складі стаціонарних та пересувних електростанцій, парогазових та когенераційних установок, а також у складі електроенергетичних установок типу «CODAG».

Характеристики ГТД:

- Номінальна потужність – 26,0 МВт;
- ККД – 38,6%;
- Витрата робочого тіла – 85 кг/с;
- Міра підвищення тиску – 20,3;
- Температура газу за ГТД – 730 К;
- Емісія NO_x – не більше 50 мг/м³;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.01.ПЗ	Арк.
						12

Газотурбінний двигун LM2500PH (STIG)

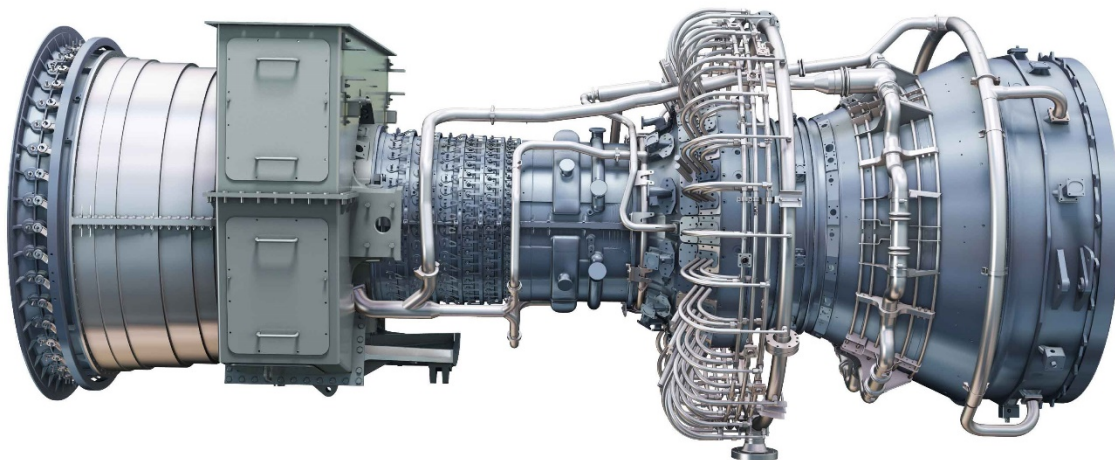


Рис. 1.2. Зображення ГТД «LM2500PH» виробництва «General Electric Co.»

ГТД LM2500 був створений на основі авіаційного турбовентиляторного двигуна високої двоконтурності CF6-6, який має високі показники ефективності, ресурсу й експлуатаційної готовності.

- Номінальна потужність – 26,5 МВт;
- ККД – 39,3%;
- Витрата робочого тіла – 76 кг/с;
- Міра підвищення тиску – 19,4;
- Температура газу за ГТД – 770 К;
- Частота обертання силової турбіни – 3000 об/хв;
- Габарити – 17,4x2,5x2,9 м.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.01.ПЗ
					Арк.
					13

Газотурбінний двигун UGT 25000



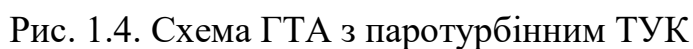
Рис. 1.3. Зображення ГТД «UGT 25000» компанії «Зоря»-«Машпроект»

Основні характеристики:

- Трьохвальний ГТД;
- Компресори - осьові, КНТ - 9 ступенів, КВТ - 9 ступенів;
- Камера згоряння - трубчасто-кільцева, протитокова, 16 трубна;
- Турбіни компресорів - осьові, одноступінчасті;
- Силова турбіна - осьова, має 4 ступені;
- Запуск - розкручуванням ротора ТКНТ трьома електростартерами змінного струму тривалою потужністю по 70 кВт кожний;
- Застосування: привід електрогенераторів, привід нагнітачів газу, привід судових рушіїв;
- Потужність ГТД, Вт: 26700;
- ККД ГТД, %: 36,5;
- Питома витрата рідкого палива ($H_u = 10200$ ккал / кг), кг / (кВт год): 0.275;
- Сумарна ступінь підвищення тиску в компресорах: 21,6-23,6;
- Витрата газу на виході з ГТД, кг/с: 90;
- Температура газу на виході з ГТД, °C: 465;
- Частота обертання силової турбіни, об/хв.: 3000.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.01.01.ПЗ					Арк.
										14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата



Цикл ГТА з ТУК у координатах температура-ентропія зображено на рис. 1.5.

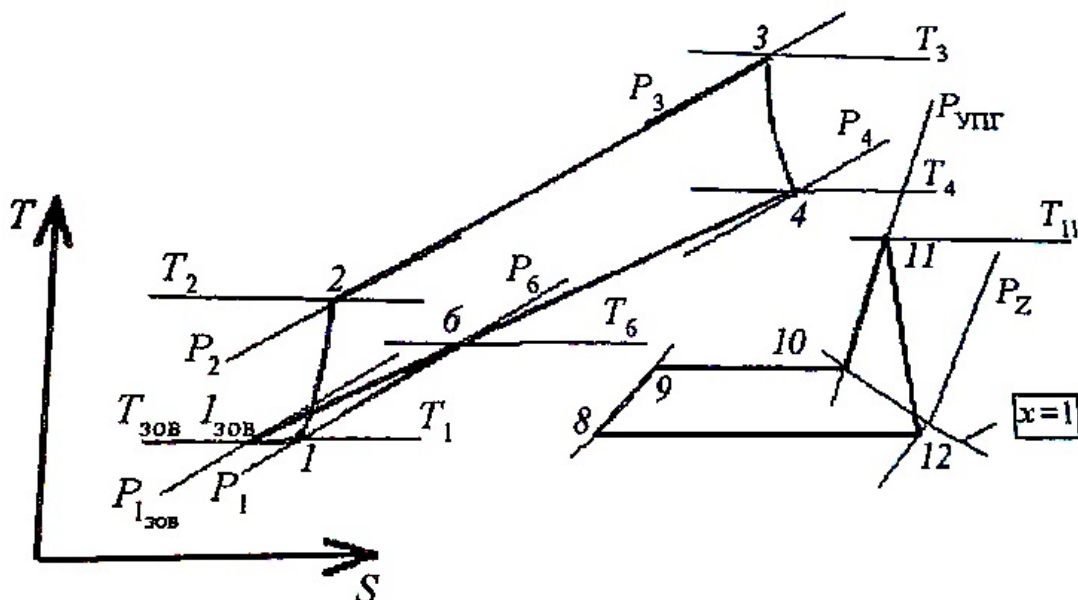


Рис. 1.5. Цикл ГТА з паротурбінним ТУК

Наведений цикл ГТА з ТУК є комбінованим і складається з двох різнорідних циклів – Брайтона та Ренкіна. Відмінність газотурбінного циклу від циклу ГТА простої схеми в процесі (4-6) – охолодження відхідних газів в УПГ до температури T_6 ; (6-1_{зов}) – умовний процес замикання газотурбінного циклу в атмосфері. У пароводяному циклі здійснюються наступні процеси: (8-9) – процес підігріву води в УПГ до стану кипіння (T_9); ізотерма (9-10) – процес пароутворення в УПГ, який проходить при постійному тиску; ізобара (10-11) – процес пароперегрівання; (11-12) – політропічний процес розширення пари в ПТ; (12-8) – процес конденсації пари в ПК – процес ізотермічний.

У діапазоні температур газу в циклі $T_3 = 1100...1400$ К ефективний ККД ГТА з паротурбінним ТУК може досягати величини 36...45% а питома потужність – 180...330 кВт/(кг/с). Настільки висока ефективність схеми ГТА х ТУК, у порівнянні з ГТА простої схеми, пояснюється тим, що за рахунок утилізації тепла відхідних газів ГТД без додаткових витрат палива в ПТ може бути отримано до 25% потужності всього комбінованого ГТА.

Однако поєднати цикл Брайтона та Ренкіна в одній схемі ГТА можна і не виділяючи конструктивно ГТД та паротурбінний ТУК. Подібна схема називається «Контактний ГТА з ТУК» та представлена на рис. 1.6.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.01.01.ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Агрегат являє собою ГТД простої схеми, в КЗ якого впорскується водяна пара, що генерується в УПГ за рахунок залишкового ресурсу тепла відхідних газів двигуна. у КЗ ГТД утворюється газопарова суміш. Пара, найчастіше перегріта, подається в КЗ замість частини вторинного повітря. Газопарова суміш розширюється послідовно в турбіні компресора і ТГ, проходить через УПГ, де віддає частину тепла пароводяному робочому тілу, а потім надходить у парогазовий конденсатор (ПГК), який працює при атмосферному тиску і прокачується заборотною водою. Тут велика частина введеної в цикл води конденсується і за допомогою живильного насоса направляється в УПГ, а значною мірою збезводнені продукти згоряння викидаються в атмосферу.

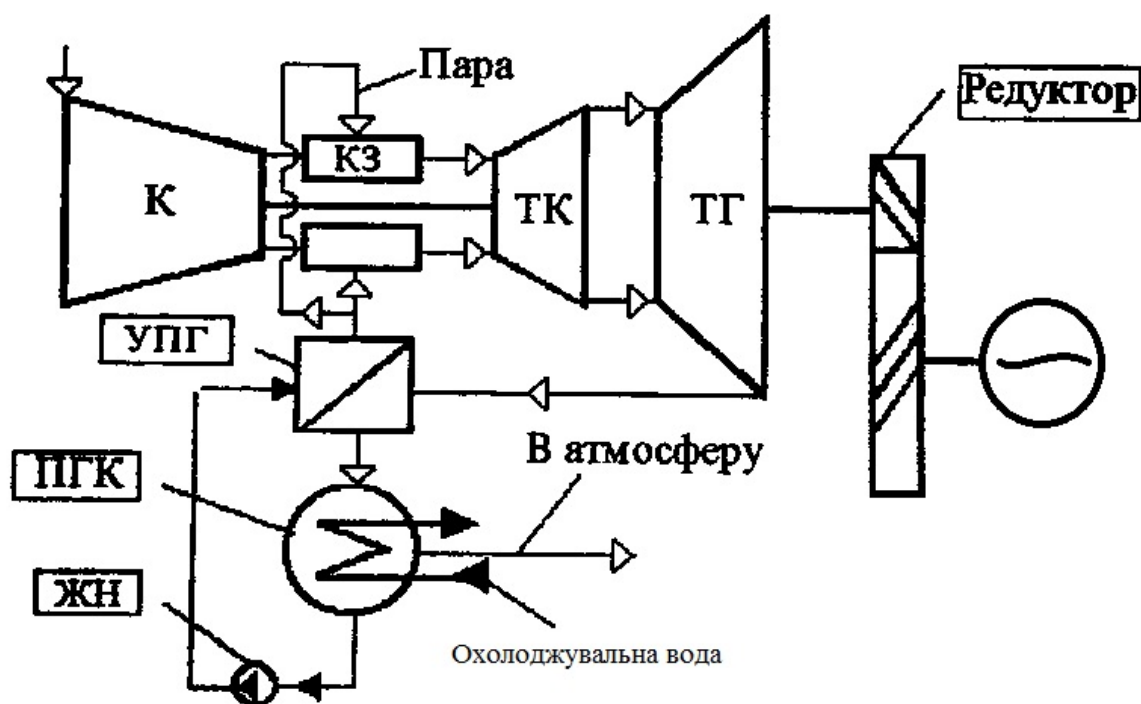


Рис. 1.6. Схема суднового КГТА з ТУК

Термодинамічний цикл КГТА з ТУК (Рис 1.7) зображено у координатах температура-ентропія. При зображенні процесів у подібних циклах зручно умовно розчленувати комбінований цикл на два – газоповітряний і пароводяний.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

						Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.01.ПЗ	

Підпис і дата

ІНВ. № дубл.

Взам. інв.

Підпис і дата

ІНВ. № ПОДЛ.

The schematic diagram illustrates a gas turbine engine system equipped with a recuperator. The main components include:

- K**: Compressor (Compressor)
- КЗ**: Fuel supply valve (Fuel supply valve)
- ТК**: Turbine compressor (Turbine compressor)
- ТГ**: Gas turbine (Gas turbine)
- Редуктор**: Reducer (Reducer)
- УПГ**: Recuperator (Recuperator)
- СП₁**, **СП₂**: Pressure sensors (Pressure sensors)
- ЦН₁**, **ЦН₂**: Centrifugal pumps (Centrifugal pumps)
- ЖН**: Jet pump (Jet pump)
- ДТ**: Diesel engine (Diesel engine)
- ПК**: Power converter (Power converter)
- КН**: Control unit (Control unit)
- В атмосферу**: To atmosphere (To atmosphere)
- Охолоджувальна вода**: Cooling water (Cooling water)
- ГЦН**: Hydraulic power source (Hydraulic power source)
- Підживлення УПГ**: Supply to recuperator (Supply to recuperator)

The diagram shows the flow of gases through the engine and the circulation of cooling water and fuel. The recuperator (УПГ) is used to preheat the compressed air before it enters the combustion chamber.

КР.142.6231М.01.01.ПЗ

У розглянуту схему ТУК двох тисків входить УПГ, який має два парогенеруючі контури – високого і низького тисків. Параметри пари в контурі високого тиску (ВТ) можуть досягти величини 5,0...6,0 МПа при температурі пароперегріву до 700...780 К. У контурі низького тиску (НТ) оптимальний тиск пари – 0,17...0,30 МПа, а температуру пароперегріву можна брати рівною температурі свіжої пари в контурі ВТ або нижчою від неї на 50...100 град. У цьому випадку відносна паровидатність контуру ВТ складе 6...12% витрати повітря через КНТ ГТД, для контуру НТ – 3...4%.

Для досягнення максимальної термодинамічної ефективності циклу ТУК комплектування трубчастих пучків УПГ повинне бути наступним: першим по ходу газу, який надходить в УПГ, розміщаються пароперегрівні пучки обох контурів; потім ідуть випарний та економайзерний пучки контуру ВТ і далі – випарний та економайзерний пучки контуру НТ. Кожен контур має власний сепаратор пари – СП₁ і СП₂ відповідно, які оснащені власними циркуляційними насосами ЦН₁ і ЦН₂. З огляду на невисокі параметри пари в контурі НТ, а отже відсутність жорстких вимог щодо кількості розчиненого в живильній воді кисню, може здійснюватися безпосередня подача живильної води з ПК у сепаратор пари НТ.

Живлення водою контуру ВТ повинне бути організовано за іншою схемою з попередньою деаерацією живильної води в спеціальному апараті - термічному деаераторі (ДТ). Така схема живлення УПГ необхідна, коли тиск пари береться більший від величини 2,4...3,0 МПа, з огляду на жорсткі обмеження щодо присутності в живильній воді розчиненого кисню. У термічному деаераторі змішувального типу, найбільш розповсюдженого в практиці суднового паротурбобудування, живильна вода звичайно нагрівається парою з регенеративних відборів турбін. У нашому випадку зручно відбирати грійну пару з сепаратора пари контуру НТ, що дозволяє не ускладнювати додатково конструкцію корпусу парової турбіни. При такій схемі відбору пари на деаератор утрата корисної роботи пари мінімальна, тому що звичайно робочий тиск у деаераторі береться ~0,1098 МПа. Оскільки є можливість мати значний запас води всередині деаератора, в цій схемі можна відмовитися від теплового ящика, а підживлення УПГ водою здійснювати, подаючи її безпосередньо в деаератор.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.01.01.ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

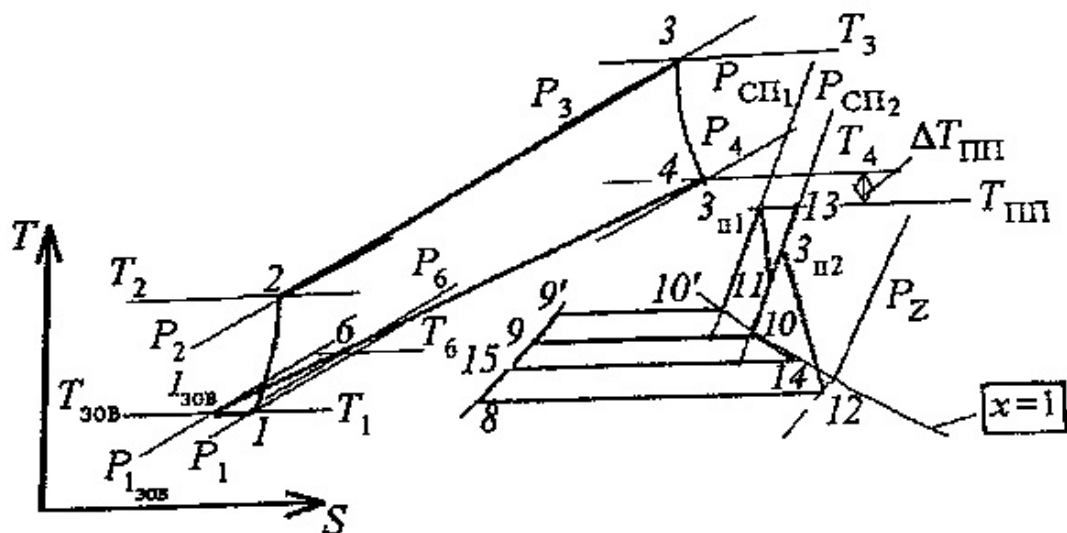


Рис. 1.9. Термодинамічний цикл комбінованого ГТА з ТУК двох тисків

Великі можливості економії дефіцитного природного газу містяться у використанні теплофікаційних ГТУ, що працюють на основі утилізації залишкового теплового потенціалу викидних газів, у тому числі з можливістю додаткового вироблення теплової енергії (когенерацію) за рахунок допалювання в газоході ГТУ природного газу з можливим заміщенням природного газу газами-замінниками промислового, природного і біологічного походження.

Перспективи розвитку когенераційно-утилізаційних технологій в енергетиці, промисловості та газотранспортній системі України визначаються наявністю власної виробничої та проектно-конструкторської бази в складі виробничих об'єднань і комплексів, що займаються розробкою і виробництвом сучасних газотурбінних двигунів, у тому числі: ДП "Зоря-Машпроект", ВАТ «Турбоатом», ДП «ІвченкоПрогрес», «Сумське НВО ім. М.В.Фрунзе».

Державне підприємство "Івченко-Прогрес" провадить розробки енергозберігаючої техніки індустріального застосування, в тому числі розроблені цим підприємством газотурбінні установки для газоперекачувальних агрегатів потужністю від 4 до 10 МВт мають ефективний ККД на рівні 31...36%.

«Сумське НВО ім. М.В.Фрунзе» провадить успішні розробки із створення бінарних парогазових установок, що працюють на пентановому циклі, використання

Підпис і дата		газу з можливим заміщенням природного газу газами-замінниками промислового, природного і біологічного походження.					
Інв. № дубл.		Перспективи розвитку когенераційно-утилізаційних технологій в енергетиці, промисловості та газотранспортній системі України визначаються наявністю власної виробничої та проектно-конструкторської бази в складі виробничих об'єднань і комплексів, що займаються розробкою і виробництвом сучасних газотурбінних двигунів, у тому числі: ДП "Зоря-Машпроект», ВАТ «Турбоатом», ДП «ІвченкоПрогрес», «Сумське НВО ім. М.В.Фрунзе».					
Взам. інв. №		Державне підприємство "Івченко-Прогрес" провадить розробки енергозберігаючої техніки індустриального застосування, в тому числі розроблені цим підприємством газотурбінні установки для газоперекачувальних агрегатів потужністю від 4 до 10 МВт мають ефективний ККД на рівні 31...36%.					
Підпис і дата		«Сумське НВО ім. М.В.Фрунзе» провадить успішні розробки із створення бінарних парогазових установок, що працюють на пентановому циклі, використання					
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.01.01.ПЗ	Арк.
							22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

яких є ефективним під час утилізації «бросового» низькотемпературного теплового потенціалу різних промислових виробництв.

Державним підприємством "Зоря-Машпроект» освоєно і серійно випускаються газотурбінні двигуни потужністю від 1,6 до 110 МВт. Вони придатні для створення досить економічних парогазових ТЕС і ТЕЦ та реконструкції існуючих станцій шляхом надбудови ними діючих паротурбінних блоків і котелень. Цим же підприємством розроблені різні варіанти термодинамічного форсування ГТУ на основі використання різних методів утилізації та когенерації енергії на базі сімейства газотурбінних двигунів UGT потужністю від 6 до 110 МВт, технологічні схеми яких зображено на рис. 1.10-1.14.

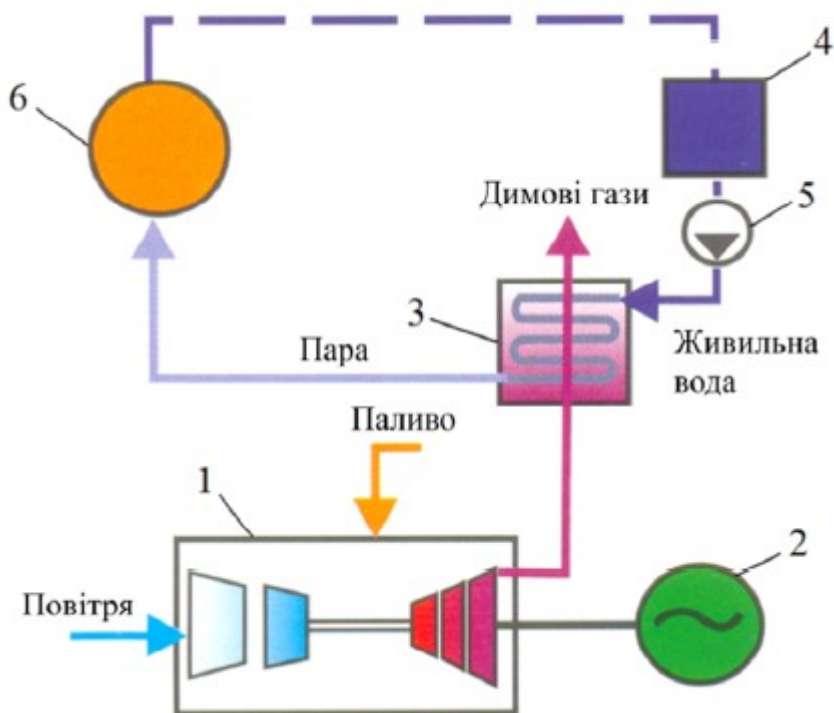


Рис. 1.10. Теплофікаційна ГТУ:

1 - ГТД; 2 - генератор; 3 - котел-утилізатор, 4 - бак живильної води; 5 - насос; 6 - тепловий споживач

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.01.01.ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

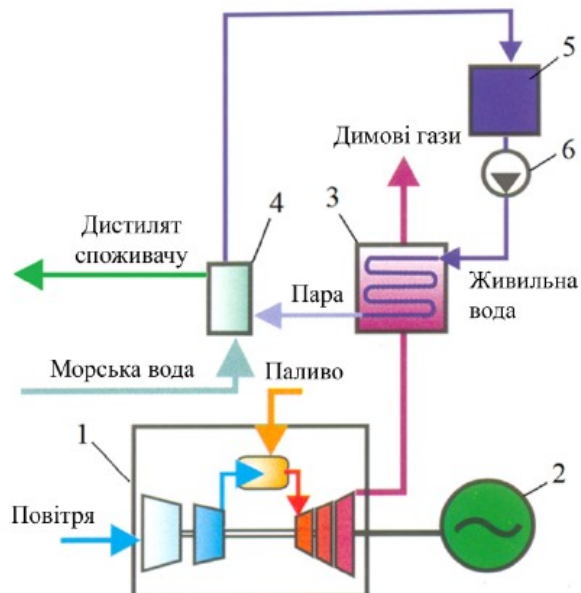


Рис. 1.11. Утилізаційна ГТУ з дисциляційно-опріснювальною установкою (ДОП):

1 - ГТД; 2 - генератор; 3 - котел-утилізатор; 4 - ДОП; 5 - резервуар живильної води (РЖВ); 6 - насос

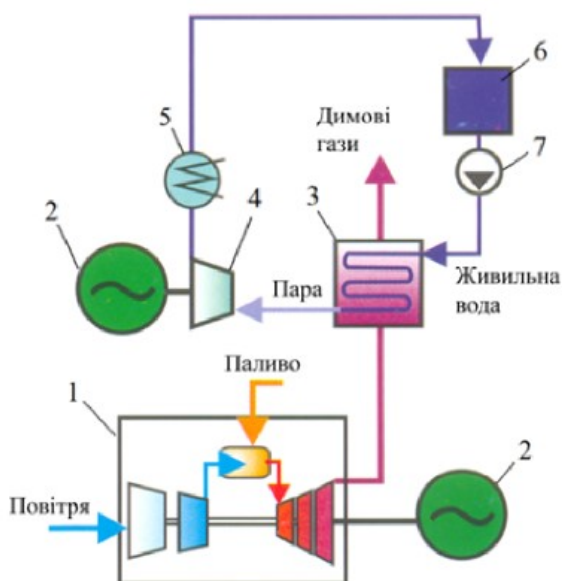


Рис. 1.12. Бінарна парогазова установка:

1 - ГТД; 2 - генератор; 3 - котел-утилізатор; 4 - парова турбіна; 5 - конденсатор; 6 - РЖВ; 7 - насос

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.01.ПЗ	Арк.
						24

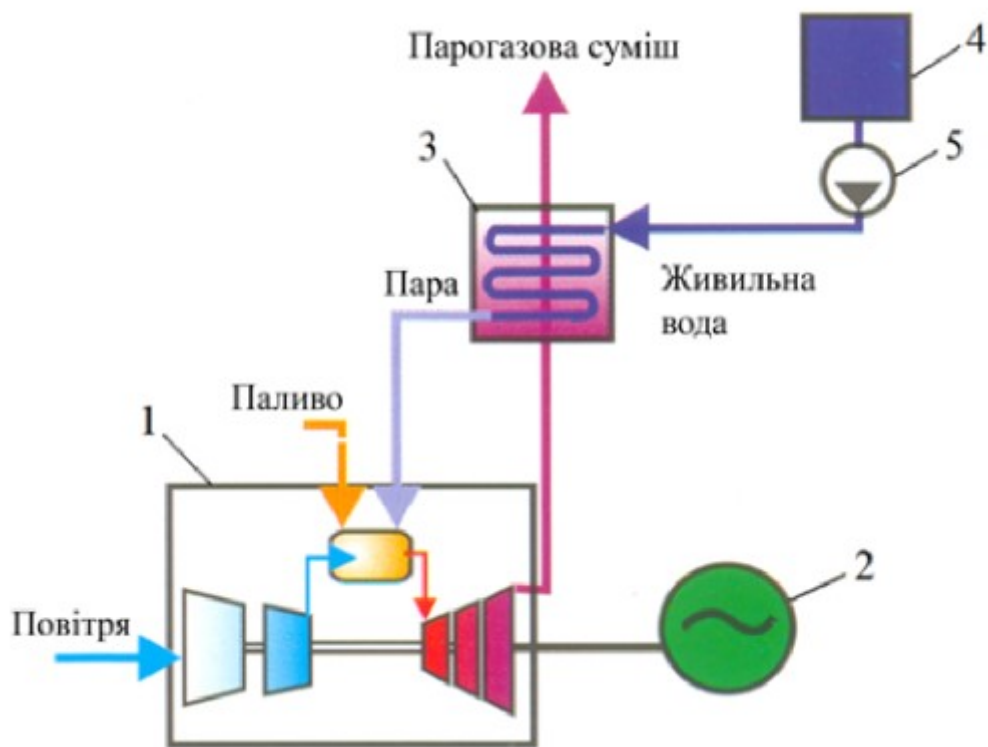


Рис. 1.13. Монарна парогазова установка (цикл STIG):

1 - ГТД; 2 - генератор; 3 - котел-утилізатор, 4 - РЖВ; 5-насос



Рис. 1.14. Монарна парогазова установка (цикл «Водолій»:

1 - ГТД; 2 - генератор; 3 –котел-утилізатор 4 - контактний конденсатор; 5 - бак-накопичувач; 6 вузол хімводоочищення; 7 - холодильник; 8 – насос

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.01.ПЗ	Арк.
						25

Широко використовується суміщення методів когенерації та утилізації: бінарні ПГУ з котлом-утилізатором з допалюванням, регенеративні ГТУ з промпідігрівом, монарні газопарові установки, що працюють за циклом «STIG» і «Водолій».

В останні десятиліття, у зв'язку зі зростаючими темпами збільшення вартості і дефіциту первинних енергоносіїв все більше число країн переходить на використання когенераційно-утилізаційних технологій в енергетиці, промисловості та у комунальному господарстві.

Когенераційно-утилізаційні технології впроваджуються і на інших континентах. Наприклад, у США прийнято програму, метою якої було подвоєння до 2010 року існуючих потужностей на основі використання когенераційно-утилізаційних технологій в порівнянні з рівнем 1998 року. До кінця десятиліття було додатково освоєно виробництво приблизно 46 ГВт електричної енергії.

Економічно й енергетично розвиненими країнами широко використовуються для вироблення електричної енергії бінарні парогазові установки на основі утилізації залишкового потенціалу викидних газів ГТУ, що дає змогу не тільки істотно підвищити термодинамічну ефективність перетворення хімічної енергії палива в електричну, але й значно підвищити одиничну потужність таких установок.

У якості прототипу для виконання магістерської роботи, було узято двигун UGT 25000 виробництва НВКГ «Зоря»-«Машпроект» з паротурбінним ТУК, наданим на рис. 1.4, та його циклом, наданим на рис. 1.5, оскільки така схема задовольняє потреби виробництва, наданого у завданні до кваліфікаційної роботи.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.01.ПЗ	Арк.
						26

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
						КР.142.6231м.01.02.ПЗ				
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
	Студент.	Востріков І.М.				Термодинамічні та габаритні розрахунки ГТА		Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.							27	49
	Консульт.							НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.								

Таблица 2.1 – Оптимізація параметрів циклу ГТА

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ЦИКЛА ГТУ С ТУК

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Востріков І.М.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	3
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД, К	1540.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.8900
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9750
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СТОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО, ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП, ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.31699	331.2	0.000	0.000	595.4	969.3	0.000	4.4	0.0851	2.51
11.0	0.32551	333.6	0.000	0.000	612.8	949.2	0.000	4.4	0.0874	2.55
12.0	0.33282	334.7	0.000	0.000	629.0	931.0	0.000	4.4	0.0897	2.59
13.0	0.33910	334.9	0.000	0.000	644.3	914.5	0.000	4.4	0.0920	2.63
14.0	0.34453	334.3	0.000	0.000	658.7	899.4	0.000	4.4	0.0944	2.67
15.0	0.34921	333.1	0.000	0.000	672.3	885.6	0.000	4.4	0.0968	2.71
16.0	0.35325	331.3	0.000	0.000	685.3	872.8	0.000	4.4	0.0992	2.75
17.0	0.35672	329.2	0.000	0.000	697.6	860.9	0.000	4.4	0.1017	2.79
18.0	0.35969	326.7	0.000	0.000	709.4	849.8	0.000	4.4	0.1042	2.82
19.0	0.36221	323.8	0.000	0.000	720.8	839.4	0.000	4.4	0.1067	2.86
20.0	0.36432	320.7	0.000	0.000	731.6	829.6	0.000	4.4	0.1093	2.90
21.0	0.36605	317.4	0.000	0.000	742.1	820.4	0.000	4.4	0.1120	2.93
22.0	0.36743	313.9	0.000	0.000	752.2	811.7	0.000	4.4	0.1147	2.97
23.0	0.36849	310.1	0.000	0.000	761.9	803.5	0.000	4.4	0.1175	3.00
24.0	0.36924	306.3	0.000	0.000	771.4	795.7	0.000	4.4	0.1203	3.04
25.0	0.36971	302.2	0.000	0.000	780.5	788.2	0.000	4.4	0.1232	3.07
26.0	0.36990	298.0	0.000	0.000	789.3	781.1	0.000	4.4	0.1261	3.10
27.0	0.36982	293.7	0.000	0.000	797.9	774.3	0.000	4.4	0.1292	3.14
28.0	0.36949	289.3	0.000	0.000	806.3	767.8	0.000	4.4	0.1323	3.17
29.0	0.36890	284.8	0.000	0.000	814.4	761.5	0.000	4.4	0.1355	3.20
30.0	0.36807	280.2	0.000	0.000	822.3	755.5	0.000	4.4	0.1387	3.24

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.07.02.ПЗ					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						29

За результатами оптимізації будуються графіки залежностей $\eta_e=f(\pi_k)$ і $N_{\text{спит}}=f(\pi_k)$ – відповідно ККД і питома потужність від ступеня підвищення тиску в циклі. Графік залежності зображено на рис. 2.1 та рис. 2.2.

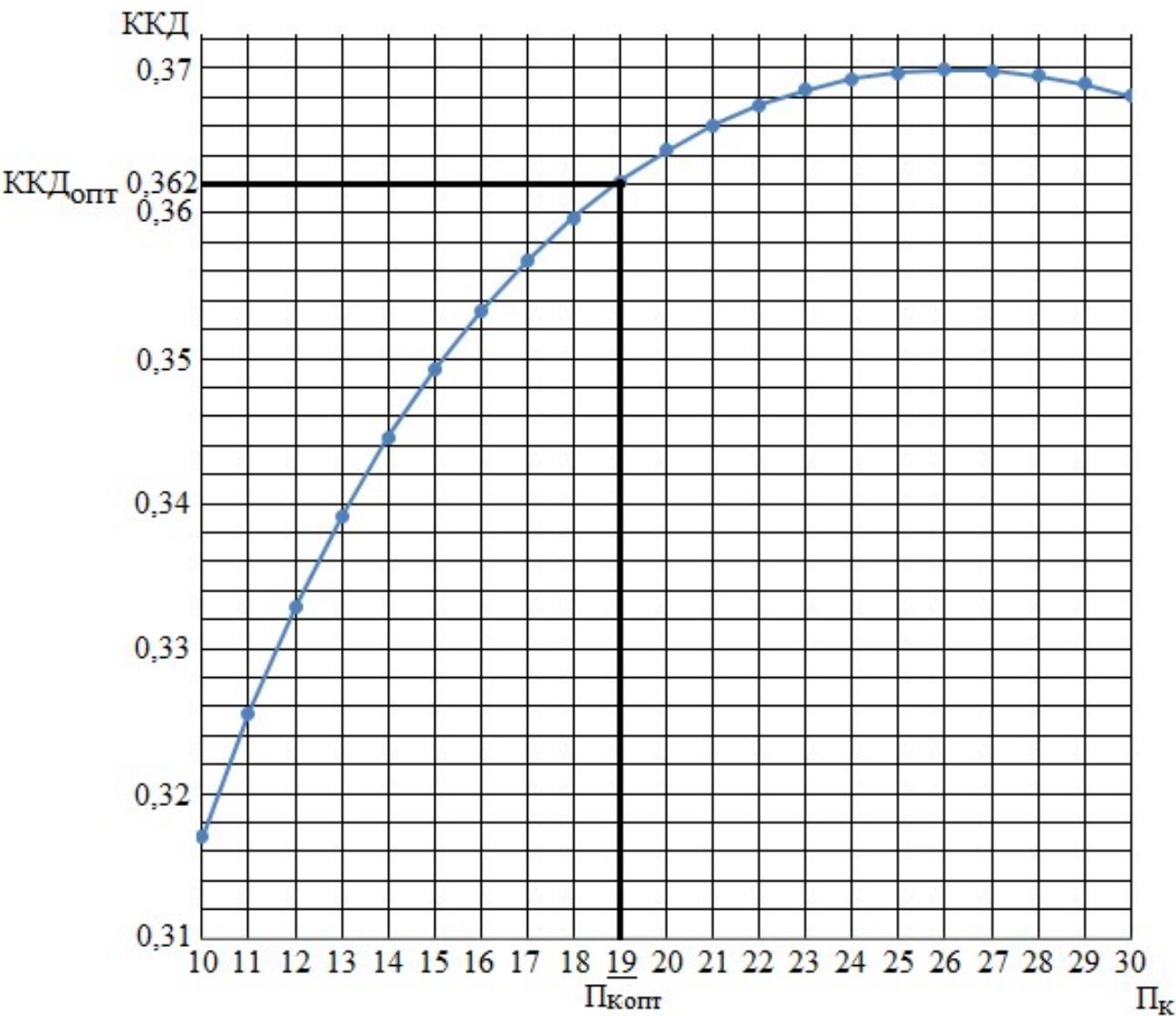


Рис. 2.1. Залежність ефективного ККД циклу ГТА від загальної міри підвищення тиску в циклі

Інв. № подл. Підпис і дата Взам. інв. № Інв. № дубл. Підпис і дата						Арк. 30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	

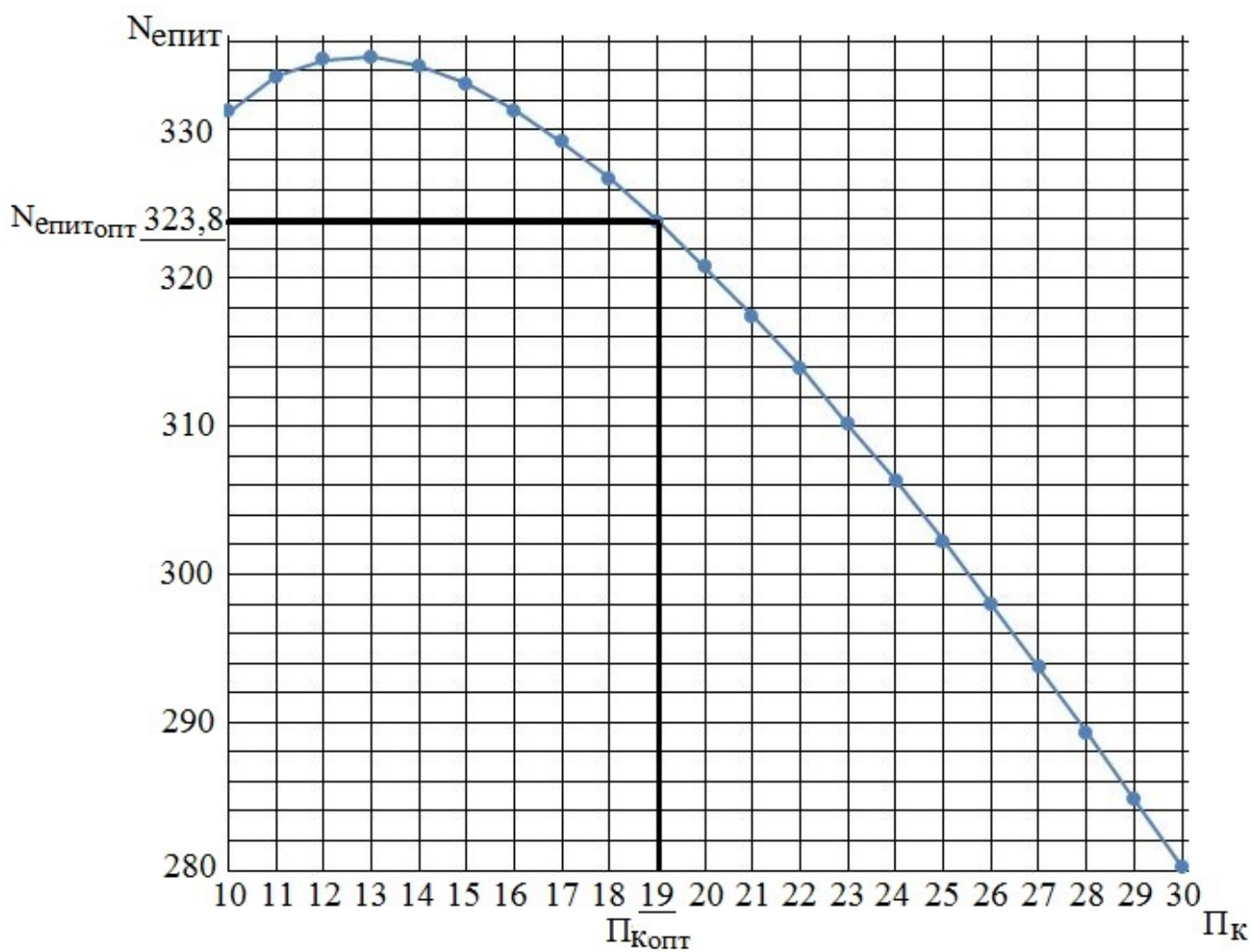


Рис. 2.2. Залежність $N_{\text{епит}}$ циклу ГТА від загальної міри підвищення тиску в циклі

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.07.02.ПЗ

2.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА

Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності виконується з метою визначення параметрів повітря, газу по тракту ГТД, їх масових витрат, параметрів і витрат пари і води в ТУК. Уточняється економічність ПГУ, оцінюються витрати енергії на власні потреби.

Детальний тепловий розрахунок схеми ПГУ, було виконано за допомогою навчальної програми «GTA2SS» з використанням результатів, отриманих при оптимізації параметрів циклу ГТА. Програма розраховує параметри елементів ГТД, УПГ, парового конденсатора, вихідні параметри агрегату.

У вихідних даних закладаються коефіцієнти досконалості окремих елементів агрегату – термодинамічні та конструктивні. До термодинамічних відносяться ККД елементарного ступеня компресора і турбіни, ККД камери згоряння, ККД турбін, ККД насосів ТУК. До конструктивних – механічний ККД турбін і всі коефіцієнти відновлення повного тиску по тракту ГТА.

Таблиця 2.2 – Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА

[illegible]

ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ СУДОВОГО ГТА
С ТЕПЛОУТИЛИЗИРУЮЩИМ КОНТУРОМ

КОМПРЕССОРНАЯ ЧАСТЬ

НОМЕР	QK	GK	UK	T1	T2
1	4.359	60.967	0.8778	288.00	458.58
2	4.359	60.052	0.8788	458.58	716.30

НОМЕР	DTK	P1	P2	CPB	KB
1	170.58	0.0998	0.4349	1.0092	1.3974
2	257.72	0.4328	1.8864	1.0527	1.3748

ТУРБИНЫ ГТД

НОМЕР	QT	GT	UT	T3	T4	DTT
1	2.387	51.97	0.8900	1540.0	1208.5	254.22
2	1.822	60.04	0.9000	1197.3	1046.8	146.10
3	3.888	60.66	0.9205	1046.8	766.0	280.81

НОМЕР	P3	P4	CPH	KN	БЕТО	ZOX	OGOХ
1	1.8109	0.7585	1.2392	1.3085	0.8655	2	0.1099
2	0.7547	0.4143	1.2026	1.3209	0.9847	2	0.0103
3	0.4122	0.1060	1.1517	1.3399	0.9950	0	0.0000

КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

ОСНОВНАЯ КС

T1КС= 716.3	T2КС= 1540.0	P1КС= 1.8864	P2КС= 1.8109
GW= 0.02131	AL1= 2.79	GBKS1= 50.89	GTH1= 3903.2

ПАРОВОДЯНОЙ ТУК

ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВХОДЕ В УПГ, К	766.03
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, К	496.04
ДАВЛЕНИЕ ГАЗА НА ВХОДЕ В УПГ, МПА	0.1060
ДАВЛЕНИЕ ГАЗА НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ, МПА	0.1028
РАСХОД ГАЗА ЧЕРЕЗ УПГ, КГ/С	60.6621
ТЕПЛОЕМКОСТЬ ГАЗА ДЛЯ ПРОЦЕССА В УПГ, КДЖ/(КГ.К)	1.0802
ПАРПРОИЗВОДИТ.УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ, КГ/С	6.2654
ДАВЛЕНИЕ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПТ, МПА	2.7511
ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА В УПГ, К	760.00
РАСХОД ПАРА ЧЕРЕЗ ПТ, КГ/С	6.2654
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ПЕРЕД СОПЛАМИ ПТ, КДЖ/КГ	3432.08
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА ЗА ПТ, КДЖ/КГ	2451.74
СТЕПЕНЬ СУХОСТИ ПАРА ЗА ПТ	0.9549
МОЩНОСТЬ ПТ, КВТ	5989.6
ЗАТРАТЫ МОЩНОСТИ НА ПРИВОД НАСОСОВ ТУК, КВТ	69.4

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГТА

МОЩНОСТЬ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ, КВТ	19520.6
УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ГТА, КВТ/(КГ/С)	412.15
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. ГТА	0.4609
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ГТА, КГ/(КВТ.Ч)	0.1561

Инв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ				Арк.
									33

2.3 Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД

2.3.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Вихідні данні:

КНТ: Тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,0998$ МПа; тиск повітря на виході в КНТ $P_2 = 0,4349$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К; температура повітря за КНТ $T_2 = 458,58$ К; витрата повітря через КНТ $G_k = 60,967$ кг/с.

КВТ: Тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,4328$ МПа; тиск повітря на виході в КВТ $P_2 = 1,8864$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1 = 458,58$ К; температура повітря за КНТ $T_2 = 716,30$ К; витрата повітря через КВТ $G_k = 60,052$ кг/с.

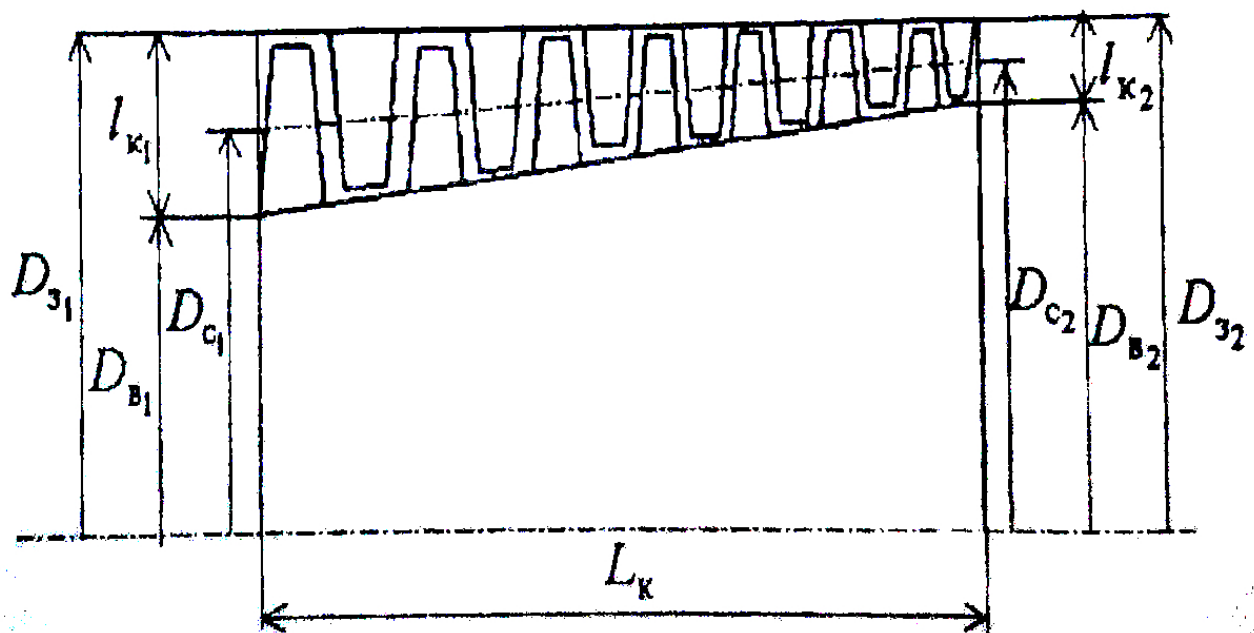


Рис. 2.3. Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3 – Габаритний розрахунок осьових компресорів ГТД

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $U_{з1}$, м/с	Приймається	280,00	264,00
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор c'_{a1} , м/с	Приймається (0,45...0,55)	0,45	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$c'_{a1} \cdot U_{з1}$	126,00	119,70
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$c_{pp}/c_{pp}-R_{п}$	1,3996	1,2636
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора λ_{Ca1}	$c_{a1}/\sqrt{(2k_{п}/k_{п}+1 \cdot RT_1)}$	0,4052	0,3089
6. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{Ca1})$	$\lambda_{Ca1}[k_{п}+1/2(1-k_{п}-1/k_{п}+1 \cdot \lambda_{Ca1}^2)]^{1/k_{п}-1}$	0,5963	0,4712
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$G_k \sqrt{(T_1)/\sqrt{(k_{п}/R_{п} \cdot 10^3 \cdot (2/(k_{п}+1)^{k_{п}+1/k_{п}-1}) \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{Ca1})})}$	0,4307	0,1595
8. Втулкове відношення $d'_{вт}$	Приймається	0,40	0,71
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{з1}$, м	$\sqrt{(4F_1/\pi(1-d_{вт}^2))}$	0,808	0,6398
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$d_{вт} \cdot D_{з1}$	0,3232	0,4543
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{с1}$, м	$1/2 \cdot (D_{з1}+D_{в1})$	0,5656	0,5471
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$(D_{з1}-D_{в1})/2$	0,2424	0,0928

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.07.02.ПЗ

Арк.

35

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$60 \cdot U_{31} \cdot \pi \cdot D_{31}$	6618	7880
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора ρ_{mk} , кг/м ³	Приймається	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається	970,00	950,00
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня σ_{k1} , МПа	$9,8 \cdot (\rho_{mk}/7850) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	106,9302	97,0333
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{mц1}$	σ_k/σ_{k1}	9,1181	9,4813
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9 \dots 1,0) c_{a1}$	119,7000	113,7150
20. Показник ізотерми повітря, визначений для температур T_2	$c_{pp}/c_{pp} - R_{п}$	458,5800	716.30
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора λ_{Ca2}	$c_{a2}/\sqrt{(2k_{п}/k_{п}+1 \cdot RT_2)}$	0,3089	0,2331
22. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{Ca2})$	$\lambda_{Ca2} [k_{п}+1/2(1-k_{п}-1/k_{п}+1 \cdot \lambda_{Ca2}^2)]^{1/k_{п}-1}$	0,4672	0,3599
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$G_2 \sqrt{(T_2)/\sqrt{(k_{п}/R_{п} \cdot 10^3 \cdot (2/(k_{п}+1)^{k_{п}+1/k_{п}-1}) \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{Ca2})}}$	0,1625	0,0592
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається		

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						36

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
$D_3 = \text{const}$	$D_{32} = D_{31}$ $D_{B2} = \sqrt{(D_{32}^2 - 4F_2/\pi)}$ $D_{c2} = (D_{32} + D_{32})/2$	0,8080 0,6678 0,7379	
$D_B = \text{const}$	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{(D_{B2}^2 + 4F_2/\pi)}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32})/2$		0,4543 0,5308 0,4925
25. Висота останньої лопатки компресора l_{K2} , м	$(D_{32} - D_{B2})/2$	0,0701	0,0382
26. Ступінь підвищення тиску π_K	Приймається	4,359	4,359
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{KCT}	Приймається	1,2000	1,1700
28. Число ступенів компресора Z_K	Ціле($\lg(\pi_K)/\lg(\pi_{KCT})$)	8	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CT} , м ²	$(F_1 + F_2)/2$	0,2966	0,1093
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається		
$D_3 = \text{const}$	$D_{c1} = D_{cc}$ $D_{BC} = D_{cc} - F_{CT}/\pi * D_{cc}$ $D_{3c} = (D_{cc} + F_{CT}/\pi * D_{cc})$	0,7379 0,6100 0,8659	
$D_B = \text{const}$	$D_{BC} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{(D_{BC}^2 + 4F_{CT}/\pi)}$ $D_{cc} = (D_{BC} + D_{3c})/2$		0,4543 0,5878 0,5211

Інв. № подл.	Підпис і дата	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						37

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{\text{КС}}$, м	$(D_{\text{ЗС}} - D_{\text{ВС}})/2$	0,1280	0,0668
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{\text{ЛК}}$	$D_{\text{СС}}/l_{\text{КС}}$	5,7671	7,8032
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $L'_{\text{СТК}}$	$0.87353 + 0.02604v_{\text{ЛК}} + 0.00092v_{\text{ЛК}}^2 + 0.00004v_{\text{ЛК}}^3$	1,0620	1,1517
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{СТК}}$, м	$l_{\text{КС}} \cdot L'_{\text{СТК}}$	0,1359	0,0769
35. Осьовий габарит проточної частини компресора $L_{\text{К}}$, м	$L_{\text{СТК}} \cdot z_{\text{К}}$	1,0870	0,7691
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{а.п}}$, м	$0,18 \cdot D_{\text{З1}}$	0,1454	-
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{П.К.К}}$, м	$0,45 \cdot D_{\text{З1}}$	0,3636	-
38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{П.К}}$, м	$0,35 \cdot D_{\text{З1}}$	0,2828	-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						38

2.3.2 Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Вихідні данні:

Витрата повітря через камеру згоряння $G_{\text{ПКЗ}}=50,89\text{кг/с}$; Годинна витрата палива на двигун $G_{\text{Пал.год}}=3903,2\text{кг/год}$; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{КЗ}}=0,99$; нижча нааявна теплотворна здатність палива $H_u=50032\text{ кДж/кг}$; стехіометрична кількість повітря $L_0=17,18$;

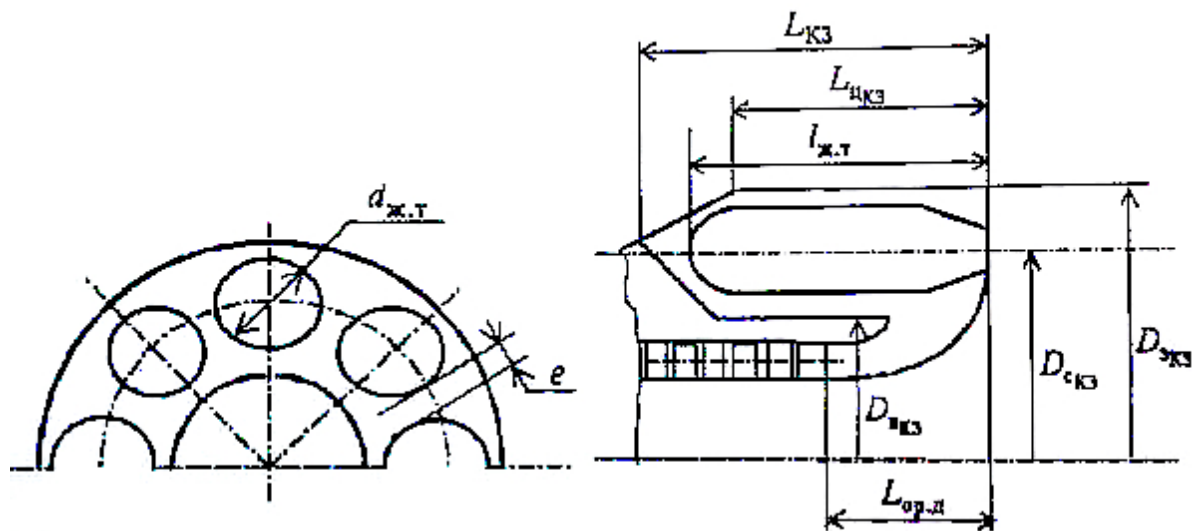


Рис. 2.4. Схема трубчасто-кільцевої протитокової КЗ

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						39

Таблиця 2.4 – Габаритний розрахунок протитокової камери згоряння

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в КЗ $p_1^{KЗ}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	1886400
2. Теплонапруженність робочого об'єму КЗ Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається	1100
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т}$, м ³	$(G_{палгод} \cdot H_u \cdot \eta_{KЗ}) / (Q_v \cdot p_1^{KЗ})$	0,0932
4. Число жарових труб $n_{ж.т}$	Приймається	14
5. Об'єм однієї ЖТ $v_{ж.т}$, м ³	$V_{ж.т} / n_{ж.т}$	$6,655 \cdot 10^{-3}$
6. Коефіцієнт нециліндричності ЖТ a	Приймається	0,70
7. Відносна довжина ЖТ l'	Приймається (3,0...3,65)	3,00
8. Діаметр ЖТ $d_{ж.т}$, м	$\sqrt[3]{(4 \cdot v_{ж.т} / a \cdot \pi \cdot l')}$	0,1592
9. Довжина ЖТ $l_{ж.т}$, м	$d_{ж.т} \cdot l'$	0,4776
10. Установчий зазор між сусідніми жаровими трубами e	$d_{ж.т} \cdot 0,25$	0,0398
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с.жт}$, м	$(d_{ж.т} + e) / \sin(180^\circ / n_{ж.т})$	0,8943
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_T	Приймається (1,1...1,8)	1,70
13. Витрата первинного повітря через фронтові пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{палгод} \cdot \alpha_T \cdot L_0) / 3600$	31,6658

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
14. Витрата вторинного повітря через усі жарові труби $G_{в.п}$, кг/с	$G_{палгод} - G_{п1}$	19,2242
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма ЖТ $F_{КЗЖТ}$, м ²	$(\pi \cdot d_{ж.т}^2) / 4 \cdot n_{ж.т}$	0,2787
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової КЗ $F_{КЗ\Sigma}$, м ²	$2,3 \cdot F_{КЗЖТ}$	0,6410
17. Діаметр зовнішнього кожуха КЗ $D_{ЗКЗ}$, м	$D_{СКЗ} + F_{КЗ\Sigma} / \pi \cdot D_{СКЗ}$	1,1224
18. Діаметр внутрішнього кожуха КЗ $D_{ВКЗ}$, м	$D_{СКЗ} - F_{КЗ\Sigma} / \pi \cdot D_{СКЗ}$	0,6662
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д}$, м	$0,56 \cdot D_{с2КВТ}$	0,2266
20. Довжина циліндричної частини КЗ $L_{ц.КЗ}$, м	$l_{ж.т} / b$	0,4303
21. Довжина КЗ $L_{КЗ\Sigma}$, м	$1.15 \cdot l_{ж.т}$	0,5445

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

Вихідні данні до розрахунку:

ТВТ: Витрата газу через ТВТ $G_T=51,97\text{кг/с}$; температура газу перед ТВТ $T_3=1540\text{ К}$; Температура газу за ТВТ $T_4=1208,5\text{ К}$; тиск газу перед ТВТ $P_3=1,8109\text{МПа}$; тиск газу за ТВТ $P_4=0,7585\text{МПа}$; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T=0,89$.

ТНТ: Витрата газу через ТНТ $G_T=60,04\text{кг/с}$; температура газу перед ТНТ $T_3=1197,3\text{ К}$; Температура газу за ТНТ $T_4=1046,8\text{ К}$; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,7547\text{МПа}$; тиск газу за ТНТ $P_4=0,4143\text{МПа}$; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,91$.

ТГ: Витрата газу через ТГ $G_T=60,66\text{кг/с}$; температура газу перед ТГ $T_3=1046,8\text{К}$; Температура газу за ТГ $T_4=766\text{К}$; тиск газу перед ТГ $P_3=0,4122\text{МПа}$; тиск газу за ТГ $P_4=0,1060\text{МПа}$; внутрішній ККД ТГ $\eta_T=0,92$.

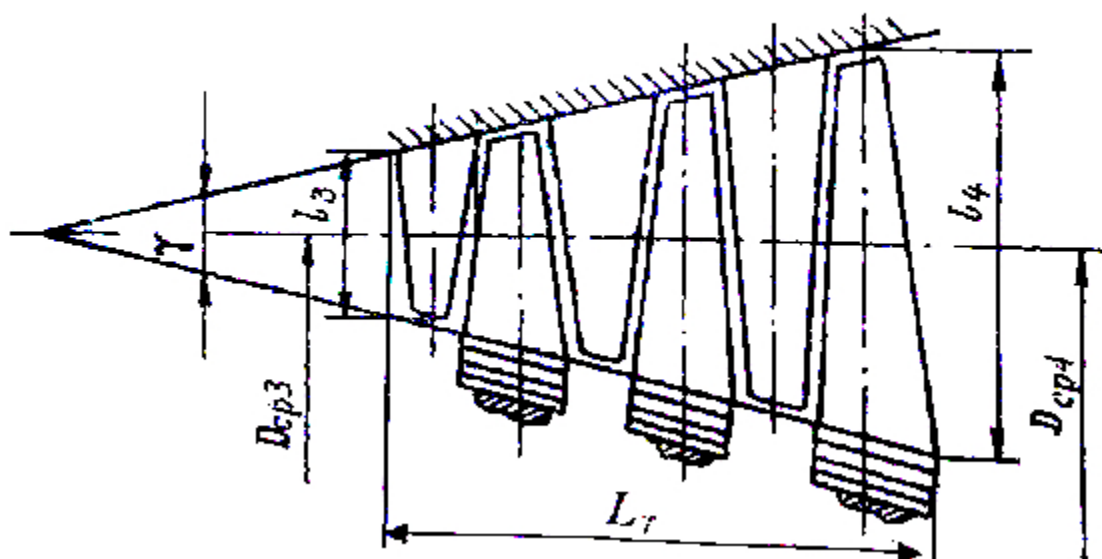


Рис. 2.5. Меридійний переріз турбіни ГТД

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						42

Таблиця 2.5 – Габаритний розрахунок осьових турбін ГТД

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Число ступенів турбіни z_T	$\lg(T_4) - \lg(T_3) / \lg(1 - \Delta T / T)_{ст}$	1	1	5
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_a^* \cdot 10^5$, кДж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_{pg} \cdot (\Delta T_T) / \eta_T$	4,0307	3,9421	3,8992
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається	35	35	5
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається	0,24	0,05	0,05
6. Міра реактивності 1-го ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + (2 \cdot v_T - 1) / v_T^2$	0,2963	0,1063	0,4100
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ_{c1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході із соплових решіток c_1 , м/с	$\phi_{c1} \sqrt{(2 \cdot H_a^* / z_T) \cdot (1 - p_1)}$	730,57	814,215	294,25
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для T_3	$c_{pg} / c_{pg} - R_g$	1,3509	1,3509	1,3509

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						43

Продовж. табл. 2.5

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
10. Газодинамічна функція λ_{c1r}	$c_1/\sqrt{(2k/k+1 \cdot RT_3)}$	1,0354	1,3087	0,5058
11. Кут виходу потоку із соплового апарату першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	Приймається	15	20	32
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c1} [((k_{r3}+1)/2)(1 - k_{r3} - 1/k_{r3} + 1 \cdot \lambda_{c1}^2)]^{1/k_{r3}-1}$	0,9986	0,8978	0,7197
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$G_T \sqrt{(T_2)/\sqrt{(k_r/R_r \cdot (2/(k_r+1))^{k_r+1/k_r - 1}) \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin(\alpha_{1.1})}$	0,11	0,2272	0,3164
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{c3} , м	Визначається конструктивно	0,8943	0,8943	0,9390
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c}/(\pi \cdot D_{c3})$	0,0392	0,0809	0,1073
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,0411	0,0849	0,1126
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{c3}/l_{p1}	21,7462	10,5328	8,3383
18. Оптимальна характеристика ступеня v_{opt}	$\cos(\alpha_{1.1})/2(1-p_1)$	0,6863	0,5257	0,7187
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від мінімальної частоти обертання ротора споживача	7880	6618	3000

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						44

Продовж. табл. 2.5

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{c3} \cdot n_T) / 60$	368,992	309,907	147,501
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	U_3 / c_1	0,5051	0,3806	0,5013
22. Різниця в значеннях v_d і v_{opt}	v_{opt} / v_d	1,3589	1,3813	1,4337
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	0,9335	0,9752	1,0463
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,8551	0,8134	0,8318
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається	ЧС88	ЧС88	ЕП539
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M3} , кг/м ³	Визначається за довідниками	8100	8100	8300
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M3} , К	Приймається $T_{M3} = T_d$	1080	1080	
	$T_3 - (U_3^2 / 2 \cdot c_{pr}) \cdot ((2 \cos(\alpha_{1.1}) / v_d) - 1) - 70$			992,00
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3t}^{T_{M3}}$, МПа	Визначається за довідниками	195	195	330

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						45

Продовж. табл. 2.5

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{\text{міц3}}$	$\sigma_{3\tau}^{T_{\text{м3}}}/9,8 \cdot (\rho_{\text{м3}}/7850) \cdot n_{\tau}^2 \cdot F_{3c}$	2,8221	1,9378	11,1842
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,1 \dots 1,35) \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_{1.1})$	245,811	362,0554	202,706
31. Показник ізоентропи газу для температурі T_4	$c_{\text{пр}}/c_{\text{пр}} - R_{\text{Г}}$	1,3084	1,3084	1,3059
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λc_{a4}	$c_{a4}/\sqrt{(2k_{\text{Г}}/k_{\text{Г}}+1) \cdot R T_3 \cdot 10^3}$	0,3929	0,6217	0,4069
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} [((k_{\text{Г}}+1)/2)(1 - k_{\text{Г}} - 1/k_{\text{Г}} + 1 \cdot \lambda_{ca4}^2)]^{1/k_{\text{Г}}-1}$	0,5847	0,8336	0,6026
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$(G_{\text{Г}} + G_{\text{ох}}) \sqrt{(T_4)/\sqrt{(k_{\text{Г}}/R_{\text{Г}} \cdot (2/(k_{\text{Г}}+1)^{k_{\text{Г}}+1/k_{\text{Г}}-1}) \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c1})}$	0,098	0,4048	1,0525
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня $T_{\text{м4}}$, К	Приймається $T_{\text{м4}} = T_{\text{д}}$	1080	1080	
	$1,08 \cdot T_4$			827,2800

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						46

Продовж. табл. 2.5

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{M4}}$, МПа	Визначається за довідниками	195	195	640
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореневому перерізі $k_{\text{міц}4}$	$\sigma_{\tau 4}^{T_{M4}}/9,8 \cdot (\rho_{M4}/7850) \cdot n_T^2 \cdot F_4$	3,1675	1,0876	6,5206
38. Діаметри на виході з турбіни				
$D_c = \text{const}$	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{B4} = D_{c4} - F_4/\pi \cdot D_{c4}$ $D_{34} = D_{c4} + F_4/\pi \cdot D_{c4}$	0,8943 0,8594 0,9292	0,8943 0,7502 1,0384	
$D_B = \text{const}$	$D_{4B} = D_{3B}$ $D_{43} = \sqrt{(D_{4B}^2 + 4F_4/\pi)}$ $D_{4c} = (D_{4B} + D_{43})/2$			0,8318 1,4255 1,1286
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4})/2$	0,0349	0,1441	0,2968
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c}/l_{T4}	25,6278	6,2071	3,8021

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						47

Продовж. табл. 2.5

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}, м^2$	$(F_3+F_4)/2$	0,104	0,316	0,6844
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня				
$D_c=const$	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{bc}=D_{cc}-F_{ст}/\pi \cdot D_{cc}$ $D_{3c}=D_{cc}+F_{ст}/\pi \cdot D_{cc}$	0,8943 0,8573 0,9313	0,8943 0,7818 1,0068	
$D_b=const$	$D_{bc} = D_{b3}$ $D_{3c}=\sqrt{(D_{bc}^2+4F_{ст}/\pi)}$ $D_{cc}=(D_{bc} + D_{3c})/2$			0,8318 1,0382 0,7462
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тс}$	$(D_{3c}-D_{bc})/2$	0,0370	0,1125	0,2064
44. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $L'_{стт}$	$0,23065+0,05899v_t+0,00331 \cdot v_t^2-0,00003v_t^3$	-	1,2542	0,5011
45. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{стт}, м$	$l_{тс} \cdot L'_{стт}$	0,1254	0,1411	0,1034
46. Осьовий габарит проточної частини $L_t, м$	$L_{стт} \cdot z_t$	0,1254	0,1411	0,5172

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.07.02.ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.07.02.ПЗ

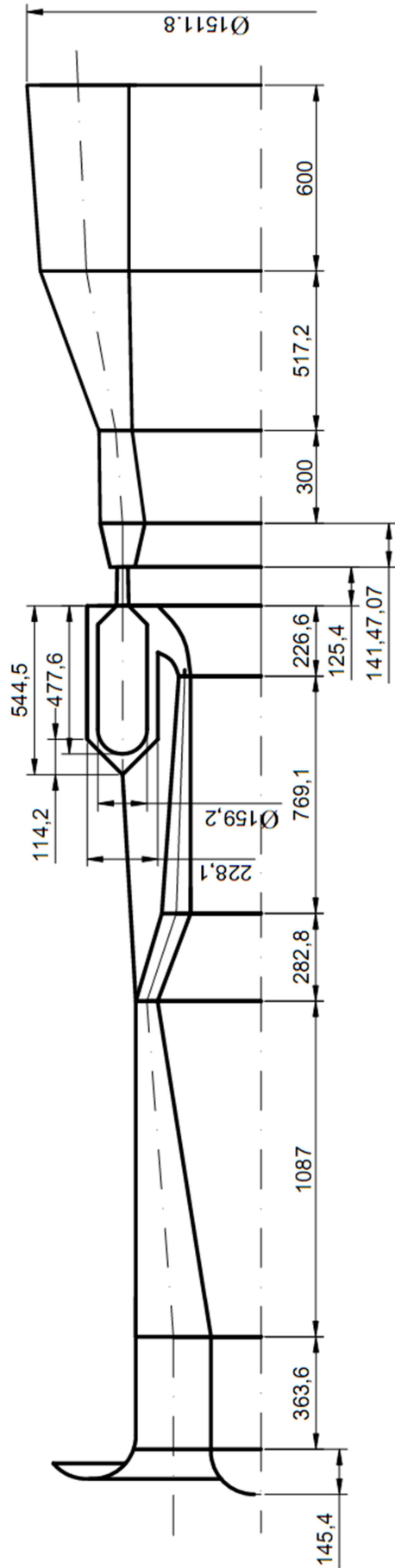


Рис. 2.6. Ескіз меридіонального перерізу проточної частини ГТД

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
						КР.142.6231м.01.03.ПЗ			
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.	Востріков І.М.				Термогазодинамічний розрахунок одноступінчастої ТНТ ГТД	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.						50	61
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

3. Термогазодинамічний розрахунок одноступінчастої ТНТ ГТД

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного агрегату проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі дипломної роботи у якості 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 габартно-компоновочному проектуванні турбінної частини (частота обертання ротора, середній діаметр ступеня).

Розрахунок одноступінчастої 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 (відкриті чи закриті зазори), величину та ін.

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

Результати розрахунку зведені до таблиці 3.1.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.01.03.ПЗ					Арк.
										51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Таблиця 3.1 – Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
1. Робоче тіло (Продукти згоряння ГП)	Вихідні данні	-
2. Витрата робочого тіла G , кг/с	Вихідні данні	60,04
3. Статичні параметри на вході до ступеня:		
Тиск p_0 , Па	Вихідні данні	$0,7547 \cdot 10^6$
Температура T_0 , К	Вихідні данні	1197,3
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Вихідні данні	245,8112
5. Статичний тиск за ступенем p_2 , Па	Вихідні данні	$0,4143 \cdot 10^6$
6. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні данні	6618
7. Коефіцієнт надлишку повітря α	Вихідні данні	2,6948
8. Температура робочого тіла за ступенем T'_2 , К	Береться з подальшим уточненням $T_0-(80 \dots 120)$	1079,30
9. Середня температура процесу в ступені T_{cp} , К	$0,5 \cdot (T_0 + T'_2)$	1138,30
10. Теплоємність робочого тіла за ступенем c_p , Дж/(кг*К)	Приймається	1157
11. Комплекс $m=(k-1)/k$	Приймається	0,2380
12. Показник ізоентропи k	$1/(1-m)$	1,3001
13. Газова стала R , Дж/(кг*К)	$c_p \cdot m$	267,0356

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

					КР.142.6231м.01.03.ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 3.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
14. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	644,713
15. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,3813
16. Повні параметри на вході до ступеня:		
Тиск p_0^* , Па	$p_0 \cdot (1 + (\frac{k-1}{2}) \cdot M_0^2)^{\frac{k-1}{k}}$	$8,2865 \cdot 10^5$
Температура T_0^* , К	$T_0 \cdot (1 + (\frac{k-1}{2}) \cdot M_0^2)$	1223,40
17. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p \cdot T_0 \cdot (1 - \frac{p_2}{p_0})^{\frac{k-1}{k}}$	$2,0928 \cdot 10^5$
18. Температура газу за ступенем T_2 , К	$(c_p \cdot T_0^* - \Delta h_a^*)/c_p$	1042,50
19. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2 \cdot \Delta h_a^*}$	646,9612
20. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	14 (12,0225)
21. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,04
22. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + (2\lambda - 1)/\lambda^2$	0,1778 (0,1994)

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.01.03.ПЗ	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 3.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
23. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1' , град	Береться 11...20	16
24. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ	Береться 0,95...0,98	0,96
25. Наявний тепло перепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* \cdot (1-\rho)$	$1,7208 \cdot 10^5$ ($1,6754 \cdot 10^5$)
26. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\phi \sqrt{2 \cdot \Delta h_{ac}^*}$	563,1837 (555,7090)
27. Характеристика ступеня $v_{ад}$	$(\phi \cdot \cos(\alpha_1')) / (2 \cdot \sqrt{1-\rho})$	0,5087 (0,5165)
28. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ад} \cdot v_{ад}$	329,1299 (333,5569)
29. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$(60 \cdot u_1) / (\pi \cdot n)$	0,9498 (0,9626)
30. Розрахункова температура робочих лопаток $T_{розр}$, К	$T_0^* - (u_1^2 / 2c_p) \cdot (((2\phi \cdot \sqrt{1-\rho}) \cdot \cos(\alpha_1')) / v_{ад}) - 1)$	1163 (1117,5)
31. Марка матеріалу	Береться	ЧС88
32. Густина матеріалу лопаток ρ_m , кг/м ³	В залежності від обраної марки матеріалу	8100
33. Границя тривалої міцності матеріалу $\sigma_{тр}$, Па	В залежності від обраної марки матеріалу і розрахункової температури лопаток	$195 \cdot 10^6$
34. Напруження розтягу в кореновому перерізі робочих лопаток σ_p , Па	$1,4 \cdot \rho_m \cdot u_1^2 / \lambda$	$8,7744 \cdot 10^7$ ($1,0494 \cdot 10^8$)

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.01.03.ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 3.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
35. Сумарні максимальні напруження в робочій лопатці σ , Па	$\sigma_p \cdot (1+0,1)$	$9,6519 \cdot 10^7$ ($1,1544 \cdot 10^8$)
36. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_b	$\sigma_{тр}/\sigma$	2,0203 (1,6892)
37. Перевірка умови	$n_b \geq 1,5 \dots 2,0$	Виконується
38. Розрахункова температура робочих лопаток з урахуванням охолодження $T_{розр}$, К	Береться	1046,8
39. Границя тривалої міцності матеріалу $\sigma_{тр}$, Па	В залежності від обраної марки матеріалу і розрахункової температури лопаток	$195 \cdot 10^6$
40. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_b	$\sigma_{тр}/\sigma$	2,0203 (1,6892)
41. Перевірка умови	$n_b \geq 1,5 \dots 2,0$	Виконується
42. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1-\varphi^2) \cdot \Delta h_{ac}^*$	$1,3491 \cdot 10^4$ ($1,3135 \cdot 10^4$)
43. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:		
Тиск p_1 , Па	$p_0^* \cdot (1 + (\frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p \cdot T_0^*}))^{\frac{k-1}{k}}$	$4,7258 \cdot 10^5$ ($4,8009 \cdot 10^5$)
Температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{(c_1^2)}{2 \cdot c_p}$	1086,3 (1090)
Густина ρ_1 , кг/м ³	$p_1/(R \cdot T_1)$	1,6291 (1,6495)
44. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0'$	$(2/k+1)^{k/k-1}$	0,5457
45. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,5703 (0,5794)

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.01.03.ПЗ

Арк.

55

Продовж. табл. 3.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
46. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град	α_1'	16
47. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	614,1134 (615,1341)
48. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,9171 (0,9034)
49. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$G/(\rho_1 \cdot \pi \cdot D_{cp1} \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1))$	0,0794 (0,0784)
50. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$	Береться 4...20	8 (4+4)
51. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020	0,01
52. Коефіцієнт $(l/B)_c$	Береться	1,4
53. Ширина соплових лопаток B_c , м	$l_c/(l/B)_c$	0,056
54. Коефіцієнт $(l/B)_p$	Береться	2,75
55. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005 \dots 0,01)l_c$	0,0004
56. Ширина робочих лопаток B_p , м	З ескізу проточної частини	0,0705
57. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	З ескізу проточної частини	0,0790
58. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \cdot \operatorname{tg}((\gamma_n - \gamma_k)/2)$	0,9498 (0,9626)
59. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$(\pi \cdot n \cdot D_{cp2})/60$	329,1299 (333,5569)
60. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	12,0225 (12,1842)

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.03.ПЗ	Арк.
						56

Продовж. табл. 3.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
61. Мінімально допустима при знайдений λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_k + (2\lambda - 1)/\lambda^2$	0,1974
62. Перевірка умови	$((\rho - \rho_{\min})/\rho_{\min}) \cdot 100\%$	0,0103
63. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$f(90^\circ - \alpha_1)$	38
64. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$B_c/\sin(\alpha_y)$	0,091
65. Відносний крок соплової решітки $l_c = l_c'/b_c$	Береться 0,75...0,90	0,8
66. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{(c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 \cdot c_1 \cdot \cos(\alpha_1))}$	252,5651
67. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin((c_1 \cdot \sin(\alpha_1))/w_1)$	36,2700
68. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,98	0,95
69. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \cdot \Delta h_a^*$	$4,1738 \cdot 10^4$
70. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + w_1^2/2$	$7,3632 \cdot 10^4$
71. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\varphi \cdot \sqrt{(2 \cdot (\Delta h_{ap}^* - (u_1^2 - u_2^2)/2))}$	364,5636
72. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \cdot w_2^2/2\varphi^2$	$7,1792 \cdot 10^3$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

					КР.142.6231м.01.03.ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 3.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
73. Статичні параметри потоку на виході з робочої решітки:		
Температура T_2 , К	$T_1 - (w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2) / 2c_p$	$1,0601 \cdot 10^3$
Густина ρ_2 , кг/м ³	$p_2 / R \cdot T_2$	1,4635
74. Швидкість звуку на виході з робочої решітки a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	606,647
75. Число Маха на виході з робочої решітки M_{w2}	w_2 / a_2	0,6009
76. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin(G / (\rho_2 \cdot \pi \cdot D_{cp2} \cdot w_2 \cdot l_p))$	28,91
77. Кут установки профілів робочої решітки β_y , град	Береться	63,6
78. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$B_p / \sin(\beta_y)$	0,0787
79. Відносний крок робочої решітки $l_p = l_p / b_p$	$0,4\rho + 0,6$	0,6798
80. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{(w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos(\beta_2))}$	172,1425
81. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2 / 2$	$1,4817 \cdot 10^4$
82. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos((w_2 \cdot \cos(\beta_2) - u_2) / c_2)$	85,41
83. Колові складові абсолютних швидкостей		
За сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cdot \cos(\alpha_1)$	534,0671
За робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cdot \cos(\alpha_2)$	11,9720

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

					КР.142.6231м.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Продовж. табл. 3.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
84. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 \cdot c_{1u} + u_2 \cdot c_{2u}$	$1,715 \cdot 10^5$
85. Коловий ККД ступеня η_u	$l_u / \Delta h_a^*$	0,8321
86. Характеристики ущільнення діафрагми:		
Число щілин z	Конструкція ущільнення	4
Коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення	0,88
Радіальний зазор δ_u , м	0,0004...0,0020	0,0004
Діаметр втулки $d_{вт}$, м	Залежно від конструкції ущільнення	0,350
Кільцева площа щілини f , м ²	$\pi \cdot d_{вт} \cdot \delta_u$	$4,3982 \cdot 10^{-4}$
87. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{уд}$, кг/с	$\mu \cdot f \cdot \sqrt{((p_0^2 - p_1^2) / (z \cdot R \cdot T_0))}$	0,1993
88. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\zeta_{уд}$	$(G_{уд} \cdot \eta_u) / G$	$2,7622 \cdot 10^{-3}$
89. Характеристики периферійних зазорів:		
Осьовий заор в ущільненні по бандажу δ_a , м	(0,001...0,002)	0,0015
Коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a	Береться рівним 0,5	0,5
Коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r	0,75...0,80	0,8
Число ущільнювальних гребнів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	2

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.03.ПЗ	Арк.
						59

Продовж. табл. 3.1

Параметр	Спосіб визначення	Числове значення
90. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	$0,75 \cdot \delta_r$	0,0003
91. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори $\zeta_{\text{заз}}$	$((1 + 1/\lambda) \cdot \delta_e) / l_c \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \sqrt{\rho + (1,8 \cdot \eta_u) / \lambda}$	0,0085
92. Середня густина газу в робочих каналах $\rho_{\text{ср}}$, кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,5565
93. Коефіцієнт K_t	$(0,58 \dots 1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,7 \cdot 10^{-3}$
94. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\zeta_{\text{тер}}$	$K_t \cdot D_{\text{ср}1} / (l_c \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \sqrt{(1 - \rho)}) \cdot (\rho_{\text{ср}} / \rho_1) \cdot (u_1 / c_{\text{ад}})^3$	0,0045
95. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \zeta_{\text{уд}} - \zeta_{\text{заз}} - \zeta_{\text{тер}}$	0,8163
96. Внутрішній тепло перепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \cdot \eta_i$	$1,784 \cdot 10^5$
97. Внутрішня потужність ступеня N_i , Вт	$G \cdot \Delta h_i$	$1,0257 \cdot 10^7$

За результатами розрахунку будуємо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі (Рис. 3.1).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.03.ПЗ	Арк.
						60

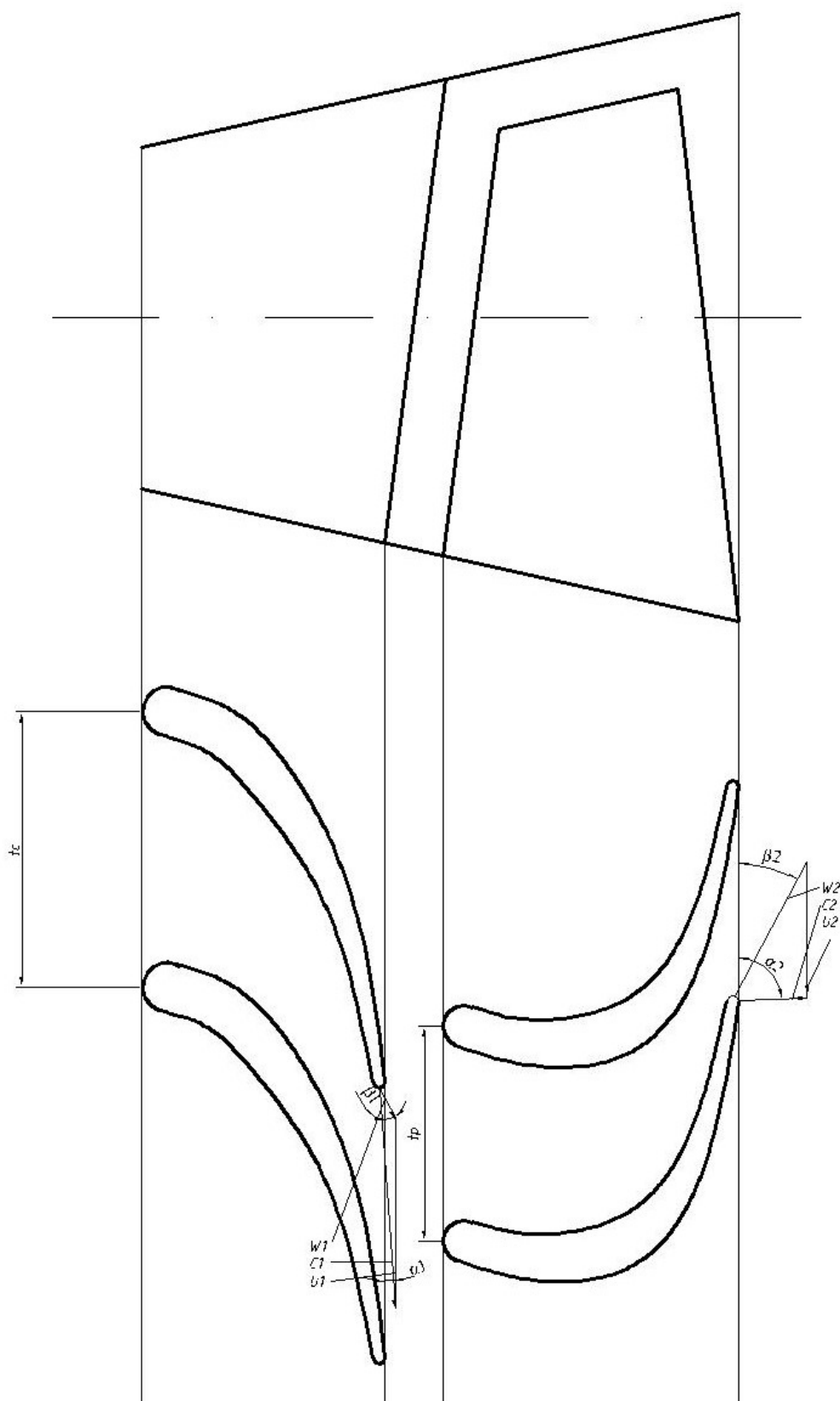


Рис. 3.1. Ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.01.03.ПЗ

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
						КР.142.6231м.01.04.ПЗ				
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
		Студент.	Востріков І.М.				Конструювання та конструктивні розрахунки			
		Керівник	Козловський А.В.							
		Консульт.								
		Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							
							Літ.		Арк.	Аркушів
							62		79	
							НУК			

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
На передньому кінці валу турбіни низького тиску є шліці для з'єднання із задньою цапфою ротора компресора низького тиску. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою ротора ТНТ. Опорний вінець ТНТ утворює проточну частину між ТНТ та силовою турбіною. Він призначений для розміщення опори ротора ТНТ і передньої опори ротора силової турбіни. Складається з корпусу опорного вінця, зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників і шести стійок, які проходять через обтікачі. Стійки з корпусом поєднано пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця турбіни низького тиску – за допомогою компенсаторів.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.01.04.ПЗ				Арк. 63

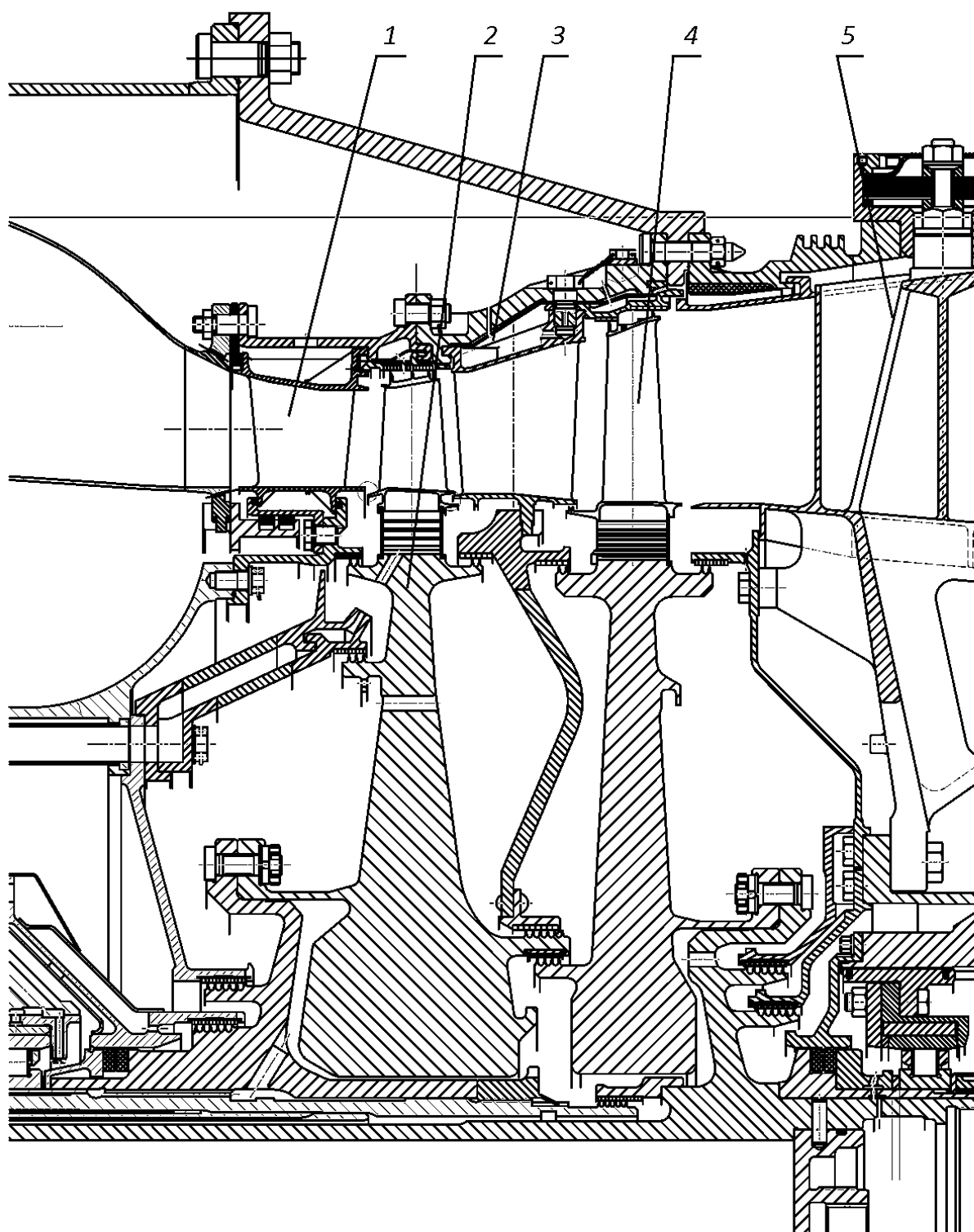


Рис. 4.1. Турбіни високого та низького тисків ГТА:

1,3 – соплові апарати турбіни високого та турбіни низького тисків; 2 – цапфа-диск ТВТ; 4 – ротор ТНТ; 5 – опорний вінець ТНТ

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ	Арк.
						64

4.2. Розрахунок закручення лопаток ТНТ

З термогазодинамічного розрахунку ступеня турбіни низького тиску на середньому діаметрі беремо такі вихідні дані:

Середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp} = 0,9626$ м;

Довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,0790$ м;

Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 333,5569$ м/с;

Кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 16^\circ$;

Швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 555,709$ м/с;

Відношення $(u/c_1)_{cp} = 0,6002$;

Кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 85,41^\circ$;

Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої $c_{2cp} = 172,1425$ м/с;

Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 28,91^\circ$;

Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 364,5636$ м/с;

Швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,9600$;

Швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,9500$;

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталої циркуляції, результати розрахунку зведені до таблиці 4.1.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ	Арк.
						65

Таблиця 4.1 – Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня лопаток	На середньому діаметрі	На периферії ступеня
1. Радіус перерізу r , м	За відомими значеннями D_{cp2} і l_p	0,4428	0,4813	0,5198
2. Відносний радіус r	$2r / D_{cp2}$	0,92	1	1,08
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \cdot r$	306,8738	333,5569	360,2400
4. Абсолютна швидкість виходу потоку із соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{r} \cdot \sqrt{1 + (r^2 - 1) \cdot \sin^2(\alpha_{1cp})}$	591,0703	555,709	526,2447
5. Кут виходу потоку із соплового апарата α_1 , град	$\arctg(r \cdot \tg \alpha_{1cp})$	14,82	16,00	17,25
6. Характеристика ступеня u/c_1	$(u/c_1)_{cp} \cdot (r^2 / \sqrt{1 + (r^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}})$	0,5192	0,6002	0,6845
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg(r \cdot \tg(\alpha_{1cp}) / 1 - (u/c_1) \cdot r^2 / \cos(\alpha_{1cp}))$	25,98	37,45	61,42
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$c_{1cp} \cdot \sin(\alpha_{1cp}) / \sin(\beta_1)$	350,5052	252,5651	174,8859
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg(c_{2cp} \cdot \sin(\alpha_{2cp}) / r \cdot u_{2cp} + c_{2cp} \cdot \cos(\alpha_{1cp}) / r)$	30,3	28,1	26,19
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$w_{2cp} \cdot \sin(\beta_{2cp}) / \sin \beta_2$	340,3747	364,5809	389,1184
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arctg(r \cdot \tg(\alpha_{2cp}))$	85,67	86,01	86,3
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$w_{2cp} \cdot \sin(\beta_{2cp}) / \sin(\alpha_2)$	172,2263	172,1507	172,0913
13. Міра реактивності ρ	$((w_2/\psi)^2 - w_1^2) / (c_1/\psi)^2 + (w_2/\psi)^2 - w_1^2$	0,0143	0,1996	0,3134

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.01.04.ПЗ

Арк.

66

За результатами розрахунку будуюмо трикутники швидкостей на кореновому, середньому та периферійному діаметрі (Рис. 4.2).

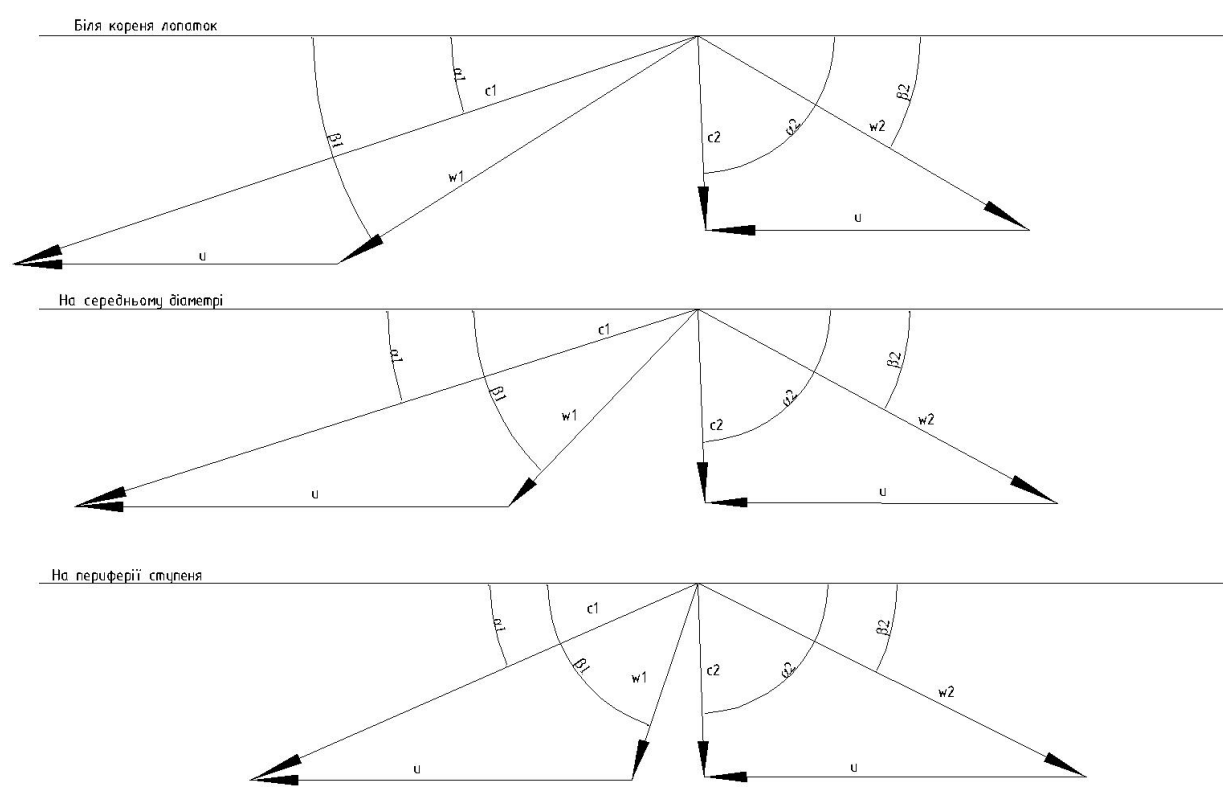


Рис. 4.2. Трикутники швидкостей турбінного ступеня

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ	Арк.
						67

4.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток ТНТ на міцність

Виконано перевірочний розрахунок робочих лопаток одноступінчастої ТНТ на міцність. У якості вихідних даних приймаємо результати попередніх розрахунків:

Витрата газу через турбіну $G = 60,04$ кг/с;

Частота обертання ротора $n = 6618$ об/хв;

Середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,9626$ м;

Довжина робочої лопатки $l = 0,0790$ м;

Число робочих лопаток на вінці $z = 89$;

Температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1090$ К;

Тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 0,7547$ МПа;

Тиск газу за робочими каналами $p_2 = 0,48009$ МПа;

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

Параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі:

Швидкості $c_1 = 555,7090$ м/с та $c_2 = 172,1425$ м/с;

Кути $\alpha_1 = 16^\circ$ та $\alpha_2 = 86,1^\circ$;

Таблиця 4.2 - Геометричні параметри робочої решітки за результатами закручення:

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	25,98	37,45	61,42
Кут виходу потоку до робочої решітки β_2 , град	30,3	28,1	26,16

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

$$T_{розр} = T_1 = K$$

Якщо отримане значення більше, ніж допустима температура металу $T_{доп}$, то це свідчить про необхідність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоаг-

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
КР.142.6231м.01.04.ПЗ	
Арк. 68	

регату. Тому надалі, як розрахункову, слід використовувати допустиму температуру металу лопаток:

$$T_{\text{розр}} = T_{\text{доп}} = 1080\text{K}$$

2) У якості матеріалу для робочих лопаток обрано сплав на нікелевій основі ХС88-ВИ, який має у своєму складі такі 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°C складає 8100 кг/м³.

3)

Таблиця 4.3 - Відомі значення границі тривалої міцності для даного матеріалу:

T, K	σ_{100} , 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 використано спосіб інтерполяції, який запропонували Ф.Ларсон та Дж.Міллер.

Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ХС88-ВИ розраховано за формулою

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

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

Розраховані значення зведено до табл. 4.4.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ					Арк.
										69

Таблиця 4.4 – Розраховані значення

Температура ви- пробувань, К	Час до руйнуван- ня, год	Параметр Ларсо- на-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:

$$\sigma_{Tp} = 8856,10 - 0,56098P_{\text{JI}} + 8,90164 \cdot 10^6 \cdot P_{\text{JI}}^2$$

Для розрахункової температури металу робочих лопаток та часу роботи $\tau = 30000$ годин визначимо параметр Ларсона-Міллера:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}}(\lg \tau + C) = 1080(\lg 30000 + 20) = 26435$$

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

$$\sigma_{Tp} = 450,1 \text{ МПа}$$

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 профілю необхідно встановити:

Його ширину B_p , м;

Кут установки β_v , град;

Хорду b, м;

Найбільшу товщину δ , м;

Найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	За відомим значенням параметра Ларсона-Міллера за допомогою аналітичної формули розраховуємо необхідне значення границі тривалої міцності:
					$\sigma_{тр} = 450,1 \text{ МПа}$
					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 профілю необхідно встановити:
					Його ширину B_p , м; Кут установки β_y , град; Хорду b , м; Найбільшу товщину δ , м; Найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.6231м.01.04.ПЗ

Арк.
70

Таблиця 4.5 – Результати замірювання

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	0,0705	72,76	0,0749	$1,1100 \cdot 10^{-3}$	0.0185	$6,294 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,0705	66,45	0,0790	$1,1500 \cdot 10^{-3}$	0.0192	$6,832 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,0705	55,46	0,0898	$1,2800 \cdot 10^{-3}$	0.0214	$8,461 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю не охолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою:

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

При розрахунку площі профілю охолоджуваної робочої лопатки слід врахувати наявність у перерізі цієї лопатки каналів для проходження охолоджуючого повітря.

Конструкція охолоджуваної робочої лопатки наведена на рис. 4.4.

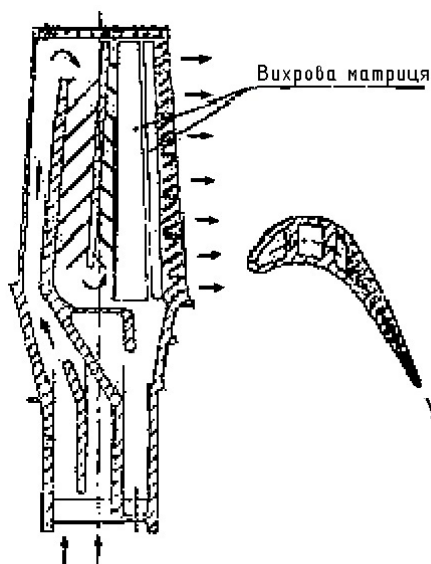


Рис. 4.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ	Арк.
						72

З урахуванням системи охолодження площу поперечного перерізу таких лопаток можна оцінити за формулою

$$F=0,77k_{ox}b\delta,$$

де $k_{ox}\approx 0,55\dots 0,75$ – коефіцієнт зменшення площі.

6) Знаходимо закон зміни площі поперечного перерізу робочої лопатки за висотою

$$F=F_0-ax^m,$$

де $F_0=6,294\cdot 10^{-4}\text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу; x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = (\lg((F_0-F_{\pi})/(F_0-F_{cp}))/\lg(2)) = (\lg((6,294-8,461)\cdot 10^{-4}/(6,294-6,832)\cdot 10^{-4}))/\lg(2) = 2,01$$

$$a=(F_0-F_{\pi})/l^m = (6,294-9,308)\cdot 10^{-4}/0,06 = 3,6117\cdot 10^{-3}$$

де $F_{cp}=6,832\cdot 10^{-4}\text{ м}^2$, $F_{\pi}=8,461\cdot 10^{-4}\text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів.

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\pi} = F_{\pi}/F_0 = 8,461\cdot 10^{-4}/6,294\cdot 10^{-4} = 1.3443$$

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

$$\sigma_p=C/F$$

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2 ; C – відцентрова сила, що діє в даному перерізі, Н.

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega=\pi n/30=3,14\cdot 6618/30= 693,0668\text{ с}^{-1}$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6=(2\pi/z)\rho\omega^2r_6^2\Delta_6h_6=((2\cdot 3,14)/89)\cdot 8100\cdot 693,0668^2\cdot 0,450^2\cdot 0,002\cdot 0,030= 3336\text{ Н}$$

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,450\text{ м}$, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002\text{ м}$ та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,030\text{ м}$ вимілюється безпосередньо із корпусу турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{po}=((m+\mu_{\pi})/(m+1))\cdot((\rho\omega^2/2)D_{cp2}\cdot l+C_6/F_0)=((2,01+1.3443)/(2,01+1))\cdot((8100\cdot 693,0668^2/2)\cdot 0,9626\cdot 0,79+3336/6,294\cdot 10^{-4})= 165,45\text{ МПа}$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ 73

8) Оскільки робочі лопатки перших ступенів турбінної частини сучасних ГТА виконуються з охолодженням, то вони мають приблизно постійну температуру матеріалу за довжиною. Тому на стадії попередніх розрахунків можна обмежитися перевірянням лише найбільш навантаженого кореневого перерізу робочих лопаток.

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: u -а та ζ - η (рис. 4.5). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий та осьовий напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни у бік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

Система координат ζ - η формується головними осями інерції профілю лопатки. Вісь η орієнтовно спрямована паралельно хорді профілю; вісь ζ перпендикулярна попередній і спрямована від коритця до спинки лопатки.

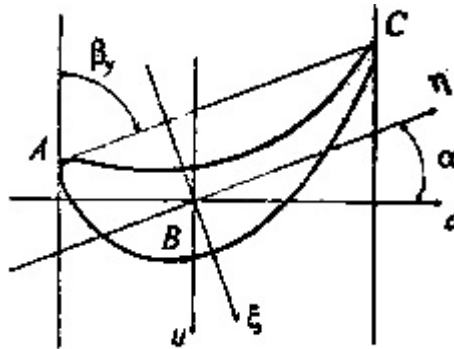


Рис. 4.5. Розміщення координатних вісей

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 26.4$$

де $\beta_y = 63,6^\circ$ - кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки.

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю А, В, С, максимально віддалених від головних вісей інерції. Для цього використовуємо формули:

$$\begin{aligned} W_{\eta A} &\approx W_{\eta C} = -0,053(b\delta^3/h) \cdot (1 + (h/\delta)^2) = \\ &= 0,053(0,0749 \cdot 1,1100 \cdot 10^{-3} / 0,0185) \cdot (1 + (0,0185 / 1,1100 \cdot 10^{-3})^2) = -8,1811 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3 \\ W_{\eta B} &= 0,084b\delta^2 \cdot (1 + (h/\delta)^2) / (1 + 0,46h/\delta) = 0,084 \cdot 0,0749 \cdot 1,11 \cdot \\ &\cdot 10^{-3} \cdot (1 + (0,0185 / 1,11 \cdot 10^{-3})^2) / (1 + 0,46 \cdot 0,0185 / 1,11 \cdot 10^{-3}) = 2,2464 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \\ W_{\zeta A} &= -0,088b^2\delta = -0,088 \cdot 0,0749^2 \cdot 1,11 \cdot 10^{-3} = 5,4799 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3 \end{aligned}$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ				Арк.
									74

$$W_{\zeta B} = -\infty$$

$$W_{\zeta C} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,0749^2 \cdot 1,11 \cdot 10^{-3} = 4,1099 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3$$

де $b = 0,0749$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,00111$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,0185$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю.

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:

$$P_u = (G/z) \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2) = (60,04/89) \cdot (555,7090 \cdot \cos(16) + 172,2089 \cdot \cos(86,1)) = 352,2089 \text{ Н},$$

$$P_a = (G/z) \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) + ((\pi \cdot D_{cp2})/z) \cdot l \cdot (p_1 - p_2) = (60,04/89) \cdot (555,7090 \cdot \cos(16) - 172,2089 \cdot \cos(86,1)) + ((3,14 \cdot 0,9626)/89) \cdot 0,079 \cdot 6,5793 \cdot 10^4 = 523,0377 \text{ Н}$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\zeta} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 523,0377 \cdot \sin(26,4) + 352,2089 \cdot \cos(26,4) = 550,8949 \text{ Н}$$

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 523,0377 \cdot \cos(26,4) - 352,2089 \cdot \sin(26,4) = 306,8132 \text{ Н}$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

Для точки А:

$$\sigma_{\kappa A}^r = ((P_{\zeta} \cdot l/2)/W_{\eta A}) - ((P_{\eta} \cdot l/2)/W_{\zeta A}) = ((550,8949 \cdot 0,079/2)/8,1811 \cdot 10^{-8}) - ((306,8132 \cdot 0,079/2)/5,4799 \cdot 10^{-7}) = -28814000 \text{ Па}$$

Для точки В:

$$\sigma_{\kappa B}^r = ((P_{\zeta} \cdot l/2)/W_{\eta B}) - ((P_{\eta} \cdot l/2)/W_{\zeta B}) = ((550,8949 \cdot 0,079/2)/2,2464 \cdot 10^{-4}) - ((306,8132 \cdot 0,079/2)/-\infty) = 26598000 \text{ Па}$$

Для точки С:

$$\sigma_{\kappa B}^r = ((P_{\zeta} \cdot l/2)/W_{\eta C}) - ((P_{\eta} \cdot l/2)/W_{\zeta C}) = ((550,8949 \cdot 0,079/2)/8,1811 \cdot 10^{-8}) - ((306,8132 \cdot 0,079/2)/4,1099 \cdot 10^{-7}) = -29547000 \text{ Па}$$

Максимальні напруження згину

$$\sigma_{\max}^r = 29,547 \text{ МПа}$$

12. Сумарні напруження в кореновому перерізі

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2\sigma_{\max}^r = 171,3594 \text{ МПа}$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ				
					Арк. 75				

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \sigma_{\text{дл}} / \sigma_{\Sigma} = 450 / 171,3594 = 2,6261,$$

де $\sigma_{\text{дл}} = 450$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури.

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розрахункове значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме, то спроектовані робочі лопатки задовольняють умови міцності.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата
	Взам. інв. №					
	Інв. №					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ 76	

Паливна система призначена для забезпечення за командами САК наступних процесів: подачі паливного газу до запальників при запуску двигуна; дозування паливного газу на стаціонарних і перехідних режимах, у тому числі й при запуску двигуна; припинення подачі паливного газу до форсунок з одночасним дренажем паливного газу з колектора форсунок у свічку [15].

4.4.1. Склад і робота паливної системи

Паливна система (рис. 4.6) складається з блоку паливних агрегатів, розташованих в окремому укритті, та приладового щита, розміщеного у блоці двигуна. Очищений та підігрітий у системі об'єкта паливний газ через блок фільтрації підводиться до стоп-крана 4. За алгоритмом запуску вмикається система плазмового запалювання, після чого подається електроживлення на електромагнітний клапан 3.3. Газ через дросельний пакет, розташований усередині агрегату керування 3, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана 3.1. Стоп-кран 4 відкривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.1 знімається [15].

Після відкриття стоп-крана 4 подається команда на відкриття на задану величину регулюючого клапана 7. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на форсунках першого каналу, що забезпечує надійне запалювання паливного газу від запальників та полум'яперекидання по жарових трубах. Після цього система плазмового запалювання та клапан 3.3 вимикаються.

Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку часу з моменту відкриття стоп-крана 4, САК формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу двигуна здійснює електронна САК за допомогою керування клапанами 7 і 8. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами 6, 9, 10.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Газ через дросельний пакет, розташований усередині агрегату керування 3, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана 3.1. Стоп-кран 4 відкривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.1 знімається [15]. Після відкриття стоп-крана 4 подається команда на відкриття на задану величину регулюючого клапана 7. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на форсунках першого каналу, що забезпечує надійне запалювання паливного газу від запальників та полум'яперекидання по жарових трубах. Після цього система плазмового запалювання та клапан 3.3 вимикаються. Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку часу з моменту відкриття стоп-крана 4, САК формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу двигуна здійснює електронна САК за допомогою керування клапанами 7 і 8. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами 6, 9, 10.
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

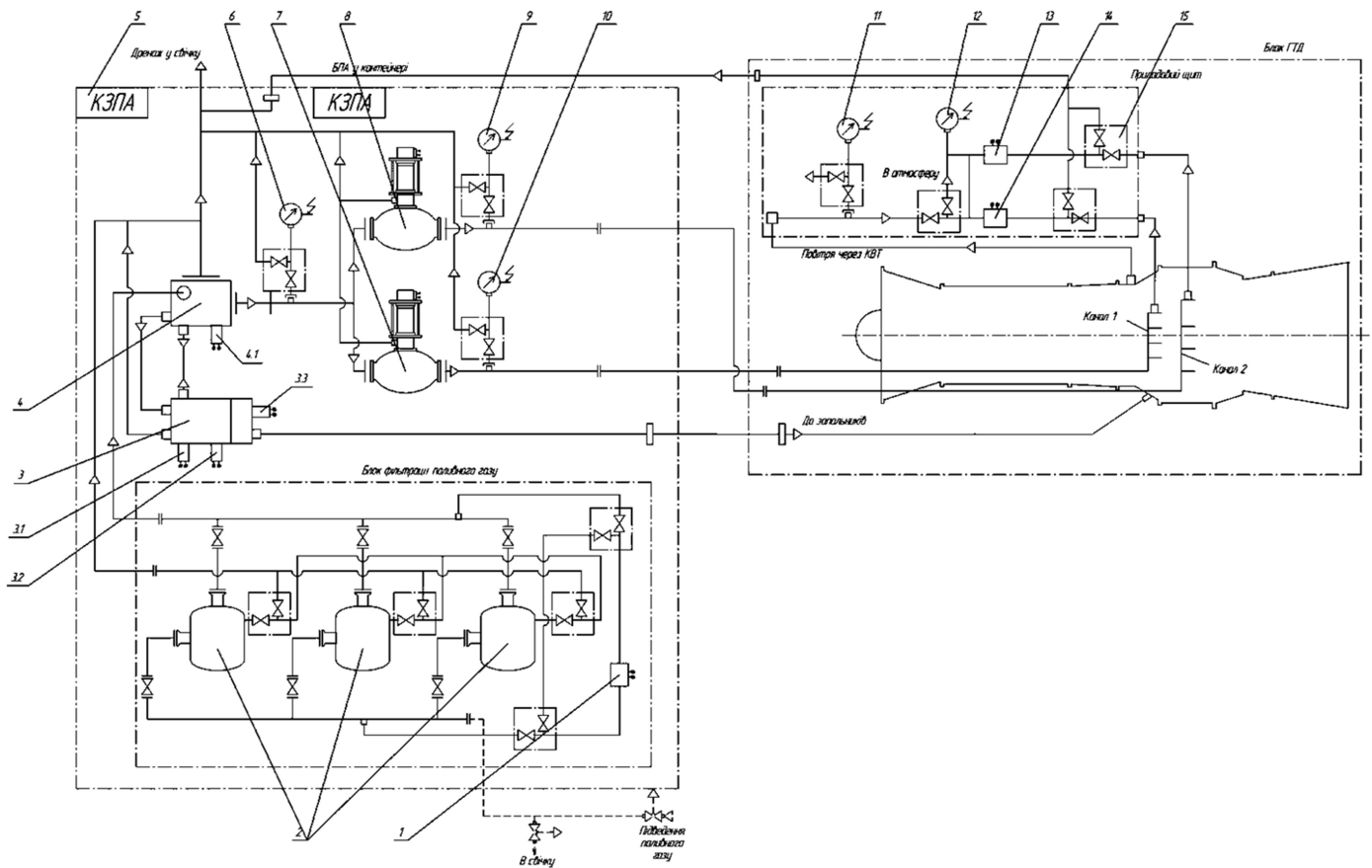


Рис.4.6. Паливна система:

1, 13, 14 - датчики-реле різниці тисків; 2 - фільтр газовий; 3 - агрегат керування; 3.1, 3.2, 3.3 - електромагнітні клапани відповідно відкриття стоп-крана, закриття стоп-крана і пускового газу; 4 - стоп-кран; 4.1 - сигналізатор положення; 5 - з'єднувальна коробка паливних агрегатів (КЗПА); 6, 9, 10, 11, 12 - перетворювачі тиску; 7, 8 - регулюючі клапани; 15, 16 - манометричні крани

Якщо при запуску температура газів за ТНТ перевищить задану, САК видає сигнал на клапан 7, який знижує подачу газу до форсунок Після прогріву двигуна на холостому ходу виконується синхронізація та набір навантаження за програмою САК впливом на регулюючі клапани. Подальша зміна режиму відбувається за командами оператора шляхом зміни величини відкриття клапанів 7 і Нормальна або аварійна зупинка двигуна здійснюється закриттям стоп-крана Для цього необхідно подати електроживлення на електромагнітний клапан 3.2 Стоп-кран закривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.2 знімається. Блок паливних агрегатів поєднує агрегати паливної системи. На рамі розташовані: блок фільтрації паливного газу; перетворювачі тиску 6, 9 і 10, стоп-кран 4, регулюючі клапани 7 і 8; манометричні крани, агрегат керування 3; клемові шафи, трубоп-

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.	
										78	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ						

роводи та елементи кріплення. Манометричні крани призначені для відсікання підведеного середовища до перетворювачів тиску при необхідності їхньої заміни та для стравлювання газу з імпульсних трубопроводів у свічку [15].

Приладовий щит являє собою раму з закріпленими на ній перетворювачами тиску 11 і 12, датчиками-реле різниці тисків 13 і 14 та манометричними кранами 15 і 16. Датчики-реле різниці тисків призначені для видачі в САК сигналу про досягнення заданого значення величини перепаду тисків на форсунках.

з. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інн.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.04.ПЗ		Арк.
							79

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата	
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.05.ПЗ		
	Студент.	Востріков І.М.				Охорона праці	Літ.	Арк.
Керівник	Козловський А.В.						80	88
Консульт.					НУК			
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

5. Охорона праці

Охорона праці - система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я та працездатності людини в процесі трудової діяльності.

5.1. Аналіз умов праці на робочому місці

При виконанні технічного обслуговування ГТА, що працює по технологічній схемі, можуть виникати наступні небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

паливо-мастильні матеріали (бензин, гас, мінеральні і синтетичні мастила, змазки), шкідливі продукти згорання палива, спецрідини, що проникають в організм через органи дихання, шлунково-кишковий тракт, шкіряні поверхні та слизові оболонки;

- підвищений рівень статичної електроенергії;
- підвищений рівень загазованості приміщень;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищений рівень іонізуючого випромінювання в робочій зоні;
- відсутність або недостатність природного освітлення;
- недостатнє освітлення робочої зони;
- підвищена чи понижена температури поверхонь приводу, обладнання і матеріалів;
- підвищена чи понижена температура, вологість та рухомість повітря в зоні технічного обслуговування приводу;
- підвищена напруга в електромережі, замикання, яке може пройти через тіло людини;
- руйнування та розлітання осколків елементів деталей ГТА і виробничого обладнання;
- розташування робочого місця або робочої зони біля неогороджених перепадів по висоті 1,3 м та більше;
- підвищений рівень інфрачервоної радіації від нагрітих частин приводу ГТА;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.05.ПЗ	Арк.
						81

- підвищений рівень ультрафіолетового і теплового випромінювання при виконанні зварних робіт на приводі;
- повітряні всмоктуючі потоки, що рухаються з однаковою швидкістю (зона повітрозабірника ГТА);
- ударна хвиля (вибух ємностей, працюючих під тиском);
- витікаючі струмені газів і рідин із ємностей та трубопроводів, що працюють під тиском;
- підвищена запиленість і загазованість повітря в зоні технічного обслуговування привода;
- фізичні перевантаження (статичні і динамічні) та нервово психічні перевантаження (емоційні);
- повітряні атмосферні потоки (вітер);
- підвищені рівні шуму, вібрації, ультра і інфразвуку при запуску та випробовуванню привода і при ультразвуковому контролю деталей привода;
- фізичні перевантаження при технічному обслуговуванні агрегатів привода, розташованих в важкодоступних місцях;
- хімічні речовини (токсичні, подразливі, впливаючі на репродуктивну функцію), що входять в склад застосовуваних матеріалів (ґрунтовок, клеїв, розчинників, спиртів, лаків, фарб);
- незахищені рухомі елементи привода (ротора двигуна та агрегатів), підйомних механізмів і виробничого обладнання;
- падаючі інструменти та матеріали при роботах по технічному обслуговуванню;
- струмені відпрацьованих газів, що витікають з високими швидкостями при запуску і випробовуванню привода, і предмети, що попали в ці струмені;
- транспортні засоби (візки самохідні і несамохідні) для доставки агрегатів, обладнання;

При експлуатації ГТА забороняється :

- входити у відсік двигуна при запуску і роботі двигуна;
- робити роботи на двигуні, коли система ГТА знаходиться під струмом;

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.05.ПЗ 82

- робити роботи в усмоктувальній камері і вихлопній шахті агрегату під час запуску при роботі двигуна;
- працювати з відкритими дверима відсіку двигуна, ПОП й усмоктувальної камери.

Повітря в маслобаку повинне щодня перевірятися на вміст у ньому горючих газів із записом у журналі. При вмісті горючих газів у маслобаку агрегату більш 1% робота ГТА не допускається.

Не допускається перебування обслуговуючого персоналу біля працюючого агрегату без засобів індивідуального захисту від шуму більш 1 години в плинні однієї робочої зміни.

Припустимий рівень вібрації ГТУ, вимірюваний штатною апаратурою, не повинен перевищувати 60 мм/с.

Герметична перегородка між відсіками двигуна і нагнітача повинна підтримуватися в такому стані, щоб повітря з відсіку нагнітача не проникало у відсік двигуна.

При подачі гарячого повітря від двигуна для обігріву відсіків агрегату необхідно оповіщати про це працюючий у відсіках персонал. При роботі з арматурою гарячого повітря варто користуватися захисними рукавицями.

При відключенні електроенергії необхідно користуватися станційними переносними світильниками напругою 12 В у вибухобезпечному виконанні.

У зимовий час площадки обслуговування ГПА варто періодично очищати від снігу.

Аварійна зупинка агрегату повинна бути проведена в наступних випадках:

- при погрозі безпеки обслуговуючого персоналу, при поломці агрегату, появи металевих стукотів і ударів, сильних витоків масла чи газу, помпажних явищ в агрегаті.

Перед оглядом і ремонтом агрегату з контуру нагнітача повинен бути стравлений газ і в місцях розміщення арматури і пускових пристроїв повинні бути вивішені плакати “Не включати! Працюють люди.”.

Усі роботи з регулювання двигуна можуть здійснюватися тільки при зупиненому агрегаті. Регламентні і ремонтні роботи на двигуні повинні здійснюватися тільки

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.05.ПЗ Арк. 83

Забороняється в контейнерах чи поблизу агрегату зберігати гас, бензин і інші легкозаймисті матеріали.

[illegible]

5.2. Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції

Утворення в виробничих приміщеннях якісного та ефективного освітлення неможливе без застосування раціональних світильників. Найбільш важливою функцією освітлювальної арматури є перерозподіл світлового потоку лампи, що підвищує ефективність освітлювальної установки. Іншим не менш важливим призначенням освітлювальної арматури є збереження очей працівників від впливу надзвичайно великих яскравостей джерел світла.

За характеристиками робіт, які проводяться у приміщенні, також відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 норма освітленості у машинному залі електростанції повинна складати 100 лк.

В якості джерела світла в приміщенні ГПА використовується лампа ЛБ (люмінесцентна біла) в складі світильника ПВЛ1-2х40 (пилевологозахисний люмінесцентний дволамповий) ("Правила влаштування електроустановок") [4].

Розрахунок ведеться за методом коефіцієнта використання світлового потоку, який призначений для розрахунку загального рівномірного освітлення з урахуванням світла, відбитого стінами і стелею. За даним методом визначається кількість світильників, необхідних для створення заданої освітленості [22].

Кількість світильників:

$$N = E_{min} S K_3 Z / n \Phi_{\lambda} \eta = 100 \cdot 510 \cdot 2 \cdot 1.1 / 2 \cdot 2490 \cdot 0.362 = 62.07 \approx 62,$$

де E_{min} – рівень мінімальної освітленості робочих поверхонь у виробничих приміщеннях, лк ;

$S = 30 \cdot 17 = 510 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення;

K_3 - коефіцієнт запасу враховує експлуатаційне зниження освітленості внаслідок забруднення переборок, світильників, а також зменшення світлового потоку ламп у процесі їхньої експлуатації;

Z – коефіцієнт мінімальної освітленості (для люмінесцентних ламп), враховує нерівномірність освітленості і залежить від відношення відстаней між світильниками і від їх типів;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.05.ПЗ	Арк.
						85

$n\Phi_{\text{л}}$ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику (n – кількість ламп; $\Phi_{\text{л}}$ - світловий потік однієї лампи, лм);

η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених у світильнику (залежить від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стелі ρ_n , стін ρ_c , розрахункової поверхні або підлоги ρ_p та індексу приміщення i).

За табл.22,26 [22]: $\rho_n=50$;

$\rho_c=30$;

$\rho_p=10$.

$i=AB/h(A+B)=30 \cdot 17/16(30+17)=0.179$,

де A - довжина приміщення;

B - ширина приміщення;

h - висота приміщення;

тоді, $\eta=0.362$.

Отже, прийнято 62 світильники. Їх розташування здійснюється з урахуванням розміщення обладнання і може бути в шаховому порядку або рядами. Необхідно максимально уникнути виникнення тіней від стаціонарного обладнання, а також забезпечити стабілізацію світлового потоку газоразрядних ламп, що досягається використанням двох- та трьохфазного вмикання в мережу або баластного, ємнісного чи індукційного опору.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.05.ПЗ 86

5.3. Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів

Для зменшення вірогідності найбільш небезпечного фактору на електростанції – пожежі і вибуху—необхідне проведення ряду організаційних, технічних, режимних та експлуатаційних заходів з пожежної профілактики.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію обладнання, протипожежний інструктаж працівників та службовців.

До технічних заходів належать дотримання протипожежних правил, норм при влаштуванні обладнання, опалення, вентиляції, освітлення.

Заходи режимного характеру – це заборона паління в невстановлених місцях та ін.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти та випробування технологічного обладнання.

Для того щоб вчасно виявити витікання, всі горючі гази, які направляються в міські газопроводи, підлягають одоризації, тобто їм надають різкий специфічний запах, за яким їх легко виявити навіть при незначних концентраціях в повітрі приміщень.

Повітря, яке видаляється системами вентиляції і утримує пил, шкідливі речовини, перед викидом в атмосферу повинен очищуватися для того, щоб в атмосферному повітрі не було шкідливих речовин.

Важливим в умовах приміщення ГПА захист від випромінювання теплоти. Засобами такого захисту можуть бути: теплоізоляція нагрітих поверхонь, екранування теплових випромінювань. Теплоізоляція є ефективним заходом не тільки для зменшення інтенсивності теплового випромінювання від нагрітих поверхонь, але також для запобігання опіків при доторканні до цих поверхонь. Для теплоізоляції застосовують різноманітні матеріали і конструкції (спеціальний бетон і цеглу, металеві каркаси, мінеральну і скляну вату, азбест, волок та ін.).

Для запобігання вібрації вже при конструюванні машин (компресорів, турбін, котлів, насосів і т.д.) необхідно знаходити рішення для плавного обтікання деталей машин потоками робочих середовищ. Для зменшення вібрації працюючих машин та

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.05.ПЗ	Арк.
						87

механізмів треба усунути неврівноваженість мас, що обертаються, шляхом балансування. Також дуже часто віброгасіння здійснюють шляхом встановлення агрегатів на фундаменти. Крім того, виключити контакт з вібруючими об'єктами можна використанням огорож, сигналізації.

Своєчасний ремонт дозволяє знизити шум, який є наслідком несправностей та зносу механізмів. Заміна, коли це можливо, підшипників кочення на підшипники ковзання знижує шум на 10-15дБ.

Вибір металу для виготовлення деталей може вплинути на показники вібрації, бо внутрішнє тертя в різних металах неоднакове. Так, наприклад, хромування турбінних лопаток зменшує їх звучність, при збільшенні температури металу на 100-150°C вони стають менш звучними.

Широко застосовують змащення поверхонь, що труться, виконують балансування елементів, що обертаються, використовують прокладочні матеріали та пружні вставки в сполученнях, що також сприяє зменшенню рівня шуму.

Аеродинамічний шум в ГТУ може бути знижений збільшенням зазору між лопатковими вінцями, поліпшенням аеродинамічних характеристик проточної частини компресорів і турбін. Кавітаційний шум може бути знижений поліпшенням гідродинамічних характеристик насосів і вибором оптимальних режимів їх роботи.

Всі заходи щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів є дуже важливими для безпечної роботи виробничого персоналу. Вони повинні виконуватися в комплексі, дотримуватися, де це необхідно, самими працівниками, та бути під контролем адміністрації підприємства.

Інв. № подл.	Підпис і дата																							
	Інв. № дубл.																							
	Взам. інв. №																							
	Підпис і дата																							
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td rowspan="3"> КР.142.6231м.01.05.ПЗ </td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>88</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> </table>											КР.142.6231м.01.05.ПЗ	Арк.						88	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.6231м.01.05.ПЗ	Арк.																		
						88																		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																				

ВИСНОВКИ

1. Виконано патентно-інформаційний пошук з описом сучасних ГТУ. Обрано двигун-прототип підприємства «Зоря-Машпроект» - UGT 25000.

2. Виконано оптимізаційний розрахунок за допомогою навчальної програми «GTA1CC». За результатами побудовано графік залежності ККД та питомої потужності ГТД від загальної міри підвищення тиску у циклі. Обрано оптимальне значення міри підвищення тиску $\pi_k=19$.

3. Виконано детальний тепловий розрахунок для визначення температур та тепло перепадів у проточній частині, тиску газу та повітря в компресорному та турбінному блоках, а також у камері згоряння. Визначені витрати повітря та газу, а також годинна витрата палива і сумарна потужність ГТД.

4. В результаті детального теплового розрахунку ГТА на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності:

ККД агрегату $\eta_e = 0,4609$, питома потужність $N_{\text{пит}} = 412,15 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{N_e} = 0,1561 \text{ кг/(кВт*год)}$.

5. Розраховано основні габарити компресорної частини ГТА, камери згоряння і турбінної частини та проведено їх компонування.

6. Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. КНТ має у своєму складі – 8 ступенів, КВТ - 10 ступенів; частота обертання ротора КНТ – 6618 об/хв, КВТ – 7880 об/хв.

7. Камера згоряння протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 14 жарових труб. Для змішування палива з повітрям та подачі в КЗ призначена форсунка, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

8. Турбінна частина ГТД складається з одноступеневих охолоджуваних турбін високого і низького тисків та осьової п'ятиступінчастої охолоджуваної силової турбіни. Частота обертання ротора силової турбіни 3000 об/хв.

9. У роботі розроблено конструкцію турбіни низького тиску. Як прототип прийнята конструкція аналогічної турбіни ГТА UGT 25000, який виготовляється державним підприємством НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (м.Миколаїв, Україна).

Підпис і дата					
Інв. № дубл.					
Взам. інв. №					
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
КР.142.6231м.01.В.ПЗ					89

10. Виконано розрахунок закручення та перевіряючий розрахунок на міцність робочих лопаток ТНТ.

11. В розділі охорона праці проведено аналіз умов праці, вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата		
Взам. інв. №	Інв. № дубл.				Підпис і дата	Інв. № дубл.		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.01.В.ПЗ	Арк.		
							90	

Список використаних джерел

1. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Сербін С. І. Теоретичні основи проєктування суднових газотурбінних агрегатів : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2003. 304 с.
2. Романовський Г. Ф., Ващиленко М. В., Седько М. П. Основи проєктування компресорів суднових ГТД : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2008. 292 с.
3. Романовський Г. Ф., Сербін С. І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2000. 259 с.
4. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 1 : Агрегати виробництва України та Росії : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2005. 344 с.
5. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Сучасні газотурбінні агрегати : у 2 т. Т. 2 : Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2008. 420 с.

Інв. № подл.		Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					ДП.142.6231м.01.Л.ПЗ				
					91				