

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів
Кафедра теорії авіаційних двигунів

Пояснювальна записка

до дипломної роботи магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Використання 3D методів моделювання потоку при
проектуванні ГТД»

Виконав: студент 6 курсу, групи 261 м
Напряму підготовки (спеціальності)
142. Енергетичне машинобудування,
Газотурбінні установки і компресорні станції
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Лопанчук О. М.

(прізвище та ініціали)

Керівник Кіслов О.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Рубльов В.І.

(прізвище та ініціали)

м. Харків – 2020 рік

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів
Кафедра теорії авіаційних двигунів
Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр
Спеціальність 142. Енергетичне машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Д-р.техн. наук, проф.
(наук. степінь, вчене звання)

Бойко Л.Г.

(підпис)

“ _____ ” _____ 2020 року
(дата)

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Лопанчук Олександр Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Використання 3D методів моделювання потоку при проектуванні ГТД»

керівник роботи Кіслов Олег Володимирович, к.т.н., доц. каф 201
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвердженні наказом вищого навчального закладу від “13”12 2020 року №1991

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи: прототип газотурбінний привід АІ 336-2-10

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): огляд пакетів програм для тривимірного моделювання газового потоку та постановка задачі, проектування ГТД для енергоустановки; дослідження картини течії при обтіканні робочої лопатки компресору та корегування геометрії робочої лопатки з метою поліпшення ізоентропічного ККД ступеня компресора, оцінка економічної ефективності проектування ГТД при використанні 3D методів розрахунку.

4. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

Аркуш №1 (формат 8А1) – поздовжній розріз двигуна;

Аркуш №2 (формат 6А1) – розподіл повної температури, повного тиску та швидкості в міжлопатковому каналі на втулковому, середньому, периферійному перерізі в вихідній та скорегованій лопатці робочого колеса.

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-теоретичний розділ	Кіслов О.В., к.т.н., доц. каф. 201		
Економічний розділ	Кіслов О.В., к.т.н., доц. каф. 201		
Нормоконтролер	Інж. Череповська І. В.		

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на виконання роботи, формулювання цілей і задач роботи	1-й тиждень	
2	Аналіз стану питання, постановка задачі дослідження	3-й тиждень	
3	Аналіз науково-технічної літератури з методів модернізації компресорних лопаток та постановка задачі дослідження	4-й тиждень	
4	Аналіз модернізації робочої лопатки компресора в залежності від геометричних параметрів	5-й тиждень	
5	Розробка метода урахування газової динаміки робочої компресорної лопатки	6-й тиждень	
6	Тримірний розрахунок робочої лопатки компресора	8-й тиждень	
7	Аналіз результатів дослідження та оцінка модернізації робочої лопатки компресора	10-й тиждень	
8	Економічна ефективність	11-й тиждень	
9	Остаточне оформлення пояснювальної записки та креслень	12-й тиждень	

Студент

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Звіт про випускню роботу магістра: 89 стор., 21 табл., 54 рис., 6 чорт.

Об'єкт дослідження – робоче колесо ступеня осевого компресора газоперекачувального агрегату на основі АІ 336-2-10.

Мета роботи-дослідження можливостей поліпшення ККД осевого компресора ГТД газоперекачувального агрегату.

Методи дослідження-розрахунково-теоретичні.

Досліджено можливості поліпшення ККД осевого компресора ГТД газоперекачувального агрегату.

Робота складається з чотирьох основних розділів: огляд методів проектування ГТД їх роль і місце 3D методів проектування, проектування ГТД і профілювання лопаткових вінців, оцінка скорегованих лопаткових вінців робочого колеса ступеня осевого компресора, економічна частина.

У першому розділі проведений аналіз літератури і розроблений план роботи. У другому розділі спроектовано газотурбінний привід газоперекачувального агрегату. У третьому розділі виконали дослідження течії робочого колеса ступеня осевого компресора, трьохвимірними розрахунками, які дають можливість оцінити газодинамічні параметри робочого колеса ступеня осевого компресора з скорегованими вінцями робочих лопаток. В економічній частині була проведено економічна оцінка ефективності використання 3D методів розрахунку при проектування ГТД.

Ключові слова: робоча лопатка, кут встановлення, ізоентропічне ККД робочого колеса ступеня осевого компресора, переріз робочої лопатки, ступінь підвищення тиску, витрачений напір.

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Критичний огляд літератури і постановка завдання дослідження	7
1.1 Огляд 3D методів (пакетів прикладних програм) і областей їх використання	8
1.2 Огляд методів проектування ГТД їх роль і місце 3D методів проектування	9
1.3 Побудова завдання проектування ГТД з використанням 3D методів	13
2. Проектування ГТД і профілювання першого ступеня КВТ	14
2.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД	15
2.2 Вибір параметрів циклу та обґрунтування ККД елементів ГТД	15
2.3 Термогазодинамічний розрахунок двигуна	19
2.4 Узгодження параметрів компресора і турбіни	23
2.5 Газодинамічних розрахунок компресора	27
2.6 Профілювання ступеня компресора	37
2.7 Газодинамічний розрахунок турбіни	50
2.8 Висновок по розділу	57
3. Дослідження та оцінка модернізованих лопаткових вінців	59
3.1 Постановка завдання	60
3.2 Створення 3D моделі пера лопатки в програмі SIEMENS NX	60
3.3 Тривимірний газодинамічний розрахунок РК першого ступеня компресора високого тиску	64
3.4 Побудова геометрії розрахункової області	64
3.5 Побудова сітки контрольних об'ємів	65
3.6 Завдання граничних умов	67
3.7 Рішення задачі обтікання потоком лопатки РК першого ступеня КВТ	69
3.8 Обробка отриманих результатів розрахунку	69
3.9 Дослідження та оцінка модернізація форми лопатки робочого колеса	71
3.10 Висновки по розділу	81
4. Економічна частина	82
4.1 Оцінка економічної ефективності впровадження 3D методів розрахунку.	83
4.2 Висновки по розділу	84
Висновки по роботі	85
Перелік посилань	88

Вступ

У сучасному машинобудуванні в умовах гострої конкуренції на світових ринках особливої актуальності для двигунобудівних підприємств має проблема випуску конкурентоздатної продукції. При цьому необхідно враховувати якість продукції, що випускається, стислі терміни і вартість виробу.

Сучасний газотурбінний двигун повинен володіти високими параметрами енергозброєності, ефективності і екологічності. Вузли двигуна витримують величезні навантаження від тиску і температури, і створення надійно працюючих двигунів не представляється можливим без застосування сучасних методів розрахунку.

Застосування комп'ютерного моделювання та систем автоматизованого інженерного аналізу відкриває нові можливості для вдосконалення та оптимізації характеристик авіаційних двигунів. Пропозиція використання пакетів прикладних програм при проектуванні ГТД для спрощення та вдосконалення, візуалізації розрахунків, аналізів деталей вузлів двигуна.

Метою роботи магістра є дослідження і модернізація робочої лопатки робочого колеса першого ступеня КВТ. Для цього треба вирішити такі завдання:

1. Спроекувати об'єкт дослідження - робочу лопатку компресора;
2. Провести розрахунок газової динаміки робочої лопатки компресора;
3. Дослідження і модернізація робочої лопатки компресора і порівняння результатів.

1 КРИТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ И ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ
ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Огляд 3D методів (пакетів прикладних програм) і областей їх використання

Сучасні підприємства не зможуть вижити у всесвітній конкуренції, якщо не будуть випускати нові продукти кращої якості, більш низької вартості за менший час. Тому вони прагнуть використовувати величезні можливості пам'яті комп'ютерів, їх високу швидкодію і можливості зручного графічного інтерфейсу для того, щоб автоматизувати і зв'язати один з одним завдання проектування і виробництва, які раніше були вельми нудними і зовсім не пов'язаними один з одним. Таким чином скорочується час і вартість розробки і випуску продукту. Для цієї мети використовується технологія автоматизованого проектування CAD, автоматизованого виробництва CAM і автоматизованої розробки або конструювання CAE. Визначення CAD/CAM/CAE розглянуті нижче.

Автоматизоване проектування (computer-aided design – CAD) представляє технологію, полягає в використанні комп'ютерних систем для полегшення створення. Зміни, аналізу та оптимізації проектів. Таким чином, будь-яка програма, що працює з комп'ютерною графікою, так само як і будь-який додаток, що використовується в інженерних розрахунках, відноситься до систем автоматизованого проектування. Іншими словами, безліч засобів CAD простягається від геометричних програм для роботи з формулами до спеціалізованих додатків для аналізу та оптимізації. Між цими крайнощами вміщуються програми для аналізу допусків, розрахунку мас-інерційних властивостей, моделювання методів кінцевих елементів і візуалізації результатів аналізу. Найголовніша функція CAD – визначення геометрії конструкції, оскільки геометрія визначає всі наступні етапи життєвого циклу продукту. Для цієї мети зазвичай використовується системи розробки робочих креслень і геометричного моделювання. Ось чому ці системи зазвичай і вважаються системами автоматичного проектування. Більш того, геометрія, визначена в цих системах, може використовуватися в якості основи для подальших операцій в системах CAM і CAE. Це одна з найбільш значних переваг CAD, що дозволяє економити час і скоротити кількість помилок, пов'язаних з необхідністю визначати геометрію конструкції з нуля кожен раз, коли вона потрібна в розрахунках. Отже, можна, стверджувати, що системи автоматизованої розробки робочих креслень і системи геометричного моделювання є найбільш важливими компонентами автоматизованого проектування (AutoCAD, Bricscad, Autodesk Inventor, SolidWorks, SolidEdge, Компас-3D, NX, CATIA, PTC Creo, T-FLEX)

Автоматизоване виробництво (computer-aided manufacturing - CAM) - це технологія, яка полягає у використанні комп'ютерних систем для планування, управління і контролю операцій виробництва через прямий або непрямий інтерфейс з виробничими ресурсами підприємства. Одним з найбільш зрілих підходів до автоматизації виробництва є числове програмне управління (ЧПУ, numerical control – NC). ЧПУ полягає в використанні запрограмованих команд

для управління станком, який може шліфувати, різати, фрезерувати, штампувати, згинати і іншими способами перетворювати заготовки в готові деталі. У наш час комп'ютери здатні генерувати великі програми для верстатів з ЧПУ на підставі геометричних параметрів виробів з бази даних САД і додаткових відомостей, що надаються оператором. Дослідження в цій області концентрується на скороченні необхідності втручання оператора (PowerMILL, Mastercam, Autodesk ArtCAM, Autodesk FeatureCAM, DeskProto).

Ще одна важлива функція систем автоматизованого виробництва – програмування роботів, які можуть працювати на гнучких автоматизованих ділянках, вибираючи і встановлюючи інструменти і оброблювані деталі на верстатах з ЧПУ. Роботи можуть також виконувати свої власні завдання, наприклад займатися зваркою, збіркою і переносом обладнання і деталей по цеху.

Автоматизація конструювання (computer-aided engineering – CAE) – це технологія, яка полягає у використанні комп'ютерних систем для аналізу геометрії САД, моделювання і вивчення поведінки продукту для удосконалення та оптимізації його конструкції. Засоби CAE можуть здійснювати безліч різних варіантів аналізу. Програми для кінематичних розрахунків, наприклад, здатні визначати траєкторії руху і швидкості ланок у механізмах. Програми динамічного аналізу з великими зсувами можуть використовуватися для визначення навантажень і зсувів складних складових пристроїв типу автомобілів. Програми перевірки та аналізу логіки і синхронізації імітують роботу складних електронних ланцюгів (ANSYS, AutoDYN, CFX, Fluent, Maxwell, DesignModeler, ICEM, Gambit, Autodesk Simulation, NX Nastran, SolidWorks Simulation).

Не можна, не відзначити, що з усіх методів комп'ютерного аналізу найбільш широко в конструюванні використовується метод кінцевих елементів (finite-element method – FEM). З його допомогою розраховуються напруги, деформації, теплообмін, розподіл магнітного поля, потоки рідин і інші завдання з безперервними середовищами, вирішувати які будь-яким іншим методом виявляється просто непрактично. У методі кінцевих елементів аналітична модель структури є з'єднанням елементів, завдяки чому вона розбивається на окремі частини, які вже можуть оброблятися комп'ютером [1].

1.2 Огляд методів проектування ГТД їх роль і місце 3D методів проектування

У сучасній промисловості найбільшу популярність придбали дані методи проектування газотурбінних двигунів 1D, 2D, квазі 3D і 3D. Дані методи активно використовуються при проектуванні двигунів, але у кожного є свої особливості. Розглянемо їх на прикладі, програм, які використовувалися у розробці двигуна AI336-2-10, які став основою для даної роботи. 1D методи розрахунку описані нижче.

Термогазодинамічний розрахунок (програма GTD.EXE) – розраховується на заданому режимі, при якому всі розміри, прохідні перетини елементів і частота обертання роторів вважаються зафіксованими. Розрахунок виконується для $G_p = 1 \text{ кг/с}$.

Формування «вигляду» (програма Slgt2.exe) – ув'язка параметрів турбокомпресора дає можливість забезпечити оптимальні геометричні та газодинамічні співвідношення, що визначають «обличчя» двигуна в розрахункових перетинах, забезпечити нормальне завантаження ступенів турбіни і допустимі напруги в лопатках турбіни [6,7].

Газодинамічний розрахунок компресора (програма GDROK.EXE) і турбіни (програми GDRGT. EXE і GFT.EXE) – програми мають схожі особливості. Розрахунок кожної з його ступенів проводиться на середньому радіусі т. я. параметри потоку на середньому радіусі ступеня відповідають усередненим по висоті лопатки параметрам ступеня. Для поліпшення цієї відповідності в якості середнього радіусу приймають середньгеометричний радіус ступеня.

Узагальнивши, можна заявити, що 1D розрахунки виконуються на заданих режимах роботи уздовж проточної частини двигуна, кожен ступінь розраховується на середньому радіусі, по висоті лопатки, а течія рівномірна при нехтуванні в'язкості потоку та прикордонним шаром.

Основною особливістю 2D розрахунку є додаванням ще однієї осі, за підсумком ми розрахунок ведемо в осях x і y . Уздовж яких ми можемо розраховувати характеристики лопатки, вихідними даними для даного розрахунку є газодинамічні і кінематичні параметри профільованого ступеня, на середньому радіусі, для профілювання робочої лопатки на радіусі який цікавить. Їх отримують в результаті газодинамічного розрахунку компресора або турбіни. Далі вибирають закон крутки потоку і за відповідними формулами розраховуються всі параметри.

Модельна течія розглядається як усталене, осесимметричне, при постійних гідравлічних втрат по радіусу. Для розрахунку осесимметричної течії в вінцях зазвичай широко використовуються чисельні методи. Для спрощення вважають, що течія рухається в осьовій ступені відповідно до рівняння радіальної рівноваги. Також у двомірних методах розрахунку нехтували параметром C_R , в'язкості потоку, прикордонним шаром, перетіканням і просторовістю каналу РК.

Профільовання робочої лопатки (програми GFRK.EXE і ОСК.EXE) – це квазі 3D метод, по суті своїй вкрай схожий на 2D розрахунок з ідентичними особливостями. В даному методі, кількість перетинів, які розраховують від 3, до тієї кількості, якою можна повністю описати профіль лопатки котра цікавить конструктора. За допомогою ряду перетинів створюється можливість отримати геометричний профіль лопатки в більшості CAD програм, які підтримують 3D.

Далі черга тривимірного методу. Його особливість в тому, що цей метод немає недоліків попередників і є можливість враховувати прикордонний шар, яким в попередніх методах нехтували.

Всі істотні зміни параметрів течії відбуваються всередині прикордонного шару. За товщину прикордонного шару δ приймають значення нормальної до потоку на 1%.

Розглянемо структуру турбулентного прикордонного шару (рисунок 1.2.1, а). Усередині турбулентного прикордонного шару виділяють вузький ламінарний (в'язкий) підшар, в якому локальне число Рейнольдса мало. За ним слідує перехідна (буферна) зона і зона розвиненої турбулентності. Зона, що межує із зовнішньою течією, називається зовнішньою, або слідовою. Для опису профілю швидкості у вузькій пристінній області в теорії прикордонного шару використовують спеціальні безрозмірні змінні:

$$u_{\tau} = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}}, \quad y^{+} = \frac{y \cdot u_{\tau}}{\nu}.$$

Вимірювання середнього профілю швидкості в прикордонному шарі в залежності від логарифма y^{+} показані на рисунку 1.1, б. Всередині ламінарного підшару, $0 \leq y^{+} < 10$, швидкість лінійно залежить від y^{+} . У зоні розвиненої турбулентності всі вимірювання швидкості лежать поблизу прямої $2,5 \cdot \ln(y^{+}) + 5,45$, з якої профіль «звляється» при переході в зовнішню слідову частину шару, причому для більш високих Re значення y^{+} верхньої межі логарифмічної зони вище. Ці закономірності поведінки швидкості поблизу стінки носять назву універсального Закону стінки-сліду [2].

3D методи розрахунку за допомогою САЕ програм є передовим, кращого методу на сьогоднішній день, немає. У сучасному світі, коли великих проблем отримати персональний комп'ютер немає, а їх можливості дозволяють встановити практично будь-яку програму для розрахунків будь-якої складності і спрямованості. Розрахувати напруження, деформації, теплообмін, розподіл магнітного поля, потоки рідин і інші завдання з безперервними середовищами, можна і навіть потрібно за допомогою тривимірних методів, інші не практичні. Результати отримані рішенням задач цими методами, близькі до експериментальних. А терміни і вартість подібного підходу незрівнянно нижче, ніж при проведенні експериментів. Даючи вичерпну інформацію про параметри всіх точок розглянутої області потоку. У слідстві число необхідних експериментів зменшується для проектування і доведення, що безсумнівно позитивно впливає на вартість і термін розробки виробу. Сучасне ПО здатне вгамувати потреби будь-якої складності і масштабу, все залежить від цілей конструктора, завдання дослідження та глибина пізнання програми, в якій він працює.

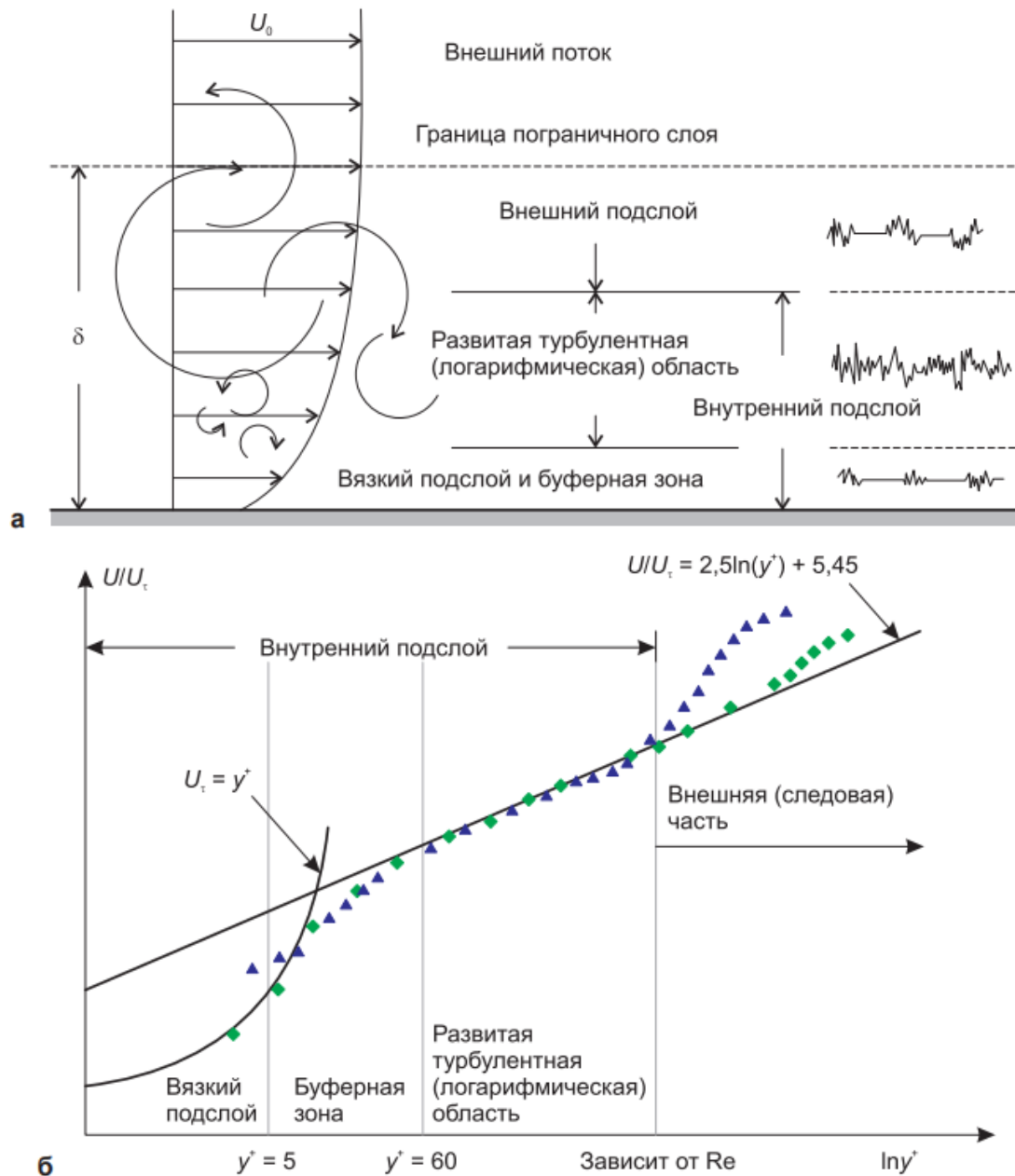


Рисунок 1.1 Структура турбулентного прикордонного шару (а) і профіль швидкості в прикордонному шарі в змінних Законах стінки-сліду (б) [3].

Тривимірний метод не дивлячись на всі свої переваги, має також недоліки, велика залежність від якості 1D, 2D, квазі 3D методів розрахунку, ніж вони досконаліші, тим менша відхилення порівнюючи параметри розраховані з допомогою 3D методів. Дуже велике значення має кваліфікація конструктора, його пізнання програми в яких він веде свою діяльність, т. я. вони на сьогоднішній день мають дуже великі обсяги можливостей, щоб пізнати його і навчитися користуватися ними, потрібно витратити не одну сотню годин.

Прорахувавши раз, отримати ідеальний варіант немає можливості, особливо це стосується складних і в той же час масштабних проектів.

1.3 Побудова завдання проектування ГТД з використанням 3D методів

Завдяки появі ANSYS з'явилася можливість оцінки газової динаміки в лопаткових вінцях.

Метою роботи магістра є дослідження і модернізація робочої лопатки робочого колеса першого ступеня КВТ. Для цього треба вирішити такі завдання:

1. Спроекувати об'єкт дослідження - робочу лопатку компресора;
2. Провести розрахунок газової динаміки робочої лопатки компресора;
3. Дослідження і модернізація робочої лопатки компресора і порівняння результатів.

2 ПРОЕКТУВАННЯ ГТД І ПРОФІЛЮВАННЯ ПЕРШОГО СТУПЕНЯ КВТ

2.1 Обґрунтування потужності і частоти обертання силової турбіни ГТД

Двигун, який проектується призначений для приводу нагнітача природного газу.

Номінальна потужність 10,5 МВт, політропічний ККД = 0,82%.

Відношення тисків (ступінь підвищення) $\varepsilon = 1,35$.

Комерційна продуктивність $Q = 265 \text{ м}^3/\text{хв}$.

$n_{\text{ст}} = 6500 \text{ об/хв}$ – номінальна частота валу.

У роботі обрано без редукторна схема, при цьому $n_{\text{ст}} = n_{\text{н}} = 6500 \text{ об/хв}$.

Така схема приведена на рисунок 2.1.

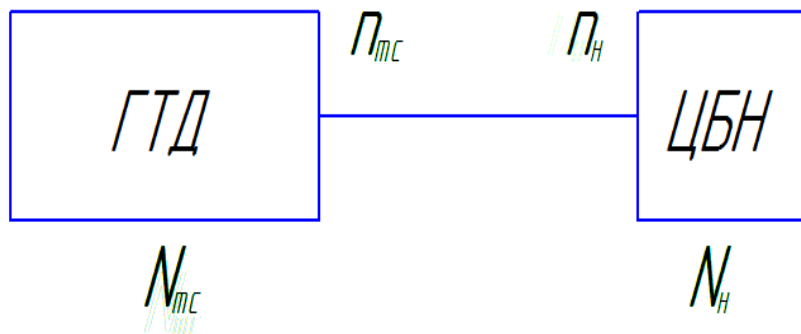


Рисунок 2.1 – Схема трансмісії

Потужність вільної турбіни обчислюється за такою формулою:

$$N_{\text{тс}} = N_{\text{н}} \cdot K_{\text{зап}} = 10500 \cdot 1,0761 = 11300 \text{ кВт};$$

де $K_{\text{зап}}$ коефіцієнт запасу потужності, що враховує втрати потужності в процесі експлуатації при зносі і забруднень проточної частини ($K_{\text{зап}} = 1,0761$).

2.2 Вибір параметрів циклу та обґрунтування ККД елементів ГТД

При проектуванні двигун розраховують на заданому режимі, при якому вважають всі розміри, прохідні перетини елементів і частоти обертання роторів зафіксованими.

Вибір основних параметрів двигуна впливає на ефективність його роботи як силової установки. Розрахунок виконується для $G_{\text{п}} = 1 \text{ кг/с}$. У розрахунок обчислюють параметри в характерних перетинах двигуна. Ці дані в подальшому використовуються для узгодження параметрів компресора і турбіни, формування вигляду двигуна. Основними вимогами до даного двигуна є: висока економічність (малі значення питомої витрати палива) і висока питома

потужність. Виходячи з призначення і умов експлуатації двигуна вибирають параметри циклу (π_k^* и T_g^*), а також вузлів ($\sigma_{кс}, \sigma_{вх}, \sigma_{рн}, \eta_k, \eta_g, \eta_T, C_c$).

Якщо вибір параметрів розрахункового режиму правильний, то забезпечується найбільш прийнятне протікання характеристик двигуна у всьому діапазоні його експлуатаційних режимів. В основу оптимізації параметрів закладаються різні критерії, метою яких є досягнення максимуму потужності, мінімуму питомої витрати палива, забезпечення надійності на нерозрахованих режимах і ін. Основними параметрами робочого процесу двигуна при постійних умовах на вході в ГТД, що суттєво впливають на його питомі параметри, є температура газу T_g^* і ступінь підвищення тиску в компресорі π_k^* .

Розвиток матеріалознавства і технології виробництва ГТД, поступове вдосконалення систем охолодження лопаток, турбін дозволили істотно підвищити допустимі значення T_g^* . Тенденція до підвищення T_g^* в газотурбінних установках (ГТУ) пояснюється, перш за все, тим, що це дає можливість істотно підвищити питому потужність, що тягне за собою зменшення габаритних розмірів двигуна і його маси. При цьому знижується питома витрата палива.

Для забезпечення надійної роботи турбіни при високих значеннях температури газу ($T_g^* > 1250$ К) необхідно застосовувати лопатки які охолоджуються. Потрібна кількість повітря для охолодження залежить від температури газу і способу охолодження турбіни, що призводить до зниження питомої потужності і зростання питомої витрати палива. Для розрахунку вибираємо кілька значень $T_g^* = 1371, 1381, 1391, 1401, 1411$ К.

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає збільшення значення ступеня підвищення тиску (π_k^*) в компресорі. Але значення ступеня підвищення тиску обмежується ускладненням конструкції і, отже, збільшенням маси і габаритів двигуна. Вибір високих значень π_k^* при проектуванні призводить до отримання малих висот лопаток останнього ступеня компресора і перших ступенів турбіни. Це в свою чергу призводить до зростання втрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів і зниження відносної точності виготовлення лопаток. При розрахунку вибираємо кілька значень $\pi_k^* = 12,55 \dots 26,55$.

ККД компресора може бути представлений як добуток:

$$\eta_k = \eta_k^* \cdot \eta'_m;$$

де η_k^* – ізоентропічний ККД компресора за параметрами загальмованого потоку; η'_m – механічний ККД компресора, що враховує втрати в його опорах. Зазвичай $\eta'_m = 0,985 \dots 0,995$. Приймаємо $\eta'_m = 0,99$.

Величина ізоентропічного ККД визначається за формулою:

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi_k^{*k} \eta_{ст}^* - 1};$$

де $\eta_{ст}^*$ – середнє значення ККД ступенів компресора, на розрахунковому режимі. Середнє значення ККД ступенів в багатоступеневих компресорах сучасних двигунів лежить в межах $\eta_{ст}^* = 0,84 \dots 0,9$. Приймаємо $\eta_{ст}^* = 0,843$.

Таким чином, отримуємо залежність η_k від π_k^* представлену в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Залежності η_k від π_k^*

π_k^*	12,55	13,55	14,55	15,55	16,55	17,55	18,55	19,55	20,55	21,55	22,55	23,55	24,55	25,55	26,55
η_k	0,845	0,843	0,842	0,841	0,840	0,839	0,838	0,837	0,836	0,835	0,834	0,833	0,833	0,832	0,831

ККД неохолоджуваної турбіни ($T_{г}^* \leq 1250 \text{ K}$) лежить зазвичай в діапазоні $\eta_{т \text{ неохл}}^* = 0,9 \dots 0,92$. Приймаємо $\eta_{т \text{ неохл}}^* = 0,91$.

Для обчислення ККД охолоджуваних турбін рекомендується використовувати наступну формулу:

$$\eta_{тк}^* = \eta_{т \text{ неохл}}^* - 0,000125(T_{г}^* - 1250);$$

Таким чином, отримуємо залежність $\eta_{тк}^*$ от $T_{г}^*$ представленою в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Залежність $\eta_{тк}^*$ от $T_{г}^*$

Величина	Значення				
$T_{г}^*, \text{ K}$	1371	1381	1391	1401	1411
$\eta_{тк}^*$	0,9029	0,9019	0,9009	0,8999	0,8989

Вхідний пристрій двигуна дозвуковий з криволінійним каналом. Коефіцієнт відновлення повного тиску для таких пристроїв становить $\sigma_{вх} = 0,97 \dots 0,99$. Якщо на вході в двигун є пилозахисні пристрої, втрати повного тиску зростають до $\sigma_{вх} = 0,92 \dots 0,96$.

Так як ГТД призначений для газоперекачувального агрегату (ГПА), то його експлуатація ведеться в наземних умовах, що вимагає установки системи складних каналів підведення повітря (робочого тіла) до двигуна і установки засобів пиловловлювання. У зв'язку з такими умовами роботи приймаємо $\sigma_{вх} = 0,98$.

Втрати повного тиску в камерах згоряння викликаються гідравлічним і тепловим опором: $\sigma_{кс} = \frac{P_{г}^*}{P_{к}^*} = \sigma_{гидр} \cdot \sigma_{тепл}$;

Гідралічний опір визначається, в основному, втратами в дифузори, фронтівому пристрої, при змішуванні струменів, при повороті потоку ($\sigma_{\text{гідр}} 0,93 \dots 0,97$). Приймаємо $\sigma_{\text{гідр}} = 0,96$.

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до рухомого газу. Для основних камер згорання зазвичай $\sigma_{\text{тепл}} = 0,97 \dots \dots 0,99$. Приймаємо $\sigma_{\text{тепл}} = 0,9825$.

Визначаємо величину коефіцієнта втрат повного тиску в камері згорання:

$$\sigma_{\text{кс}} = \sigma_{\text{гідр}} \cdot \sigma_{\text{тепл}} = 0,96 \cdot 0,9825 = 0,943;$$

Втрати тепла в процесі горіння пов'язані з неповним згоранням. Втрати тепла оцінюють коефіцієнтом повноти згорання $\eta_{\text{г}}$. На розрахунковому режимі основних камер цей коефіцієнт приймають рівним $\eta_{\text{г}} = 0,97 \dots 0,99$. Приймаємо для КЗ $\eta_{\text{г}} = 0,99$.

Наявність перехідного патрубку між турбіною компресора і силовою турбіною, оцінюють коефіцієнтом відновлення повного тиску і вибирають в залежності від форми каналу ($\sigma_{\text{пт}} = 0,98 \dots 1$). Приймаємо $\sigma_{\text{пт}} = 0,99$.

Вихідний пристрій ГТУ зазвичай виконують дифузори. Коефіцієнт відновлення повного тиску зазвичай складає $\sigma_{\text{рн}} = 0,97 \dots \dots 0,99$. Приймаємо $\sigma_{\text{рн}} = 0,98$.

Втрати потужності в опорах ротора і відбір потужності на привід допоміжних агрегатів $\eta_{\text{м}} = 0,98 \dots 0,99$. Приймаємо $\eta_{\text{м}} = 0,985$.

Вибір швидкості витікання з вихідного пристрою стаціонарної ГТУ, характеризує втрачену кінетичну енергію на виході з двигуна, тому її доцільно зменшувати. З іншого боку, зменшення швидкості на виході C_c призводить до зростання габаритних розмірів двигуна через зростання площі зрізу випускного каналу. Вихідна швидкість становить $C_c = 90 \dots 120 \text{ м/с}$. Приймаємо $C_c = 90 \text{ м/с}$.

Розрахунок двигуна проводиться програмою GTD.EXE. Двигун який проектуємо призначений для роботи на природному газі, тому в розрахунок використовуємо значення, теплотворної здатності палива для природного газу $H_u = 50500 \text{ кДж/кг}$ і кількість повітря необхідна для повного згорання одного кілограма газу становитиме $L_o = 17,2 \text{ кг}_v/\text{кг}_T$.

Сучасні двигуни мають складну систему охолодження гарячих частин на перших ступенях турбіни. Необхідно також проводити підігрів елементів вхідного пристрою, оскільки потрапляння в проточну частину двигуна льоду може призвести до пошкодження лопаток. Для всіх цих потреб потрібно повітря, що відбирається через компресора або будь-якого його ступеня. Відбір стисненого повітря оцінюється відносною величиною $\Delta \bar{G}_{\text{в отб}}$. Для розрахунку приймаємо $\Delta \bar{G}_{\text{в отб}} = 0,065$.

2.3 Термогазодинамічний розрахунок двигуна

Метою термогазодинамічного розрахунку двигуна є визначення основних питомих параметрів ($N_{e\text{пт}}$ – питомої потужності, $C_{e\text{пт}}$ – питомої витрати палива) і витрати повітря $G_{\text{п}}$.

Розрахунок проводиться для варіантів з метою виявлення впливу різних значень $\pi_{\text{к}}^*$ і на питомі параметри двигуна, що дає можливість вибрати оптимальний варіант розрахункових параметрів. Розрахунок виконується за допомогою ЕОМ. Програма для розрахунку: GTD.exe [4]. Результати представлені в таблицях 2.3 – 2.5.

За результатами багатоваріантного термогазодинамічного розрахунку будуємо графіки залежностей $N_{e\text{пт}} = f(\pi_{\text{к}}^*, T_{\text{Г}}^*)$, $C_{e\text{пт}} = f(\pi_{\text{к}}^*, T_{\text{Г}}^*)$ (см. рисунки 2.2, 2.3).

Таблиця 2.3 – Результати термогазодинамічного розрахунку на ЕОМ

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1					ДАТА 2. 6.19								
TG=	1371.	1381.	1391.	1401.	1411.	АНТК=	.903	.902	.901	.900	.899		
PIK=	12.55	13.55	14.55	15.55	16.55	АНК =	.844	.843	.842	.841	.840		
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД													
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:			G=	1.00	DGO=	.065	HU=	.5000E+08	LO=	17.20			
H=	.00	MH=	.000	CC=	90.0	NTB=	.910	ПВВ=	1.000	ТВВ=	1.000	NB=	1.000
SB=	.980	SK=	.943	NG=	.990	SPT=	.990	SPH=	.970	NM=	.985	НРД=	1.000
TN=	288.15	ТНО=	288.15	ТВО=	288.15	PH=	101325.	PHO=	101325.	PBO=	99299.	VH=	.0
ТГ	ПК	NEY	CE	NK	NTK	КПД							
1371.	12.55	274.7	.2203	.8440	.9030	.3269							
1371.	13.55	273.4	.2172	.8430	.9030	.3316							
1371.	14.55	271.6	.2148	.8420	.9030	.3352							
1371.	15.55	269.4	.2128	.8410	.9030	.3384							
1371.	16.55	266.8	.2112	.8400	.9030	.3409							
1381.	12.55	279.6	.2197	.8440	.9020	.3277							
1381.	13.55	278.5	.2165	.8430	.9020	.3325							
1381.	14.55	276.8	.2140	.8420	.9020	.3364							
1381.	15.55	274.7	.2120	.8410	.9020	.3397							
1381.	16.55	272.2	.2103	.8400	.9020	.3423							
1391.	12.55	284.5	.2191	.8440	.9010	.3287							
1391.	13.55	283.5	.2160	.8430	.9010	.3334							
1391.	14.55	282.0	.2134	.8420	.9010	.3374							
1391.	15.55	279.9	.2113	.8410	.9010	.3408							
1391.	16.55	277.6	.2096	.8400	.9010	.3435							
1401.	12.55	289.4	.2186	.8440	.9000	.3294							
1401.	13.55	288.6	.2153	.8430	.9000	.3344							
1401.	14.55	287.1	.2127	.8420	.9000	.3385							
1401.	15.55	285.2	.2106	.8410	.9000	.3419							
1401.	16.55	282.9	.2088	.8400	.9000	.3448							
1411.	12.55	294.4	.2180	.8440	.8990	.3303							
1411.	13.55	293.6	.2147	.8430	.8990	.3353							
1411.	14.55	292.3	.2121	.8420	.8990	.3394							
1411.	15.55	290.5	.2100	.8410	.8990	.3429							
1411.	16.55	288.3	.2082	.8400	.8990	.3458							

Таблица 2.4 – Результаты термогазодинамического расчета

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1					ДАТА 2. 6.19						
TG=	1371.	1381.	1391.	1401.	1411.	АНТК=	.903	.902	.901	.900	.899
PIK=	17.55	18.55	19.55	20.55	21.55	АНК =	.839	.838	.837	.836	.835
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД											
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:			G=	1.00	DGO=	.065	HU=	.5000E+08	LO=	17.20	
H=	.00	MH=	.000	CC=	90.0	NTB=	.910	ПВВ=	1.000	ТВВ=	1.000
NB=1.000											
SB=	.980	SK=	.943	НГ=	.990	SPT=	.990	SPH=	.970	NM=	.985
НРД=1.000											
ТН=	288.15	ТНО=	288.15	ТВО=	288.15	PH=	101325.	PHO=	101325.	PBO=	99299.
.0											
ТГ	ПК	NEУ	СЕ	НК	NTK	КПД					
1371.	17.55	264.0	.2100	.8390	.9030	.3429					
1371.	18.55	260.9	.2091	.8380	.9030	.3444					
1371.	19.55	257.6	.2084	.8370	.9030	.3455					
1371.	20.55	254.1	.2080	.8360	.9030	.3461					
1371.	21.55	250.5	.2079	.8350	.9030	.3463					
1381.	17.55	269.4	.2091	.8390	.9020	.3443					
1381.	18.55	266.4	.2082	.8380	.9020	.3459					
1381.	19.55	263.2	.2075	.8370	.9020	.3471					
1381.	20.55	259.8	.2070	.8360	.9020	.3479					
1381.	21.55	256.2	.2067	.8350	.9020	.3483					
1391.	17.55	274.9	.2083	.8390	.9010	.3457					
1391.	18.55	271.9	.2072	.8380	.9010	.3474					
1391.	19.55	268.8	.2065	.8370	.9010	.3487					
1391.	20.55	265.5	.2060	.8360	.9010	.3495					
1391.	21.55	262.0	.2057	.8350	.9010	.3500					
1401.	17.55	280.3	.2075	.8390	.9000	.3469					
1401.	18.55	277.5	.2064	.8380	.9000	.3488					
1401.	19.55	274.4	.2056	.8370	.9000	.3502					
1401.	20.55	271.2	.2050	.8360	.9000	.3512					
1401.	21.55	267.8	.2046	.8350	.9000	.3519					
1411.	17.55	285.8	.2067	.8390	.8990	.3482					
1411.	18.55	283.0	.2056	.8380	.8990	.3502					
1411.	19.55	280.0	.2047	.8370	.8990	.3517					
1411.	20.55	276.9	.2041	.8360	.8990	.3528					
1411.	21.55	273.5	.2037	.8350	.8990	.3534					

Таблица 2.5 – Результаты термогазодинамического расчета

ТГДР ГТД-Р NT= 1 5 5 1					ДАТА 2. 6.19						
TG=	1371.	1381.	1391.	1401.	1411.	АНТК=	.903	.902	.901	.900	.899
PIK=	22.55	23.55	24.55	25.55	26.55	АНК =	.834	.833	.833	.832	.831
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД											
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:			G=	1.00	DGO=	.065	HU=	.5000E+08	LO=	17.20	
H=	.00	MH=	.000	CC=	90.0	NTB=	.910	ПВВ=	1.000	ТВВ=	1.000
NB=1.000											
SB=	.980	SK=	.943	НГ=	.990	SPT=	.990	SPH=	.970	NM=	.985
НРД=1.000											
ТН=	288.15	ТНО=	288.15	ТВО=	288.15	PH=	101325.	PHO=	101325.	PBO=	99299.
.0											
ТГ	ПК	NEУ	СЕ	НК	NTK	КПД					
1371.	22.55	246.7	.2079	.8340	.9030	.3463					
1371.	23.55	242.9	.2081	.8330	.9030	.3460					
1371.	24.55	239.6	.2081	.8330	.9030	.3460					
1371.	25.55	235.6	.2086	.8320	.9030	.3452					

Продовження таблиці 2.5

1371.	26.55	231.6	.2093	.8310	.9030	.3441
1381.	22.55	252.6	.2066	.8340	.9020	.3484
1381.	23.55	248.8	.2069	.8330	.9020	.3481
1381.	24.55	245.6	.2067	.8330	.9020	.3483
1381.	25.55	241.6	.2072	.8320	.9020	.3475
1381.	26.55	237.6	.2077	.8310	.9020	.3466
1391.	22.55	258.4	.2055	.8340	.9010	.3503
1391.	23.55	254.7	.2056	.8330	.9010	.3502
1391.	24.55	251.5	.2054	.8330	.9010	.3505
1391.	25.55	247.6	.2058	.8320	.9010	.3499
1391.	26.55	243.7	.2063	.8310	.9010	.3489
1401.	22.55	264.2	.2044	.8340	.9000	.3522
1401.	23.55	260.6	.2045	.8330	.9000	.3521
1401.	24.55	257.5	.2042	.8330	.9000	.3525
1401.	25.55	253.7	.2045	.8320	.9000	.3521
1401.	26.55	249.8	.2049	.8310	.9000	.3513
1411.	22.55	270.1	.2034	.8340	.8990	.3539
1411.	23.55	266.5	.2034	.8330	.8990	.3541
1411.	24.55	263.4	.2031	.8330	.8990	.3546
1411.	25.55	259.7	.2033	.8320	.8990	.3542
1411.	26.55	255.8	.2036	.8310	.8990	.3537

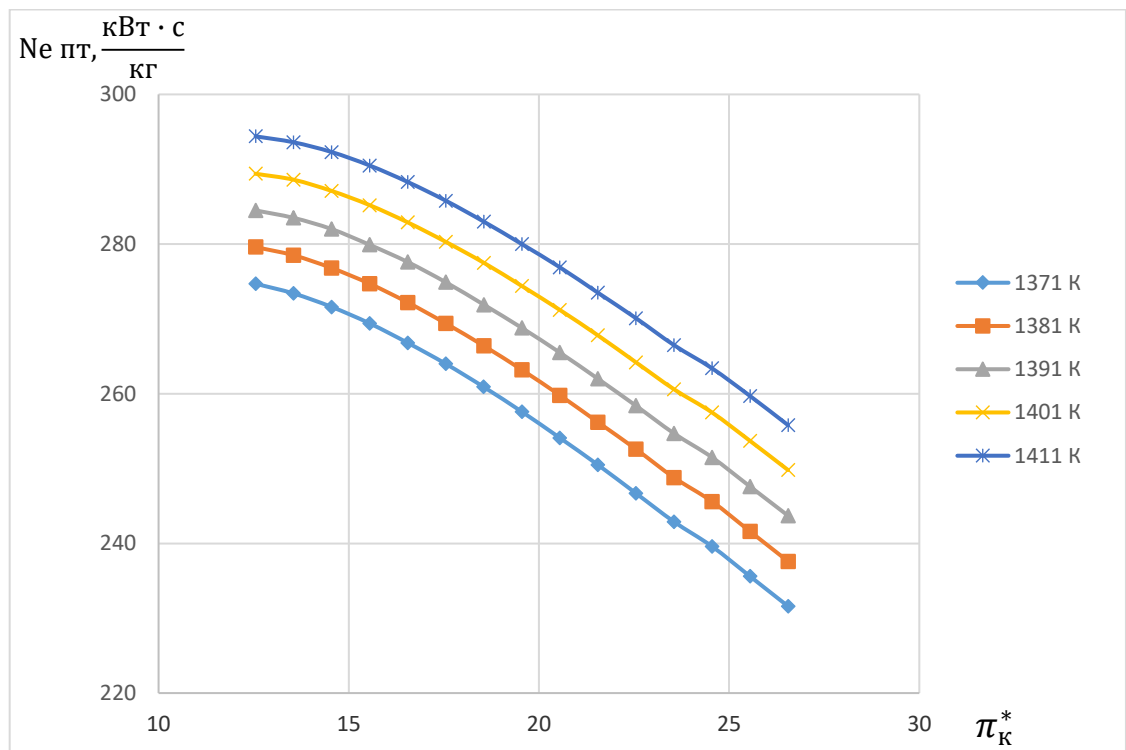


Рисунок 2.2 – Вплив параметрів робочого процесу на питому потужність

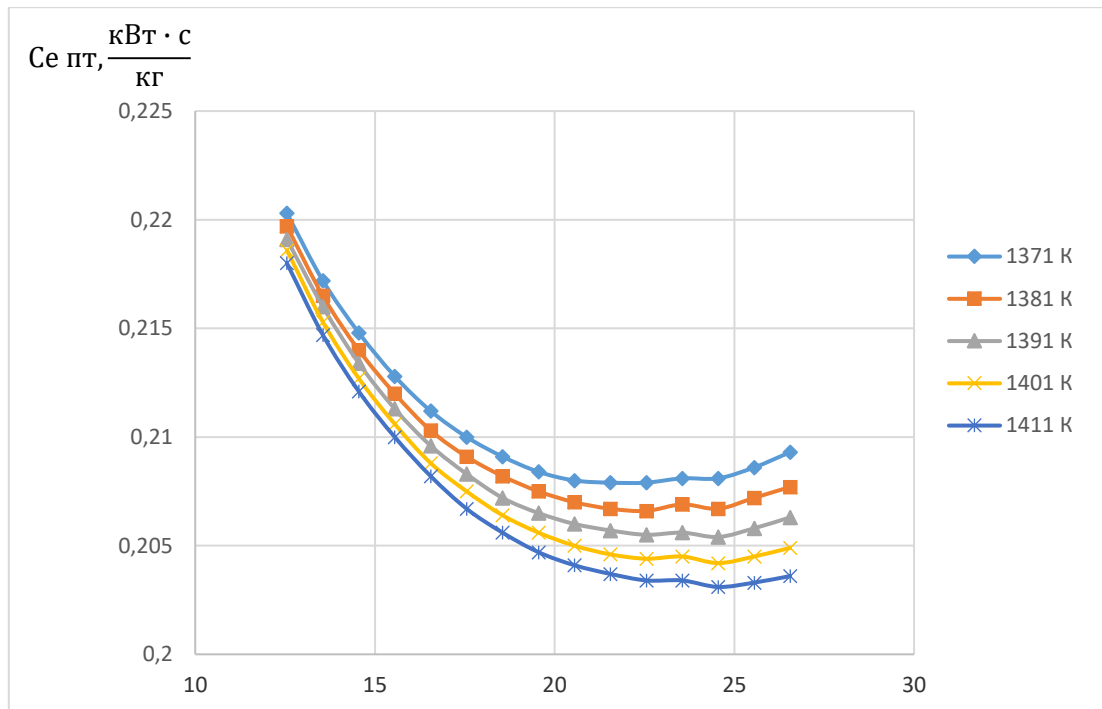


Рисунок 2.3 – Вплив параметрів робочого процесу на питому витрату палива

З огляду на тип охолодження і матеріали, що використовують при виготовленні лопаток турбіни двигуна прототипу, вибираємо $T_{г}^* = 1391$ К. Оскільки великі значення $T_{г}^*$ вимагає застосування більш складного охолодження лопаточних вінців, а менші - знизять економічність ГТД.

Із рисунків 2.2, 2.3 видно, що при $T_{г}^* = 1391$ К, яку обрано, мінімальне значення питомої витрати палива відповідає $\pi_{кр\text{ек}}^* = 24,5$ а максимальна питома потужність відповідає $\pi_{кр\text{опт}}^* = 12,5$. В якості розрахункового параметра вибираємо $\pi_{кр}^* = 21,55$.

У діапазоні $\pi_{кр\text{опт}}^* \dots \pi_{кр}^* = 12,5 \dots 24,5$ $C_{e\text{пт}}$ істотно зменшується (збільшується η_e) при незначному зменшенні $N_{e\text{пт}}$. подальше збільшення $\pi_{кр}^* > \pi_{кр}^*$ недоцільне, тому що призводить до суттєвого зменшення $N_{e\text{пт}}$ і, отже, до збільшення габаритів двигуна.

Для обраних параметрів в розрахунковій точці $T_{г}^* = 1391$ К і $\pi_{кр}^* = 21,55$ виконуємо термогазодинамічний розрахунок, результати якого представлені в таблиці 2.6

Таблиця 2.6 - Результати термогазодинамічного розрахунку двигуна в розрахунковій точці

ТГДР	ГТД-Р	NT=	1	1	1	1	ДАТА	2. 6.19					
TG=	1391.	1350.	1300.	1250.	1400.	АНТК=	.892	.905	.910	.912	.907		
PIK=	21.55	14.00	16.00	18.00	11.50	АНК =	.835	.846	.842	.836	.862		
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГТД													
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:			G=	1.00	DGO=	.065	HU=	.5000E+08	LO=	17.20			
H=	.00	MH=	.000	CC=	90.0	NTB=	.910	ПВВ=	1.000	ТВВ=	1.000	NB=	1.000
SB=	.980	SK=	.943	NG=	.990	SPT=	.990	SPH=	.970	NM=	.985	НРД=	1.000
ТН=	288.15	ТНО=	288.15	ТВО=	288.15	РН=	101325.	РНО=	101325.	РВО=	99299.	ВН=	.0
СХЕМА ПЕЧАТИ:			NEY	NE	CE	QT	АКС	GT	FC	LC			
			TK	ТТК	ТТ	PK	РГ	РТК	PT	PC			
			NK	NTK	LK	LTK	LTV	ПТК	ПТВ	ПТ			
			КПД	LCB	NP	СРГ	КГ	РГ					
			СРВ	KB	RB								
ТГ=	1391.0	ПК=	21.550	SR=	.000	SR1=	1.000	SR2=	1.000	TCO=	748.9		
257.9	257.9		.2090		.1601E-01	3.631	53.89		.2349E-01	.1820			
744.0	964.1		748.9		.2140E+07	.2018E+07	.3442E+06		.1064E+06	.1033E+06			
.8350	.8920		.4787E+06		.5115E+06	.2579E+06	5.804		3.234	18.96			
.3445	.2936E+06		.8920		1198.	1.315	287.4						
1040.	1.381		287.0										

В результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома потужність $N_{e_{пт}} = 257,9$ кВт·с/кг, питома витрата палива $C_{e_{пт}} = 0,2090$ кг/кВт·г. Визначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перетинах. Отримані значення основних питомих параметрів проєктованого двигуна відповідають рівню значень параметрів сучасних двигунів.

Витрата повітря визначили за формулою:

$$G_b = \frac{Ne}{Ne_{пт}} = \frac{11300}{257,9} = 43,82 \left(\frac{\text{КГ}}{\text{С}} \right);$$

2.4 УЗГОДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОМПРЕСОРА І ТУРБІНИ

Формування «вигляду» проточної частини ГТД – фактично найбільш важливий початковий етап проєктування двигуна. Він слідує за виконанням термогазодинамічного розрахунку, він передує газодинамічні розрахунками компресора і турбіни.

Погодження параметрів турбокомпресора дає можливість забезпечити оптимальні геометричні та газодинамічні співвідношення, що визначають вигляд двигуна в розрахункових перерізах, забезпечити нормальне завантаження ступенів турбіни і допустимі напруги в лопатках турбіни [5,6].

Двигун, який проєктуємо, складається з двохвального газогенератора і вільної турбіни. Вихідні дані для розрахунку: корисна потужність на валу вільної турбіни двигуна, відносні геометричні співвідношення двигуна-прототипа,

значення осьових швидкостей в основних перерізах двигуна і окружні швидкості на периферії робочих коліс перших ступенів обох каскадів компресора, кількість ступенів каскадів компресора і турбін, термогазодинамічний розрахунок двигуна на вибраному режимі. Ефективна потужність двигуна $N_e=11300$ кВт.

Відносний втулковий діаметр на виході з компресора високого тиску не повинен перевищити значення $\bar{d}_k=0,92$. Зменшення розміру лопаток фактично призводить до неможливості отримання прийнятних значень ККД компресора, через зростання відносних радіальних зазорів, а також зменшення числа Рейнольдса і підвищення втрат при обтіканні лопаток малого розміру. Виходячи з цього, висоту лопатки на виході з компресора високого тиску, обмежують величинами 12 ...20мм.

Методика погодження параметрів компресора і турбіни заснована на детальному аналізі геометричних співвідношень і параметрів двигуна-прототипа, застосувань рівнянь зв'язку компресора і турбін (баланси масових витрат, потужностей, частот обертання), оцінка властивостей проточних частин турбін і компресорів. При узгодженні основних вузлів двигуна, найважливішими вважаються ті чинники, які забезпечують максимально можливий рівень ККД вузлів і достатні запаси стійкої роботи компресорів низького і високого тиску у всьому діапазоні їх режимів роботи. Також надається велике значення отриманню досить високого ресурсу і мінімальної маси вузлів.

Погодження параметрів компресора і турбіни проводять у програмі Slgt2.exe за інструкціями в методичному посібнику [6].

Деякі вхідні дані, необхідні для розрахунку, вже були отримані в результаті термогазодинамічного розрахунку.

Двигуні має проточну частину КНТ з постійним середнім діаметром; КВТ – з постійним зовнішнім діаметром; ТВТ – з постійним втулковим діаметром; ТНТ – з постійним втулковим діаметром; вільна турбіна – з постійним втулковим діаметром.

Також для рахунку потрібні деякі геометричні співвідношення двигуна-прототипа:

- $D_{\text{ср ТВТ}}/D_{\text{к КВТ}} = 1,18$ - відношення середнього діаметра ТВТ на виході до зовнішнього діаметру КВТ на вході;

- $D_{\text{ср ТНТ}}/D_{\text{к КНТ}} = 1,00$ - відношення середнього діаметра ТНТ на виході до зовнішнього діаметру КНТ на вході;

- $D_{\text{ср тс}}/D_{\text{к КНТ}} = 1,31$ - відношення середнього діаметра вільної турбіни на виході до зовнішнього діаметру КНТ на вході.

Результати узгодження параметрів наведені в таблиці 2.7. «вигляд» проточної частини двигуна зображений на рисунку 2.4.

Таблица 2.7 - Результаты формування «вигляду» двигуна

Исходные данные:							
Neуд= 257.9	Се = .2090	КПДк= .8350	КПДтк= .8920				
Lк = 478660.	Lтк*= 511540.	Lтс*= 257880.	КПДтс= .9100				
Срг =1198.2	Кг =1.3155	Срв =1039.6	Кв =1.3813				
Ne = 11300.	Gв = 43.82						
дов = .600	Дсртн/Дк =1.000	Дсртс/Дк =1.310					
дово= .919	D1цс/Дкко=1.000	D2цс/Дко =1.000					
	D4цс/D2цс=1.000	Дсртв/Дко=1.180					
Lкн/Lк = .390	КПДкн* = .875	Сркнв = .985					
Lок/Lкв=1.000	КПДок* = .875	Сркоц =1.000					
Mзтс =3.176	Сртвн = .990	Сртнс = .990					
Uк = 380.0	Uквд = 390.0						
Результаты расчета:							
* КНД *	Кф = 2	Zк = 7.					
Lк*= 184811.	Пік*= 4.777	КПД*= .8750	Uк = 380.0				
Дк = .6706	доб = .6000	док = .8477	Hzс= .2048				
	ннд =10822.						
* ОК ВД *	Кф = 1	Zк = 7.					
Lк*= 289063.	Пік*= 4.580	КПД*= .8748	Uк = 390.0				
Дк = .5080	доб = .7900	док = .9186	Hzс= .2715				
	нвд =14664.						
* ТВД *	Кф = 3	Zт = 1.					
Lт*= 312039.	Піт*= 2.671	КПД*= .8920	(h/D)т= .0668				
Уср= 452.9	Mз = 1.521	Дср = .5994	(h/D)т= .0963				
Sp = 197.6	Tw* =1216.2						
* ТНД *	Кф = 3	Zт = 1.					
Lт*= 199501.	Піт*= 2.195	КПД*= .8569	(h/D)т= .0911				
Уср= 370.2	Mз = 1.456	Дср = .6706	(h/D)т= .1381				
Sp = 189.2	Tw* =1021.3						
* ТС *	Кф = 3	Zт = 2.					
Lт*= 257880.	Піт*= 3.234	КПД*= .9100	(h/D)т= .1040				
Уср= 284.9	Mз = 3.176	Дср = .8785	(h/D)т= .1882				
Sp = 152.8	Tw* = 782.7	нтс = 6500.					
Сечение\Параметр: Т* : Р* : С : С/акр : F							
	: К :	Па :	м/с :	--- : кв.м			
в - в	288.	99299.	190.0	.6134 .2261			
к КНД - к КНД	466.	474325.	170.0	.4316 .0787			
в КВД - в КВД	466.	467210.	180.0	.4570 .0762			
к - к	744.	2139900.	143.0	.2873 .0317			
г - г	1391.	2017900.	124.7	.1850 .0707			
т ТВД - т ТВД	1131.	755622.	180.0	.2963 .1087			
г ТНД - г ТНД	1131.	748066.	170.0	.2798 .1158			
т ТНД - т ТНД	964.	344220.	190.0	.3387 .1951			
г ТС - г ТС	964.	340778.	180.0	.3208 .2070			
т - т	749.	106450.	210.0	.4247 .4564			
	Дн1	Дср1	Двт1	Дн2	Дср2	Двт2	Zст
КНД	.6706	.5530	.4024	.5966	.5530	.5057	7.
ОК ВД	.5080	.4577	.4013	.5080	.4877	.4666	7.
ТВД	.6191	.5804	.5416	.6571	.5994	.5416	1.
ТНД	.6940	.6360	.5780	.7632	.6706	.5780	1.
ТС	.8787	.7959	.7132	1.0439	.8785	.7132	2.

М 1: 20.0

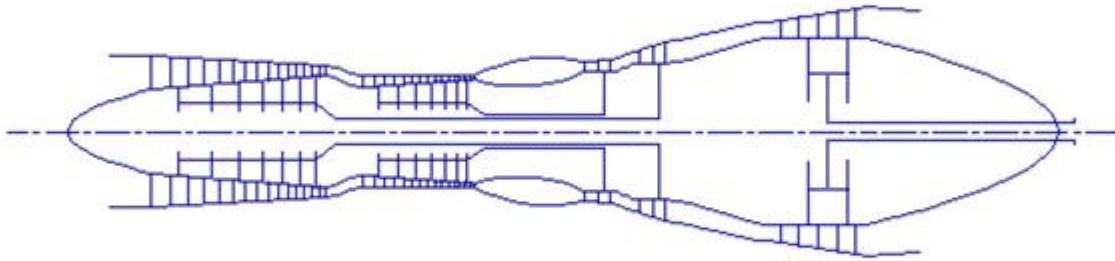


Рис.

Рисунок 2.4 - Схема проточної частини двигуна.

На базі розрахунку було сформовано «вигляд» двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільною двухступеневою турбіною. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахункових режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним середнім діаметром, з 7 ступенями, значення ККД $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,875$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{\text{З КНТ}} = 0,2048$.

КВТ - з постійним зовнішнім діаметром, з 7 ступенями, ККТ $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8748$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{\text{З КВТ}} = 0,2715$.

Відносний діаметр втулки на виході з останнього ступеня КВТ $\bar{d}_{\text{к}} = 0,79$, що не перевищує допустимого $\bar{d}_{\text{к доп}} = 0,9186$.

Турбіна високого тиску, середньонапружена ($\mu_z = 1,521$), має одну ступінь, значення $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,892$, забезпечена умова $(h/D)_T = 0,0668 > 0,065$.

Турбіна низького тиску, середньонапружена ($\mu_z = 1,456$), має одну ступінь, значення $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,8569$.

Вільна турбіна високонавантажена ($\mu_z = 3,176$), має 2 ступені, значення $\eta_{\text{ТС}}^* = 0,91$, забезпечена умова $(h/D)_T = 0,1882 < 0,32$.

Також розраховані значення: T^* , P^* , S в основних перетинах двигуна і площі цих перетинів.

Дані, які отримані при узгодженні - основа для проектування основних вузлів двигуна. Результати узгодження не є остаточними, а будуть змінюватися на подальших етапах розрахунку при проектуванні і доведенні компресора, турбін.

2.5 ГАЗОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

Для здійснення процесу стиснення в ГТД зазвичай використовують осьові компресори. Це пояснюється їх високими ККД, можливістю регулювання продуктивності, натиски таких компресорів в досить широких межах за рахунок зміни кількості ступенів і їх діаметральних розмірів.

Попередній газодинамічний розрахунок осьового компресора представляє собою послідовний розрахунок кожного з його ступенів на середньому радіусі. Вважають, що параметри потоку на середньому радіусі ступеня відповідають середнім по висоті лопатки параметрам ступеня. Для поліпшення цієї відповідності в якості середнього радіусу приймають середньгеометричний радіус ступеня. Компресор проектованого двигуна 14-ти ступеневий.

Основна мета газодинамічного розрахунку осьового компресора – отримання остаточних геометричних розмірів і кількості ступенів при заданому π_k^* . Необхідно ефективно розподілити π_k^* , роботу і ККД між усіма ступенями компресора.

Коефіцієнт витраченого напору \bar{N}_Z по ступенях регулюємо таким чином, щоб найбільш завантаженими були середні ступені, а до входу і виходу з компресора значення \bar{N}_Z поступово зменшувалася. Перші ступені мають велике значення подовження лопаток h/b , працюють в досить складних умовах на вході в компресор (можлива нерівномірність тисків, температур і поля швидкостей). На останніх ступенях на ККД ступеня в значній мірі впливає величина відносних радіальних зазорів. При малій висоті лопаток ступеня відбувається істотне зниження ККД внаслідок зростання відносного радіального зазору.

Розподіл решти параметрів виконано відповідно до рекомендації, викладеними в [7].

Видаткова складова швидкості падає від входу до виходу для зменшення кінцевих втрат в інших ступенях, а також для того, щоб мати невисокі швидкості на вході в камеру згоряння. Щоб уникнути падіння ККД зниження S_a в межах ступеня не повинно перевищувати 10...15 м/с.

При виборі характеру зміни ρ_k уздовж проточної частини кожного каскаду компресора необхідно враховувати, що зростання температури потоку, відповідно збільшенню швидкості звуку, дозволяє використовувати ступені з більш високими ступенями реактивності в групі останніх ступенів для забезпечення напрямку потоку на виході з кожного каскаду осьового компресора, близького до осьового.

Газодинамічний розрахунок компресора виконаний за допомогою програми `gdrok.exe`. Програма `gdrok.exe` призначена для газодинамічного розрахунку багатоступінчастого осьового компресора на середньому радіусі. Вихідні дані розрахунку заносяться в файл `gdrok.dat`, а результати, отримані за допомогою виконаного файлу `gdrok.exe` – в файл `gdrok rez`. Програма `gdrok` має і програму

графічного супроводу gfk.exe, файл вихідних даних який gfk.dat формується при роботі файлу gdrok.exe. Використання файлу gfk.exe при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю як вихідного розподілу параметрів ступенями, так і одержуємих результатів розрахунку (форми проточної частини компресора, зміни параметрів потоку по ступеням і трикутників швидкостей ступенів на середньгеометричному радіусі).

Вихідні дані і результати розрахунку наведені у відповідних таблицях 2.8 і 2.9.

Таблиця 2.8 - Вхідні дані для розрахунку компресора

2	6	19								
2	2	1	7	14	1					
288.00			99299.0		1.381	286.98				
43.82	21.550	4.777	380.00	390.00	141.00					
.6000	.8245	.9900	.9850	0.9850	1.0200	0.0000				
190.00	187.17	184.34	181.51	178.68	175.85	173.02	180.00	175.40	170.80	
166.60	161.60	157.00	154.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	
24.65	26.65	27.94	28.43	27.54	25.95	23.65	38.44	41.55	43.86	
44.85	43.46	40.55	36.35	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	
.8650	.8830	.8950	.9000	.8920	.8800	.8600	.8700	.8860	.8960	
.9000	.8940	.8800	.8600	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	
.5200	.5300	.5400	.5500	.5600	.5700	.5800	.5500	.5500	.5500	
.5500	.5500	.5500	.5500	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	
числ.	форма1	форма2	Z перв.	Z всего	способ					
каскад	1-Дк				1-форма					
	2-Дср				2-массив Дк					
	3-Двт									
температура	давление	к R								
G	Пк	Пк1	Uк1	Uк2	Ск					
втулка на вх.-отн.	ср.диам.	перех-сигма	ВНА-НА-перех-	загроможд.	-двухконт					
осевые	скорости	(20)								
работа ступеней	в кДж\кг	(20)								
КПД ступеней	(20)									
степень реактивности	(20)									
угол натекания	(20)									
отношение наружн диаметров	к нар.диам.	первой ст.	(20)							

Таблиця 2.9 – Результати розрахунку компресора

ГДР МОК Дата 2. 6.19							
Nк= 2 Kф1= 2 Kф2= 1 z1= 7 zk= 14 Kr= 1							
Pk=21.550 Pк1= 4.777 G= 43.82 n1= 10360.5 n2= 14117.6 k= 1.38 R= 286.98							
ТВ=288.00 Pв= 99299.0 P1o= 98306.0 Сва= .990 Sна= .985 Sнв= .985 m= .00							
Nст	Dк	Dср	Dвт	Dot	КПД	Mw1	Mc2
1	.7005	.5776	.4203	.6000	.8751	.8578	.8081
2	.6804	.5776	.4521	.6645	.8932	.8294	.7682
3	.6642	.5776	.4756	.7160	.9055	.8008	.7293
4	.6509	.5776	.4937	.7585	.9111	.7723	.6917
5	.6402	.5776	.5073	.7924	.9042	.7425	.6540
6	.6322	.5776	.5173	.8183	.8937	.7144	.6185
7	.6262	.5776	.5246	.8377	.8759	.6879	.5858
8	.5276	.4763	.4187	.7936	.8780	.7410	.6537
9	.5276	.4839	.4358	.8261	.8940	.7190	.6334
10	.5276	.4904	.4502	.8533	.9042	.6947	.6117
11	.5276	.4959	.4620	.8757	.9086	.6686	.5881
12	.5276	.5001	.4710	.8928	.9034	.6374	.5607
13	.5276	.5033	.4778	.9057	.8907	.6061	.5338
14	.5276	.5059	.4832	.9158	.8725	.5769	.5031
Nст	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Ук
1	190.0	188.6	110.6	190.2	219.8	267.9	380.0
2	187.2	185.8	103.7	190.8	214.0	266.3	369.1
3	184.3	182.9	97.90	190.4	208.7	264.0	360.3
4	181.5	180.1	93.36	188.7	204.1	260.8	353.1
5	178.7	177.3	91.13	184.6	200.6	255.9	347.3
6	175.9	174.4	90.12	179.4	197.6	250.2	343.0
7	173.0	172.0	90.41	172.8	195.2	243.8	339.7
8	180.0	177.7	98.06	217.1	205.0	280.6	390.0
9	175.4	173.1	96.47	224.0	200.2	283.1	390.0
10	170.8	168.7	95.95	229.1	195.9	284.5	390.0
11	166.6	164.1	97.00	232.0	192.8	284.1	390.0
12	161.6	159.3	101.1	230.9	190.6	280.6	390.0
13	157.0	155.5	106.9	227.4	189.9	275.5	390.0
14	154.0	147.5	114.3	222.3	191.8	266.8	390.0
Nст	Hз	Rк	a11	a12	be1	be1л	be2
1	.2465E+05	.5200	59.80	44.75	43.14	43.14	56.86
2	.2665E+05	.5300	61.01	44.23	41.76	41.76	56.59
3	.2794E+05	.5400	62.03	43.85	40.55	40.55	56.09
4	.2843E+05	.5500	62.78	43.67	39.52	39.52	55.30
5	.2754E+05	.5600	62.98	43.83	38.80	38.80	54.01
6	.2595E+05	.5700	62.86	44.20	38.23	38.23	52.47
7	.2365E+05	.5800	62.41	44.87	37.81	37.81	50.75
8	.3844E+05	.5500	61.42	39.30	35.32	35.32	52.21
9	.4155E+05	.5500	61.19	37.69	33.87	33.87	51.83
10	.4386E+05	.5500	60.67	36.37	32.64	32.64	51.24
11	.4485E+05	.5500	59.79	35.28	31.71	31.71	50.31
12	.4346E+05	.5500	57.98	34.60	31.03	31.03	48.70
13	.4055E+05	.5500	55.75	34.36	30.63	30.63	46.89
14	.3635E+05	.5500	53.42	33.57	30.67	30.67	44.20
Nст	Пст	Нтк	Сак	Кг	Кн	U1	U2
1	1.287	.1728	.5000	1.020	.9880	313.4	313.4
2	1.293	.2004	.5071	1.022	.9760	313.4	313.4
3	1.287	.2233	.5116	1.024	.9640	313.4	313.4
4	1.271	.2395	.5141	1.026	.9520	313.4	313.4
5	1.240	.2429	.5144	1.028	.9400	313.4	313.4
6	1.207	.2377	.5127	1.031	.9280	313.4	313.4
7	1.173	.2237	.5093	1.033	.9160	313.4	313.4
8	1.277	.2796	.4615	1.035	.9040	352.1	354.9
9	1.282	.3035	.4497	1.037	.9000	357.7	360.1
10	1.279	.3204	.4379	1.039	.9000	362.5	364.5
11	1.265	.3276	.4272	1.041	.9000	366.6	368.1
12	1.236	.3175	.4144	1.043	.9000	369.7	370.9
13	1.201	.2962	.4026	1.046	.9000	372.1	373.0

Продовження таблиці 2.9

14	1.165	.2655	.3949	1.048	.9000	373.9	373.9
N _{ст}	T _{2o}	T ₁	T ₂	P _{2o}	P _{3o}	P ₁	P ₂
1	311.7	264.8	277.2	.1297E+06	.1278E+06	.7247E+05	.8480E+05
2	337.3	289.7	303.2	.1677E+06	.1652E+06	.9798E+05	.1140E+06
3	364.2	316.4	330.7	.2158E+06	.2126E+06	.1309E+06	.1521E+06
4	391.5	344.2	358.8	.2743E+06	.2702E+06	.1732E+06	.1999E+06
5	418.0	372.2	386.5	.3401E+06	.3350E+06	.2249E+06	.2561E+06
6	442.9	399.2	412.8	.4106E+06	.4045E+06	.2836E+06	.3182E+06
7	465.7	424.6	437.1	.4816E+06	.4744E+06	.3470E+06	.3828E+06
8	502.6	445.5	464.8	.6055E+06	.5964E+06	.3979E+06	.4560E+06
9	542.6	483.4	504.0	.7766E+06	.7649E+06	.5177E+06	.5946E+06
10	584.7	524.1	545.8	.9933E+06	.9784E+06	.6748E+06	.7739E+06
11	627.8	566.9	589.0	.1256E+07	.1238E+07	.8743E+06	.9971E+06
12	669.6	610.4	631.8	.1553E+07	.1529E+07	.1117E+07	.1257E+07
13	708.6	652.3	672.1	.1865E+07	.1837E+07	.1391E+07	.1540E+07
14	743.6	690.9	709.3	.2172E+07	.2140E+07	.1676E+07	.1832E+07
	D _{кк}	D _{ск}	D _{вк}	D _{ок}	T _к	P _к	С _к
	.6206	.5776	.5311	.8558	451.6	.4245E+06	171.0
	.5276	.5069	.4854	.9200	734.0	.2042E+07	141.0
	П _к = 21.550	КПД = .8426	Л _к =473870.				
	П _{к1} = 4.777	КПД1= .8745	Л _{к1} =184810.				
	П _{к2} = 4.580	КПД2= .8742	Л _{к2} =289060.				

Нижче представлені графіки розподілу S_a і N_z (рисунок 2.5); $\eta_{ст}^*$ і ρ_k (рисунок 2.6); S , T , T^* , P , P^* (рисунок 2.7), побудовані за значеннями з таблиці 2.3.2. Схема проточної частини компресора рисунок 2.8

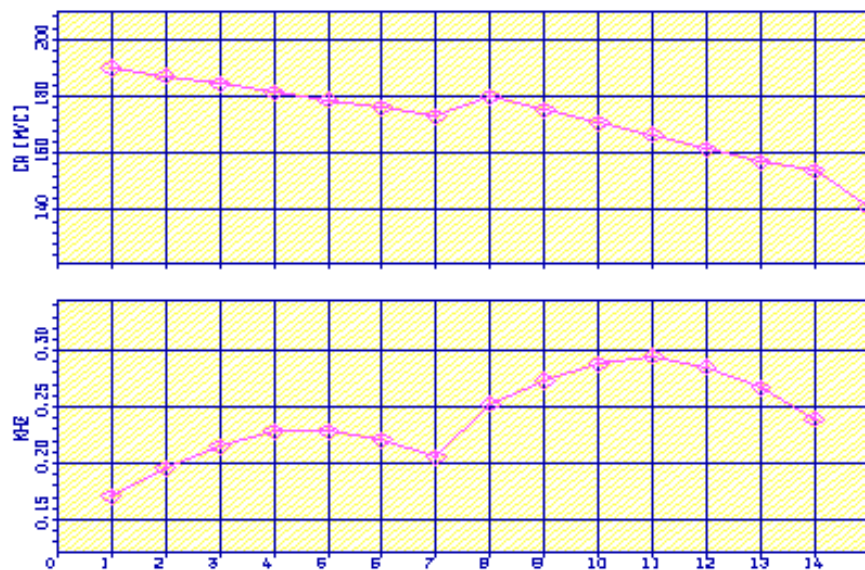


Рисунок 2.5 – Графік зміни S_a і N_z ступенями компресора

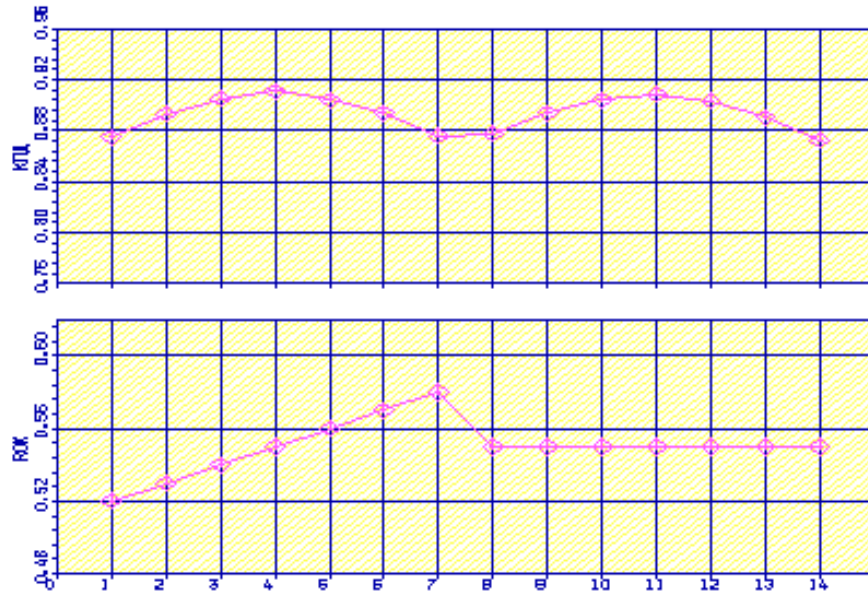


Рисунок 2.6 – Графік розподілу ККД і ступеня реактивності за ступенями компресора

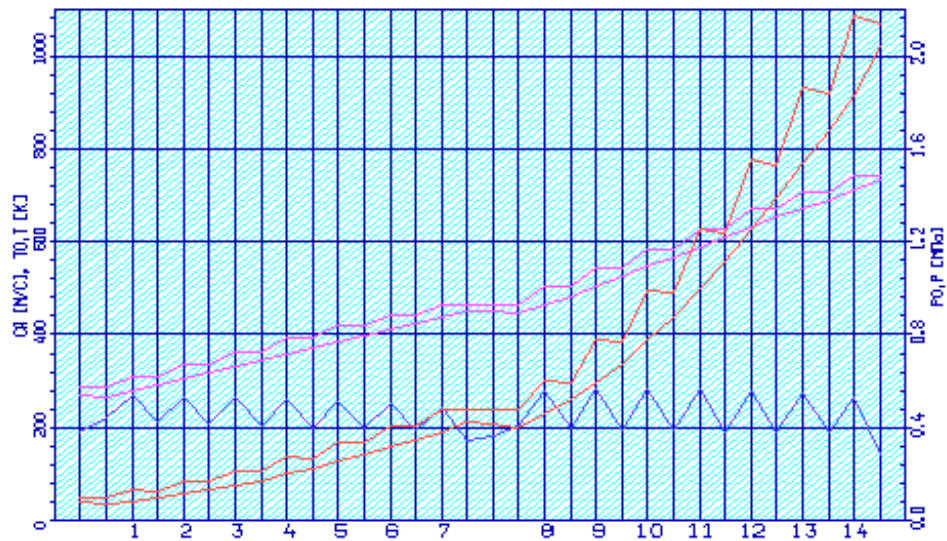


Рисунок 2.7 – Графік зміни параметрів T, T^*, P, P^*, C по проточній частині компресора.

Аналізуючи отримані графіки розподілу витраченого напору ступенями, бачимо, що натиск розподілений раціонально. При розподілу робіт ступеням компресора враховані особливості умов роботи перших і останніх ступенів.

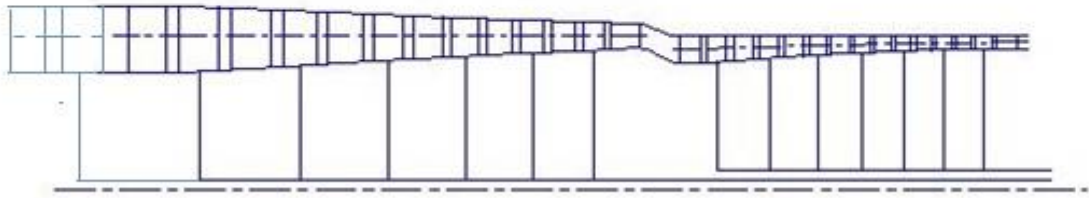


Рисунок 2.8 – Схема проточної частини компресора

На рисунку 2.9-2.14 представлені плани швидкостей компресора для 14-ти ступенів.

Ст. 1

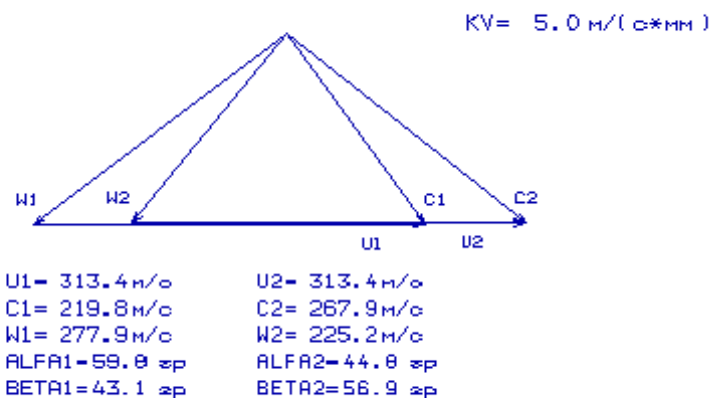
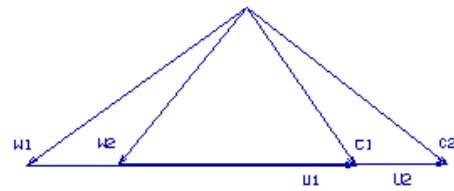


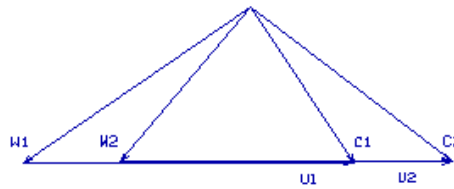
Рисунок 2.9 – Трикутник швидкостей першого ступеня осьового компресора

См. 2



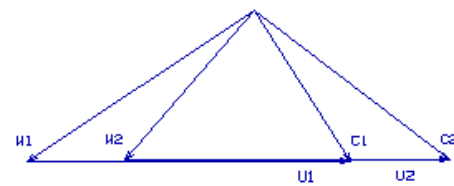
$U1 = 313.4 \text{ м/с}$	$U2 = 313.4 \text{ м/с}$
$C1 = 214.0 \text{ м/с}$	$C2 = 266.3 \text{ м/с}$
$W1 = 281.0 \text{ м/с}$	$W2 = 222.5 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 61.0 \text{ }^\circ$	$\alpha_{F2} = 44.2 \text{ }^\circ$
$\beta_{T1} = 41.8 \text{ }^\circ$	$\beta_{T2} = 56.6 \text{ }^\circ$

См. 3



$U1 = 313.4 \text{ м/с}$	$U2 = 313.4 \text{ м/с}$
$C1 = 208.7 \text{ м/с}$	$C2 = 264.0 \text{ м/с}$
$W1 = 283.6 \text{ м/с}$	$W2 = 220.4 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 62.0 \text{ }^\circ$	$\alpha_{F2} = 43.9 \text{ }^\circ$
$\beta_{T1} = 40.5 \text{ }^\circ$	$\beta_{T2} = 56.1 \text{ }^\circ$

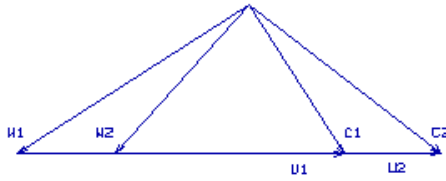
См. 4



$U1 = 313.4 \text{ м/с}$	$U2 = 313.4 \text{ м/с}$
$C1 = 204.1 \text{ м/с}$	$C2 = 260.8 \text{ м/с}$
$W1 = 285.2 \text{ м/с}$	$W2 = 219.1 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 62.8 \text{ }^\circ$	$\alpha_{F2} = 43.7 \text{ }^\circ$
$\beta_{T1} = 39.5 \text{ }^\circ$	$\beta_{T2} = 55.3 \text{ }^\circ$

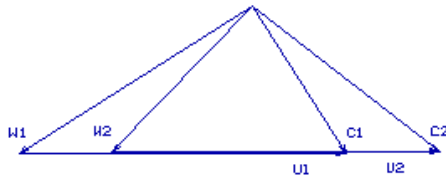
Рисунок 2.10 - Трикутники швидкостей ступенів (2, 3, 4) осевого компресора

См. 5



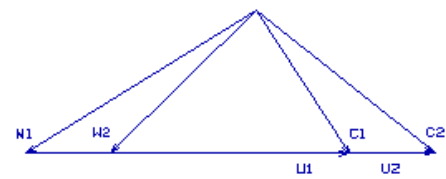
$U1 = 313.4 \text{ м/с}$	$U2 = 313.4 \text{ м/с}$
$C1 = 200.6 \text{ м/с}$	$C2 = 255.9 \text{ м/с}$
$W1 = 295.2 \text{ м/с}$	$W2 = 219.1 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 63.0 \text{ эр}$	$ALFA2 = 43.8 \text{ эр}$
$BETA1 = 38.8 \text{ эр}$	$BETA2 = 54.0 \text{ эр}$

См. 6



$U1 = 313.4 \text{ м/с}$	$U2 = 313.4 \text{ м/с}$
$C1 = 197.6 \text{ м/с}$	$C2 = 250.2 \text{ м/с}$
$W1 = 284.2 \text{ м/с}$	$W2 = 220.0 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 62.9 \text{ эр}$	$ALFA2 = 44.2 \text{ эр}$
$BETA1 = 38.2 \text{ эр}$	$BETA2 = 52.5 \text{ эр}$

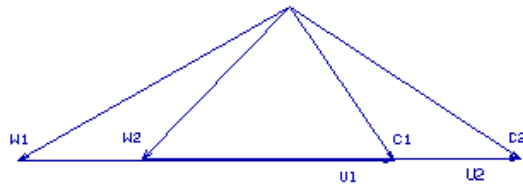
См. 7



$U1 = 313.4 \text{ м/с}$	$U2 = 313.4 \text{ м/с}$
$C1 = 195.2 \text{ м/с}$	$C2 = 243.8 \text{ м/с}$
$W1 = 282.2 \text{ м/с}$	$W2 = 222.1 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 62.4 \text{ эр}$	$ALFA2 = 44.9 \text{ эр}$
$BETA1 = 37.8 \text{ эр}$	$BETA2 = 50.7 \text{ эр}$

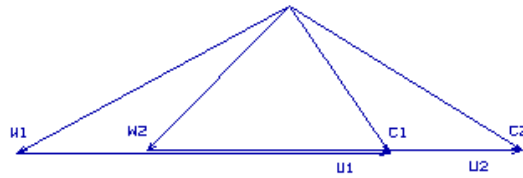
Рисунок 2.11 – Трикутники швидкостей ступенів (5, 6, 7) осевого компресора

См. 8



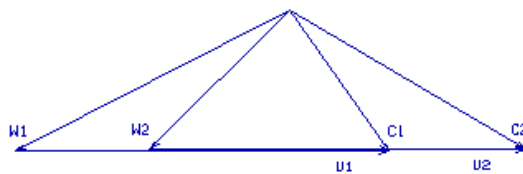
$U1 = 352.0 \text{ м/с}$	$U2 = 354.9 \text{ м/с}$
$C1 = 205.0 \text{ м/с}$	$C2 = 280.6 \text{ м/с}$
$W1 = 311.3 \text{ м/с}$	$W2 = 224.9 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 61.4 \text{ эр}$	$\alpha_{F2} = 39.3 \text{ эр}$
$\beta_{11} = 35.3 \text{ эр}$	$\beta_{22} = 52.2 \text{ эр}$

См. 9



$U1 = 357.7 \text{ м/с}$	$U2 = 350.1 \text{ м/с}$
$C1 = 200.2 \text{ м/с}$	$C2 = 283.1 \text{ м/с}$
$W1 = 314.7 \text{ м/с}$	$W2 = 220.2 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 61.2 \text{ эр}$	$\alpha_{F2} = 37.7 \text{ эр}$
$\beta_{11} = 33.9 \text{ эр}$	$\beta_{22} = 51.8 \text{ эр}$

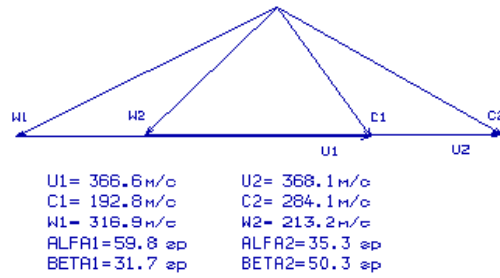
См. 10



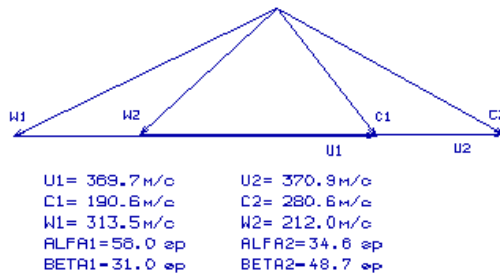
$U1 = 362.5 \text{ м/с}$	$U2 = 364.5 \text{ м/с}$
$C1 = 195.9 \text{ м/с}$	$C2 = 284.5 \text{ м/с}$
$W1 = 316.6 \text{ м/с}$	$W2 = 216.3 \text{ м/с}$
$\alpha_{F1} = 60.7 \text{ эр}$	$\alpha_{F2} = 36.4 \text{ эр}$
$\beta_{11} = 32.6 \text{ эр}$	$\beta_{22} = 51.2 \text{ эр}$

Рисунок 2.12 – Трикутники швидкостей ступенів (8, 9, 10) осьового компресора

См. 11



См. 12



См. 13

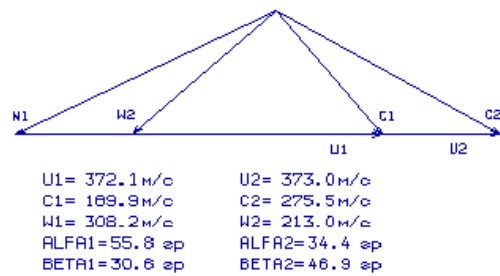


Рисунок 2.13 – Трикутники швидкостей ступенів (11, 12, 13) осьового компресора

Ст. 14

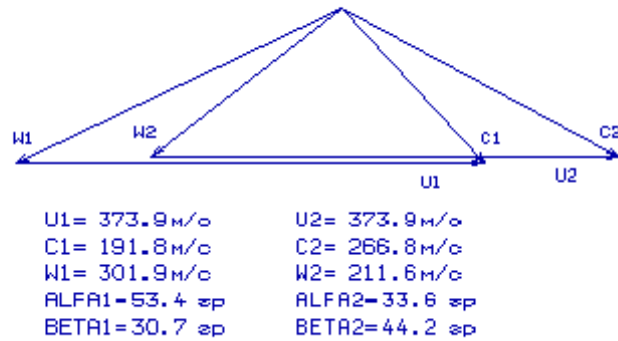


Рисунок 2.14 – Трикутник швидкості 14 ступені осьового компресора

В результаті розрахунку компресора отримані геометричні параметри лопаточних вінців на середньому радіусі проточної частини компресора: R, R^*, T, T^*, C на середньому радіусі кожного із ступенів, а також робота і ступінь підвищення тиску кожного ступеня.

З результатів розрахунку видно, що отриманий осьовий компресор забезпечує заданий $\pi_k^* = 21,55$ і має сучасний рівень ККД. Рівень значень M_{\max} на вході в робочі колеса всіх ступенів КНТ не перевищує величину 0,8578. Відносний діаметр втулки на виході з КВТ $\bar{d}_{\text{вТ}} = 0,9158$, що не перевищує допустимого значення $\bar{d}_{\text{вТ}} = 0,92$. Значення ККД ступенів компресора низького тиску $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,8751 \dots 0,9111$, а компресора високого тиску $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8725 \dots 0,9086$, що відповідає високому рівню значень ККД сучасних осьових компресорів.

2.6 ПРОФІЛЮВАННЯ СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА

Газодинамічні і кінематичні параметри профільованої ступені на середньому радіусі є вихідними даними для профілювання робочої лопатки компресора. Їх отримують в результаті газодинамічного розрахунку компресора. Далі вибирають закон закрутки потоку і за відповідними формулами розраховуються всі параметри в п'яти перетинах.

Модель течії розглядається як усталене, осесиметричне, при сталості гідравлічних втрат по радіусу. Для розрахунку осесиметричної течії в вінцях

завичай широко використовуються чисельні методи. Для спрощення вважають, що потік рухається в осьовій ступені згідно рівнянь радіальної рівноваги.

Вибираємо закон зміни параметрів по радіусу. Критерієм вибору оптимального закону закрутки по радіусу є забезпечення дозвукових швидкостей і прийнятних кутів потоку (зокрема, M_{w1} и $M_{c2} \leq 0,84$, $\beta_1 \geq 25^\circ$ на периферії, $\beta_2 \leq 90^\circ$ на втулці). Розрахунки показують, що для дозвукових ступенів з відносними діаметрами втулки \bar{d} приблизно 0,8 придатними є закони сталості ступеня реактивності і закон твердого тіла.

Вибираємо закон $\rho_k = \text{const}$ при заданій зміні $H_t(r)$.

Розрахунок проводимо відповідно за навчальним посібником [7]. Вихідні данні та результати розрахунку профілювання першого ступеня КВТ вказані в таблицях 2.10 і 2.11 – відповідно.

Таблиця 2.10 – Вхідні дані

2 6 19	1 04	1.380	286.98	(дата, M, Ks, кг, Rг)						
1.290	390.000	.262	.878	.985	1.000	.794	.810			
0.000	180.000	465.700	462611.	98.060	0.528	.904				
0.967	1.046									
Пі*	Ук	Нтвт	КПД*	$\bar{S}_{на}$	D21	d1вт	d2вт	-	-	
m	Сlср	T1*	P1*	Сlусп	D1к	Кн				
W1к/W1ср	W1вт/W1ср									
Тип ступени : 1 - дозвуковая ступень ;										
(M) 2 - сверхзвуковая ступень .										
Закон крутки : 1 - первая ступень без ВНА (Clu=0., A=B=D=0.);										
(Ks) 2 - " свободный вихрь " (на входе) при заданном Hт(r);										
3 - " твердое тело " (на входе) при заданном Hт(r);										
4 - Rok=const при заданном Hт(r) ;										
5 - по значениям W1к/W1ср и W1вт/W1ср.										

Таблиця 2.11 - Результати розрахунку

ГДР СТ.ОК		ДАТА 2. 6.19							
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ									
M= 1	KR= 4	KG= 1.380	RG= 286.98						
1.290	390.00	.262	.878	.985	1.000	.794	.810		
.000	180.00	465.70	462611.	98.06	.528	.904			
.967	1.046	A= .458	B=-.146	D= .000					
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СТ. ОК									
PI1=1.289	PI2=1.290	NZ1=40052.	NZ2=40152.	T01=504.13	T02=504.23				
P01= 596400.	P02= 596768.								
(GB= 43.985 ROK= .5424 HTO= .2920 WC= 14106.9)									
								Таблица 1	
N	U	CU	CA	T0	T	P0	P		
ROTH	RO	C	W	LC	LW	AL	BE		
11	390.00	121.51	157.43	465.70	446.73	462611.	397752.		
1.0000	3.1026	198.87	311.24	.5051	.7682	52.336	30.385		
12	369.90	109.22	170.37	465.70	446.05	462611.	395571.		
.9485	3.0902	202.38	311.42	.5141	.7692	57.337	33.168		
13	350.04	96.73	181.03	465.70	445.49	462611.	393764.		
.8975	3.0800	205.25	311.35	.5214	.7694	61.884	35.552		
14	330.06	83.74	189.93	465.70	445.03	462611.	392290.		
.8463	3.0716	207.57	311.04	.5273	.7691	66.207	37.636		
15	309.66	69.98	197.35	465.70	444.67	462611.	391132.		

Продовження таблиці 2.11

.7940	3.0650	209.39	310.47	.5319	.7681	70.476	39.467
*	*	*	*	*	*	*	*
21	390.00	235.40	128.64	504.23	469.70	605856.	468280.
1.0000	3.4740	268.26	201.12	.6549	.4985	28.655	39.763
22	369.40	229.55	158.42	504.21	466.89	605786.	458174.
.9472	3.4195	278.91	211.32	.6809	.5242	34.610	48.563
23	350.82	222.88	182.42	504.15	464.36	605576.	449242.
.8995	3.3711	288.01	222.81	.7031	.5528	39.299	54.956
24	333.28	215.64	202.92	504.06	462.00	605226.	441045.
.8546	3.3265	296.11	234.55	.7230	.5818	43.259	59.899
25	316.25	207.91	221.05	503.94	459.76	604736.	433363.
.8109	3.2845	303.46	246.18	.7410	.6104	46.756	63.889
*	*	*	*	*	*	*	*
81	390.00	121.51	157.43	465.70	446.73	462611.	397752.
1.0000	3.1026	198.87	311.24	.5051	.7682	52.336	30.385
82	369.40	108.91	170.67	465.70	446.03	462611.	395521.
.9472	3.0899	202.46	311.42	.5143	.7692	57.456	33.232
83	350.82	97.23	180.65	465.70	445.51	462611.	393829.
.8995	3.0803	205.15	311.36	.5211	.7694	61.710	35.464
84	333.28	85.87	188.61	465.70	445.10	462611.	392505.
.8546	3.0728	207.24	311.11	.5264	.7692	65.522	37.320
85	316.25	74.49	195.12	465.70	444.77	462611.	391469.
.8109	3.0670	208.86	310.68	.5305	.7685	69.105	38.906

Залежності α , β , λ , λ_w , C_u , $C_a=f(R)$ і трикутники швидкостей вказані на рисунок 2.15 – 2.20.

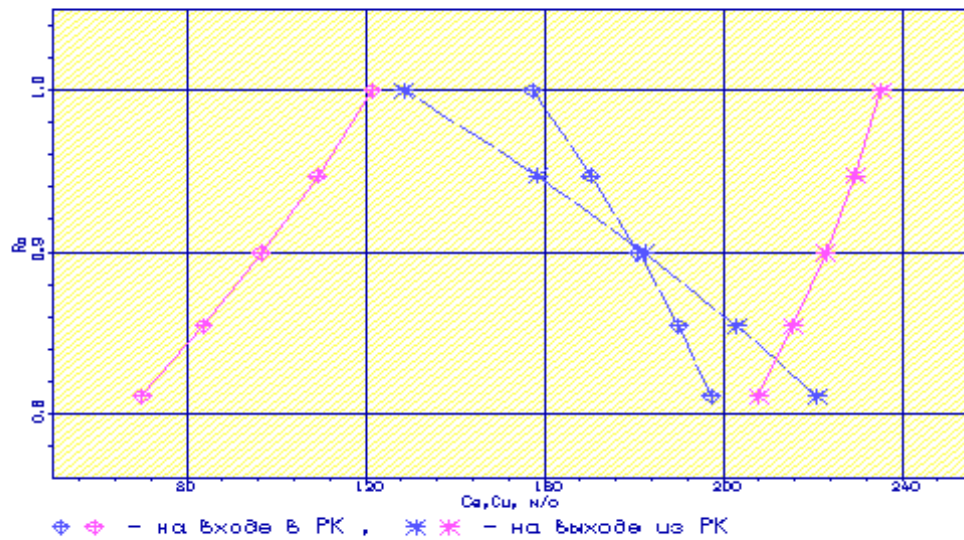


Рисунок 2.15 – Зміна окружної і осьової складових абсолютної швидкості по висоті лопатки РК

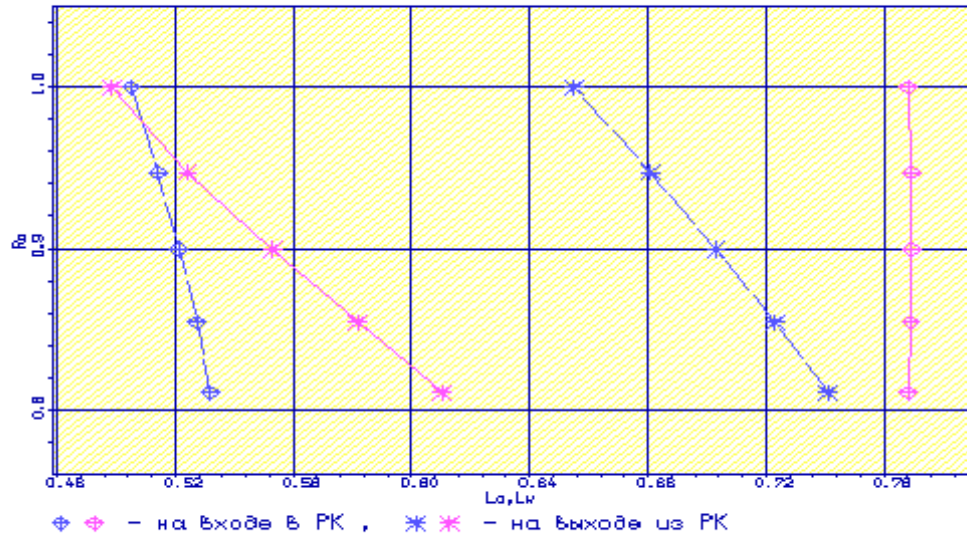


Рисунок 2.16 – Змінення наведеної швидкості в абсолютному і відносному по висоті лопатки

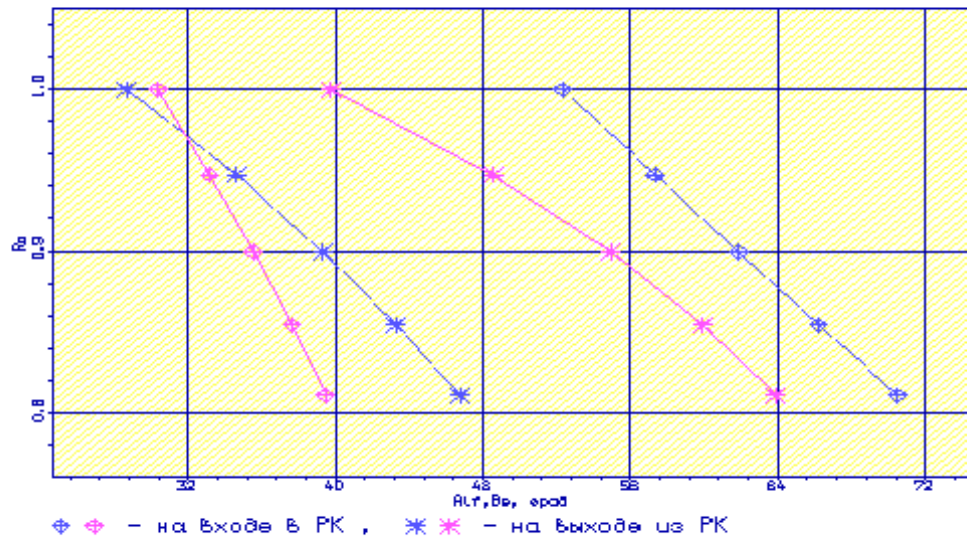
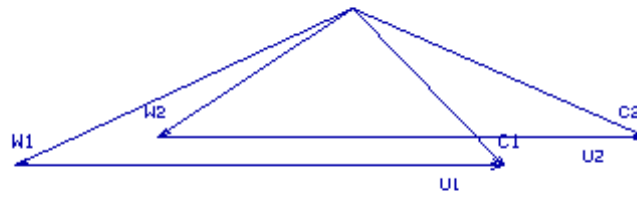


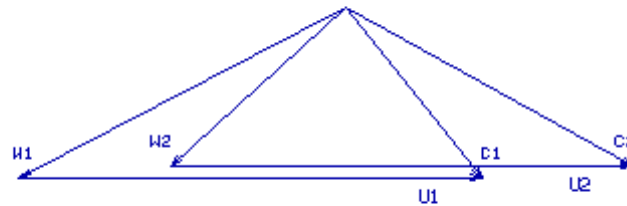
Рисунок 2.17 – Зміна кутів у відносному і в абсолютному русі по висоті лопатки

Сеч. 1

 $KV = 5.0 \text{ м/(с*мм)}$ 

$U1 = 390.0 \text{ м/с}$	$U2 = 390.0 \text{ м/с}$
$C1 = 198.9 \text{ м/с}$	$C2 = 258.3 \text{ м/с}$
$W1 = 311.2 \text{ м/с}$	$W2 = 201.1 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 52.3 \text{ ep}$	$ALFA2 = 28.7 \text{ ep}$
$BETA1 = 30.4 \text{ ep}$	$BETA2 = 39.8 \text{ ep}$

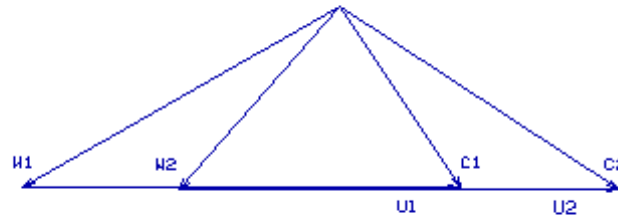
Сеч. 2



$U1 = 369.9 \text{ м/с}$	$U2 = 369.4 \text{ м/с}$
$C1 = 202.4 \text{ м/с}$	$C2 = 278.9 \text{ м/с}$
$W1 = 311.4 \text{ м/с}$	$W2 = 211.3 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 57.3 \text{ ep}$	$ALFA2 = 34.5 \text{ ep}$
$BETA1 = 33.2 \text{ ep}$	$BETA2 = 48.6 \text{ ep}$

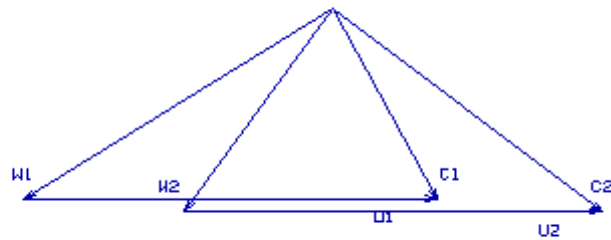
Рисунок 2.18 – Трикутник швидкостей в 1, 2 перетині по висоті лопатки

Сеч. 3



$U1 = 350.0 \text{ м/с}$	$U2 = 350.8 \text{ м/с}$
$C1 = 205.3 \text{ м/с}$	$C2 = 288.0 \text{ м/с}$
$W1 = 311.4 \text{ м/с}$	$W2 = 222.8 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 61.9 \text{ эр}$	$ALFA2 = 39.3 \text{ эр}$
$BETA1 = 35.6 \text{ эр}$	$BETA2 = 55.0 \text{ эр}$

Сеч. 4



$U1 = 330.1 \text{ м/с}$	$U2 = 333.3 \text{ м/с}$
$C1 = 207.6 \text{ м/с}$	$C2 = 296.1 \text{ м/с}$
$W1 = 311.0 \text{ м/с}$	$W2 = 234.6 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 66.2 \text{ эр}$	$ALFA2 = 43.3 \text{ эр}$
$BETA1 = 37.6 \text{ эр}$	$BETA2 = 59.9 \text{ эр}$

Рисунок 2.19 – Трикутник швидкостей в 3, 4 перетині по висоті лопатки

Сеч. 5

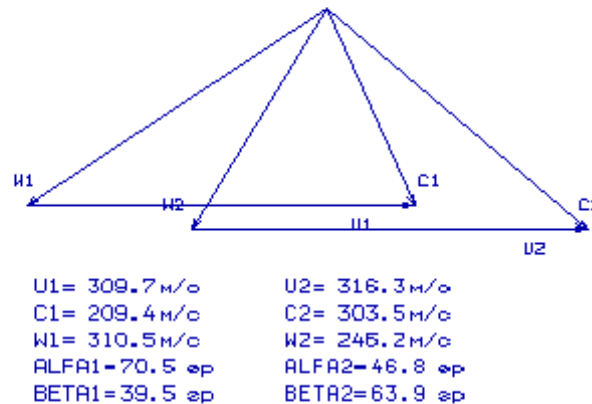


Рисунок 2.20 – Трикутник швидкостей в 5 перетині по висоті лопатки

Подовження лопаток – це відношення довжини лопатки до хорди на середньому радіусі. Якщо збільшити подовження лопаток, зменшуються поздовжні розміри ступеня і його маса, а межа газодинамічної стійкості ступеня компресора зміститься в бік більших витрат повітря. Це призводить до зменшення запасу стійкості і підвищення вібрацій та динамічних напружень в робочих лопатках, особливо в перших ступенях.

Головним пріоритетом при виборі подовження лопаток є забезпечення достатнього запасу стійкості ступеня.

За рекомендаціями подовження лопаток робочого колеса обирають в діапазоні величин 3,0 ... 4,5 в групі перших ступенів і до 1,5 ... 2,5 - в групі останніх ступенів БОК.

Вибираємо
$$\bar{h}_b = \frac{h_1}{b_{CP}} = 2,6;$$

В значній мірі аеродинамічне навантаження лопаточного вінця визначає такий

параметр, як густина решітки $\frac{b}{t}$ (b – хорда пера лопатки; t – крок решітки). Якщо відбулося зменшення значень густоти решітки в порівнянні з оптимальним, то це означає недовантаження ступені, а при збільшенні густоти падає ККД.

Визначення густоти решітки РК проводиться на номінальному режимі, який характеризується безривним обтіканням решітки при відсутності зростання втрат БОК.

Ставлення розрахункового кута повороту потоку $\Delta\beta$ до кута на номінальному режимі $\Delta\beta^*$ визначає запас стійкості по зриву компресорної решітки. Величину $\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta^*}$ приймають рівною 0,8 ... 0,9 для з груп перших і останніх ступенів. Приймаємо: $\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta^*} = 0,99$.

Приймаємо $\Delta\beta = \Delta\beta^*$ тоді як $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 = 54,956^\circ - 35,464^\circ = 19,492^\circ$
 $\beta_2 = 54,956$ град.

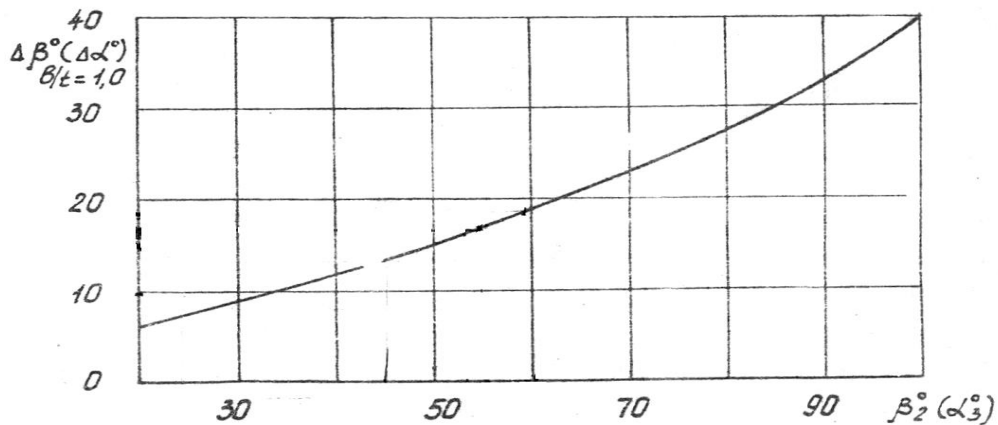


Рисунок 2.21 – Графік залежності $\Delta\beta_{\frac{\beta}{t}=1,0}$ от β_2

За графіком на рисунку 2.21 знаходять $\Delta\beta_{\frac{\beta}{t}=1,0}$ в залежності від кута виходу потоку β_2 з решітки. У нашому випадку $\Delta\beta_{\frac{\beta}{t}=1} = 17$.

Необхідна густота решітки визначається за графіком на рисунку 2.22 в залежності від параметра:

$$E = \frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\frac{\beta}{t}=1} \cdot \left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta^*}\right)};$$

$$E = \frac{19,492}{17 \cdot 0,99} = 1,158;$$

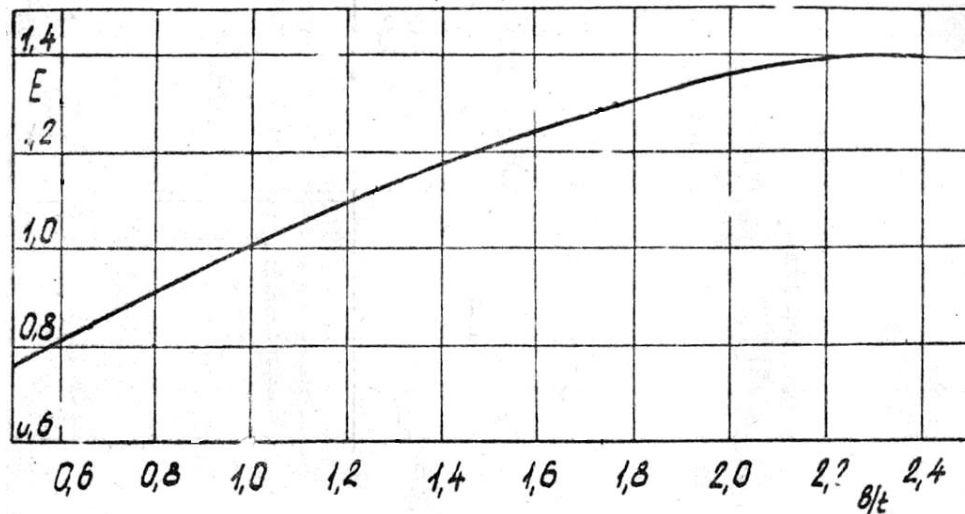


Рисунок 2.22 – Графік залежності E от $\frac{b}{t}$

$$\frac{b}{t} = 1,3;$$

Графіки взяті з методичного посібника [8]. Необхідні значення густоти решітки в області втулки і периферії лопатки можуть коригуватися по конструкторським і технологічним міркуванням. Густота решітки на втулці і периферії змінюється внаслідок вибору змінної хорди по радіусу.

При обраній густоті решітки на середньому радіусі попереднє значення кроку решітки знаходиться за формулою:

$$t'_{\text{CP}} = \frac{b'_{\text{CP}}}{\left(\frac{b}{t}\right)_{\text{CP}}};$$

Попередньо знаходимо значення хорди на середньому радіусі:

$$h = (D_{\text{к}} \cdot D_{\text{вт}}) / 2 = \frac{0,5276 - 0,4187}{2} = 0,0545;$$

$$b'_{\text{cp}} = h / \bar{h}_b = \frac{0,0545}{2,6} = 0,0210;$$

$$t'_{cp} = \frac{b'_{cp}}{\left(\frac{b}{t}\right)_{cp}} = \frac{0,0210}{1,3} = 0,0162 \text{ м};$$

Тоді попереднє число лопаток дорівнюватиме:

$$Z' = \frac{\pi \cdot D_{cp}}{t'_{cp}} = \frac{3,14 \cdot 0,4763}{0,0162} \approx 92,3199;$$

Приймаємо $Z=93$.

За отриманим числом Z уточнимо величину кроку решітки і хорди профіля пера лопаток на середньому радіусі, а також подовження лопаток:

$$t_{cp} = \frac{\pi \cdot D_{cp}}{Z} = \frac{3,14 \cdot 0,4763}{93} = 0,0161 \text{ м};$$

$$b_{cp} = \left(\frac{b}{t}\right)_{cp} t_{cp} = 1,3 \cdot 0,0161 = 0,0209 \text{ м};$$

$$\bar{h}_b = \frac{h}{b_{cp}} = \frac{0,0545}{0,0209} = 2,6077;$$

Таблиця 2.12 – Результати розрахунку

Профилірованіе лопатки РК по радіусу					
Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
ro	1.000	.9472	.8995	.8546	.8109
b	21.00	21.00	21.00	21.00	21.00
t	17.84	16.89	16.04	15.24	14.46
b/t	1.177	1.243	1.309	1.378	1.452
Cm	.0500	.0600	.0700	.0800	.0900
i	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
del	4.107	5.981	6.931	7.416	7.641
dbe	9.378	15.33	19.49	22.58	24.98
tet	13.49	21.31	26.42	29.99	32.62
be11	30.38	33.23	35.46	37.32	38.91
be21	43.87	54.54	61.89	67.31	71.53

Число рабочих лопаток - 93. шт.

Решітка профілів на п'яти радіусах представлена на рисунках 2.23-2.26.

Сечение $F=1.000$

M 1.0 : 1

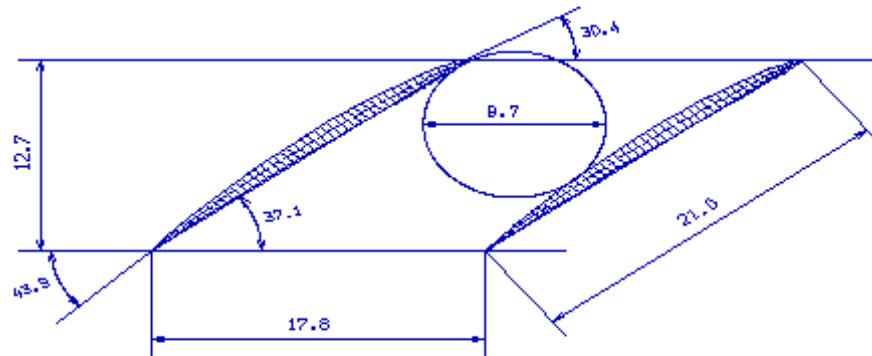


Рис.

Сечение $F=0.947$

M 1.0 : 1

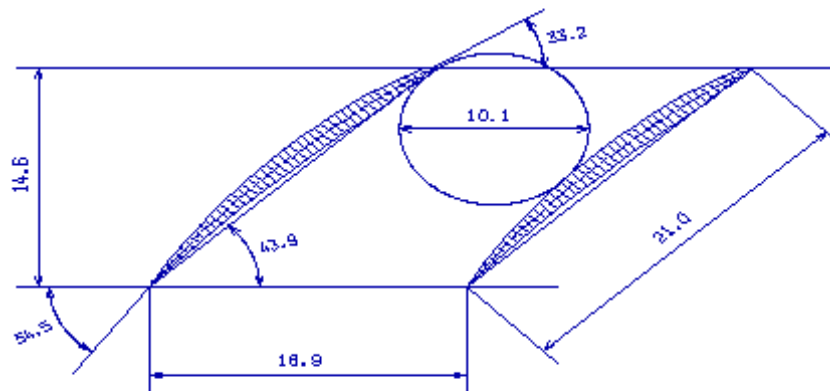


Рис.

Рисунок 2.23 – Решітка профілів на радіусах $\bar{r}=1,00$, $\bar{r}=0,947$;

Сечение $\bar{r}=0.900$

M 1.0 : 1

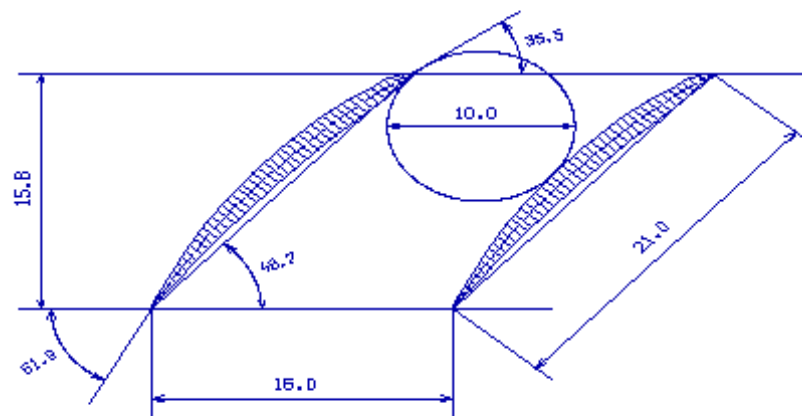


Рис.

Сечение $\bar{r}=0.855$

M 1.0 : 1

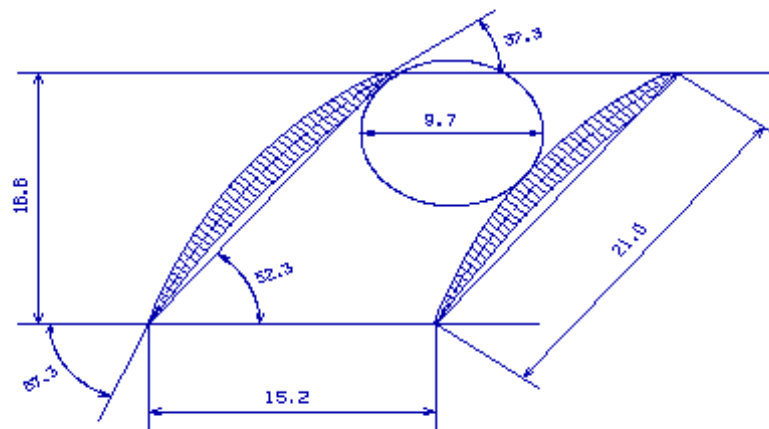


Рис.

Рисунок 2.24 – Решётка профілів на радіусах $\bar{r} = 0,900$; $\bar{r} = 0,855$;

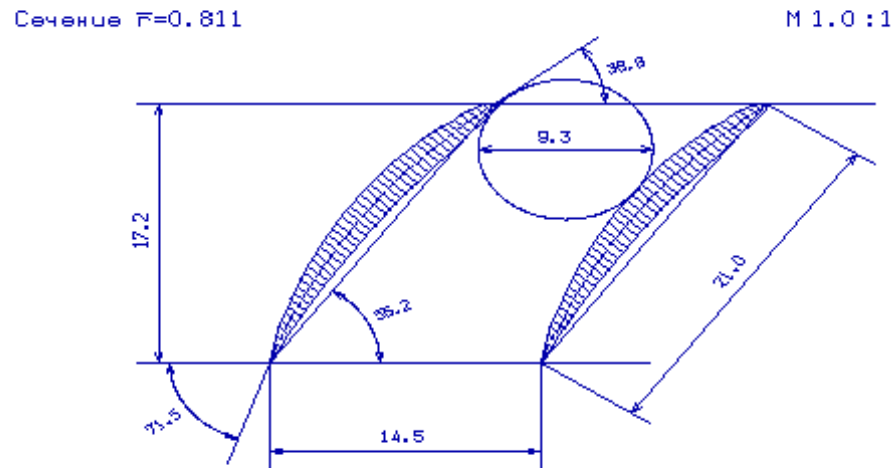


Рис.

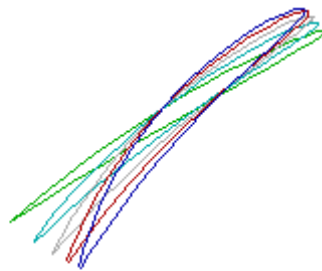
Рисунок 2.25 – Решітка профілів на радіусі $\bar{r} = 0,811$;

Рис.

Рисунок 2.26 – Профілі робочої лопатки компресора

Значення $\Delta\beta$ знаходиться в межах $5 \leq \Delta\beta \leq 25$ по всій висоті лопатки.

Отримані результати і побудована решітка профілів першого ступеня компресора високого тиску відповідає встановленим вимогам і зможе забезпечити необхідні параметри.

2.7 ГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТУРБІНИ

Розрахунок параметрів турбіни на розрахунковому режимі може бути проведений з урахуванням всіх видів втрат механічної енергії в її проточній частині. Газодинамічний розрахунок турбіни пов'язаний з великим обсягом обчислень. У навчальному проектуванні настільки складні розрахункові роботи можуть бути проведені лише при використанні ЕОМ. Ручний рахунок виконується тільки першого ступеня (в першому наближенні).

Перевірочний газодинамічний розрахунок осьової турбіни виконується по навчальному посібнику [10] з метою визначення параметрів потоку в характерних перетинах і ККД.

Потужність ТВТ і ТНТ визначається потужністю відповідного каскаду компресора, а потужність силової турбіни, необхідна для приводу нагнітача, визначається його потужністю.

Потужність розподіляють по східцях таким чином, щоб коефіцієнт навантаження останнього ступеня не перевищував 1,5 для забезпечення виходу потоку з ступеня, близького до осьового.

Газодинамічний розрахунок осьових газових турбін проводиться з допомогою програм GDRGT і GFT (за умови, що турбіни мають число ступенів не більше восьми). Програма GFT забезпечує графічне представлення результатів розрахунку. У процесі розрахунків отримуємо розподіл основних газодинамічних параметрів ступенів і, як наслідок, графічна побудова розподілу швидкостей і побудова проточної частини турбіни.

Частина параметрів в якості вихідних даних для розрахунку беруться з термогазодинамічного розрахунку і формування вигляду двигуна, а інші параметри вибирають з зазначених діапазонів нижче

Відносна величина радіального зазору над лопатками РК

$$\bar{\Delta}_r = \frac{\Delta_r}{h_2};$$

де Δ_r — радіальний зазор в гарячому стані. $\bar{\Delta}_r \approx 0$ для робочих вінців з бандажними полками; h_2 — висота робочої лопатки.

\bar{C}_B, \bar{C}_r - відношення швидкості охолоджуючого повітря на виході з отворів до середньої швидкості газу в цьому перерізі та середньої швидкості газу в цьому перерізі до швидкості газу за решіткою. $\bar{C}_B = 0,4..0,6$; $\bar{C}_r = 0,75..0,85$. Відносна висота щілини випуску охолоджуючого повітря:

$$\bar{h}_{\text{ш}} = \frac{h_{\text{ш}}}{(h_{\text{ш}} + h_{\text{п}})};$$

де $h_{\text{ш}}$ – висота щілини; $h_{\text{п}}$ – висота перемички.

Відносний діаметр вихідної кромки лопатки, що визначає кромочні втрати на виході з лопаточного вінця:

$$\bar{d}_2 = \frac{d_2}{a};$$

де d_2 – діаметр вихідної кромки лопатки; a – "Горло" міжлопаточного каналу.

Для неохолоджуваних лопаток: $\bar{d}_2 = 0 \dots 0,10$.

Приймаємо: $\bar{d}_2 = 0,001$.

Для охолоджуваних лопаток: $\bar{d}_{2o} = 0,10 \dots 0,15$.

Приймаємо: $\bar{d}_{2o} = 0,1$.

Геометричні параметри: середні діаметри проточної частини та висоти лопаток, уточнюємо на базі геометрії турбіни двигуна прототипу.

\bar{C}_c – відносна товщина профілю лопатки СА в середньому перерізі.

\bar{C}_{PK} – відносна товщина профілю лопатки РК в середньому перерізі.

Для лопаточних вінців які не охолоджують: $\bar{C}_{CA} = 0,10 \dots 0,15$;
 $\bar{C}_{PK} = 0,10 \dots 0,15$.

Для лопаточних вінців які охолоджують ці величини вибирають в залежності від способу охолодження і кількості охолоджуючого повітря:

$\bar{C}_{CA} = 0,15 \dots 0,20$; $\bar{C}_{PK} = 0,20 \dots 0,25$.

У процесі розрахунку, потужність ТС перерозподіляємо ступенями так, щоб отримати значення кута потоку в абсолютному русі на виході з останнього ступеня $\alpha_2 \approx 80 \dots 90^\circ$.

Частоти обертання каскадів турбіни:

1) $n_{\text{вТ}} = 14117,6$ об/хв;

2) $n_{\text{нТ}} = 10360,5$ об/хв;

3) $n_{\text{ст}} = 6500$ об/хв;

Зазвичай термодинамічну ступінь реактивності для першого ступеня турбіни приймають рівною $\rho_T = 0,3 \dots 0,36$. На останніх ступенях ρ_T зазвичай приймають більшою для забезпечення її позитивного значення у втулці ($\rho_T > 0$). Температури лопаток СА і РК визначають відносну витрату охолоджуючого повітря через отвори в області вхідної частини профілю лопатки СА $G_{\text{охл0}}$ і через щілини в області вихідної кромки лопатки СА $G_{\text{охл1}}$ і РК $G_{\text{охл2}}$.

Розрахунок масової витрати газу на вході в турбіну:

$$G_r = G_B \cdot (1 + q_m - \Delta G_{отб}) = \\ = 43,82 \cdot (1 + 0,01601 - 0,093) = 40,45 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

де $\overline{\Delta G_{отб}}=0,093$, був скоректований з урахуванням потреб турбіни.

Витрату газу приймаємо: $G_r = 40,45 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Розподіл потужностей по ступеням турбін:

$$N_{T1} = \frac{N_K}{\eta_M} = \frac{L_K \cdot G_B}{\eta_M} = \frac{289063 \times 43,82}{0,985} = 128596 \text{ кВт};$$

$$N_{T2} = \frac{N_K}{\eta_M} = \frac{L_K \cdot G_B}{\eta_M} = \frac{184811 \times 43,82}{0,985} = 822174 \text{ кВт};$$

$$N_{TC} = 11300 \text{ кВт};$$

Розподілимо потужність ступенів силовий турбіни:

$$N_{TC1} = 5900 \text{ кВт};$$

$$N_{TC2} = 5400 \text{ кВт};$$

Файл вихідних даних до газодинамічного розрахунку турбіни і файл з результатами розрахунку представлені в таблицях 2.13 і 2.14 – відповідно.

Таблиця 2.13 – Вхідні дані до газодинамічного розрахунку турбіни

2	6	19								
4	2	106450.								
40.45	1391.	2017900.	755.00	.001	0.600	.800	.800	.047	.100	
12859.6	8221.7	5900.0	5400.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0			
14117.6	10360.5	6500.0	6500.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0			
.3700	.3200	.2900	.3000	.0000	.0000	.0000	.0000			
.6172	.6674	.8563	.8947	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000			Dcp1
.6315	.6802	.8695	0.9155	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000			Dcp2
.0395	.0689	.0903	.1287	.0000	.0000	.0000	.0000			h1
.0520	.0812	.1025	.1475	.0000	.0000	.0000	.0000			h2
.1500	.1500	.1200	.1200	.0000	.0000	.0000	.0000			
.2000	.1500	.1200	.1200	.0000	.0000	.0000	.0000			
.0080	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000			
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000			
.0100	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000			
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000						

Кол-во ст., Кол-во ст. св. турбины, Pт*
 Гт, Тг*, Pг*, Тв, Рад. зазор, Отн. скорост в щели1, Отн. скор в щели2, От-
 н. высота щели, Отн. толщ. выход. кромки, Отн. толщ. вых. кр. охл. лопатки
 Мощности по ступеням
 Частоты вращения по ступеням
 Степени реактивности по ступеням
 Геометрия
 Относительные толшины профилей сопловых аппаратов
 Относительные толшины профилей рабочих колес
 Расход охл. воздуха через носик СА

Таблиця 2.14 – Результати газодинамічного розрахунку турбіни

ГДР ГТ		Дата 2. 6.19					
Исходные данные:							
4	2	106450.					
40.45	1391.	.2018E+07	755.0	.1000E-02	.6000	.8000	
.8000	.4700E-01	.1000					
Kг=1.316		Rг= 290.0	Cг=1208.3				
Схема печати:							
D1c	D2c	h1	h2	Cmc	Cmp	n	
Mст	Lc*	Πi*	Πi	КПД	Rc	R1c	T1w*
U1	C1	C1a	C1u	alf1	be1	L1	Lw1
U2	C2	C2a	C2u	alf2	be2	L2	Lw2
T1	T1*	P1	P1*	T2	T2*	P2	P2*
G1	G2	sca	bca	alfu	tca	fi	Zca
Pu	Pa	спк	брк	beu	трк	psi	Zрк
Тлса	Тлрк	Scум					
Nст= 1							
.617	.632	.395E-01	.520E-01	.150	.200	.141E+05	
.129E+05	.315E+06	2.68	2.84	.888	.370	.298	.124E+04
456.	646.	175.	622.	15.7	46.4	.956	.377
467.	192.	181.	-64.0	70.5	18.8	.315	.878
.121E+04	.139E+04	.107E+07	.187E+07	.111E+04	.112E+04	.710E+06	.752E+06
40.8	41.2	.370E-01	.609E-01	37.4	.497E-01	.939	39
.280E+05	.860E+04	.263E-01	.313E-01	57.1	.245E-01	.957	81
.114E+04	.107E+04	180.					
Nст= 2							
.667	.680	.689E-01	.812E-01	.150	.150	.104E+05	
.822E+04	.200E+06	2.07	2.22	.918	.320	.188	.103E+04
362.	545.	186.	512.	20.0	51.2	.894	.411
369.	195.	191.	-36.6	79.2	25.3	.347	.771
.100E+04	.112E+04	.444E+06	.719E+06	945.	960.	.339E+06	.364E+06
41.2	41.2	.396E-01	.582E-01	42.9	.428E-01	.959	49
.226E+05	.509E+04	.283E-01	.333E-01	58.4	.285E-01	.970	75
.112E+04	975.	181.					
Nст= 3							
.856	.869	.903E-01	.102	.120	.120	.650E+04	
.590E+04	.143E+06	1.82	1.97	.922	.290	.154	889.
291.	481.	187.	443.	23.0	51.1	.854	.445
296.	196.	191.	-44.9	76.8	29.3	.373	.722
865.	960.	.227E+06	.351E+06	827.	843.	.184E+06	.200E+06
41.2	41.2	.508E-01	.779E-01	40.7	.598E-01	.964	45
.201E+05	.333E+04	.362E-01	.410E-01	62.1	.364E-01	.971	75
960.	839.	119.					
Nст= 4							
.895	.915	.129	.147	.120	.120	.650E+04	
.540E+04	.131E+06	1.87	2.08	.920	.300	.116	776.
305.	465.	206.	417.	26.3	61.4	.882	.463
312.	211.	210.	-13.7	86.3	32.9	.429	.765
753.	843.	.121E+06	.193E+06	716.	735.	.958E+05	.106E+06
41.2	41.2	.526E-01	.773E-01	42.9	.574E-01	.967	49
.177E+05	.291E+04	.381E-01	.458E-01	56.4	.417E-01	.974	69
843.	726.	180.					
Tг*=1391.0		Pг*= .2018E+07	Cг=106.1	Tг=1386.3	Pг= .1990E+07		
D1c= .617		h1= .0395					

Схема проточної частини турбіни показана на рисунку 2.27. Розподіл параметрів ступенів турбіни показано на рисунках 2.28, 2.29. Трикутники швидкостей турбін ТВТ, ТНТ і ТС показані на рисунках 2.30, 2.31, 2.32.

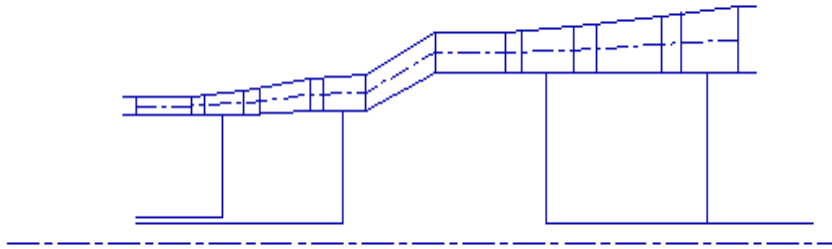


Рис.

Рисунок 2.27 – Схема проточної частини турбіни

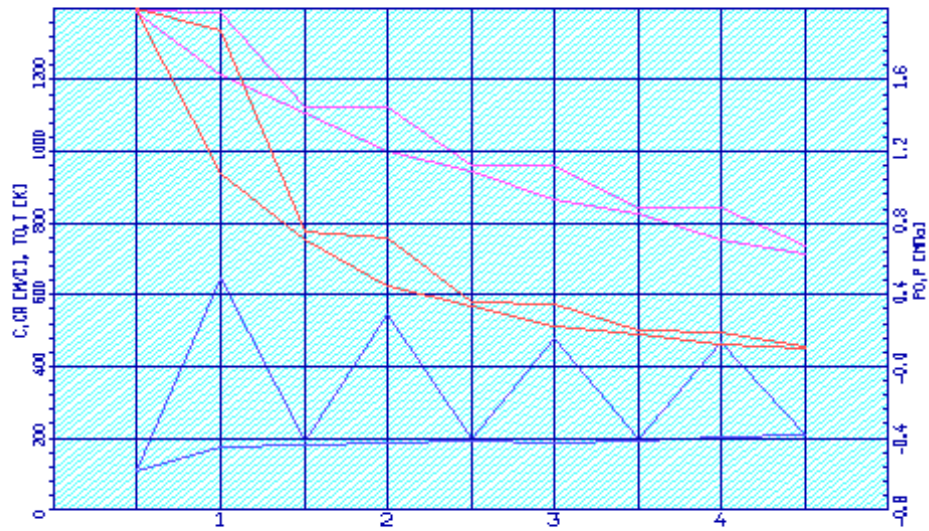


Рис.

Рисунок 2.28 - Розподіл C , C_a , T^* , T , P^* і P по ступенях турбіни.

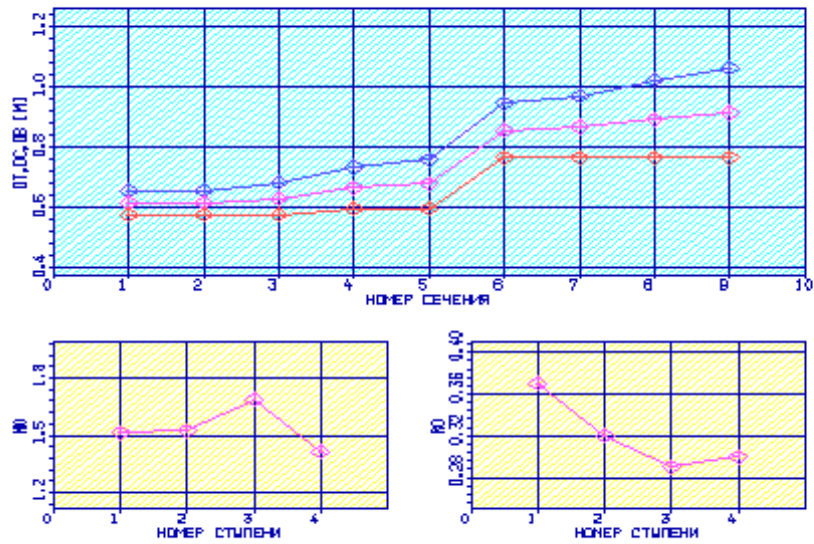


Рис.

Рисунок 2.29 – Розподіл D_{BT} , D_{CP} , D_K , μ і ρ_T по ступенях турбіни

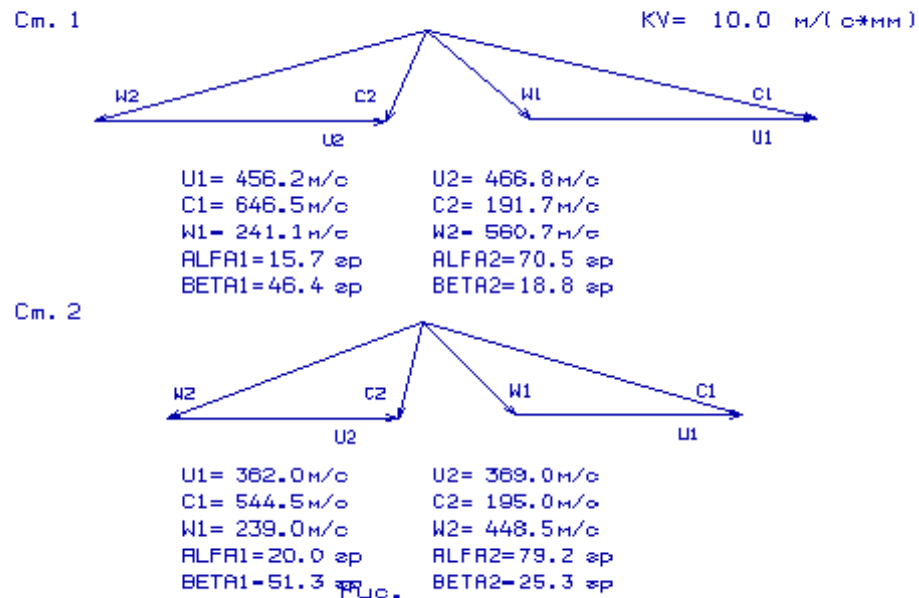


Рисунок 2.30 , 2.31. – План швидкостей ТВТ, ТНТ

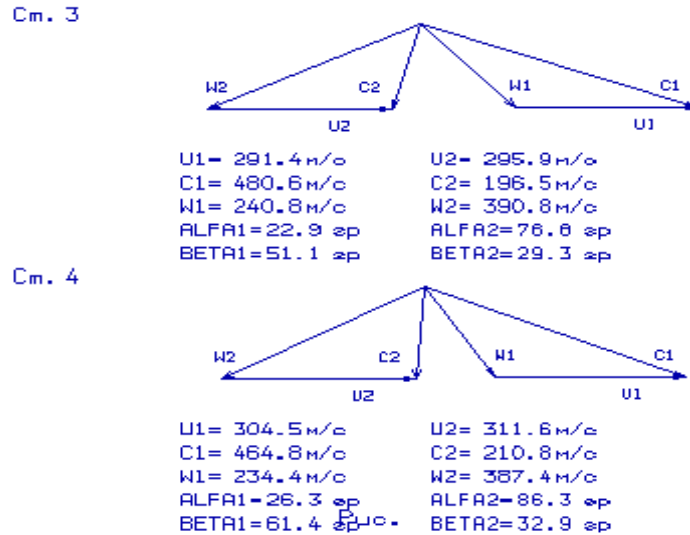


Рисунок 2.32 – Плани швидкостей силової турбіни

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА і РК першої ступені і СА другої ступені;

- на вході в РК ТВТ був отриманий кут $\alpha_1 = 15,7^\circ$, що відповідає вимогам $\alpha_1 > 15^\circ$;

- кут виходу потоку газу з ТВТ дорівнює $\alpha_2 = 70,5^\circ$, із ТНТ $\alpha_2 = 79,2^\circ$, із ТС $\alpha_2 = 86,3^\circ$, тобто напрямки потоків близькі до осьових;

- на всіх ступенях турбіни були отримані ККД:

$$\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,888; \eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,918; \eta_{\text{ТС1}}^* = 0,922; \eta_{\text{ТС2}}^* = 0,920.$$

- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні:

$$\mu_{z\text{ТВТ}} = 1,5152; \mu_{z\text{ТНТ}} = 1,5231; \mu_{z\text{ТС1}} = 1,6881; \mu_{z\text{ТС2}} = 1,4152.$$

- характерну зміну основних параметрів (С, Т* и Т, Р* и Р) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;

- ступінь реактивності ступенів турбіни під втулковим перетином має позитивне значення, це говорить про те, що в турбіні незначні втрати: $\rho_{\text{ТВТ}} = 0,298$, $\rho_{\text{ТС1}} = 0,154$, $\rho_{\text{ТНТ}} = 0,188$, $\rho_{\text{ТС2}} = 0,116$.

- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_{\text{ТС}} = 6500$ об/хв.

Для отримання прийнятних результатів розрахунку геометричних розмірів, отримані в процесі узгодження компресора і турбіни, були уточнені з урахуванням габаритів і форми проточної частини двигуна-прототипу.

2.8 ВИСНОВОК ПО РОЗДІЛУ

В результаті термогазодинамічних розрахунків двигуна отримали наступні параметри: питома потужність $N_{e\text{пт}} = 257,9$ кВт·с/кг, питома витрата палива $C_{e\text{пт}} = 0,2090$ кг/кВт·ч. Визначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перетинах. Отримані значення основних питомих параметрів проектуемого двигуна на ЕОМ відповідають рівню значень параметрів сучасних двигунів.

На базі розрахунку було сформовано «вигляд» двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільною двухступеневою турбіною. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахункових режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним середнім діаметром, з 7 ступенями, значення ККД $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,875$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{z\text{КНТ}} = 0,2048$.

КВТ - з постійним зовнішнім діаметром, з 7 ступенями, ККД $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8748$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{z\text{КВТ}} = 0,2715$.

Відносний діаметр втулки на виході з останнього ступеня КВТ $\bar{d}_k = 0,79$, що не перевищує допустимого $\bar{d}_k\text{доп} = 0,9186$.

Турбіна високого тиску, середньонапружена ($\mu_z = 1,521$), має одну ступінь, значення $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,892$, забезпечена умова $(h/D)_T = 0,0668 > 0,065$.

Турбіна низького тиску, середньонапружена ($\mu_z = 1,456$), має одну ступінь, значення $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,8569$.

Вільна турбіна високонавантажена ($\mu_z = 3,176$), має 2 ступені, значення $\eta_{\text{ТС}}^* = 0,91$, забезпечена умова $(h/D)_T = 0,1882 < 0,32$.

Також розраховані значення: T^* , P^* , C в основних перетинах двигуна і площі цих перетинів.

На третьому етапі було проведено газодинамічний розрахунок компресора. В результаті розрахунку були отримані геометричні параметри лопаткових вінців проточної частини компресора, значення тисків P , P^* , температури T , T^* на середньому радіусі кожного ступеня, ступінь підвищення тиску кожного ступеня і робота. Визначено остаточні розміри проточної частини. Алгоритм розрахунку видно з ручного рахунку першого ступеня компресора високого тиску. Всі ці дані використовуються при проектуванні решіток профілів багатоступінчастого компресора:

- Ступінь підвищення тиску $\pi_k^* : \pi_{\text{КНТ}}^* = 4,777$; $\pi_{\text{КВТ}}^* = 4,580$; $\pi_{\text{КС}}^* = 21,55$
- Частота обертання: $n_{\text{КНТ}} = 10360,5$ об/хв, $n_{\text{КВТ}} = 14117,6$ об/хв;
- Число ступенів: $Z_{\text{КНТ}} = 7$, $Z_{\text{КВТ}} = 7$,
- Робота компресора: $L_k = 473870$ кДж/кг;
- ККД компресора: $\eta_k^* = 0,8426$.

З аналізу результатів розрахунку видно, що забезпечені наступні умови: $\beta_1 > 25^\circ$ (зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступеня); відносний втулковий діаметр $\bar{d}_k \leq 0,92$ (зменшення розміру лопаток призводить до зменшення ККД компресора, і, як наслідок, зростанню впливу радіальних зазорів, зменшення числа Рейнольдса і підвищенню втрат при обтіканні лопаток малого розміру); забезпечено значення $\bar{C}_a = C_a/U_k > 0,4$ (інакше збільшуються втрати в решітках ступені); числа Маха ($M_{1w} = 0,8578$), не перевищують 0,84, за винятком 1 ступені КНТ, що не виключає появу хвильових втрат. Були точно визначені значення частот обертання КНТ і КВТ: $n_1 = 10360,5$ об/хв; $n_2 = 14117,6$ об/хв.

Параметри, отримані за результатами розрахунку, задовольняють вимоги, що пред'являються до сучасних багатоступеневим компресорів. Отриманий компресор забезпечує заданий π_k^* і ККД, що дозволяє виконати вимоги даного завдання.

Отримані результати і побудована решітка профілів першої ступені компресора високого тиску відповідає встановленим вимогам та зможе забезпечити необхідні параметри.

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА і РК першої ступені і СА другої ступені;

- на вході в РК ТВТ був отриманий кут $\alpha_1 = 15,7^\circ$, що відповідає вимогам $\alpha_1 > 15^\circ$;

- кут виходу потоку газу з ТВТ дорівнює $\alpha_2 = 70,5^\circ$, із ТНТ $\alpha_2 = 79,2^\circ$, із ТС $\alpha_2 = 86,3^\circ$, тобто напрямки потоків близькі до осьових;

- на всіх ступенях турбіни були отримані ККД: $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,888$; $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,918$; $\eta_{\text{ТС}1}^* = 0,922$; $\eta_{\text{ТС}2}^* = 0,920$.

- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні: $\mu_{\text{ЗТВТ}} = 1,5152$; $\mu_{\text{ЗТНТ}} = 1,5231$; $\mu_{\text{ЗТС}1} = 1,6881$; $\mu_{\text{ЗТС}2} = 1,4152$.

- характерну зміну основних параметрів (С, Т* і Т, Р* і Р) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;

- ступінь реактивності ступенів турбіни під втулковим перетином має позитивне значення: $\rho_{\text{ТВТ}} = 0,298$, $\rho_{\text{ТС}1} = 0,154$, $\rho_{\text{ТНТ}} = 0,188$, $\rho_{\text{ТС}2} = 0,116$.

- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_{\text{ТС}} = 6500$ об/хв.

Геометричні розміри, отримані в процесі узгодження компресора і турбіни, були уточнені з урахуванням габаритів і форми проточної частини двигуна-прототипу. Результати проведених розрахунків є задовільними і відповідають поставленій задачі.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОЦІНКА МОДЕРНІЗОВАНИХ ЛОПАТКОВИХ ВІНЦІВ

3.1 Постановка завдання

Ґрунтуючись на розрахунках 2 розділу, виконаємо оцінку модернізованих робочих лопаток компресора за допомогою тривимірних розрахунків.

3.2 Створення 3D моделі пера лопатки в програмі SIEMENS NX

SIEMENS NX – це потужна програма для побудови математичних 3D моделей, що поєднує можливість як твердотільного і поверхневого моделювання. Крім того, SIEMENS NX складається з величезного комплексу програмних модулів, що дозволяють вирішувати численні завдання від розробки промислового дизайну виробу, до створення програм управління верстатами для виробництва цього виробу.

Координати п'яти перетинів пера лопатки X і Y, містяться у файлі GFRK.rez і наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Координати профілю лопатки РК

x1 (39) , y1 (39)					
.00000	.64166	1.3011	2.6598	4.0589	5.5025
6.9887	8.5198	9.3007	10.092	10.895	11.710
12.542	13.411	13.832	14.276	14.731	14.922
15.022	15.256	15.155	15.089	14.947	14.573
14.192	13.791	13.028	12.241	11.453	10.667
9.8828	9.1031	7.5556	6.0205	4.4999	2.9922
1.5017	.75832	.11664E-01			
.00000	.74123	1.4592	2.8432	4.1742	5.4472
6.6644	7.8230	8.3821	8.9281	9.4586	9.9721
10.465	10.909	11.149	11.358	11.553	11.620
11.647	11.658	11.473	11.402	11.271	10.970
10.678	10.412	9.8304	9.2783	8.7282	8.1763
7.6212	7.0605	5.9233	4.7701	3.5978	2.4086
1.1969	.58873	-.15250E-01			
x2 (39) , y2 (39)					
.23563	.72616	1.2446	2.3464	3.5167	4.7607
6.0755	7.4644	8.1846	8.9217	9.6782	10.456
11.259	12.116	12.527	12.971	13.431	13.627
13.732	13.987	13.916	13.858	13.729	13.381
13.024	12.640	11.928	11.188	10.449	9.7148
8.9874	8.2688	6.8574	5.4750	4.1249	2.8049
1.5213	.88704	.25171			
-.87016	.17865E-02	.84509	2.4653	4.0151	5.4895
6.8912	8.2171	8.8537	9.4728	10.072	10.650
11.202	11.698	11.964	12.196	12.412	12.485
12.515	12.529	12.327	12.249	12.106	11.775
11.454	11.160	10.515	9.8993	9.2821	8.6597
8.0307	7.3925	6.0897	4.7573	3.3917	1.9952
.56142	-.16314	-.88665			
x3 (39) , y3 (39)					
.35818	.72762	1.1337	2.0316	3.0206	4.1067
5.2860	6.5625	7.2346	7.9292	8.6492	9.3969

Продовження таблиці 3.1

10.178	11.028	11.432	11.877	12.344	12.546
12.655	12.932	12.887	12.837	12.720	12.396
12.060	11.691	11.023	10.322	9.6228	8.9312
8.2489	7.5788	6.2739	5.0092	3.7890	2.6109
1.4834	.93089	.37851			
-1.4255	-.47567	.44242	2.2045	3.8877	5.4870
7.0055	8.4400	9.1279	9.7964	10.443	11.065
11.659	12.193	12.479	12.728	12.959	13.038
13.070	13.085	12.869	12.786	12.633	12.279
11.935	11.620	10.928	10.265	9.6004	8.9293
8.2502	7.5606	6.1507	4.7060	3.2229	1.7032
.13989	-.65156	-1.4431			
x4 (39) , y4 (39)					
.39489	.66489	.97923	1.7111	2.5524	3.5098
4.5785	5.7632	6.3960	7.0556	7.7457	8.4689
9.2318	10.079	10.476	10.924	11.397	11.605
11.719	12.017	11.998	11.955	11.850	11.548
11.232	10.876	10.250	9.5822	8.9177	8.2618
7.6170	6.9866	5.7676	4.5961	3.4773	2.4084
1.4001	.90958	.41936			
-1.8117	-.81138	.15529	2.0103	3.7822	5.4660
7.0653	8.5765	9.3014	10.006	10.687	11.344
11.970	12.532	12.833	13.096	13.339	13.422
13.456	13.471	13.244	13.157	12.995	12.622
12.259	11.927	11.197	10.498	9.7976	9.0902
8.3745	7.6477	6.1625	4.6413	3.0801	1.4809
-.16421	-.99714	-1.8303			
x5 (39) , y5 (39)					
.36142	.54758	.78490	1.3779	2.0955	2.9453
3.9214	5.0293	5.6291	6.2593	6.9242	7.6271
8.3754	9.2209	9.6129	10.064	10.544	10.758
10.877	11.195	11.203	11.167	11.073	10.792
10.495	10.152	9.5631	8.9261	8.2918	7.6668
7.0538	6.4568	5.3090	4.2129	3.1747	2.1916
1.2760	.83308	.38997			
-2.0956	-1.0605	-.60323E-01	1.8593	3.6940	5.4385
7.0968	8.6653	9.4182	10.150	10.859	11.541
12.193	12.778	13.092	13.365	13.619	13.705
13.740	13.756	13.518	13.427	13.258	12.869
12.490	12.144	11.383	10.655	9.9260	9.1902
8.4463	7.6915	6.1503	4.5738	2.9578	1.3043
-.39530	-1.2553	-2.1151			

Для завдання координати Z, тобто радіуса, на якому лежить перетин, необхідно скористатися інформацією, що міститься у файлі ОСК.rez, наведеної в таблиці 2.11.

Для розрахунку радіуса і-го перетину застосовується формула:

$$r_i = \frac{D_{1k}}{2} \bar{r}_i,$$

де D_{1k} - діаметр периферії на вході в робоче колесо,

\bar{r}_i - відносний радіус перетину пера лопатки.

На підставі наведеної вище інформації, в текстовому редакторі створюємо файли з розширенням *.dat, що містять координати перетинів профілю. П'ять перетинів описують перо лопатки, отже необхідно створити 5 файлів. Приклад наведено в таблиці 3.2 для першого перетину.

Таблиця 3.2 – Координати першого перетину профілю

0.0000	0.0000	263.8000
0.6417	0.7412	263.8000
1.3011	1.4592	263.8000
2.6598	2.8432	263.8000
4.0589	4.1742	263.8000
5.5025	5.4472	263.8000
6.9887	6.6644	263.8000
8.5198	7.8230	263.8000
9.3007	8.3821	263.8000
10.0920	8.9281	263.8000
10.8950	9.4586	263.8000
11.7100	9.9721	263.8000
12.5420	10.4650	263.8000
13.4110	10.9090	263.8000
13.8320	11.1490	263.8000
14.2760	11.3580	263.8000
14.7310	11.5530	263.8000
14.9220	11.6200	263.8000
15.0220	11.6470	263.8000
15.2560	11.6580	263.8000
15.1550	11.4730	263.8000
15.0890	11.4020	263.8000
14.9470	11.2710	263.8000
14.5730	10.9700	263.8000
14.1920	10.6780	263.8000
13.7910	10.4120	263.8000
13.0280	9.8403	263.8000
12.2410	9.2783	263.8000
11.4530	8.7282	263.8000
10.6670	8.1763	263.8000
9.8828	7.6212	263.8000
9.1031	7.0605	263.8000
7.5556	5.9233	263.8000
6.0205	4.7701	263.8000
4.4999	3.5978	263.8000
2.9922	2.4086	263.8000
1.5017	1.1969	263.8000
0.7583	0.5887	263.8000
0.0117	-1.53E-02	263.8000

У SIEMENS NX створюється контур перетину (вхідна кромка профілю, спинка і коритце, *Слайн => Через точки => Точки з файлу*). Виміряти відстань між точками на розриві контуру. Приймаємо допущення, що це відстань діаметр вписаного кола в вихідну кромку профілю. Вимір відстані, команда *Аналіз = > Відстань*, прив'язка-кінцева точка.

Розділяється на дві криві контур профілю за допомогою команди *Змінити => Крива=> Поділ* з вибором опції рівні сегменти. Командою *Вставити => Криві => Базові криві => Заокруглення* і опцією заокруглення 2 кривих створюється вихідна кромка профілю за допомогою раніше вимірянних радіусів.

Аналогічний підхід додається до чотирьох останніх перетенів профілю лопатки.

Для створення 3D моделі пера лопатки, зміщуються перетини пера лопатки в точку центра ваги. Для визначення координат цієї точки використовується команда *Аналіз=> Розширені масові характеристики=> Площа по кривих=> Межа (постійна)*. Далі командою *Змінити=> Перемістити об'єкт=> Динаміка* перетини переміщуються, в їх центри ваги на вісь лопатки, точка (0, 0).

В результаті отримані перетини и профілю лопатки, показані на рисунку 3.1.

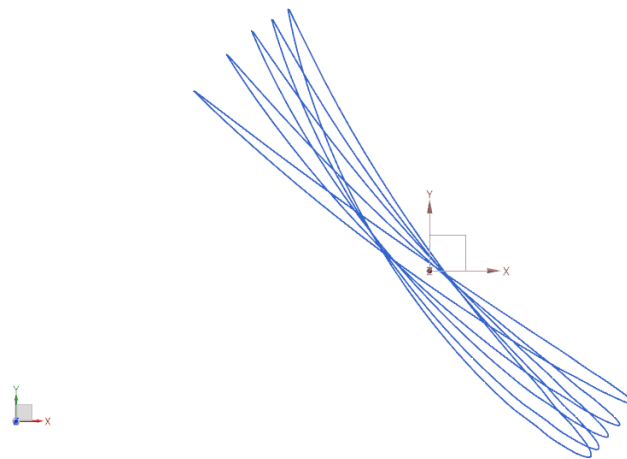


Рисунок 3.1 – Перетини профілю лопатки

Далі командою *Вставити=> Поверхня по сітці кривих=> По перетинах* будується тверде тіло пера лопатки, шляхом натягування поверхні на наявні перетини.

Продовжуємо лопатку, для спрощення побудови геометрія проточної частини, шляхом, *Вставити=> Зміщення / Масштаб=> Зміщення грані*, вона задається в пакеті побудови геометрії ANSYS Geometry.

Отримана твердотільна модель пера лопатки, на рисунку 3.2.

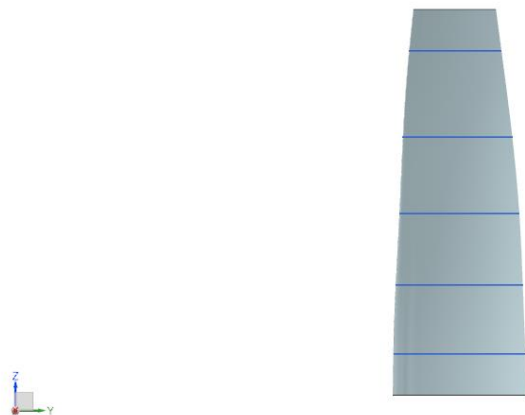


Рисунок 3.2 – Твердотільна модель пера лопатки

3.3. Тривимірний газодинамічний розрахунок РК першого ступеня компресора високого тиску

У слідстві значного прогресу операційних і комп'ютерних систем, обчислення газодинамічних характеристик стало можливим за допомогою, CFD – методів. Заснованих на системі рівнянь Нав'є-Стокса, завдяки яким описують перебіг газу і рідини з мінімальними допущеннями ґрунтуючись на фундаментальних законах збереження.

Результати отримані рішенням задач цими методами, близькі до експериментальних. А терміни і вартість подібного підходу незрівнянно нижче, ніж при проведенні експериментів. Даючи вичерпну інформацію про параметри всіх точок розглянутої області потоку. У слідстві число необхідних експериментів зменшується для проектування і доведення, що безсумнівно позитивно впливає на вартість і термін розробки виробу.

У вирішенні поставленого завдання застосовується програма ANSYS 18.2. Рішення задачі складається з п'яти етапів і трьох різних пакетів ANSYS.

Перший етап-завдання геометрії розрахункової області в пакеті Geometry. На другому етапі, настройка розрахункової сітки в пакеті TurboGrid. Третій етап задіє пакеті CFX. Завдання граничних умови в меню *Setup*, в меню *Solution* проводиться розрахунок. По його закінченню, обробка результатів розрахунків в меню *Results*.

3.4 Побудова геометрії розрахункової області

В системі SIEMENS NX, за допомогою команд *Файл=>Експорт =>IGES* створюється файл розширення *.igs, що містить геометрію пера лопатки КВТ. Для імпорту моделі в програму Geometry використовують команду *File=>Import*

External Geometry File в меню вказується шлях до файлу з розширенням *.igs раніше збереженим. Кнопка *Generate* відобразить її у вікні програми.

Далі необхідно створити геометрію розрахункової області, описується вона втулкою (*hub*) і периферією (*shroud*), які є меридіональними обводами проточної частини компресора або радіальними межами для потоку. Блок входу (*inlet*) і блок виходу (*outlet*) встановлюються умовно, відстань між ними приймають рівній висоті пера лопатки.

Будується геометрія розрахункової області за допомогою команд *New Item = > Line*, розрахункові перетини будуються за допомогою інструменту *FlowPath*. Отримана розрахункова область і лопатковий вінець експортують в TurboGrid за допомогою інструменту *ExportPoints*.

Розрахункова область нанесена з розрахунковими перетинами, показана на рисунку 3.3.

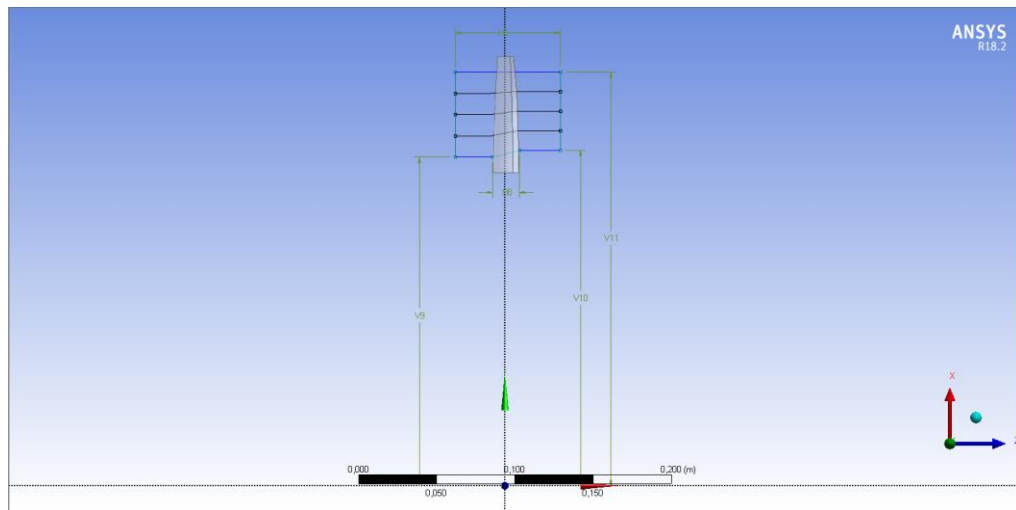


Рисунок 3.3 – Розрахункова область нанесена з розрахунковими перетинами.

3.5 Побудова сітки контрольних об'ємів

У пакеті TurboGrid створюється розрахункова сітка для досліджуваного об'єкта, одним з багатьох модулів програмного комплексу ANSYS.

При накладенні сітки вона повинна бути структурованою, іншими словами, кінцеві елементи сітки повинні мати форму гексаедра, межі якого орієнтовані лініями струміння паралельно або перпендикулярно, форма фігури якої треба прагнути паралелепіпед.

Суть даного методу в поділі на блоки геометрії розрахункової області, які гарантовано можуть бути розбиті якісною сіткою. Такий підхід автоматизований в програмі TurboGrid, починається він з поділу на структурні блоки геометрії, його принципова схема називається топологія (*Topology*). Сітка кінцевих

елементів накладається після опису кількості осередків їх форми, взаємного розташування та інших параметрів структурних блоків.

Високоякісну сітку в програмі TurboGrid, можна отримати без додаткових налаштувань використовуючи автоматизований алгоритм побудови топології сітки *ATM Optimized*, він застосовується для турбомашин.

Програма TurboGrid використовує автоматизований алгоритм побудови топології сіток в турбомашині *ATM Optimized*, який дозволяє отримувати високоякісну сітку без додаткових налаштувань.

У меню *MeshData* потрібно ввести необхідні параметри налаштування (рисунок 3.4).

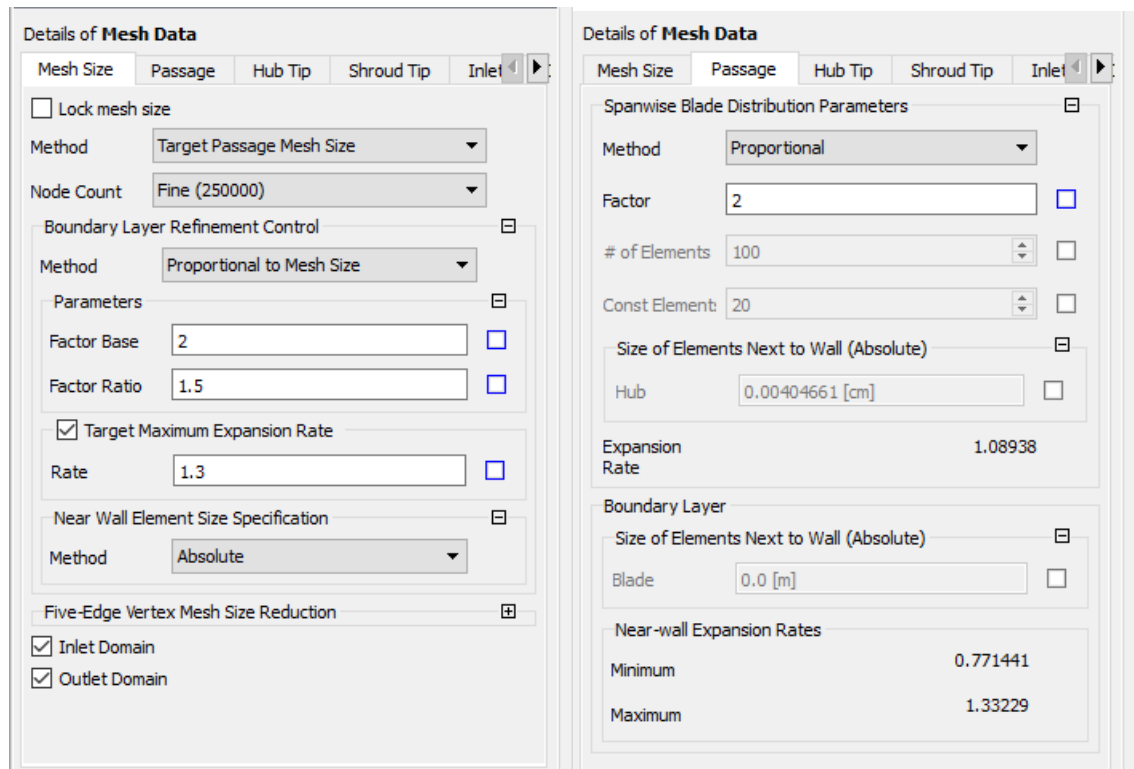


Рисунок 3.4 – Налаштування розрахункової сітки

Радіальний зазор досліджуваного робоче колеса-0,82 % від висоти лопатки. Щоб його задати, вибирається елемент *Shroud Tip* в дереві побудови проекту елемента *Blade Set*. У меню *TipOption*=> *Constant Span* вказується тип зазору, *Span* => 0.9982 - відсоток від висоти лопатки.

Генерування сітки починається після повного визначення топології та якості сітки для всіх верств, в дереві побудови *3D-Mesh* ПКМ *Create Mesh*. Отримуємо візуалізовану розрахункову сітку, що покриває всю розрахункову область (рис. 3.5).

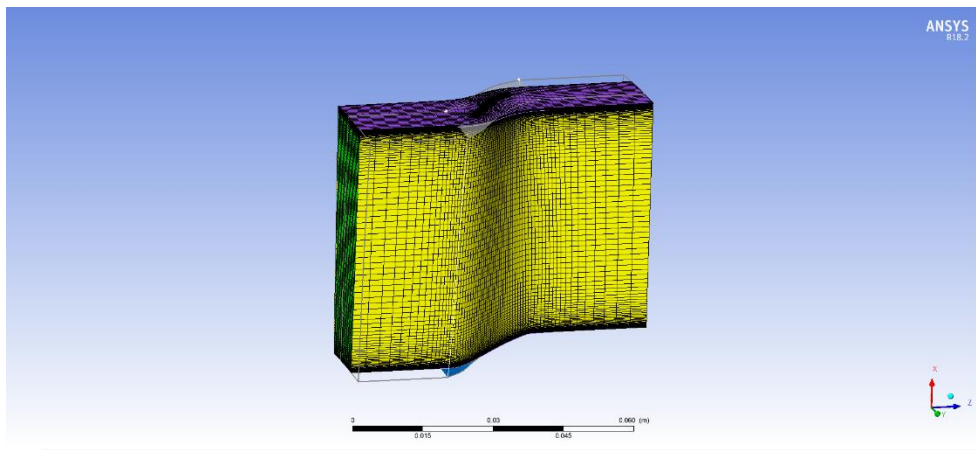


Рисунок 3.5 – Розрахункова сітка

Якість побудованої сітки оцінюється подвійним клацанням ЛКМ по команді *Mesh Analysis*. У всіх параметрів є рекомендовані діапазони значень, якщо один з них виходить за його межі, осередки стають червоними з виділенням у вигляді знаку оклику, в слідстві чого підвищується похибка розрахунку. Клацнувши ЛКМ по виділеному значенню, у вікні візуалізації будуть показані осередки, в яких перевищено рекомендоване значення обраного критерію. Помилки при побудові іноді пов'язані з тонкою вихідною кромкою лопатки (рисунок 3.6).

Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face An...	9.16383 [degree]	0.0018	!
Maximum Face A...	176.203 [degree]	0.0196	!
Maximum Elemen...	40.7864	0.0079	!
Minimum Volume	2.27343e-13 [m...]	0.0000	✓
Maximum Edge L...	29.49	0.0000	✓
Maximum Connec...	10	0.0000	✓

Рисунок 3.6 – Аналіз якості розрахункової сітки

3.6 Завдання граничних умов

Завдання граничних умов виконується препроцесорі *Setup* вибравши вкладку *Tools => Turbo Mode* у верхньому меню. Даний шаблон дає можливість в автоматизованому режимі змоделювати розрахункову модель і її процеси в турбомашині, скоротивши час і трудомісткість на її опис.

Після запуску турбо шаблону вводимо необхідні зміни, вони вказані на рисунку 3.7.

Basic Settings

Machine Type: Axial Compressor

Axes

Coordinate Frame: Coord 0

Rotation Axis: Z

Axis Visibility

Analysis Type

Type: Steady State

Component Type

Type: Rotating

Value: 14106.9 [rev min⁻¹]

Mesh

File: F:\Proekt\LOP1_files\dp0\TS-1\TS\TS-1.gtm

Available Volumes

Passages and Alignment

Region Information

Wall Configuration

Tip Clearance at Shroud: Yes No

Tip Clearance at Hub: Yes No

Physics Definition

Fluid: Air Ideal Gas

Model Data

Reference Pressure: 0 [atm]

Heat Transfer: Total Energy

Turbulence: Shear Stress Transport

Inflow/Outflow Boundary Templates

None

P-Total Inlet P-Static Outlet

P-Total Inlet Mass Flow Outlet

Mass Flow Inlet P-Static Outlet

Inflow

T-Total: -465.70 [K]

Mass Flow: Per Machine

Mass Flow Rate: 43.985 [kg s⁻¹]

Flow Direction: Cylindrical Components

Inflow Direction (a,r,t): 181.03 | 0 | 96.73

Outflow

P-Static: 449242 [Pa]

Solver Parameters

Рисунок 3.7 – Завдання базових налаштувань і граничних умов в Setup SFX

Після введення параметрів в основних вікнах ANSYS CFX-Pre відобразиться модель із зазначеними на ній всіх граничних умов (рисунок 3.9).

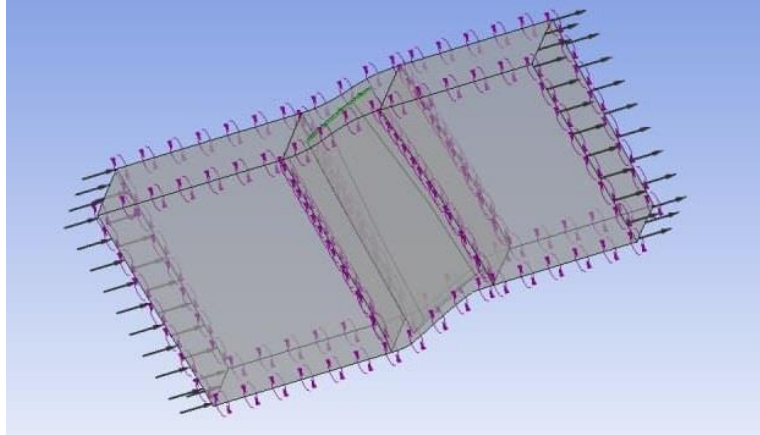


Рисунок 3.9 – Розрахункова модель РК

3.7 Рішення задачі обтікання потоком лопатки РК першого ступеня КВТ

Рішення здійснюється в модулі CFX-SolverManager, при зазначеному режимі паралельного розрахунку: *RunMode=> Intel MPI Local Parallel*. Паралельний розрахунок скорочує час обчислення, діленням задачі на процеси, в різних процесорах (ядрах) одночасно. У вікні програми Ansys CFX Solver, можна спостерігати як відображаються зміни нев'язок і графіків.

3.8 Обробка отриманих результатів розрахунку

Обробляються результати розрахунку в програмі ANSYS CFX-Post, вона є універсальною і здатна візуалізувати результати розрахунку.

Ansys CFX Post має шаблон *Turbo=> Initialize All Components*, для візуалізації розрахованих турбомашин. Запустивши ініціалізацію потрібних компонентів модуля, всі написи будуть яскраво підсвічені у вкладці *Turbo*.

Blade-to-Blade візуалізує поля розподілу параметрів в між лопатковому каналі.

Візуалізація розподілу усереднених параметрів меридіонального перетину РК запускається у вкладці *Turbo*, пункт *Meridional*.

Розподіл параметрів уздовж меридіональної площини представлено на рисунку 3.10. Результати розрахунку в таблиці 3.3.

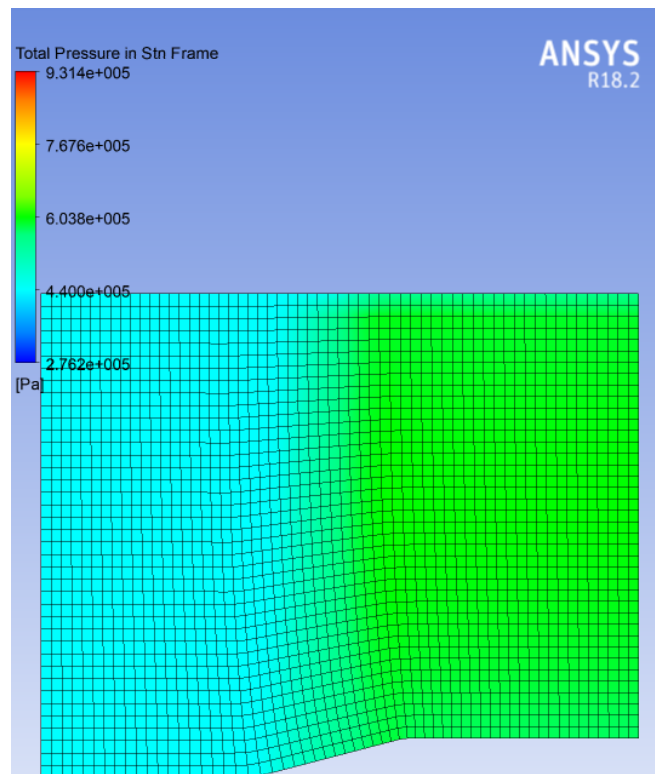
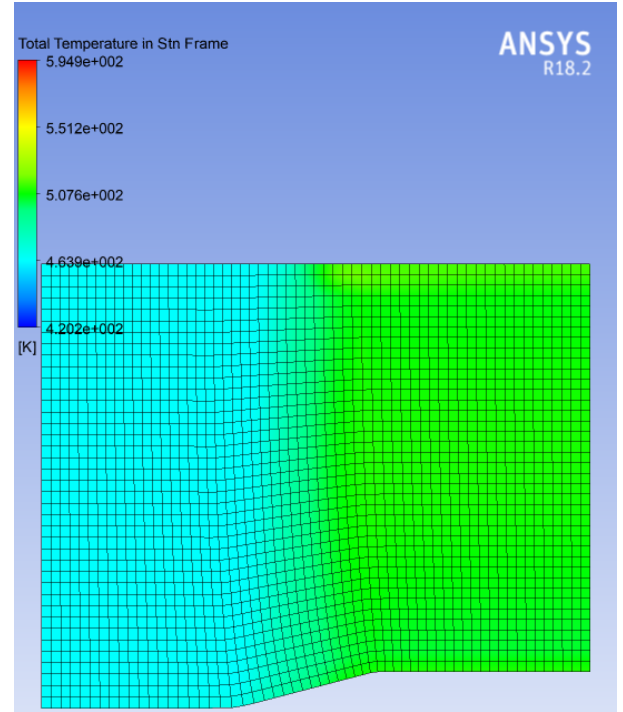
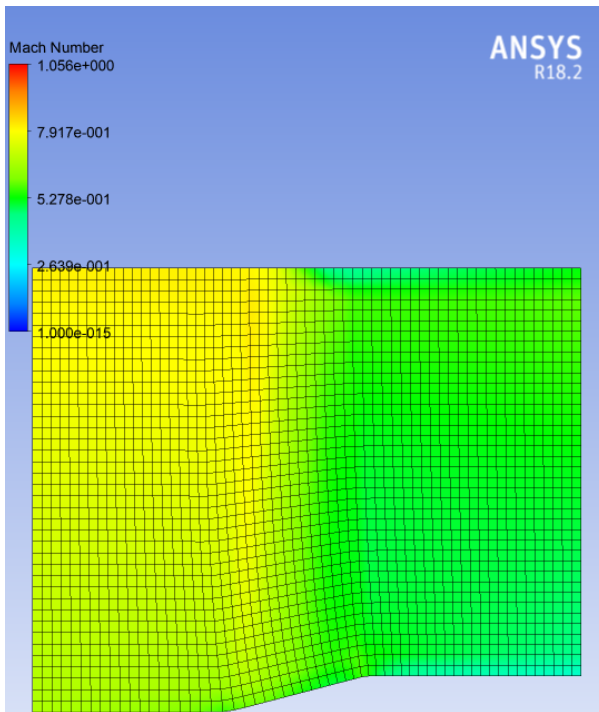


Рисунок 3.10 – Зміна параметрів повної температури і повного тиску вздовж меридіональної площини Зміна числа Маха у відносному русі вздовж меридіональної площини

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку параметрів ступеня

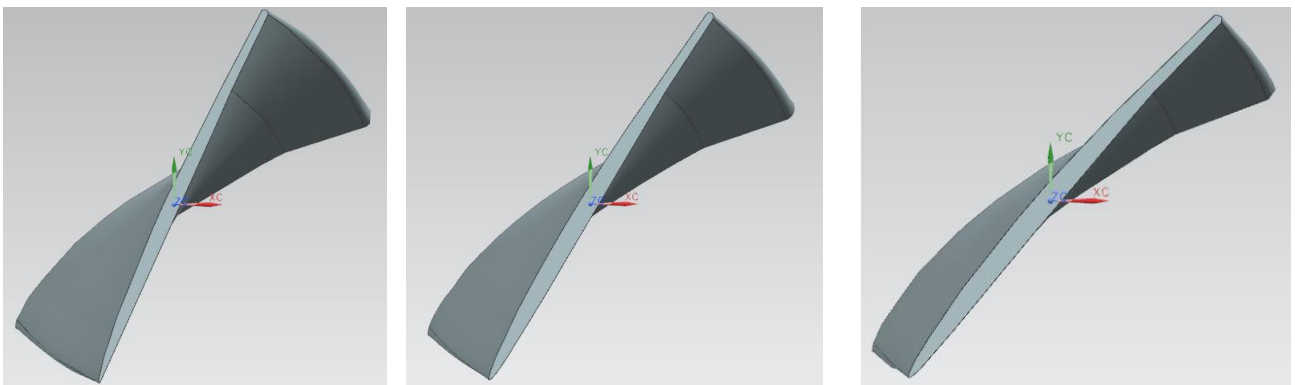
$M_{w1 max}$	$L_{ст}^*$	$\pi_{ст}^*$	$\pi_{ст}$	$\eta_{ст}^*$	$\eta_{ст}$
1,056	44159	1,33763	1,19268	0,916172	0,88863

3.9 Дослідження та оцінка модернізація форми лопатки робочого колеса

Модернізація осьових компресорів насамперед спрямована, на розширення зони робочих режимів, підвищення ККД, збільшення напору. Параметри часто удосконалюються, шляхом модернізації форми лопаток робочого колеса ступеня ОК. Скористаємося методом малих відхилень змінюючи значення кута установки четвертого перетину від $0 \dots \pm 3^\circ$, п'ятого перетину від $0 \dots \pm 6^\circ$ (першим, другим і третім перетин залишаємо незмінними) в системі SIEMENS NX. На рисунок 3.11 показані як приклад візуальної зміни декількох лопаток при модернізації методом малих відхилень. У таблиці 3.4 показані всі лопатки і їх перетини, зі змінами в кутах натікання по кожному перетину, які будуть розраховані.

Таблиці 3.4 – Лопатки з їх змінами кута установки по кожному перетину.

1	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; +3; +6)$	8	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; -0,5; -1)$
2	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; +2,5; +5)$	9	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; -1; -2)$
3	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; +2; +4)$	10	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; -1,5; -3)$
4	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; +1,5; +3)$	11	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; -2; -4)$
5	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; +1; +2)$	12	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; -2,5; -5)$
6	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; +0,5; +1)$	13	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; -3; -6)$
7	$\Delta\gamma = (0; 0; 0; 0; 0)$		

Рисунок 3.11 – Лопатки робочого колеса $\Delta\gamma = (0;0;0; +3; +6)$; $\Delta\gamma = (0;0;0;0;0)$; $\Delta\gamma = (0;0;0; -3; -6)$.

Аналогічні дії при розрахунку лопаток в таблиці 3.4, проводимо в програмі ANSYS з побудови геометрії проточної частини, створення сітки, граничні умови змін не підлягають.

Спочатку проаналізуємо результати розрахунку в таблиці 3.5, для вибору найкращої модернізації і подальшого більш поглибленого аналізу.

На рисунках 3.12-3.15 представлені всі параметри в графічному вигляді для більш наочного порівняння параметрів модернізованих ступенів.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку параметрів модифікованих ступенів

	$M_{w1 \max}$	$L_{ст}^*$	$\pi_{ст}^*$	$\pi_{ст}$	$\eta_{ст}^*$	$\eta_{ст}$
1	1,218	46971,6	1,36244	1,20398	0,91808	0,890817
2	1,166	46547,6	1,35879	1,20255	0,918069	0,891025
3	1,127	46086,6	1,35483	1,20093	0,918041	0,891189
4	1,106	45618,2	1,35067	1,19908	0,917688	0,890811
5	1,087	45131,9	1,34636	1,19708	0,917291	0,890316
6	1,071	44658,1	1,34212	1,195	0,916781	0,889585
7	1,056	44159	1,33763	1,19268	0,916172	0,88863
8	1,052	43644,6	1,33299	1,19016	0,915446	0,887433
9	1,044	43143,9	1,3285	1,18762	0,914761	0,886219
10	1,039	42504,9	1,32276	1,18443	0,91382	0,884584
11	1,032	41991,9	1,3181	1,18155	0,912845	0,882751
12	1,023	41488,3	1,31343	1,17845	0,911601	0,880368
13	1,084	40994,4	1,30881	1,17523	0,910216	0,877639

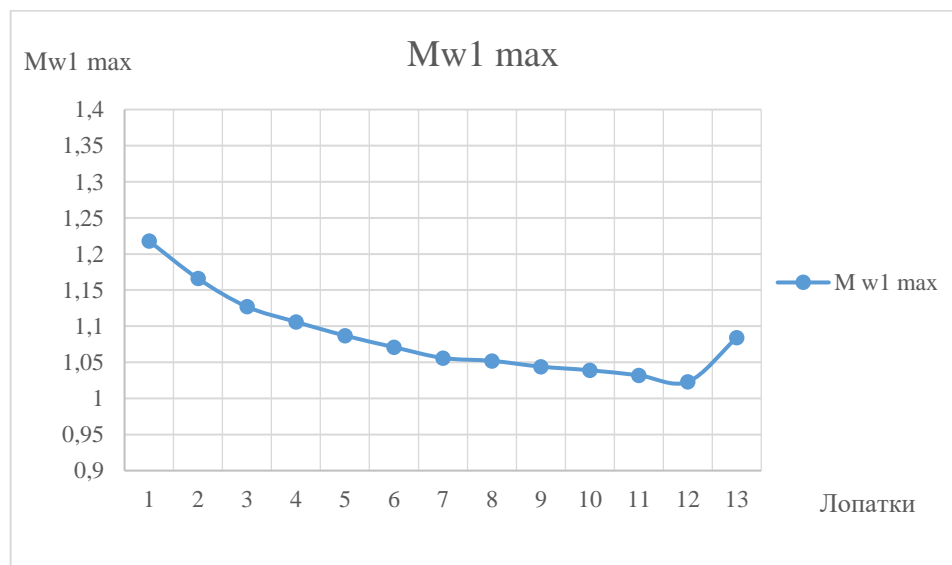


Рисунок 3.12 – Графік, розподілу $M_{w1 \max}$ в між лопатковому каналі по лопаткам

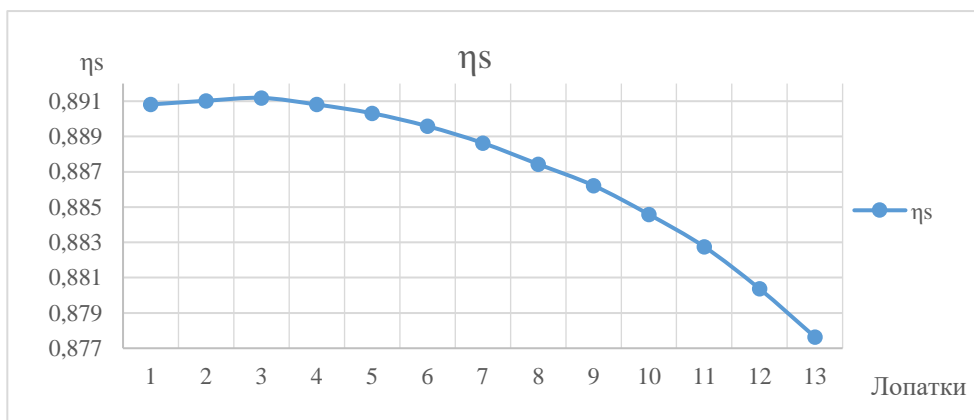
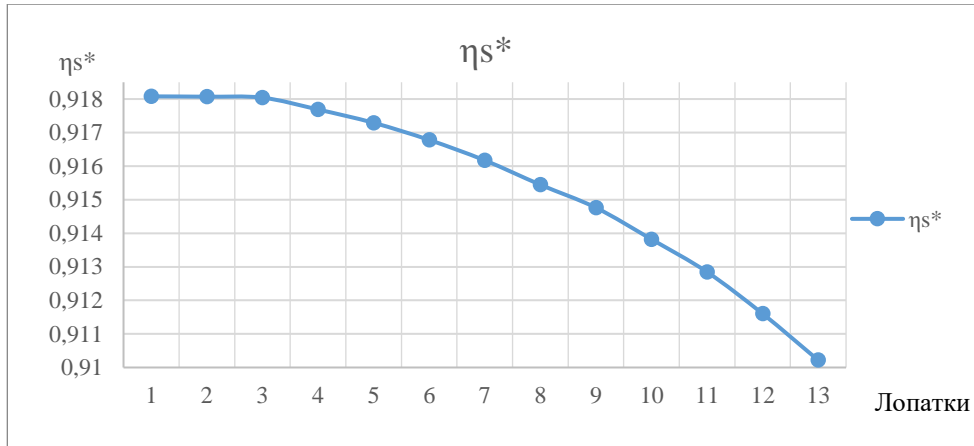


Рисунок 3.13 – Графік, розподілу $\eta_{ст}^*$ и $\eta_{ст}$ в між лопатковому каналі по лопаткам

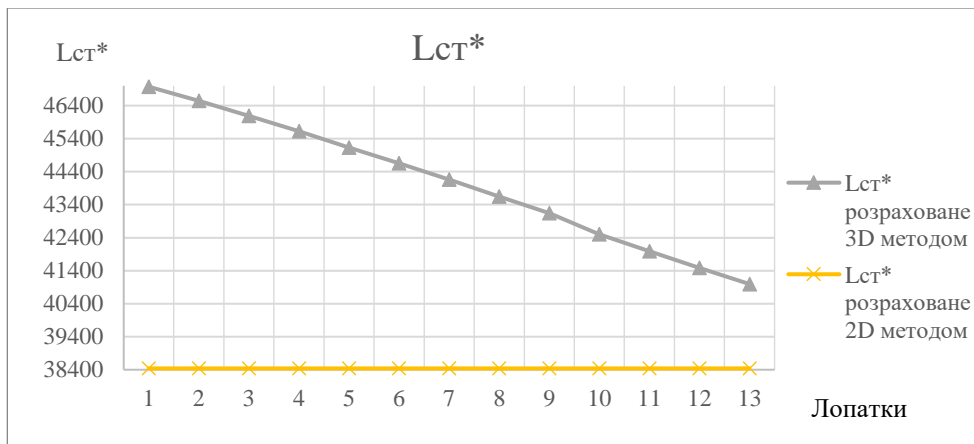


Рисунок 3.14 – Графік, розподілу $L_{ст}^*$ в між лопатковому каналі по лопаткам розрахованими 3D методом, в порівнянні з 2D методом

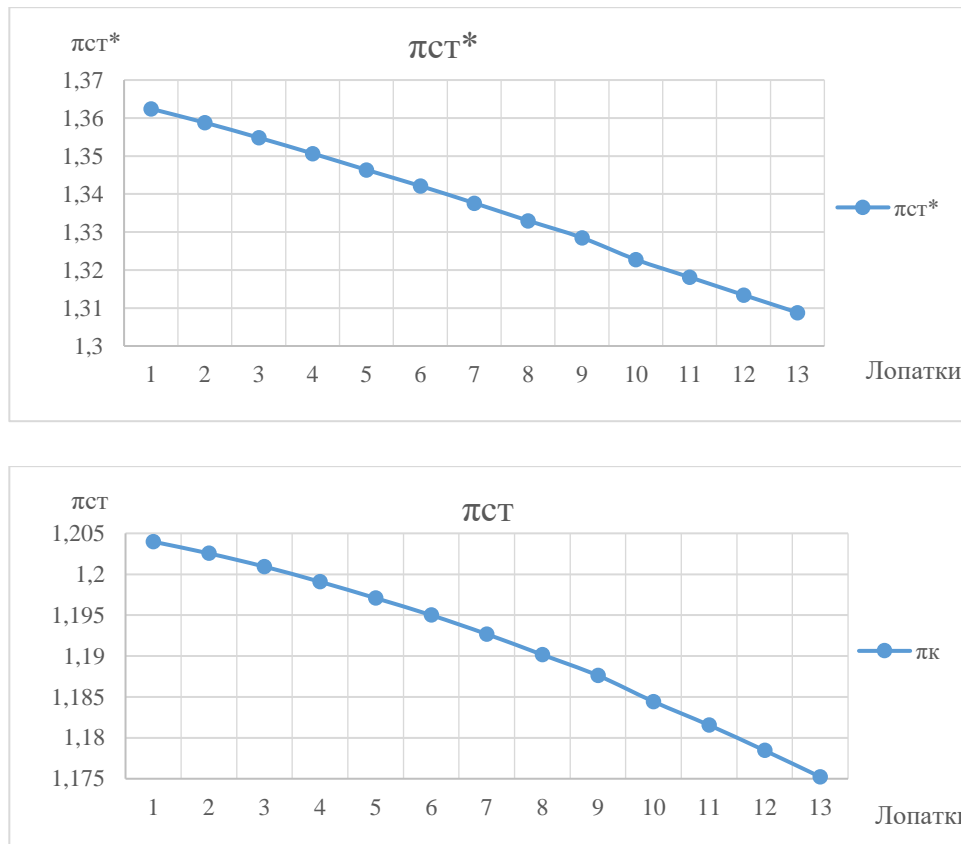


Рисунок 3.15 – Графік, розподілу $\pi_{ст}^*$ и $\pi_{ст}$ в між лопатковому каналі по лопаткам

Орієнтуючись на дані вище і на ККД, зокрема, впевнено заявляємо, що метод малих відхилень допоміг поліпшити лопатку, отриману в розрахунках 2 розділу. Модифікована лопатка при зміні кута натікання потоку 4 і 5 перетину, $\Delta\gamma = (0; 0; 0; +2; +4)$, краща вихідної $\Delta\gamma = (0; 0; 0; 0; 0)$. У таблиці 3.6 винесені результатів розрахунків параметрів, найкращої моделі модифікованої лопатки ступені і вихідної. Детальніше результати розрахунку розподілу параметрів в між лопатковому каналі отримують за допомогою програми *Blade-to-Blade*.

Рисунки 3.16-3.21 отримані завдяки *Blade-to-Blade*, описують і дають розгорнуте розуміння поведінки потоку, зміна числа Маха, тиску, температурами у відносному русі між лопаткового каналу на 0,5, 0,7, 0,9, 0,95 по висоті лопатки. Т. я. у діапазоні від 0 до 0,5, струмінь змінюється не явно.

Таблиця 3.6 – Результати розрахунку параметрів модифікованої лопатки ступені і оригінальної.

	$M_{w1 max}$	$L_{ст}^*$	$\pi_{ст}^*$	$\pi_{ст}$	$\eta_{ст}^*$	$\eta_{ст}$
$\Delta\gamma=(0; 0; 0; +2; +4)$	1,127	46086,6	1,35483	1,20093	0,918041	0,891189
$\gamma=(0; 0; 0; 0; 0)$	1,056	44159	1,33763	1,19268	0,916172	0,88863

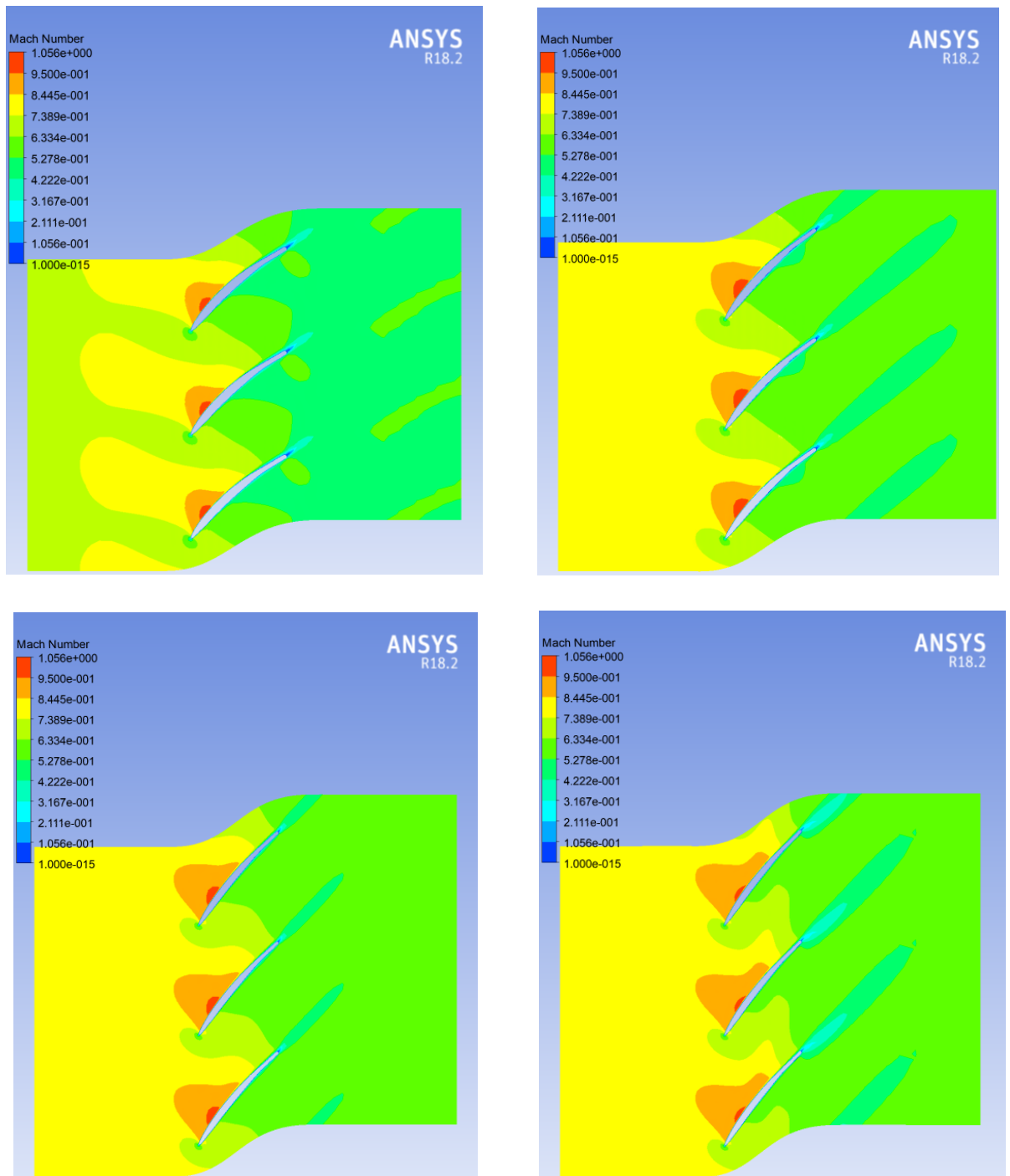


Рисунок 3.16 – Зміна числа Маха у відносному русі між лопаткового каналу вихідної лопатки на радіусах 0,5, 0,7, 0,9, 0,95 по висоті лопатк

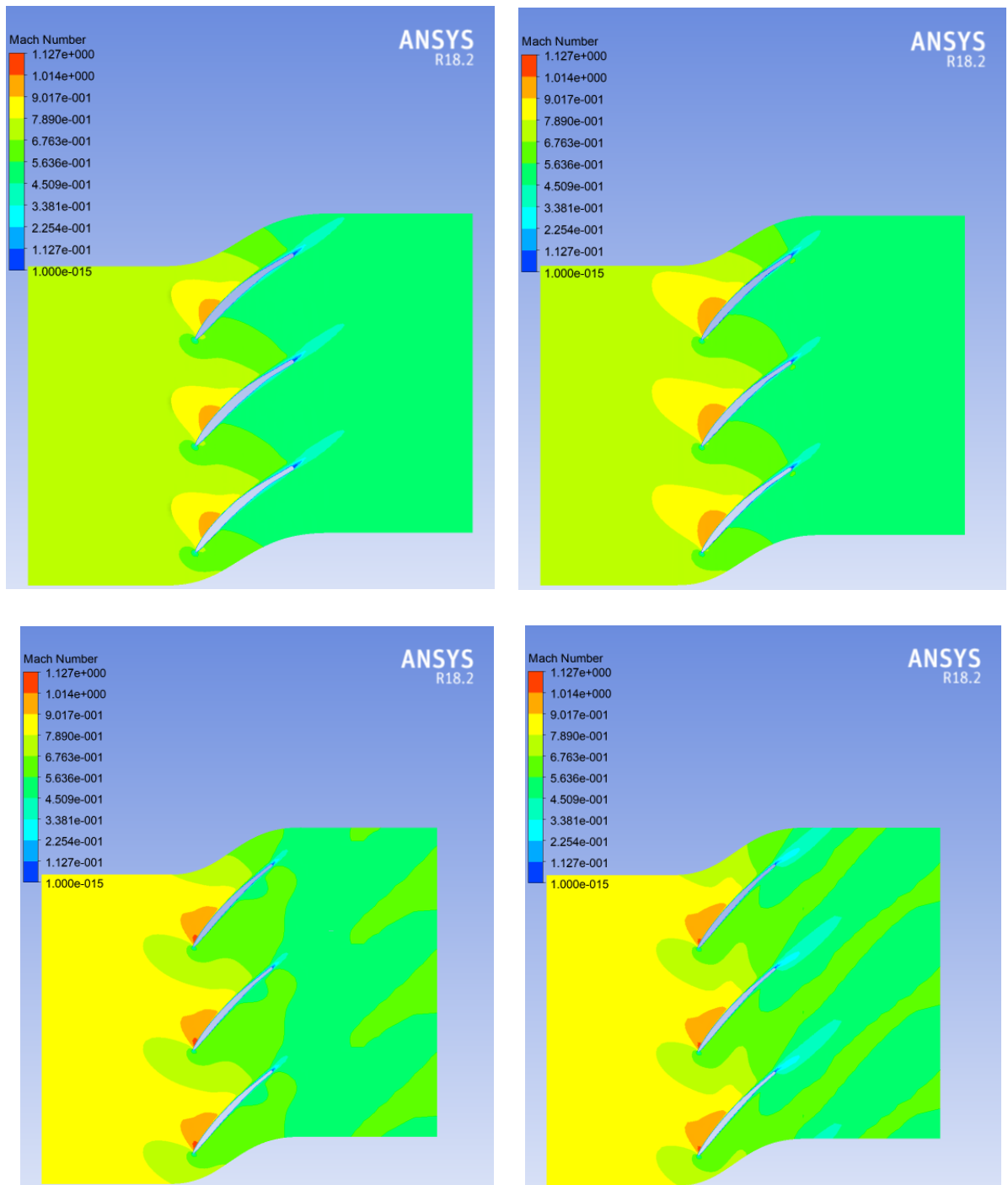


Рисунок 3.17 – Зміна числа Маха у відносному русі між лопаткового каналу модернізованої лопатки на радіусах 0,5, 0,7, 0,9, 0,95 по висоті лопатки.

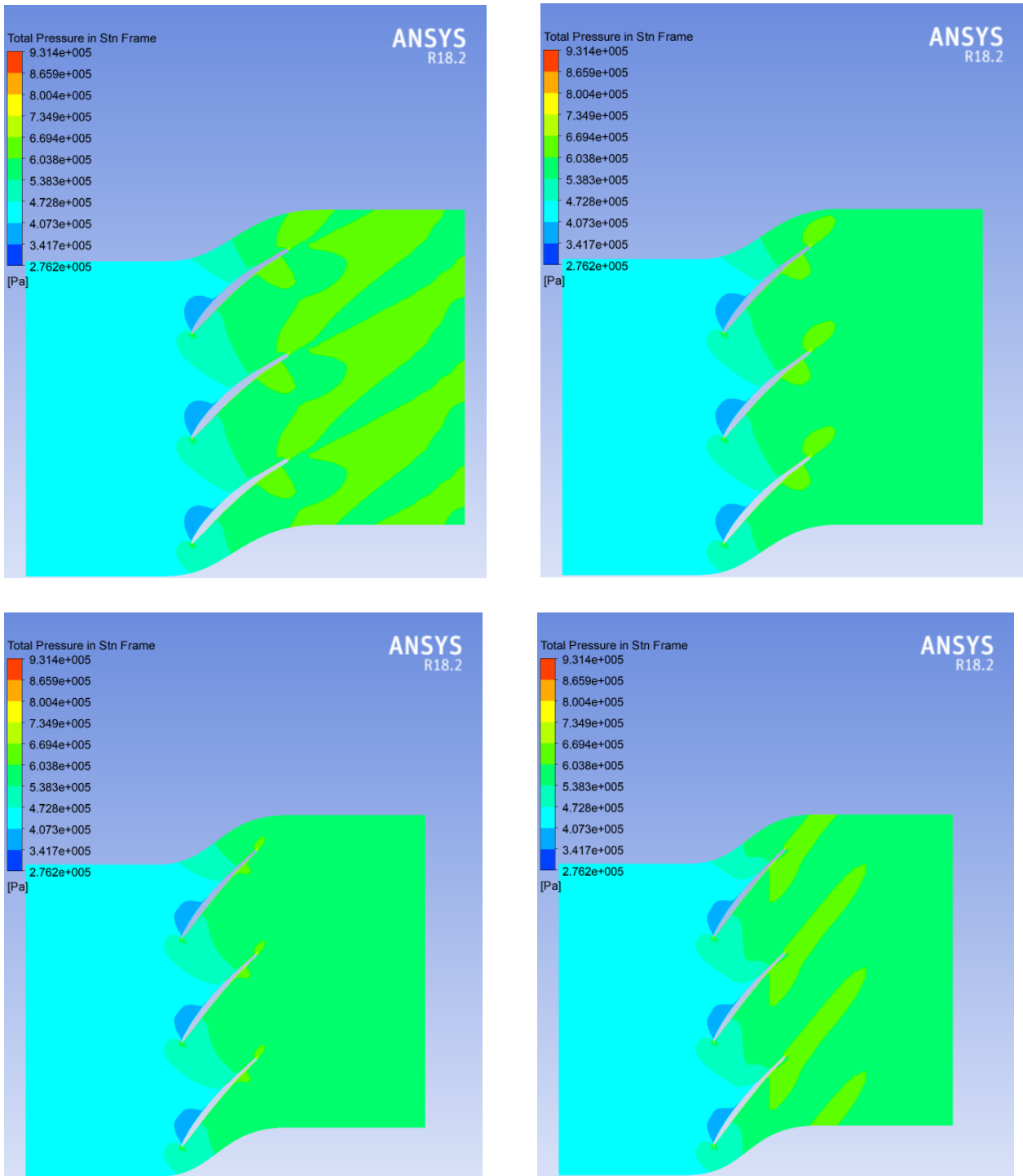


Рисунок 3.18 – Зміна повного тиску у відносному русі між лопаткового каналу вихідної лопатки на радіусах 0,5, 0,7, 0,9, 0,95 по висоті лопатк

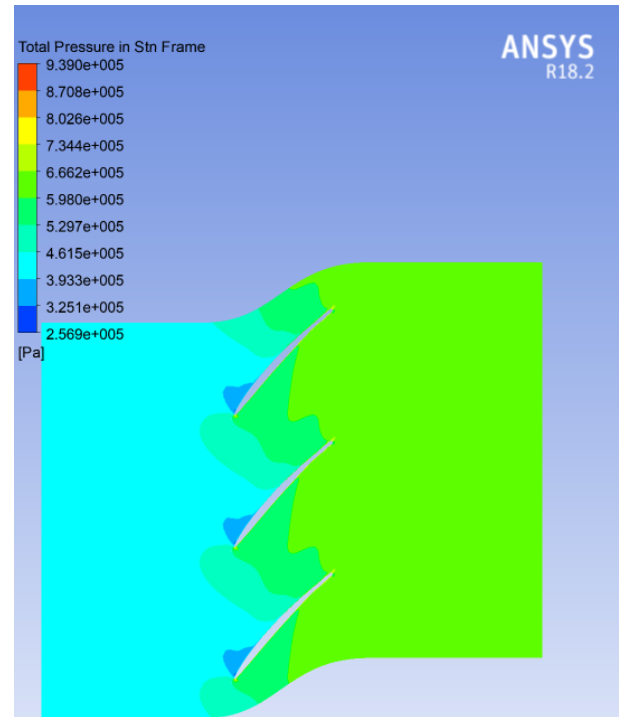
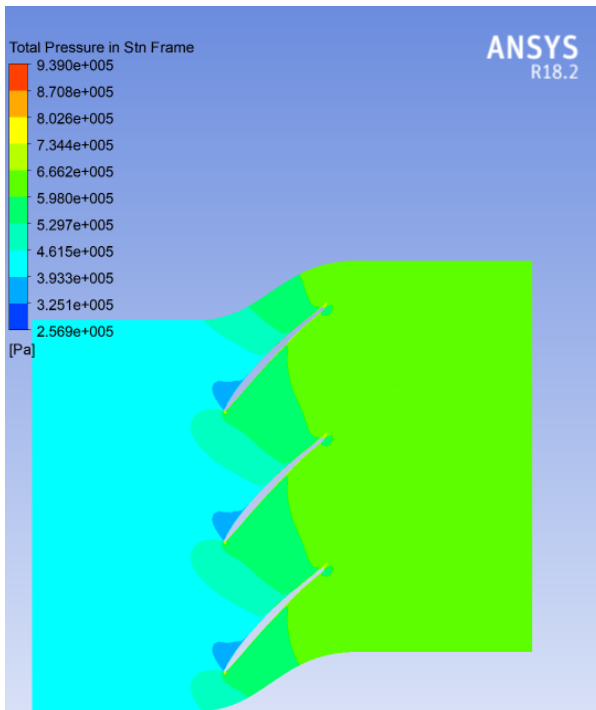
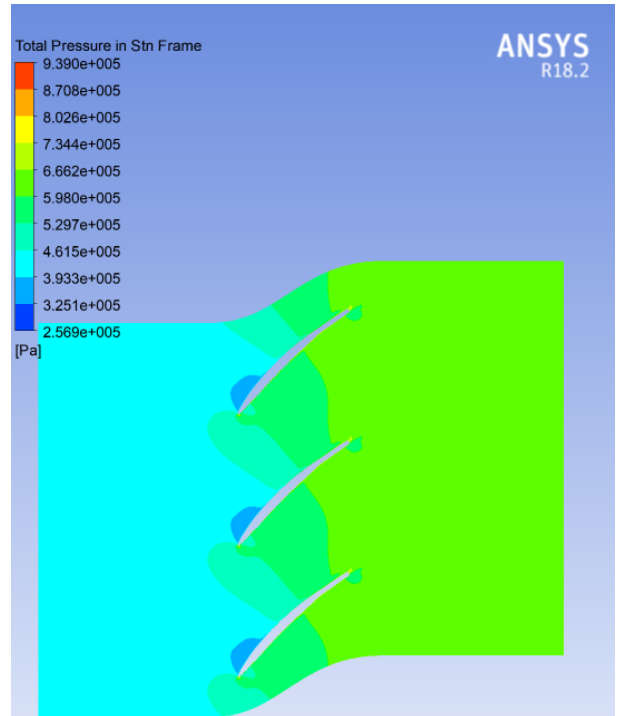
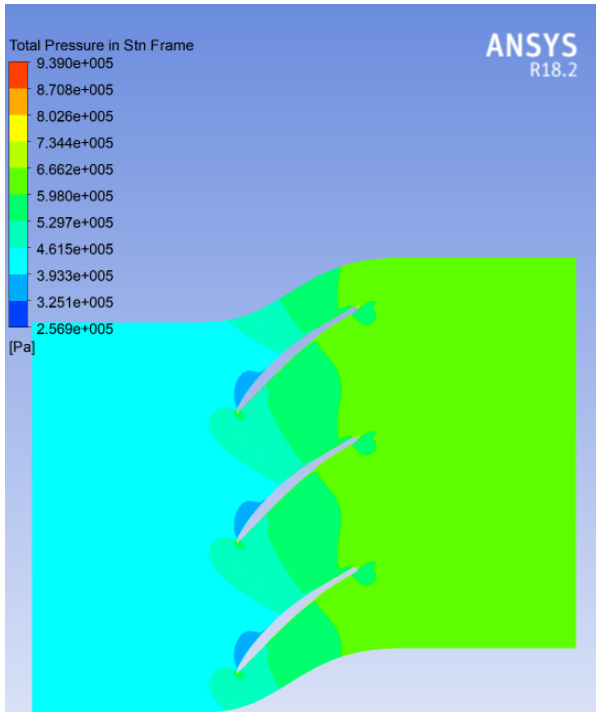


Рисунок 3.19 – Зміна повного тиску у відносному русі між лопаткового каналу модернізованої лопатки на радіусах 0,5, 0,7, 0,9, 0,95 по висоті лопатки.

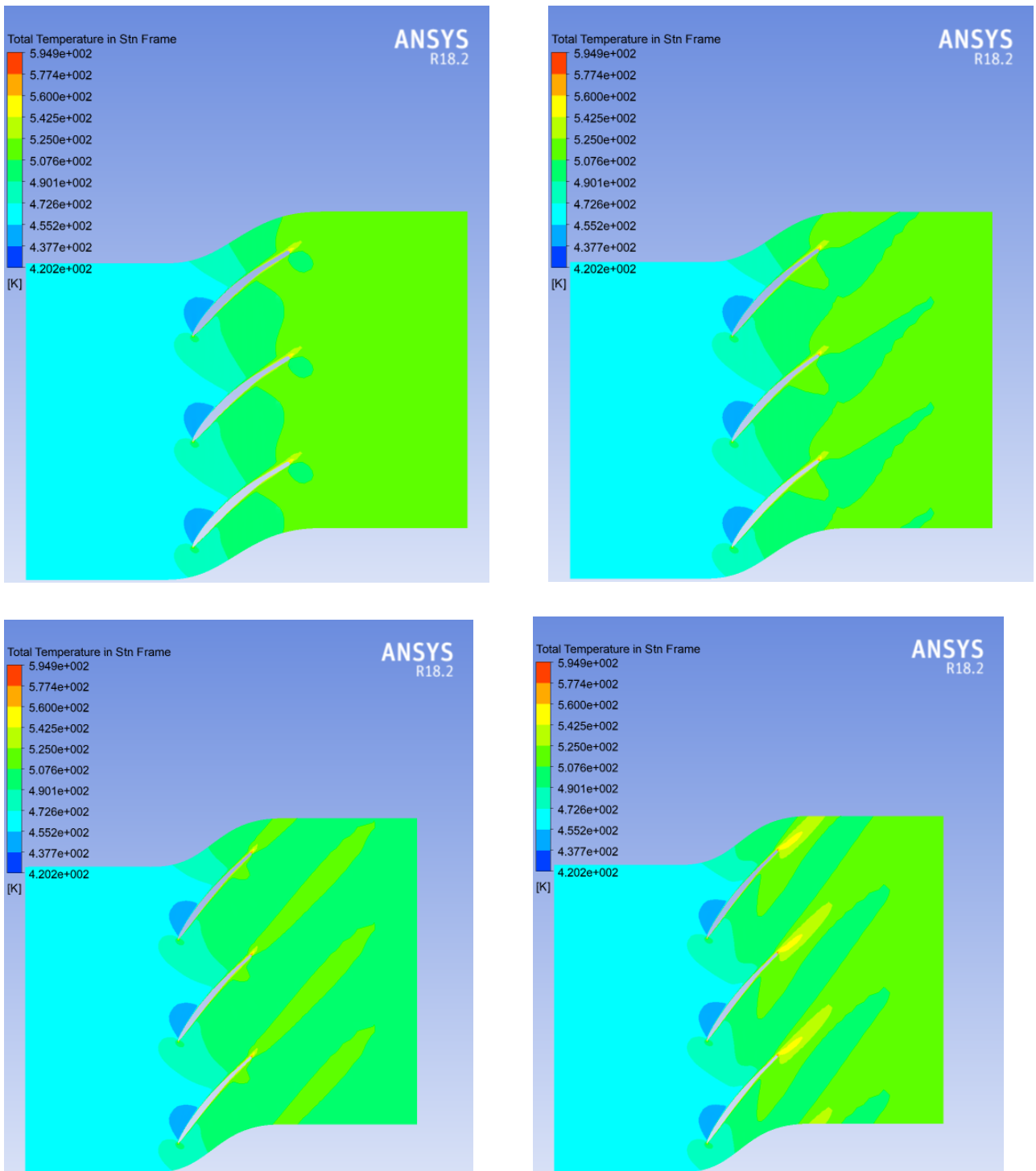


Рисунок 3.20 – Зміна повної температури у відносному русі між лопаткового каналу вихідної лопатки на радіусах 0,5, 0,7, 0,9, 0,95 по висоті лопатк

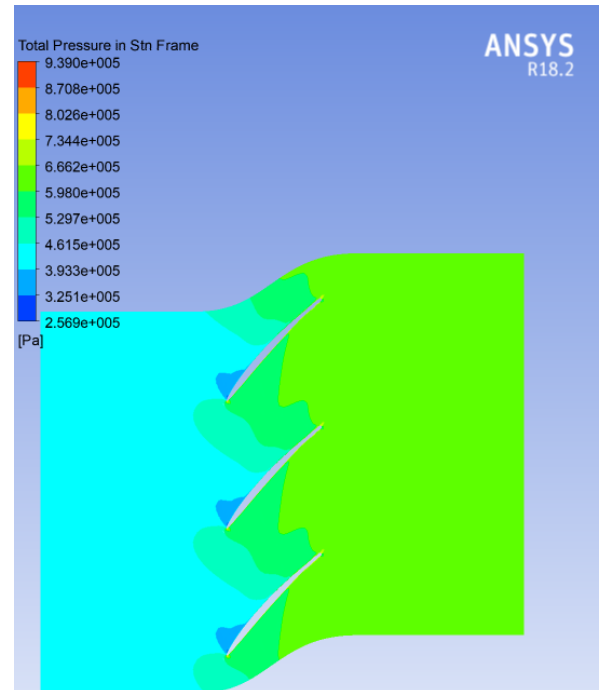
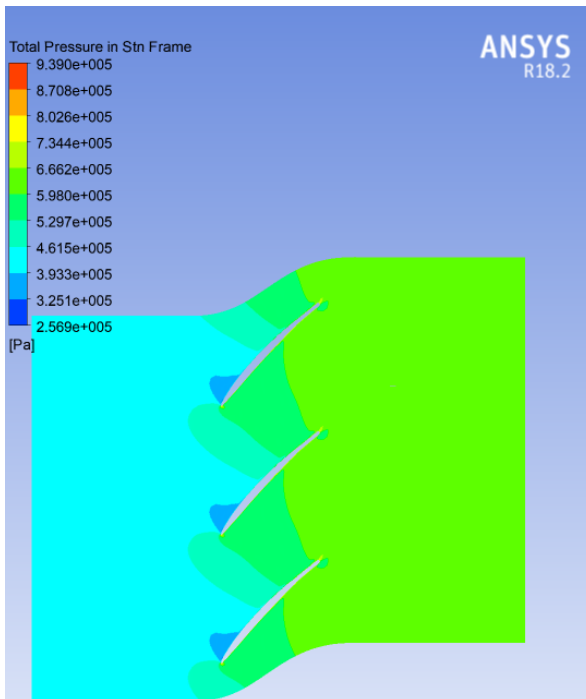
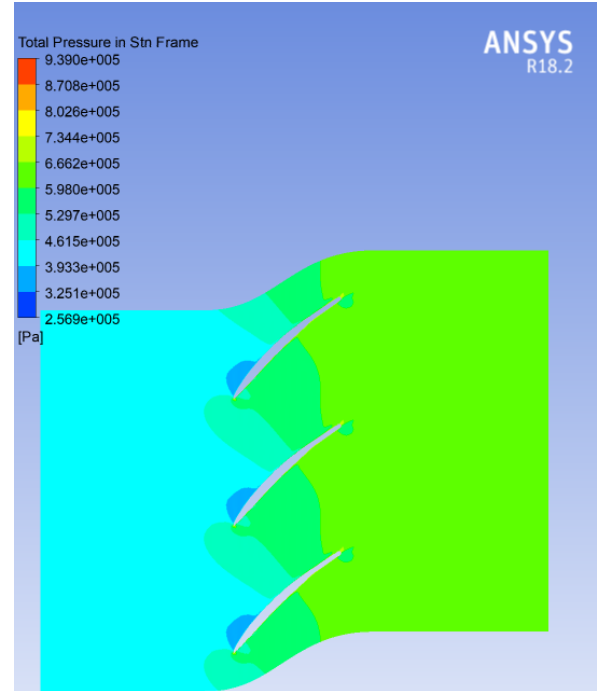
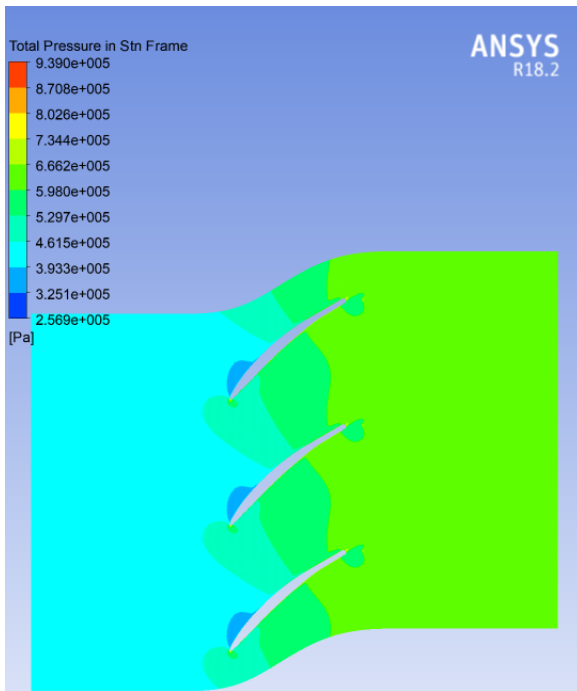


Рисунок 3.21 – Зміна повного тиску у відносному русі між лопаткового каналу модернізованої лопатки на радіусах 0,5, 0,7, 0,9, 0,95 по висоті лопатки.

3.10 Висновки по розділу

Результати розрахунку параметрів 3D методом вище, ніж 2D методом в параметрах: $L_{ст}^* (H_z)$ на 12,95 %, $\pi_{ст}^*$ на 4,79%, $\eta_{ст}$ на 1,2%. Це вказує, що 2D методи розрахунку, недосконалі тому отриманий профіль лопатки при профілюванні першого ступеня КВТ, після застосування тривимірного методу розрахунку має параметри вище, ніж передбачувані. У двовірних методах розрахунку нехтували параметром C_R , вв'язкістю потоку, прикордонним шаром, перетіканням і просторовістю каналу РК.

В ході корегування профілю пера лопатки методом малих відхилень вдалося поліпшити вихідний профіль лопатки шляхом збільшення $\Delta\gamma$ четвертого переріза на $+2^\circ$, п'ятого на $+4^\circ$, з першого перерізу по третє кут встановлення не змінювався. Результатом даних маніпуляцій є збільшення $L_{ст}^*(H_z)$ на 4,2% при забезпеченні високого ККД компресора і ступеня підвищення повного тиску, збільшивши дані показники, $\eta_{ст}^*$ на 0,2%, а $\pi_{ст}^*$ на 1,27%.

Особливістю проектування компресора при застосуванні 3D методу, є ітераційний процес газодинамічного розрахунку осьового компресора на середньому радіусі. Необхідний перерахунок першого ступеня КВТ при обліку нових даних, отриманих при розрахунку 3D методом модернізованого профілю лопатки, а саме перерозподілити $L_{ст}^* (H_z)$ і збільшити його для першого ступеня. Також домогтися отримання ККД і ступеня підвищення тиску до позначки отриманої в тривимірному розрахунку, тільки після цього переходити до створення другого ступеня, аналогічним методом показаним в даній магістерській роботі і т. д.

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

4.1 Оцінка економічної ефективності впровадження 3D методів розрахунку.

Завдання економічної частини є обґрунтування доцільності використання тривимірних методів розрахунку та інвестування коштів у даний напрямок. В роботі проведено аналіз витрат на проектування двигуна, до отримання закінченого продукту, створення на нього конструкторської документації. Також буде визначена очікувана величина економічної ефективності при проектуванні ГТД з використанням 3D методу.

На підприємстві проектування двигуна розділене на елементи (компресор, турбіна, камера згорання, вхідний пристрій, вихідний пристрій), з якими працюють у відділах починаючи з теоретичної частини, проектування і подальшими випробуваннями.

Вартість ГТД залежить від багатьох факторів: країна виробник, терміни проектування і виробництва, та запитуванні можливості двигуна. Навіть під час проектування двигуна, його кінцева ціна весь час змінюється и точної ціни на яку є можливість опиратися не має.

Прийемо, що вартість ГТД рівнятися 100%.

Нижче наведена таблиця 4.1, в якій описана вартість проектування основних елементів двигуна в відсотковому співвідношенні, до вартості розробки двигуна.

Таблиця 4.1 Співвідношення вартості проектування двигуна використовуючи тільки 1D і 2D методи за основними елементами двигуна, по відношенню, до вартості розробки ГТД.

	Компресор	Турбіна	Комара згорання	Вхідний пристрій	Вихідний пристрій	Експериментальне доведення
Відсоток	30%	30%	25%	3%	3%	9%
Проектування	15%	15%	10%	2,5%	2,5%	
Випробування	15%	15%	15%	0,5%	0,5%	
Разом	100%					

Тривимірні методи проектування, в першу чергу, використовують для прискорення процесу розробки газотурбінного двигуна і його здешевлення. У таблиці 4.2 показано як 3D методи впливають на вартість проектування ГТД, за основними елементами, щодо до вартості розробки двигуна без їх використання.

Таблиця 4.2 Співвідношення вартості проектування, основних елементів двигуна з використанням 3D методів, по відношенню, до вартості розробки ГТД.

	Компресор	Турбіна	Комара згорання	Вхідний пристрій	Вихідний пристрій	Експериментальне доведення
Відсоток	24%	26%	22%	3%	3%	7%
Проектування	17%	16%	12%	2,6%	2,6%	
Випробування	7%	10%	10%	0,3%	0,3%	
Разом	84,8%					

У підсумку, при використанні 3D методів розрахунку, очікуваний результат здешевлення розробки ГТД складає 15.2%.

4.2 Висновки по розділу

В даному розділі була проведена економічна оцінка доцільності впровадження 3D методів розрахунку при проектуванні газотурбінного двигуна виходячи з інформації вище, очікуване здешевлення розробки становить 15,2%. Він можливий тільки за рахунок, зменшення кількості необхідних випробувань і вартості експериментального доведення. Але варто враховувати, що зросте необхідність у збільшенні штату інженерів, для проектування елементів ГТД, збільшення кількості персональних комп'ютерів і їх поліпшення, для більш швидких розрахунків тривимірним методом.

ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В результаті виконання випускної роботи магістра було виконано дослідження і оцінка можливого поліпшення лопатки робочого колеса ступеня осьового компресора робочої лопатки компресора. Для цього були вирішені наступні завдання:

В результаті термогазодинамічних розрахунків двигуна отримали наступні параметри: питома потужність $N_{e\text{пт}} = 257,9$ кВт·с/кг, питома витрата палива $C_{e\text{пт}} = 0,2090$ кг/кВт·ч. Визначили тиск і температуру загальмованого потоку в характерних перетинах. Отримані значення основних питомих параметрів проектуемого двигуна на ЕОМ відповідають рівню значень параметрів сучасних двигунів.

На базі розрахунку було сформовано «вигляд» двигуна. Обрана конструктивно складна схема ГТД з двохвальним газогенератором і вільною двухступеневою турбіною. Така схема забезпечує прийнятні значення параметрів на нерозрахункових режимах.

КНТ має форму проточної частини з постійним середнім діаметром, з 7 ступенями, значення ККД $\eta_{\text{КНТ}}^* = 0,875$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{z\text{КНТ}} = 0,2048$.

КВТ – з постійним зовнішнім діаметром, з 7 ступенями, ККД $\eta_{\text{КВТ}}^* = 0,8748$, коефіцієнт витраченого напору $\bar{N}_{z\text{КВТ}} = 0,2715$.

Відносний діаметр втулки на виході з останнього ступеня КВТ $\bar{d}_k = 0,79$, що не перевищує допустимого $\bar{d}_k\text{ доп} = 0,9186$.

Турбіна високого тиску, середньонапружена ($\mu_z = 1,521$), має одну ступінь, значення $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,892$, забезпечена умова $(h/D)_T = 0,0668 > 0,065$.

Турбіна низького тиску, середньонапружена ($\mu_z = 1,456$), має одну ступінь, значення $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,8569$.

Вільна турбіна високонавантажена ($\mu_z = 3,176$), має 2 ступені, значення $\eta_{\text{ТС}}^* = 0,91$, забезпечена умова $(h/D)_T = 0,1882 < 0,32$.

Також розраховані значення: T^* , P^* , C в основних перетинах двигуна і площі цих перетинів.

На третьому етапі було проведено газодинамічний розрахунок компресора. В результаті розрахунку були отримані геометричні параметри лопаткових вінців проточної частини компресора, значення тисків P , P^* , температури T , T^* на середньому радіусі кожного ступеня, ступінь підвищення тиску кожного ступеня і робота. Визначено остаточні розміри проточної частини. Алгоритм розрахунку видно з ручного рахунку першого ступеня компресора високого тиску. Всі ці дані використовуються при проектуванні решіток профілів багатоступінчастого компресора:

- Ступінь підвищення тиску $\pi_k^* : \pi_{\text{КНТ}}^* = 4,777$; $\pi_{\text{КВТ}}^* = 4,580$; $\pi_{\text{КС}}^* = 21,55$
- Частота обертання: $n_{\text{КНТ}} = 10360,5$ об/хв, $n_{\text{КВТ}} = 14117,6$ об/хв;

- Число ступенів : $Z_{\text{КНТ}} = 7, Z_{\text{КВТ}} = 7,$
- Робота компресора: $L_k = 473870$ кДж/кг;
- ККД компресора: $\eta_k^* = 0,8426.$

З аналізу результатів розрахунку видно, що забезпечені наступні умови: $\beta_1 > 25^\circ$ (зменшення кута небажано, так як воно призводить до падіння ККД ступеня); відносний втулковий діаметр $\bar{d}_k \leq 0,92$ (зменшення розміру лопаток призводить до зменшення ККД компресора, і, як наслідок, зростанню впливу радіальних зазорів, зменшення числа Рейнольдса і підвищенню втрат при обтіканні лопаток малого розміру); забезпечено значення $\bar{C}_a = C_a/U_k > 0,4$ (інакше збільшуються втрати в решітках ступені); числа Маха ($M_{1w} = 0,8578$), не перевищують 0,84, за винятком 1 ступені КНТ, що не виключає появу хвильових втрат. Були точно визначені значення частот обертання КНТ і КВТ: $n_1 = 10360,5$ об/хв; $n_2 = 14117,6$ об/хв.

Параметри, отримані за результатами розрахунку, задовольняють вимоги, що пред'являються до сучасних багатоступеневим компресорів. Отриманий компресор забезпечує заданий π_k^* і ККД, що дозволяє виконати вимоги даного завдання.

Отримані результати і побудована решітка профілів першої ступені компресора високого тиску відповідає встановленим вимогам та зможе забезпечити необхідні параметри.

В результаті газодинамічного розрахунку турбіни визначені параметри потоку уздовж проточної частини на середньому радіусі. Аналіз результатів показав, що:

- було забезпечено необхідне охолодження лопаток СА і РК першої ступені і СА другої ступені;
- на вході в РК ТВТ був отриманий кут $\alpha_1 = 15,7^\circ$, що відповідає вимогам $\alpha_1 > 15^\circ$;
- кут виходу потоку газу з ТВТ дорівнює $\alpha_2 = 70,5^\circ$, із ТНТ $\alpha_2 = 79,2^\circ$, із ТС $\alpha_2 = 86,3^\circ$, тобто напрямки потоків близькі до осьових;
- на всіх ступенях турбіни були отримані ККД: $\eta_{\text{ТВТ}}^* = 0,888$; $\eta_{\text{ТНТ}}^* = 0,918$; $\eta_{\text{ТС}1}^* = 0,922$; $\eta_{\text{ТС}2}^* = 0,920$.
- коефіцієнти завантаження ступенів знаходяться на допустимому рівні: $\mu_{\text{ЗТВТ}} = 1,5152$; $\mu_{\text{ЗТНТ}} = 1,5231$; $\mu_{\text{ЗТС}1} = 1,6881$; $\mu_{\text{ЗТС}2} = 1,4152$.
- характерну зміну основних параметрів (C , T^* і T , P^* і P) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін;
- ступінь реактивності ступенів турбіни під втулковим перетином має позитивне значення: $\rho_{\text{ТВТ}} = 0,298$, $\rho_{\text{ТС}1} = 0,154$, $\rho_{\text{ТНТ}} = 0,188$, $\rho_{\text{ТС}2} = 0,116$.
- частота обертання валу силової турбіни дорівнює частоті обертання навантаження $n_{\text{ТС}} = 6500$ об/хв.

Геометричні розміри, отримані в процесі узгодження компресора і турбіни, були уточнені з урахуванням габаритів і форми проточної частини двигуна-прототипу. Результати проведених розрахунків є задовільними і відповідають поставленій задачі.

Результати розрахунку параметрів 3D методом вище, ніж 2D методом в параметрах: $L_{ст}^* (H_z)$ на 12,95 %, $\pi_{ст}^*$ на 4,79%, $\eta_{ст}$ на 1,2%. Це вказує, що 2D методи розрахунку, недосконалі тому отриманий профіль лопатки при профілюванні першого ступеня КВТ, після застосування тривимірного методу розрахунку має параметри вище, ніж передбачувані. У двовірних методах розрахунку нехтували параметром C_R , в'язкістю потоку, прикордонним шаром, перетіканням і просторовістю каналу РК.

В ході корегування профілю пера лопатки методом малих відхилень вдалося поліпшити вихідний профіль лопатки шляхом збільшення $\Delta\gamma$ четвертого переріза на $+2^\circ$, п'ятого на $+4^\circ$, з першого перерізу по третє кут встановлення не змінювався. Результатом даних маніпуляцій є збільшення $L_{ст}^*(H_z)$ на 4,2% при забезпеченні високого ККД компресора і ступеня підвищення повного тиску, збільшивши дані показники, $\eta_{ст}^*$ на 0,2%, а $\pi_{ст}^*$ на 1,27%.

Особливістю проектування компресора при застосуванні 3D методу, є ітераційний процес газодинамічного розрахунку осьового компресора на середньому радіусі. Необхідний перерахунок першого ступеня КВТ при обліку нових даних, отриманих при розрахунку 3D методом модернізованого профілю лопатки, а саме перерозподілити $L_{ст}^*(H_z)$ і збільшити його для першого ступеня. Також домогтися отримання ККД і ступеня підвищення тиску до позначки отриманої в тривимірному розрахунку, тільки після цього переходити до створення другого ступеня, аналогічним методом показаним в даній магістерській роботі і т. д.

Проведена економічна оцінка доцільності впровадження 3D методів розрахунку при проектування газотурбінного двигуна виходячи з інформації вище, очікуване здешевлення розробки становить 15,2%. Він можливий тільки за рахунок, зменшення кількості необхідних випробувань і вартості експериментального доведення. Але варто враховувати, що зросте необхідність у збільшенні штату інженерів, для проектування елементів ГТД, збільшення кількості персональних комп'ютерів і їх поліпшення, для більш швидких розрахунків тривимірним методом.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Основи САПР (CAD/CAM/CAE)/ Кунву Лі. – Санкт-Петербург: Питер, 2004. 17, 22-24 с.
2. Основи роботи в ANSYS 17/ Федорова Н. Н., Вальгер С. А., Данилов М. Н., Захарова Ю. В. – Москва: ДМК Пресс, 2017. 195 с.
3. Основи роботи в ANSYS 17/ Федорова Н. Н., Вальгер С. А., Данилов М. Н., Захарова Ю. В. – Москва: ДМК Пресс, 2017. 195 с., рис. 5.28.
4. Приводні газотурбінні двигуни: альбом конструктивних схем [Текст] / Ф. М. Муравченко, Б. В. Ісаков, Л. Г. Бойко, Л. Н. Буслик, С. А. Смирнов, С. К. Чернов; - Х.: Нац. аерокосм. ун-т "ХАІ", 2006. - 4 с.
5. Нечаєв Ю. М. Теорія авіаційних газотурбінних двигунів [Текст]: підручник / Ю. Н. Нечаєв, Р. М. Федоров. М.: Машинобудування, 1978.- Ч. 1.-312 с.
6. Павленко г. в. Термогазодинамічний розрахунок газотурбінних двигунів і [Текст] / Г.В. Павленко.-Х.: Нац. аерокосм. ун-т " Харьк. авиаци. Ін-т», 2007. - 64 С.
7. Павленко Г.В. формування вигляду газотурбінних двигунів і газотурбінних установок (різних типів і схем) [Текст] / Г. В. Павленко. – Х.: Харьк.авиаци. Ін-т, 2007. - 39 С.
8. Павленко г. в. Газодинамічний розрахунок осьового компресора на ЕОМ [Текст] / Г.В. Павленко. - Х.: ХАІ, 1985 - 48 с.
9. Павленко г. в. Газодинамічний розрахунок осьової газової турбіни на [Текст]: навчання. посібник / Г.В. Павленко, А. Г. Волов; – х.: ХАІ, 2007. - 76 С.
10. Незим В. Ю. Розрахунок і побудова решіток профілів дозвукового осьового В. Ю. Незим . – Х.: Харьк. авиаци. Ін-т, 1988. - 41 с.
11. Краснов, м.в., Unigraphics для професіоналів [Текст] / М. В. Краснов, Ю. В. Чигишев. - М., Лорі, 2004. - 320 с.
12. Основи комп'ютерного моделювання за допомогою інтегрованої системи CAD/CAM/CAE / PLMUnigraphicsNX[Текст]: навч.посібник / А.Г. Гребеніков, С. В. Удовиченко, А. М. Гуменний та ін. - х.: Нац. аерокосм. ун-т " Харьк. авиаци. Ін-т", 2004. - 198 с.

- 13.Чернов, С. К. Комп'ютерні системи проектування ГТУ [Текст]: збірник лабораторних робіт / С. К. Чернов, В. Ю. Бережний, М. М. Кудін. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. Ін-т", 2005. - 72 С.
- 14.Батурич О. В. Дослідження робочого процесу в ступені осьового компресора з допомогою універсального програмного комплексу Ansys CFX [Текст]: методичні вказівки / О. В. Батурич, Ст. Н. Матвеев, Л. С. Шаблій, Р. М. Попов, Д. А. Колмакова. - Самара: Вид-во Самар. держ. аэрокосм. ун-та, 2011, 112 с.: іл.
- 15.Пугачов П. В. Розрахунок і проектування лопатевих гідромашин. Розрахунок в'язкої течії в лопатевих гідромашинах з використанням пакету ANSYS CFX: учеб. посібник / П.В. Пугачов, Д. Г. Свобода, А. А. Жарковський. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-ту, 2016. -120 с.