

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

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

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра теорії авіаційних двигунів

Пояснювальна записка

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Дослідження можливостей використання 3D методів моделювання
потoku при проектуванні відцентрового компресора»

Виконав: студент 6 курсу групи 261м
спеціальності

142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки (спеціальності))

Панфілов Д.І.

(прізвище й ініціали студента)

Керівник: Фесенко К.В.

(прізвище й ініціали)

Рецензент: Рубльов В.І.

(прізвище й ініціали)

Харків – 2020

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 201
_____ професор, д. т. н.
(вчене звання, посада)
_____ Л. Г. Бойко
(підпис) (прізвище та ініціали)
“ _____ ” _____ 2020 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ МАГІСТРА**

студенту гр. 261м 2019/2020 н. р.

Панфілову Денису Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема: Дослідження можливостей використання 3D методів моделювання потоку при проектуванні відцентрового компресора

Керівник: Фесенко Ксенія Володимирівна, к.т.н., доцент кафедри 201

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання, посада)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 19 листопада 2020 року
№ 1855–уч.

2. Строк подання закінченої роботи: 14.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: основні параметри відцентрового компресора, програмні пакети для проектувальних та перевірочних розрахунків течії.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): виконати проєктировочний розрахунок відцентрового компресору для спроектованого в випускній роботі бакалавра газотурбінного приводу; провести перевірочні розрахункові дослідження течії у відцентровому компресорі з різними типами дифузорів, а також у робочому колесі відцентрового компресора з використанням математичних моделей різного рівня складності; дослідити зміну характеристик робочого колеса за рахунок зміни форми лопаток робочого колеса і виявити шляхи підвищення напору та ККД; оцінити економічну ефективність модернізації відцентрового компресора.

5. Перелік графічного матеріалу (у вигляді сторінок файлу презентації)

аркуш №1 – Мета дипломної роботи

аркуш №2 – Газотранспортна система України.

аркуш №3 – Існуючі підходи до чисельного дослідження структури течії і сумарних характеристик ступенів відцентрових компресорів.

аркуш №4 – Відмінності ефективності та ресурсоемності при різних методах досліджень.

аркуш №5 – Розрахункова область досліджуваного об'єкта.

аркуш №6 – Постановка завдання дослідження

аркуш №7- Розрахунок течії за середньомасовими параметрами.

аркуш №8- Розрахункове дослідження течії в робочому колесі.

аркуш № 9 – Розрахункове дослідження течії в ступені ВЦК з двома варіантами використання дифузора

аркуш №10 – Розрахунок просторового потоку

аркуш № 11 - Результати виконаної модернізації

аркуш № 12 – Вентори швидкості і ізополя стичного тиску

аркуш № 13 - Результати досліджень в меридіональній площині робочого колеса

аркуш № 14 – Сумарна характеристика робочого колеса ступені ВЦК

аркуш № 15 - Висновки після аналізу графічних даних

аркуш № 16 – Особливості застосування робочих коліс різних типів

аркуш № 17 - Типи робочих коліс ВЦК

аркуш № 18 – Конструктивні особливості робочих коліс ВЦК

аркуш № 19 - Особливості форм лопаток

аркуш № 20 – Вплив зміни геометричного кута на виході з робочого колеса

аркуш № 21 - Сумарні характеристики робочого колеса

аркуш № 22 – Характеристики робочих коліс з різними геометричними кутами

аркуш № 23 – Висновки

6. Керівник та консультанти розділів роботи:

Розділи	Прізвища, ініціали та посади керівника та консультантів	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-теоретична частина	Фесенко К.В., доцент каф. 201		
Економічна частина	Фесенко К.В., доцент каф. 201		
Нормоконтролер	Череповська І.В., інженер каф. 201		

7. Дата видачі завдання: 21 вересня 2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на виконання роботи, формулювання цілей і задач роботи	1–й тиждень	
2	Аналіз підходів до дослідження та модернізації відцентрових компресорів, постановка задачі дослідження	2–й тиждень	
3	Ознайомлення з програмами для проектувального і перевірконого розрахунків	3–й тиждень	
4	Проведення проєктировочного розрахунку ступеня відцентрового компресору природного газу	4–й тиждень	
5	Проведення розрахунку течії у проточній частині відцентрового компресору за середньомасовими параметрами	5–й тиждень	
6	Створення твердотільної моделі ступеня відцентрового компресору природного газу	6–й тиждень	
7	Розрахункове дослідження просторової течії у робочому колесі відцентрового компресора	7–й тиждень	
6	Проведення модифікації геометрії робочого колеса	8–й тиждень	
7	Розрахункове дослідження просторової течії у різних варіантах робочих коліс відцентрового компресора	9–й тиждень	
8	Обґрунтування та аналіз отриманих даних	10–й тиждень	
9	Розрахунок економічної ефективності	11–й тиждень	
10	Остаточне оформлення пояснювальної записки	12–й тиждень	

Студент _____ Панфілов Д.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Фесенко К. В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Звіт з дипломного проекту магістра містить 79 стор., 43 рис., 8 табл., 20 посилань.

Об'єкт дослідження – ступінь відцентрового компресору природного газу; структура течії робочого тіла в проточній частині його робочого колеса.

Ціль проекту – проведення вентиляційного, теплового, міцнісного та економічного розрахунків відцентрового вентилятору відповідно до завдання з модернізації системи охолодження капсульного гідрогенератора задля підвищення його потужності до 22 МВт.

Методи дослідження – розрахунково–теоретичні, комп'ютерне моделювання відцентрового компресору та течії в ньому.

Дипломний проект магістра складається з шести основних розділів, в яких розглянуто наступні питання:

- аналіз сучасного стану газотранспортної системи України; підходи до дослідження і модернізації відцентрових компресорів для перекачки природного газу;

- проєктировочний розрахунок ступеня відцентрового компресора природного газу;

- основні положення методу розрахунку течії за середньомасовими параметрами в проточній частині ступеня відцентрового компресора; проведення розрахункового дослідження;

- створення твердотільної моделі ступеня відцентрового компресору; розрахунків дослідження просторової течії в його робочому колесі;

- проведення модифікації геометрії робочого колеса; розрахункове дослідження просторової течії у різних варіантах робочих коліс відцентрового компресора;

- економічна ефективність модернізації ступеня відцентрового компресору.

Ключові слова: розрахункове дослідження, ступінь відцентрового компресора, робоче колесо, модернізація геометричних параметрів

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 ОГЛЯД ПІДХОДІВ ДО ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЇ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ	10
1.1 Актуальний стан газотранспортної системи України.....	10
1.2 Газоперекачувальний агрегат на компресорній станції.....	11
1.3 Нагнітач природного газу	13
1.4 Модернізація ГПА.....	18
1.5 Підходи до чисельного дослідження структури течії і сумарних характеристик відцентрових компресорів.....	19
1.6 Висновки по розділу.....	22
2 ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА.....	23
2.1 Вихідні дані.....	24
2.2 Результати розрахунку.....	25
2.3 Висновки по розділу.....	27
3 РОЗРАХУНОК ТЕЧІЇ У ВІДЦЕНТРОВОМУ КОМПРЕСОРІ ЗА СЕРЕДНЬОМАСОВИМИ ПАРАМЕТРАМИ.....	30
3.1 Основні положення методу розрахунку.....	30
3.2 Алгоритм методу розрахунку.....	31
3.3 Розрахункове дослідження течії в робочому колесі.....	36
3.4 Розрахункове дослідження течії в ступені ВЦК з двома варіантами конструкції дифузора.....	39
3.5 Висновки по розділу.....	41
4 РОЗРАХУНОК ПРОСТОРОВОГО ПОТОКУ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА.....	43
4.1 Побудова 3D моделі відцентрового компресора.....	44
4.2 Моделювання течії в робочому колесі відцентрового компресора.....	48
4.3 Створення розрахункової області.....	50
4.4 Створення розрахункової сітки числової моделі робочого колеса	52
4.5 Завдання граничних умов для виконання розрахунку.....	54
4.6 Аналіз результатів розрахунку.....	56
4.7 Висновки по розділу.....	62
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ ГЕОМЕТРИЧНОГО КУТА ЛОПАТОК НА ВИХОДІ З РОБОЧОГО КОЛЕСА НА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКУ.....	63

5.1 Особливості застосування робочих коліс різних типів.....	63
5.2 Вплив зміни геометричного кута на виході з робочого колеса.....	66
5.3 Висновки по розділу.....	71
6 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА.....	73
ВИСНОВКИ.....	75
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	78

ВСТУП

Газотранспортна система України є другою за величиною в Європі і однією з найбільших у світі. Задля транспортування газу по магістральних трубопроводах великої протяжності потрібні спеціальні компресорні станції, які забезпечують рух потоку газу з певними характеристиками.

Транспортування газу по трубопроводах супроводжується гідравлічним опором через втрати енергії на тертя, що призводить до зниження тиску і швидкості, які визначають величину витрати газу. Відшкодування втрат енергії проводиться шляхом додаткового стиснення газу на компресорних станціях за допомогою газоперекачувальних агрегатів. При цьому відцентровий компресор здійснює підвищення тиску газу і забезпечує його необхідну витрату в трубопроводі.

Газоперекачувальні агрегати з нагнітачами природного газу, які представляють собою ряд ступенів відцентрового компресору, широко застосовуються в нашій країні і за кордоном на магістральних газопроводах і в підземних сховищах газу.

Розвиток та удосконалення відцентрових компресорів, які працюють на підприємствах газовидобувної та газотранспортної галузей України, є важливою задачею, вирішення якої визначає:

- стійку подачу природного газу для забезпечення енергетичної безпеки країни;
- задоволення потреби споживачів у природному газі;
- розширення територій газифікації країни;
- забезпечення надійності експортних поставок газу;
- підтримання екологічної обстановки на належному рівні;
- підвищення прибутковості підприємств газотранспортної галузі.

При вирішенні цієї задачі важливу роль грає модернізація вже діючих відцентрових компресорів, таким чином забезпечується значна економія коштів у порівнянні з їх повною заміною.

Один з варіантів модернізації полягає в заміні проточної частини відцентрового компресора на нову для забезпечення більш високої ступені стиснення. Конструктивні розміри нової проточної частини повинні забезпечувати її установку в корпус нагнітача і зберегти динаміку ротора. Найбільш доцільною виявляється модернізація робочого колеса відцентрового компресора, тому що життєвий цикл статора вище, ніж ротора.

В сучасних умовах у інженера, як правило, невелика кількість часу на розробку тієї чи іншої машини. Використання комп'ютерних засобів моделювання робочих процесів, що протікають в різних частинах пристрою, дозволяє своєчасно

виявляти ті чи інші фактори, які негативно впливають на роботу виробу, і оперативно їх усувати. Тим самим, скорочується час проектування, поліпшуються показники якості виробу, зростає довіра і задоволення замовника.

Метою даної роботи є використання 3D методів моделювання потоку при проектуванні відцентрового компресора та дослідженні можливостей поліпшення конструктивних параметрів його робочого колеса для підвищення напору та ефективності.

Для виконання роботи необхідно:

1. Ознайомитися з розробленим в проблемній науково-дослідній лабораторії газотурбінних двигунів і установок кафедри теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. Н. Є. Жуковського «ХАІ» методом проєктивувального розрахунку ступеня відцентрового компресора, провести розрахунок двох варіантів ступеня відцентрового компресора.

2. Ознайомитися з розробленим в проблемній науково-дослідній лабораторії газотурбінних двигунів і установок кафедри теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. Н. Є. Жуковського «ХАІ» методом розрахунку течії за середньомасовими параметрами в ступені відцентрового компресора і відповідною програмою розрахунку *OACC*, провести розрахунок течії в ступені відцентрового компресора.

3. Створити твердотільну модель спроектованого ступеня відцентрового компресору за допомогою графічної системи *Siemens NX*.

4. Провести розрахункові дослідження просторової течії в робочому колесі відцентрового компресора за допомогою пакету програм *ANSYS CFX*.

5. Дослідити вплив зміни геометричних параметрів робочого колеса на його характеристики і виявити шляхи підвищення напору і ККД.

6. Оцінити економічну ефективність модернізації ступеня відцентрового компресора.

1 ОГЛЯД ПІДХОДІВ ДО ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЇ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРИВ

1.1 Актуальний стан газотранспортної системи України

Газотранспортна система України (ГТС) є другою в Європі і однією з найбільших ГТС в світі. ГТС «Укртрансгазу» складається з магістральних газопроводів (загальною протяжністю 283,2 тис. км), розподільних мереж, 13 підземних газосховищ (ПСГ), компресорних і газовимірювальних станцій (72 компресорні станції загальною потужністю 5405 МВт). Українські газопроводи з'єднані з магістральними мережами всіх суміжних держав: Росії, Білорусі, Молдови, Румунії, Польщі, Угорщини та Словаччини.

На рисунку 1.1 наведена частка активної ємності ПСГ у країнах Європи, з якої можна зробити висновок про те, що Україна займає друге місце (після Росії) за кількістю та загальною ємністю ПСГ. Підземні газосховища України мають багатоцільове призначення, їхніми основними задачами є надійне безперебійне і раціональне забезпечення споживачів природним газом, забезпечення надійного транзиту газу крізь територію України у країни Європи, створення довгострокових резервів газу на випадок виникнення екстремальних ситуацій.

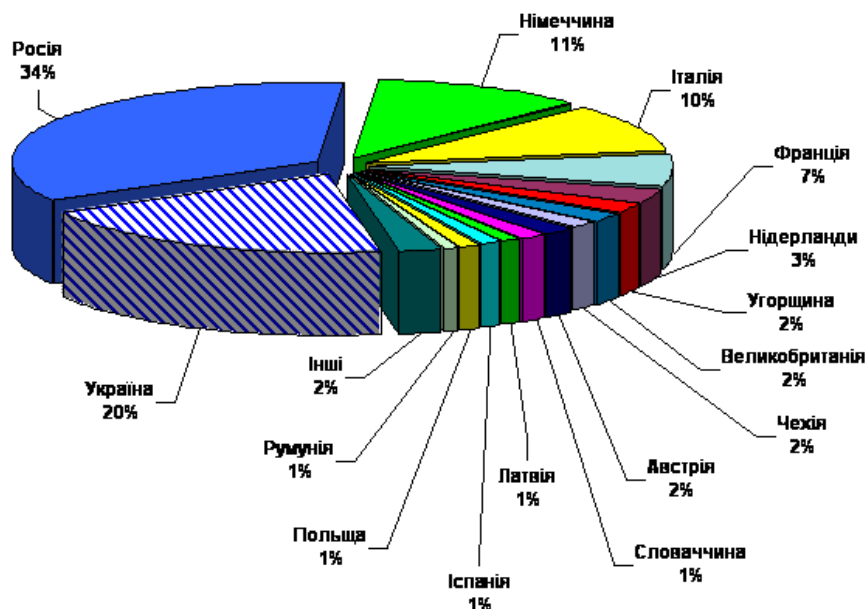
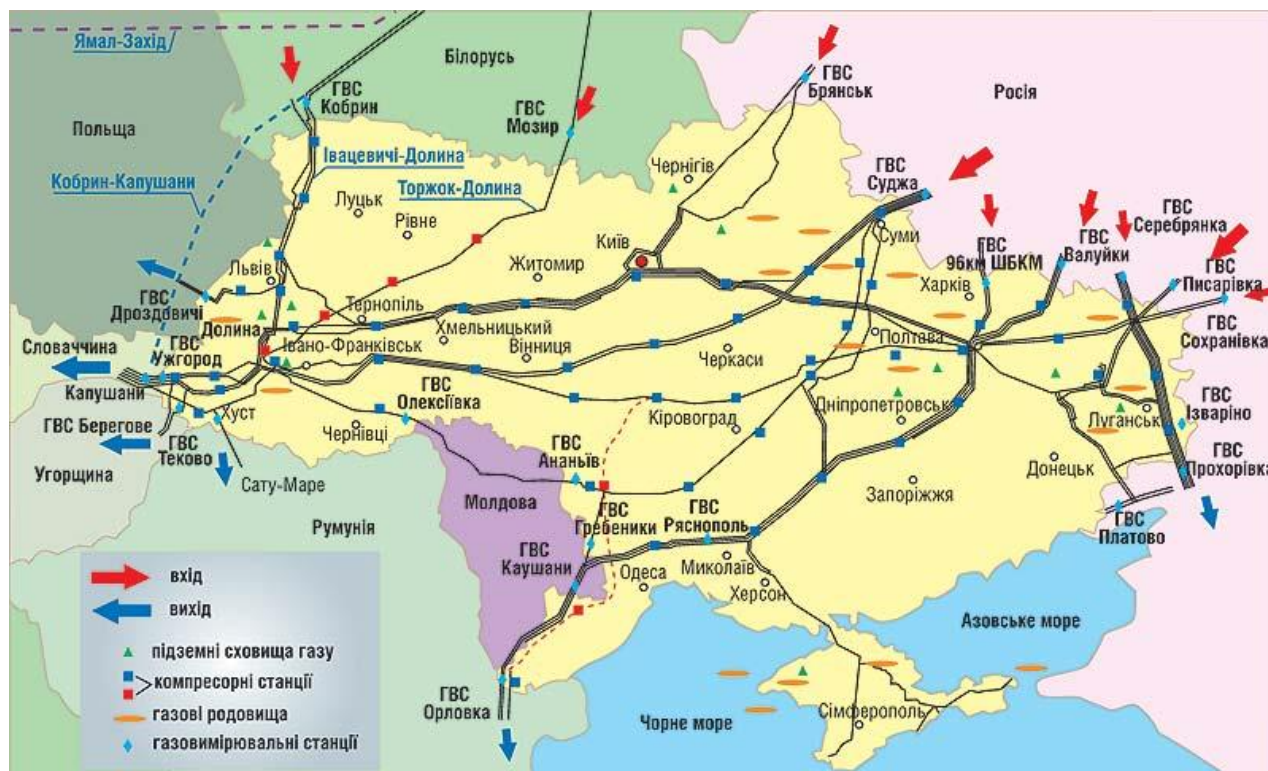


Рисунок 1.1 –Ємність ПСГ країн Європи

Схема газотранспортної системи України приведена на рисунку 1.2, на якій позначені напрямки газових потоків. Природний газ надходить в Україну 22 магістральними газопроводами, а виходить за межі України – по 15. На "вході"



ГТС приймає до 290 млрд. м³, а на "виході" передає 175 млрд. м³ природного газу, в т.ч. 140 млрд. м³ – у країни Західної і Центральної Європи.

Рисунок 1.2 – Газотранспортна система України

Газ, що видобувається Україною, після обробки потрапляє в ГТС України через газовимірювальні станції (ГВС), ПСГ і газорозподільні станції (ГРС): 68 станцій ДК «Укргазвидобування», 13 станцій ВАТ «Укрнафта» і безпосередньо споживачам через 177 ГРС. Передача газу з газотранспортної системи в газорозподільну мережу відбувається на 1416 ГРС.

1.2 Газоперекачувальний агрегат на компресорній станції

Компресорна станція (КС) – це складний інженерний комплекс споруд і устаткування для підвищення тиску стиснення газу при його видобутку, транспортуванні і зберіганні (рис. 1.3).

Технологічна схема КС складається з установок очищення газу, компресорних цехів, установок повітряного охолодження газу. Робота обладнання КС забезпечується технологічними трубопроводами з запірнорегулюючою арматурою, маслосистемою, установками підготовки пускового, паливного і імпульсного газу, системою електропостачання та ін.



Рисунок 1.3 – Лінійна КС магістрального газопроводу

Компресорні станції поділяються за видами виконуваної роботи на дожимні (головні); лінійні магістральних газопроводів; підземних сховищ газу; нагнітальні зворотного закачування газу в пласт.

Основні технологічні процеси на КС:

- стискування газу у газоперекачувальних агрегатах;
- очищення газу, що транспортується, від домішок;
- вимір і контроль параметрів газу,
- охолодження газу після стискування;
- керування режимом роботи газопроводу шляхом зміни кількості працюючих газоперекачувальних агрегатів та їх режимного стану.

Газоперекачувальні агрегати (ГПА) – це складні енергетичні установки, призначені для компримування природного газу, що надходить на компресорну станцію магістральним газопроводом. ГПА складається з нагнітача природного газу, приводу, всмоктуючого та вихлопного пристроїв, систем автоматики, маслосистеми, паливо-повітряних і масляних комунікацій, допоміжного обладнання.

ГПА за типом приводу поділяються на три основні групи: газотурбінні установки (ГТУ), у яких приводом відцентрового нагнітача є газотурбінний двигун; електропривідні агрегати з приводом нагнітача від електродвигуна і газомотокомпресорні установки, де приводом нагнітача природного газу є поршневі двигуни внутрішнього згорання.

Найчастіше для привода нагнітача природного газу використовується газотурбінний двигун. Паливом для нього слугує невелика частина того природного газу, який транспортується газопроводом. Таким чином можна забезпечити автономність ГТУ від зовнішнього енергозабезпечення а, отже, її надійність і безперебійність роботи. Це особливо важливо на ділянках газопроводу, які проходять по малонаселеній і важкодоступній місцевості.

На рис. 1.4 наведена схема газоперекачувального агрегату. Основними вузлами ГПА є: вхідний повітроочисний пристрій (1), масляні радіатори (2), газотурбінний привід (3), вихлопний пристрій з шумозаглушенням (4), нагнітач природного газу (5), бак для мастила (6), фундаментальна металева рама (7), силова турбіна приводу (8), підмоторна рама приводу (9).

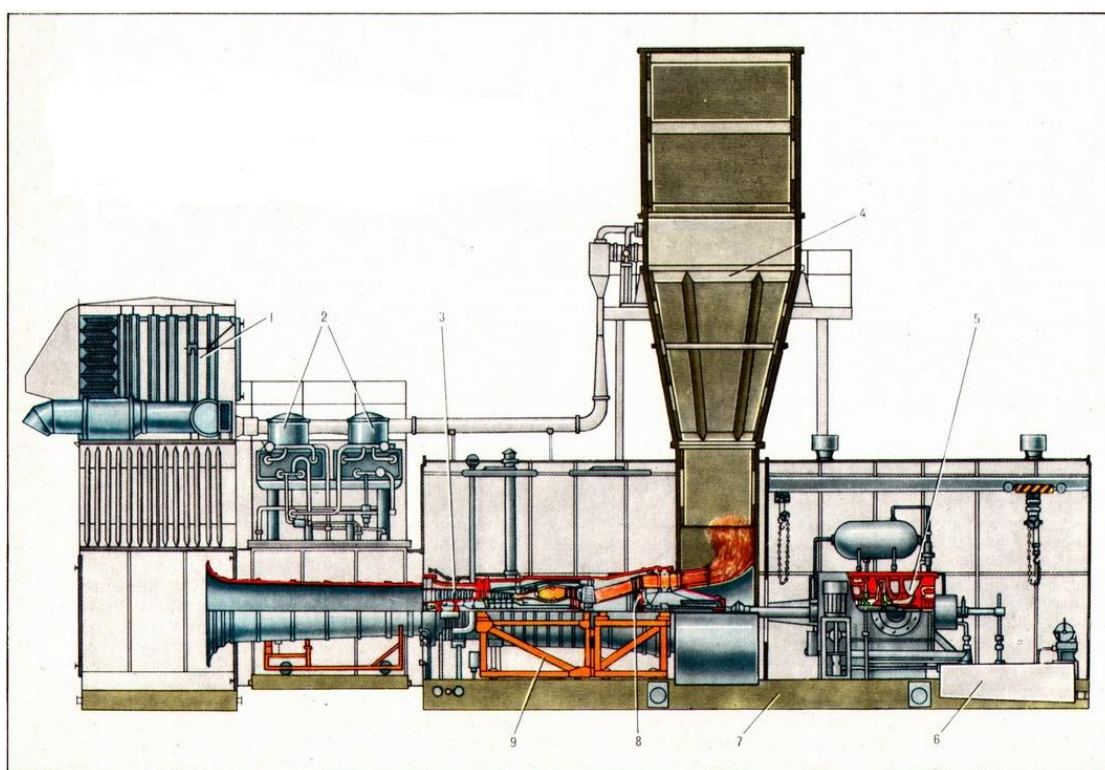


Рисунок 1.4 – Схема ГПА

1.3 Нагнітач природного газу

Нагнітач природного газу – це лопаткова машина компресорного типу, що створює співвідношення тисків $\pi_k > 1,1$, у якій механічна енергія приводу використовується для збільшення кінематичної та потенційної енергії газу.

В якості нагнітачів природного газу можуть застосовуватися компресорні машини різних типів: динамічного стиснення (осьові, відцентрові) або об'ємного стиснення (поршневі, гвинтові).

Габарити і відповідно маса турбокомпресорів (осьових і відцентрових) значно менше, ніж поршневих, що пояснюється їх швидкохідністю. В турбомашині немає зіткнення рухомих деталей ротора з нерухомими деталями корпусу, за винятком підшипників, тому допустимі високі значення частот обертання роторів. В турбомашині немає зворотно-поступально рухомих частин, динамічні навантаження, що передаються на фундамент, значно менше, ніж у поршневих машин, тому для турбомашин не потрібно масивних фундаментів.

У відцентрових і осьових компресорах газ, що стискається, не контактує з мастильними матеріалами і тому не забруднений мастилом, що особливо важливо для технологічних процесів в харчовій, медичній та хімічній промисловості. В турбокомпресорах немає вузлів, що швидко зношуються, і деталей таких, як сальники та клапани у поршневих компресорах, тому вважається, що завдяки простоті обслуговування експлуатаційні витрати для відцентрових і осьових компресорів нижче, ніж для поршневих.

Через те, що осьові турбомашини вимагають більш високої частоти обертання і мають велику чутливість до забруднень робочого тіла, на компресорних станціях їх не застосовують. Основна частина нагнітачів для компримування природного газу представлена у відцентровому виконанні.

Відцентровий компресор (ВЦК) – лопаткова машина, в якій потік в обертових решітках лопаток в меридіональній площині спрямований від центру до периферії. Робочий процес у ВЦК здійснюється шляхом динамічного впливу на безперервний потік газу, що стискається.

Областю економічно доцільного застосування для відцентрових компресорів вважають область середніх продуктивностей і невеликих або середніх ступенів підвищення тиску (рис. 1.5).

Відцентрові компресори, крім перекачування природного газу по магістральних газопроводах, використовуються також у багатьох галузях промисловості: для подачі повітря в доменні печі, для обслуговування виробництв хімічної та нафтохімічної промисловості, застосовуються на гірничозбагачувальних комбінатах і шахтах, використовуються в транспортних рухових установках (наприклад, для наддува дизелів).

Різноманітність технологічних процесів, що обслуговуються відцентровими компресорами, і різноманіття газоподібних середовищ, що стискаються ними, призвело до створення великої кількості машин, що відрізняються за розмірами та масою. Потужності компресорних машин також суттєво різняться, при цьому компресори, які застосовуються в газовій, нафтовій та хімічній галузях промисловості, в холодильних установках, мають велику одиничну потужність (десятки МВт) [1].

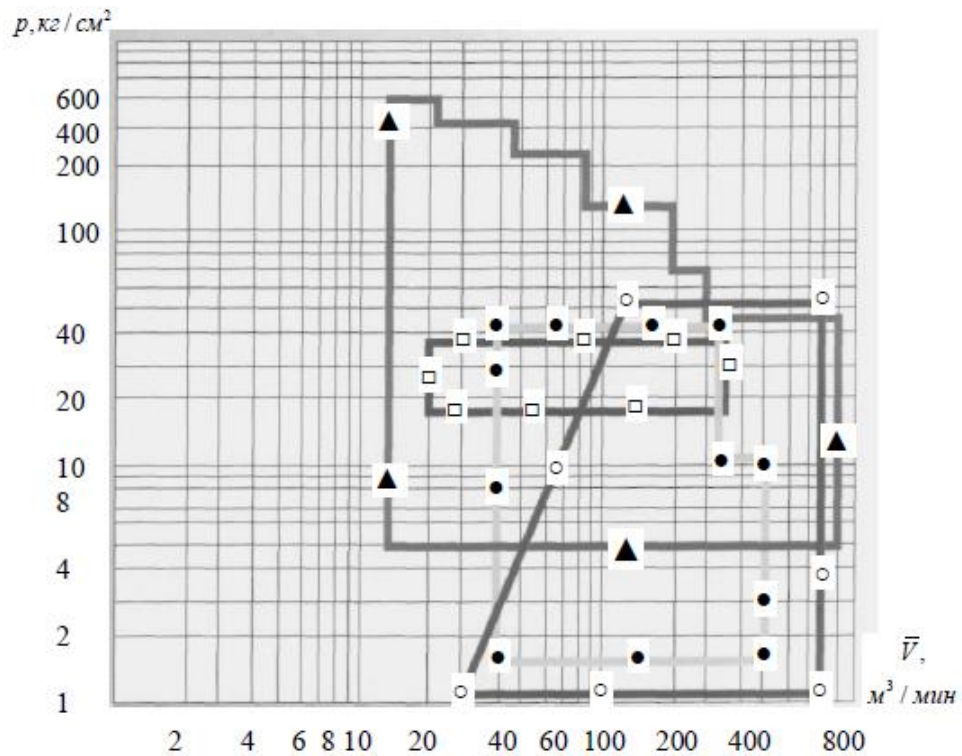


Рисунок 1.5 – Поле параметрів відцентрових компресорів:

- – компресори мультиплікаторні;
- – корпуси з горизонтальним роз'ємом;
- – детандер – компресорні турбоагрегати;
- ▲ – корпуси з вертикальним роз'ємом.

У газотранспортній галузі найбільш розповсюдженим є одновальний багатоступеневий відцентровий компресор з проміжним охолодженням або одночленим двоступеневим відцентровим компресором без проміжного охолодження [2].

У стаціонарному компресоробудуванні прийнято розділяти ступені ВЦК на проміжні і кінцеві. На рис. 1.6 і 1.7 наведено принципові схеми різних варіантів ступенів багатоступеневого відцентрового компресора з нанесеними основними розмірами.

До основних елементів ступеня ВЦК відносяться: робоче колесо (РК), лопатковий або безлопатковий дифузор (ЛД або БЛД). Особливістю проміжного ступеня (рис. 1.6) є наявність зворотного направляючого апарату (ЗНА). Кінцевий ступінь (рис. 1.7) після дифузора має вихідний пристрій у вигляді равлика або збірної камери. Перший ступінь ВЦК додатково включає в себе вхідний пристрій (всмоктуючий патрубок), що забезпечує рівномірне підведення газу на вхід в робоче колесо.

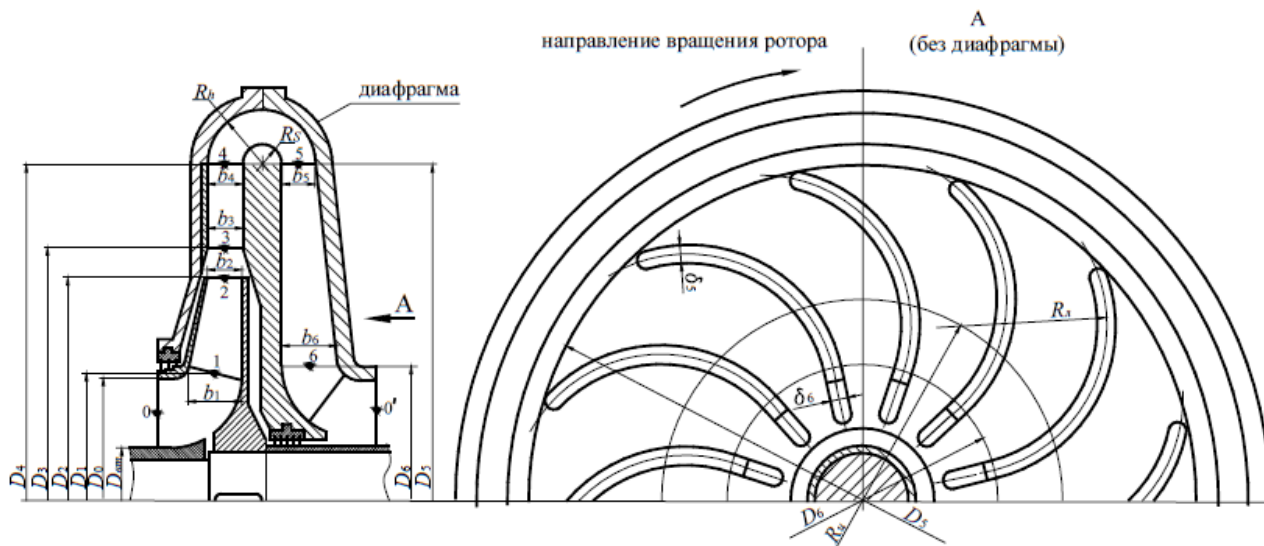


Рисунок 1.6 – Схема проміжного ступеня ВЦК з лопатковим дифузorzом та зворотнім напрямним апаратом

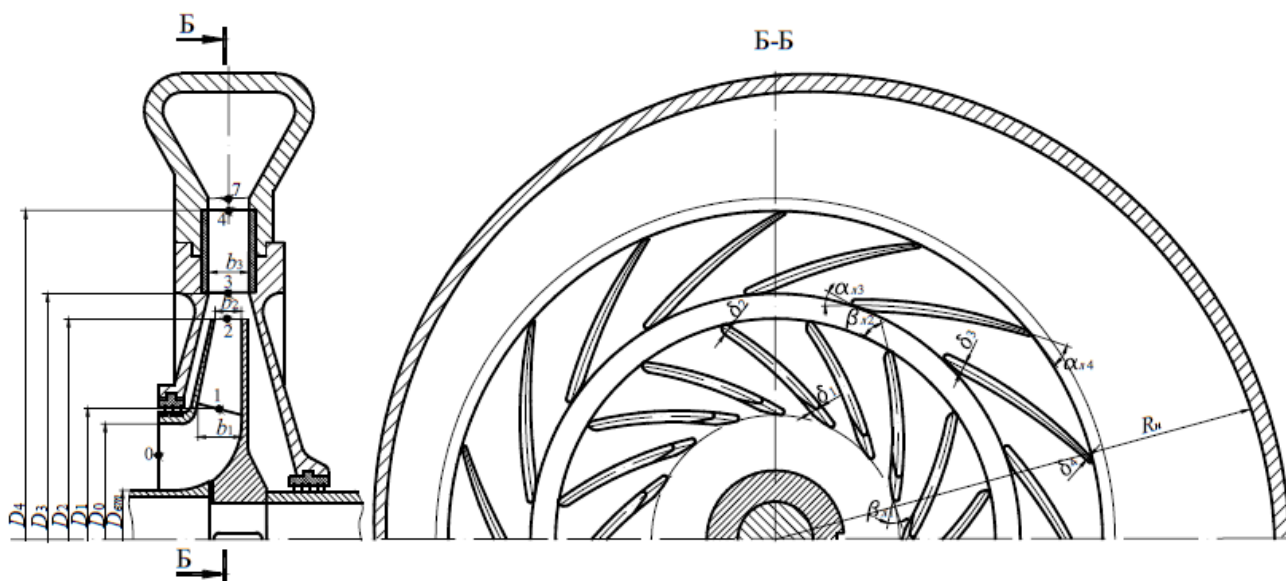


Рисунок 1.7 – Схема кінцевого ступеня ВЦК з лопатковим дифузorzом та равликом

Через вхідний патрубок газ поступає у міжлопаткові канали робочого колеса. У вхідному патрубці іноді встановлюється направляючий апарат, який сприяє подачі потоку на робоче колесо під потрібним кутом.

Робоче колесо – основний елемент ВЦК, за допомогою якого механічна енергія, що підводиться валом від приводного двигуна, передається потоку газу. Ця механічна енергія витрачається для підвищення потенційної і кінетичної

енергії робочого тіла і подолання втрат у проточній частині ВЦК. Перетворення енергії здійснюється в результаті аеродинамічної взаємодії потоку газу з лопатками РК, що обертається. Робоче колесо компресора, що складається з диска і робочих лопаток, насажено на валу і поміщено в нерухомий корпус.

При обертанні газ, що знаходиться у міжлопаткових каналах робочого колеса, під дією відцентрових сил рухається до лопаткового дифузора. У дифузори значна частина кінетичної енергії, отриманої газом в робочому колесі, перетворюється в потенційну енергію. В залежності від умов експлуатації компресора може встановлюватися лопатковий або безлопатковий дифузор.

БЛД має найпростішу геометричну форму – це кільцевий канал, утворений плоскими паралельними стінками корпусу з відстанню між ними, яка дорівнює ширині робочого колеса на виході або трохи більшою за нього.

Лопатковий дифузор являє собою кільцеву дифузорну решітку профілів, встановлену між, як правило, паралельними стінками корпусу. ЛД передую безлопаточна ділянка невеликої довжини (так званий щілинний дифузор), який являє собою конструктивно необхідний проміжок між робочим колесом і лопатковим дифузором і має форму кільцевої щілини, утвореної плоскими стінками корпусу компресора.

У щілинному дифузори відбувається вирівнювання параметрів потоку, що має нерівномірний характер на виході з робочого колеса. Це сприятливо позначається як на роботі лопаткового дифузора, так і на роботі робочого колеса.

З дифузора стиснене повітря потрапляє у вихідний патрубок. Якщо компресор двоступеневий, то після дифузора встановлюється поворотне коліно і зворотний напрямний апарат, який в свою чергу з'єднується з вхідним патрубком наступного ступеня.

1.4 Модернізація ГПА

Використання старих ГПА стає не вигідним у зв'язку з тенденцією збільшення вартості природного газу.

Основними недоліками таких ГПА є:

- невисокий рівень економічності;
- великі затрати на ремонтні роботи;
- невелика витрата газу, що транспортується;
- неповнонапорність (низька степінь компримування) відцентрових нагнітачів.

Для вирішення цієї проблеми існують певні заходи з використання на КС:

- повнонапорні відцентрових компресорів, що складаються з двох і більше ступенів, які здатні створювати більшу степінь підвищення тиску газу;

– в якості приводу ГПА конвертовані авіаційні і суднові двигуни, що відпрацювали свій транспортний ресурс. Такі двигуни мають ряд переваг (високий рівень економічності (ККД до 40%), компактність, низьку собівартість, тощо);

– змінні проточні частини відцентрових компресорів.

Модернізація газоперекачувального агрегату [3] може складатися з:

- заміни нагнітача природного газу на більш ефективний;
- заміни проточної частини відцентрового компресору на знову створену;
- заміни приводного двигуна на більш ефективний.

В першу чергу треба використовувати змінні проточні частини (ЗПЧ) (рис. 1.8) відцентрового компресору. Це дозволить зменшити втрати на нагнітач у процесі експлуатації. Крім того, застосування ЗПЧ забезпечує високу степінь уніфікації компресорного обладнання, що гарантує високі темпи розвитку газової промисловості.

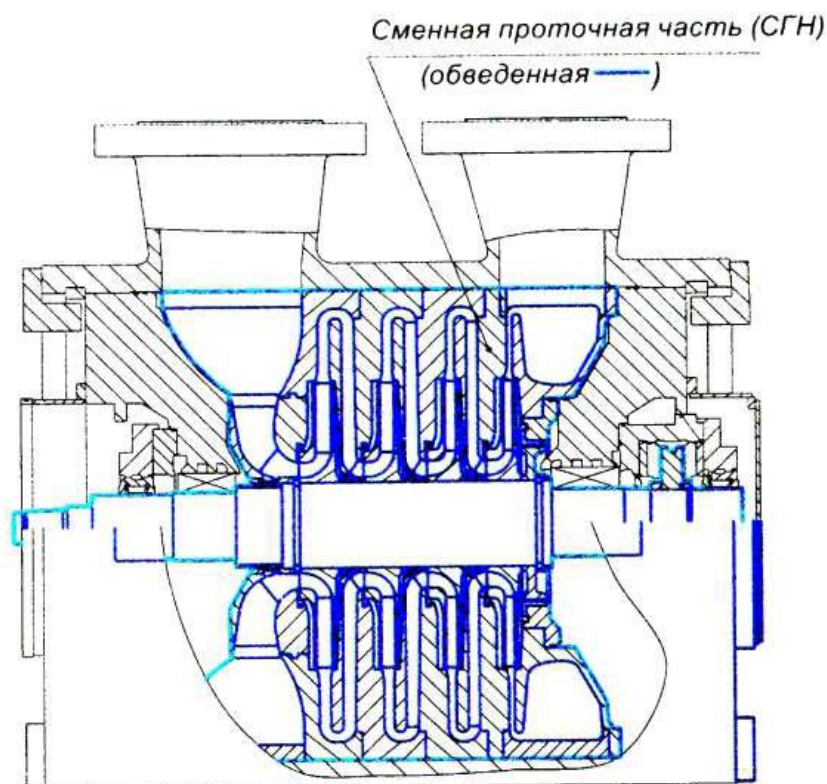


Рисунок 1.8 – Змінна проточна частина ВЦК

Змінні проточні частини призначені для проведення модернізації відцентрових компресорів, що виробили свій ресурс і морально застаріли, а також при змінах режиму роботи компресорних станцій. В процесі видобутку природного газу шаровий тиск родовища падає, в той час як транспортний тиск газу має залишатися постійним, що вимагає встановлення нового нагнітача природного газу, який забезпечує більшу степінь підвищення тиску,

безперебійний видобуток і транспорт газу. Однак заміна всього нагнітача вимагає великих затрат часу і коштів на проектування, виготовлення і монтаж на місці експлуатації.

Іншим шляхом підвищення ступеня підвищення тиску нагнітача є заміна проточної частини відцентрового компресору, при цьому зберігається корпус нагнітача з приєднаними трубопроводами газового тракту, а також вузли підшипників і ущільнень. При такій заміні змінна проточна частина повинна задовольняти за параметрами вимогам замовника і забезпечувати високий ККД.

При проектуванні ЗПЧ важливо аналізувати реальні режими роботи компресорної станції і прогнозувати їх зміну.

1.5 Підходи до чисельного дослідження структури течії і сумарних характеристик відцентрових компресорів

Для створення високоефективних проточних частин відцентрових компресорів і вдосконалення вже існуючих необхідно детально аналізувати газотермодинамічні процеси, що відбуваються в них.

Одним з основних методів дослідження, що спрямоване на підвищення ефективності проектування і доведення ВЦК, на сьогоднішній день є натурний експеримент. Однак в більшості випадків проведення випробувань реального ВЦК у натурних умовах виявляється надмірно трудомістким і дорогим. Тому неухильно зростає значення чисельного експерименту в процесі проектування і доведення ВЦК.

Основними перевагами чисельного експерименту у порівнянні з натурним є:

- суттєво менші часові, трудові і фінансові затрати;
- висока інформативність результатів експерименту;
- можливість розгляду окремих факторів без взаємозв'язку з іншими факторами;
- відсутність збурень потоку приймачами тиску та температури, що розміщені у проточній частині ВЦК;
- обчислення можуть виконуватися багаторазово у строго контрольованих умовах;
- відсутність випадкових змін форми проточної частини ВЦК, що пов'язані з неточностями або помилками при виготовленні;
- контроль параметрів потоку в будь-якій точці проточної частини ВЦК;
- завдання необхідної точності розрахунку шляхом використання відповідної розрахункової сітки;
- можливість моделювання різних вхідних умов і режимів течії.

На різних етапах чисельного експеримента використовуються чисельні моделі течії різної достовірності і ступеню складності. Це залежить від використаних припущень та спрощень фізичної моделі реального середовища. Рух реального газу математично найбільш повно описує система рівнянь у формі Нав'є-Стокса з коректно поставленими граничними умовами [4]. Ці моделі призначені для розрахунків параметрів течії і сумарних характеристик об'єкта дослідження.

Найбільш простими та надійними є методи розрахунку течії за середньомасовими параметрами. Вони засновані на одновимірних уявленнях про реальний потік із застосуванням напівемпіричних залежностей для оцінки втрат і кутів відставання потоку у лопаточних венцях [5 – 7]. Ці методи дозволяють використовувати багатий експериментальний матеріал для розрахунку течії у відцентрових компресорах з різними геометричними і режимними параметрами проточної частини. Вони дозволяють отримувати достатньо надійні результати розрахунку у вигляді сумарних характеристик ВЦК.

До недоліків цих методів слід віднести невисоку ймовірність отримання точного результату (особливо без прототипу), а також необхідність тривалого експериментального доведення об'єкту. Але їх перевагами є простота створення цих методів та мала кількість часу розрахункових робіт, задовільна точність при наявності прототипу або експериментальних даних.

При створенні і доведенні ВЦК багато розрахункових робіт проводиться за допомогою достатньо простих, але ефективних методів розрахунку двовимірної течії [8, 9 та ін.]. Ці методи дозволяють проводити доволі швидко велику кількість варіантних розрахунків задля вибору раціональних геометричних параметрів проточної частини ВЦК.

Методи розрахунку в меридіональній площині в припущенні осьової симетрії течії замінюють розрахунок потоку у міжлопаткових каналах РК напівемпіричними залежностями для визначення коефіцієнтів втрат та углів відставання. Ці методи визначають структуру потоку по висоті проточної частини, а також сумарні характеристики ВЦК.

Доволі розповсюдженим зараз є моделювання просторової в'язкої течії у проточній частині ВЦК, що дозволяє отримати найбільш точну картину течії. Створено багато програмних продуктів, які орієнтовані, зокрема, на чисельне моделювання в'язкої просторової течії (наприклад, *ANSYS CFX* [10]). В цих програмах закладено рішення усереднених рівнянь Нав'є-Стокса із застосуванням замкнутої моделі турбулентності. Такі програми дозволяють врахувати багато особливостей течії в проточній частині ВЦК. Однак достовірність розрахунків при використанні цих програмних продуктів у інженерній практиці вск одно повинна бути підтверджена натурними експериментами [11].

При виконанні розрахунку в'язкої просторової течії розрахункова область розбивається кінцево-різністною сіткою. Особливо дрібне розбиття виконується у областях проточної частини з найбільшими градієнтами параметрів потоку (області біля вхідних і вихідних кромek та у поверхонь лопаток в пограничному шарі). У загальному випадку для відцентрового компресора розрахункова сітка може складатися до декількох мільйонів чарунок, що при використанні навіть найсучасніших комп'ютерів для виконання розрахунку вимагає значних затрат часу.

Досвід розрахункових досліджень свідчить, що ефект і часова ресурсомісткість при розрахунку і модернізації проточних частин ВЦК за допомогою методів розрахунку різної складності відрізняються. На рис. 1.9 зображено ефект чисельних методів різного рівня складності при проектуванні і розрахунку проточної частини ВЦК. Значення приросту ККД і ресурсу часу є умовними і використовуються тільки для порівняльного аналізу. Як видно з рисунку, найбільш ефективно застосування одномірного та осесиметричного розрахунків. Витрати часу мінімальні, проте приріст ККД найбільший за рахунок визначення найоптимальніших параметрів проточної частини і лопаточних вінців. Подальша деталізація конструкції вимагає значних затрат часу на розробку твердотільних моделей проточних частин ВЦК і проведення самих розрахунків з виявлення додаткових резервів підвищення їх ефективності.

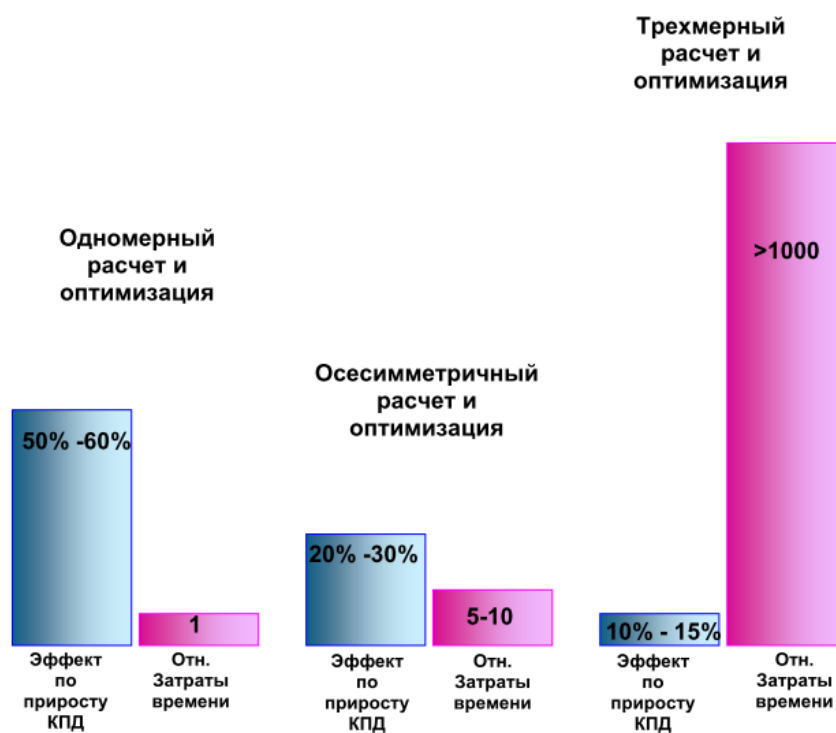


Рисунок 1.9 – Эффект чисельных методов разного уровня сложности при проектировании и расчету проточной части ВЦК

Треба підкреслити, що методи розрахунку різного рівня складності не є взаємовиключними. Чисельний експеримент виступає основою проектування і модернізації відцентрових компресорів. Для отримання кінцевого варіанту ВЦК необхідно проводити багатоваріантні розрахунки із застосуванням чисельних методів різного рівня складності.

1.6 Висновки по розділу

Газотранспортна система України є другою за величиною в Європі і однією з найбільших у світі. Газоперекачувальні агрегати призначені для компримування природного газу, що надходить на компресорну станцію магістральним газопроводом, за допомогою нагнітачів природного газу, потужність яких може досягати десятків мегават. Сумарна потужність всіх компресорних станцій ГТС складає близько 5 млн. МВт. Тому стратегічно важливою задачею є забезпечення ефективного і раціонального використання енергії, що витрачається на привід нагнітача природного газу.

Більшість КС використовують морально застаріле обладнання, що не відповідає сучасним вимогам за параметрами енергоспоживання (ККД нагнітачів 75 – 80%, газотурбінного приводу 24 – 43%) і надійності (як правило, один агрегат в роботі, один в резерві і один в ремонті). Тому задача модернізації газотранспортної системи України дуже актуальна.

Першочергово треба провести модернізацію ГПА, яка повинна бути спрямована на підвищення їх ефективності та надійності. Заміна застарілого обладнання новим є найбільш радикальним способом проведення модернізації, але він є дорогим. У той же час існують апробовані технічні рішення, які дозволяють збільшити ефективність і надійність роботи ГПА. До таких рішень належить застосування ефективних змінних проточних частин відцентрових компресорів.

Основним фактором, що визначає ефективність роботи ВЦК, є газодинамічна досконалість його проточної частини. Для адекватного розрахунку течії в проточній частині і лопаткових вінцях ВЦК застосовуються чисельні методи різного рівня складності, які відносно легко можуть бути використані в інженерній практиці [12].

2 ПРОЕКТУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

В проектно-конструкторських організаціях проектування відцентрового компресора включає наступні етапи [13]:

- опрацювання технічного завдання – визначаються і аналізуються властивості стиснутого газу або суміші газів, об'ємна продуктивність і відношення тисків, з'ясується можливість забезпечення необхідних параметрів раніше спроектованими машинами;

- ескізне проектування – проводиться вибір принципової схеми і типу машини, визначаються основні розміри;

- технічне проектування – опрацьовуються варіанти окремих складальних одиниць;

- робоче проектування – розробляється весь комплект конструкторської документації: креслення всіх деталей, специфікації, пояснювальна записка, технічні умови на виготовлення, інструкція з експлуатації та ін. документи.

Технічне завдання на проектування відцентрового компресора містить, як правило, основні експлуатаційні параметри машини, склад робочого середовища, параметри газу на вході в компресор і ряд технічних вимог, що пред'являються до машини. Це вимоги до економічності, терміну служби, діапазону стійкої роботи, регулювання, монтажу, матеріалів деталей і технології виготовлення, габаритов, маси, уніфікації, рівню шуму, тощо.

Основними експлуатаційними параметрами відцентрового компресора є продуктивність, відношення тисків (ступінь підвищення тиску), коефіцієнт корисної дії (ККД), потужність. Всі ці параметри залежать від частоти обертання ротора і початкових параметрів стискаємості газу перед входом у всмоктуючий патрубок – початкового тиску і початкової температури, а також фізичних властивостей газу.

Необхідні експлуатаційні параметри компресора можуть бути забезпечені машинами з різними конструктивними схемами, з різними габаритами, масою, частотою обертання. У загальному випадку необхідно прагнути до досягнення найбільшої ефективності (ККД), найменших габаритів і масі, високої надійності, герметичності, використання недорогих матеріалів, простої технології (конструкції).

Слід зазначити, що одночасне забезпечення цих вимог неможливе через їх суперечливість. Тому проектування є творчим процесом, заснованим на глибокому аналізі в кожному конкретному випадку вимог технічного завдання [1].

В даному розділі проведено проектувальний розрахунок відцентрового компресора для газоперекачувального агрегату, силовий привід якого був

розрахований у випускній роботі бакалавра. При розрахунку використана програма, що розроблена в проблемній науково – дослідній лабораторії газотурбінних двигунів та установок кафедри теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» [2].

Розрахунок проведено для двох варіантів проточної частини ВЦК з лопатковим і безлопатковим дифузором. В якості робочого тіла використовувалося повітря при нормальних атмосферних умовах. Спроектований відцентровий компресор одноступеневий. Також отримані результати розрахунку геометрії лопаток робочого колеса і лопаткового дифузора.

2.1 Вихідні дані

Для проектування ступеня відцентрового компресора необхідно задати наступні параметри (чисельні значення):

- 1) внутрішня потужність що споживається компресором N , МВт;
- 2) частота обертання ротора компресора n , об/хв;
- 3) об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування Q , м³/хв;
- 4) початковий тиск газу на вході в компресор $p_{поч}$, МПа;
- 5) кінцевий тиск газу на виході з компресора $p_{кінь}$, МПа;
- 6) початкова температура газу на вході в компресор $T_{поч}$, К;
- 7) газова стала R_g , Дж/(кг·К);
- 8) показник ізоентропи газу k_g ;
- 9) коефіцієнт стисливості газу за умовами на вході z .

Вихідні дані для проектування ступеня відцентрового компресора представлені в табл. 2.1.

Таблица 2.1 – Вихідні дані для розрахунку

6.3	185	8200	
5.350	6.33	288	
490	1.3	0.91	
51	20	0.2	
1			
0.60	0.020	1.00	1.00
$N_{гра}$, МВт	Q усл.всасыв., м ³ / мин	n , об / мин	
P_{nach} , МПа	P_{kon} , МПа	T_{nach} , К	
R , Дж/(кг*К)	k	z	
Рабочее колесо:			
$Beta2_{geom}$, град	$z2$, шт.	$fi_{r2} = 0.2 - 0.35$	
Наличие в ступени: БЛД Fl = 0, ЛД Fl = 1			
Kkr	$Kэ$	Kc	Kd

2.2 Результаты расчета

В результате расчета получено два варианта степени эксцентричности компрессора с лопатковым диффузором и безлопатковым диффузором. Основные геометрические параметры обоих вариантов представлены в табл. 2.2 и 2.3 соответственно.

Таблица 2.2 – Результаты расчета варианта расчета с лопатковым диффузором

Исходные данные:	
N _{гра} , МВт	: 6.30
Q, м ³ /мин	: 185.00
n, об/мин	: 8200.00
P _{нач} , МПа	: 5.350
P _{кон} , МПа	: 6.330
T _{нач} , К	: 288.00
Kkr = 0.6000, Kэ = 0.0200, Kс = 1.0000, Kd = 1.0100, fi _{r2} = 0.2000.	
Тип диффузора : лопаточный.	
Результаты расчета:	
Полиетропический КПД компрессора	: 0.820
Степень повышения давления в компрессоре	: 1.18
Количество ступеней	: 1
Геометрия проточной части:	
Диаметр втулки на входе d ₀ , мм	: 91.31
Диаметр покрывного диска на входе D ₀ , мм	: 273.99
Диаметр входа (средний) в лопатке PK D ₁ , мм	: 276.73
Диаметр входа (периферия) в лопатке PK D _{1p} , мм	: 293.45
Диаметр входа (втулка) в лопатке PK D _{1v} , мм	: 260.02
Диаметр на выходе из PK D ₂ , мм	: 570.70
Диаметр на входе в диффузор D ₃ , мм	: 656.31
Диаметр на выходе из диффузора D ₄ , мм	: 856.05
Ширина проточной части на D ₁ b ₁ , мм	: 64.58
Ширина проточной части на D ₂ b ₂ , мм	: 33.34
Ширина проточной части на D ₃ b ₃ , мм	: 43.34
Отношение b ₃ /b ₂	: 1.300
Ширина проточной части на D ₄ b ₄ , мм	: 43.34
Линейный размер X, мм	: 171.21
Угол наклона входной кромки лопаток gamma, град	: 15.00
Угол наклона покрывающего диска teta, град	: 12.00
Радиус покрывающего диска R _p , мм	: 22.60
Радиус основного диска R _v , мм	: 91.34
Геометрия лопаточных венцов:	
PK:	
Геометрический угол входа Beta _{1g} , град	: 33.70

Продовження таблиці 2.2

Геометрический угол выхода Beta2_g , град	: 48.00
Количество лопаток z_2 , шт	: 30
Радиус кривизны средней линии R_l , мм	: 410.69
Радиус разметочной окружности R_0 , мм	: 305.39
Длина лопатки на среднем диаметре L_{rk} , мм	: 210.87
Угловой размер лопатки на D_1 anglRk , град	: 29.42
Толщина лопатки РК t_{lrk} , мм	: 6.00
ЛД:	
Геометрический угол входа Alf1_g , град	: 13.60
Геометрический угол выхода Alf2_g , град	: 36.99
Количество лопаток ЛД z_3 , шт	: 20
Радиус кривизны средней линии R_l , мм	: 1646.22
Радиус разметочной окружности R_0 , мм	: 1329.51
Длина лопатки L_{ld} , мм	: 225.30
Угловой размер лопатки ЛД anglLd , град	: 7.84
Толщина лопатки ЛД t_{lld} , мм	: 6.00
Геометрия кольцевой камеры:	
Средний диаметр $D_{ср}$, мм	: 881.73
Высота h_{max} , мм	: 269.49
Ширина b_{sr} , мм	: 350.34
Радиус покрывающего диска $R_{p_кк}$, мм	: 30.00
Радиус основного диска $R_{v_кк}$, мм	: 70.00

Таблица 2.3 – Результати варіанту розрахунку з безлопатковим дифузором

Исходные данные:	
$N_{гра}$, МВт	: 6.30
Q , м ³ /мин	: 185.00
n , об/мин	: 8200.00
$P_{нач}$, МПа	: 5.350
$P_{кон}$, МПа	: 6.330
$T_{нач}$, К	: 288.00
$K_{kr} = 0.6000$, $K_{э} = 0.0200$, $K_c = 1.0000$, $K_d = 1.0100$, $fi_{r2} = 0.2000$.	
Тип диффузора : безлопаточный.	
Результаты расчета:	
Полиетропический КПД нагнетателя	: 0.820
Степень повышения давления в нагнетателе	: 1.18
Количество ступеней	: 1
Геометрия проточной части:	
Диаметр втулки на входе d_0 , мм	: 91.31

Продовження таблиці 2.3

Диаметр покрывного диска на входе D_0 , мм	: 273.99
Диаметр входа (средний) в лопатке РК D_1 , мм	: 276.73
Диаметр входа (периферия) в лопатке РК D_{1p} , мм	: 293.45
Диаметр входа (втулка) в лопатке РК D_{1v} , мм	: 260.02
Диаметр на выходе из РК D_2 , мм	: 570.70
Диаметр на входе в диффузор D_3 , мм	: 627.77
Диаметр на выходе из диффузора D_4 , мм	: 1027.26
Ширина проточной части на D_1 b_1 , мм	: 64.58
Ширина проточной части на D_2 b_2 , мм	: 33.34
Ширина проточной части на D_3 b_3 , мм	: 33.34
Отношение b_3/b_2	: 1.000
Ширина проточной части на D_4 b_4 , мм	: 33.34
Линейный размер X , мм	: 171.21
Угол наклона входной кромки лопаток γ , град	: 15.00
Угол наклона покрывающего диска θ , град	: 12.00
Радиус покрывающего диска R_p , мм	: 22.60
Радиус основного диска R_v , мм	: 91.34
Геометрия лопаточных венцов:	
РК:	
Геометрический угол входа β_{a1_g} , град	: 33.70
Геометрический угол выхода β_{a2_g} , град	: 48.00
Количество лопаток z_2 , шт	: 30
Радиус кривизны средней линии R_l , мм	: 410.69
Радиус разметочной окружности R_0 , мм	: 305.39
Длина лопатки на среднем диаметре L_{rk} , мм	: 210.87
Угловой размер лопатки на D_1 $\text{angl}R_k$, град	: 29.42
Толщина лопатки РК t_{lrk} , мм	: 6.00
Геометрия кольцевой камеры:	
Средний диаметр D_{cp} , мм	: 1058.08
Высота h_{max} , мм	: 169.87
Ширина b_{sr} , мм	: 220.84
Радиус покрывающего диска $R_{p_кк}$, мм	: 30.00
Радиус основного диска $R_{v_кк}$, мм	: 70.00

Схема компоновки відцентрового компресора (два варіанти конструкції) представлено на рис. 2.1.

2.3 Висновки по розділу

Проведено ознайомлення з розробленим у проблемній науково-дослідній лабораторії газотурбінних двигунів та установок кафедри теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського

«ХАІ» методом проектувального розрахунку ступеня відцентрового компресора для газоперекачувального агрегату.

В результаті проведеного проектувального розрахунку ступеня відцентрового компресора отримані два варіанти конструкції його проточної частини з лопатковим дифузором і безлопатковим дифузором.

Отримано основні геометричні розміри проточної частини ВЦК і лопаткових вінців. Циліндричні лопатки робочого колеса і лопаткового дифузора є типовими для відцентрових компресорів, що використовуються в ГПА на лінійних КС.

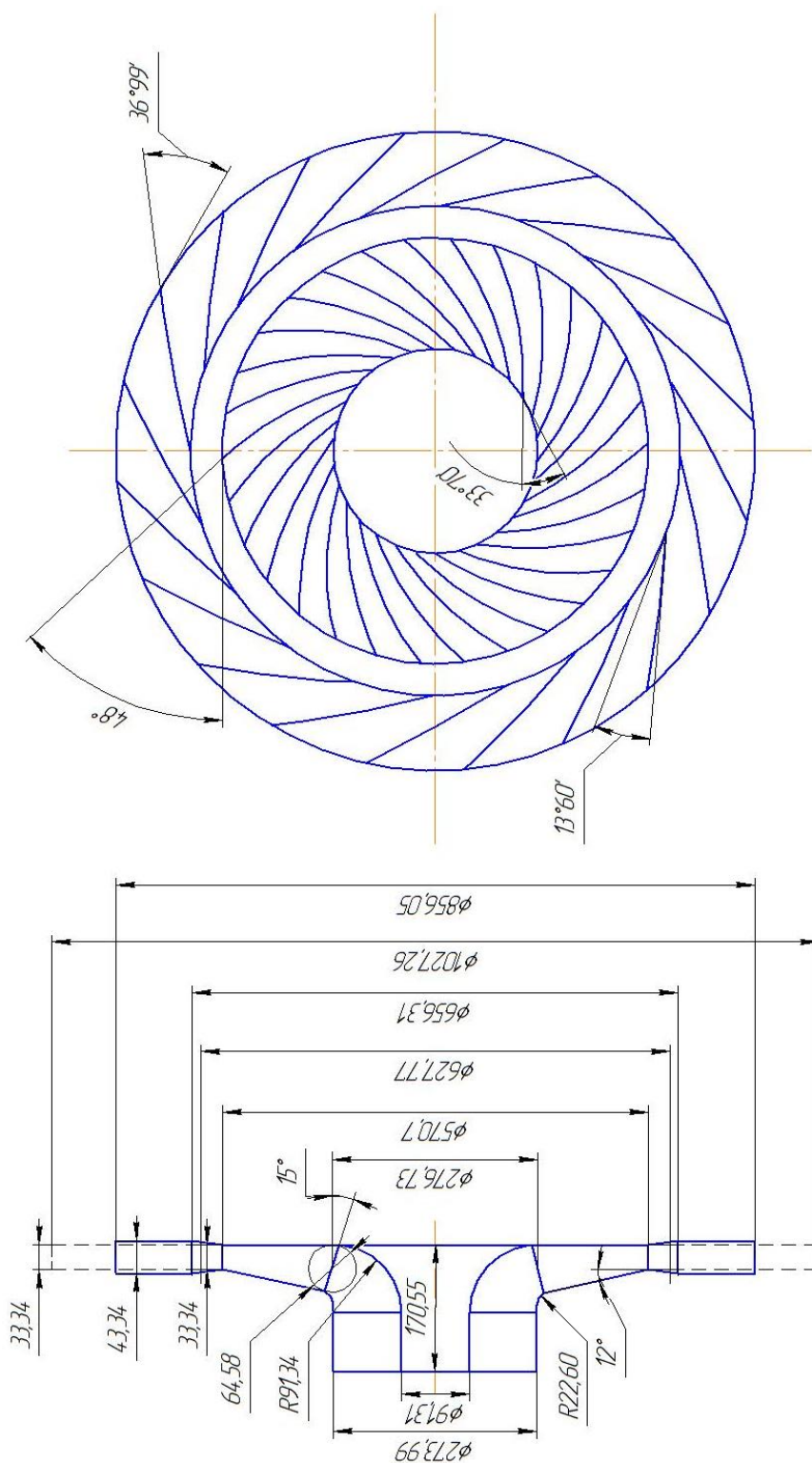


Рисунок 2.1 – Схема компоновки двух вариантов конструкции спроектированного
вдвиннутого компресора

3 РОЗРАХУНОК ТЕЧІЇ У ВІДЦЕНТРОВОМУ КОМПРЕСОРИ ЗА СЕРЕДНЬОМАСОВИМИ ПАРАМЕТРАМИ

У даному розділі використано розроблений у проблемній науково-дослідній лабораторії газотурбінних двигунів та установок кафедри теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» метод повірочного розрахунку характеристик ступенів відцентрових компресорів, що застосовуються в конструкціях сучасних ГТД різного призначення, а крім того в відцентрових компресорах природного газу [14].

Даний метод дає можливість враховувати вплив зміни геометричних параметрів межлопаткових каналів лопаткових вінців, а також проточної частини ступеня на характеристики і газодинамічні параметри ступеня відцентрового компресора.

3.1 Основні положення методу розрахунку

Метод застосовується для попередньої оцінки якості проектування ступеня ВЦК на основі початкових геометричних параметрів.

Метод розрахунку потоку за середньомасовими параметрами в ступені ВЦК базується на вирішенні системи рівнянь, що складається з рівнянь законів збереження маси, імпульсу, енергії, а також рівняння стану ідеального газу. Також використано співвідношення для трикутників швидкостей потоку, що осереднено по висоті проточної частини і в окружному напрямку.

Метод розрахунку одновимірної течії в проточній частині ступеня ВЦК має наступні допущення:

- потік газу вважається сталим і осередненим по висоті проточної частини і в окружному напрямку;
- теплоємність при постійному тиску C_p є постійною у всій проточній частині;
- не враховується теплообмін між елементами проточної частини і потоком;
- в'язкі ефекти у всіх елементах проточної частини ступеня враховуються за допомогою загальних напівемпіричних залежностей, що прийнято на підставі аналізу достатньої кількості експериментальних даних.

Реальні властивості течії враховуються у вигляді коефіцієнтів втрат механічної енергії та величин кутів відставання потоку у лопаткових вінцях. Втрати і кути відставання знаходяться для кожного елемента проточної частини окремо за формулами, які враховують типові процеси в них.

Відхилення потоку на виході з межлопаточного каналу від геометричного кута, що визначається середньою лінією профілю лопатки, спричинено в'язкістю

потоків та його інерційними властивостями. Кут відставання потоку $\delta_{PK} = \beta_{l2} - \beta_2$ розраховується як різниця між геометричним і потоковим кутами і є одним з найважливіших параметрів, що суттєво впливає на характеристики ступеня.

Втрати енергії в ступені ВЦК поділені за основними його елементами, і для робочого колеса враховуються такі їх види:

- профільні втрати, що враховують тертя і вихреутворення, ζ_{mp} ;
- хвильові втрати ζ_b ;
- втрати при повороті потоку від осьового напрямку до радіального ζ_n ;
- втрати при відхиленні режиму роботи від розрахункового за кутом натікання ζ_{yd} .

Вихідними даними для розрахунку характеристик ступеня ВЦК є геометричні параметри проточної частини і лопаткових вінців на середній висоті проточної частини, а крім того режим роботи ступеня і параметри течії на вході до нього.

На вході в ступінь задаються повні тиск і температура повітря ($P^*_{вх}$ і $T^*_{вх}$), а також його закрутка у вигляді окружної складової швидкості ($V_{вх}$) або кута входу потоку (α). Режим роботи ступеня визначається за витратою повітря і частотою обертання ротора.

Геометричними параметрами проточної частини і лопаткових вінців є ширина проточної частини і радіуси (рис. 3.1), кількість лопаток, товщина і кути лопаток на вході і виході.

В результаті розрахунку можна отримати наступні параметри:

- сумарні параметри ступеня і робочого колеса у вигляді степені підвищення повного тиску $\pi^*_{ст}$ і ізоентропічного ККД $\eta^*_{ст}$ на заданому режимі;
- повні і статичні температури і тиск, окружну і меридіональну складові швидкості, абсолютну швидкість в кожному елементі ступеня на вході і виході;
- кути відставання і кути натікання потоку в лопаткових вінцях.

3.2 Алгоритм методу розрахунку

В алгоритмі методу розрахунку застосовано принцип поелементного підходу, тобто газодинамічні параметри робочого тіла у всіх елементах ступеня ВЦК визначаються послідовно в напрямку руху потоку від елемента до елемента з урахуванням особливостей процесів, що протікають в них. Параметри потоку на виході з одного елемента є вихідними для наступного.

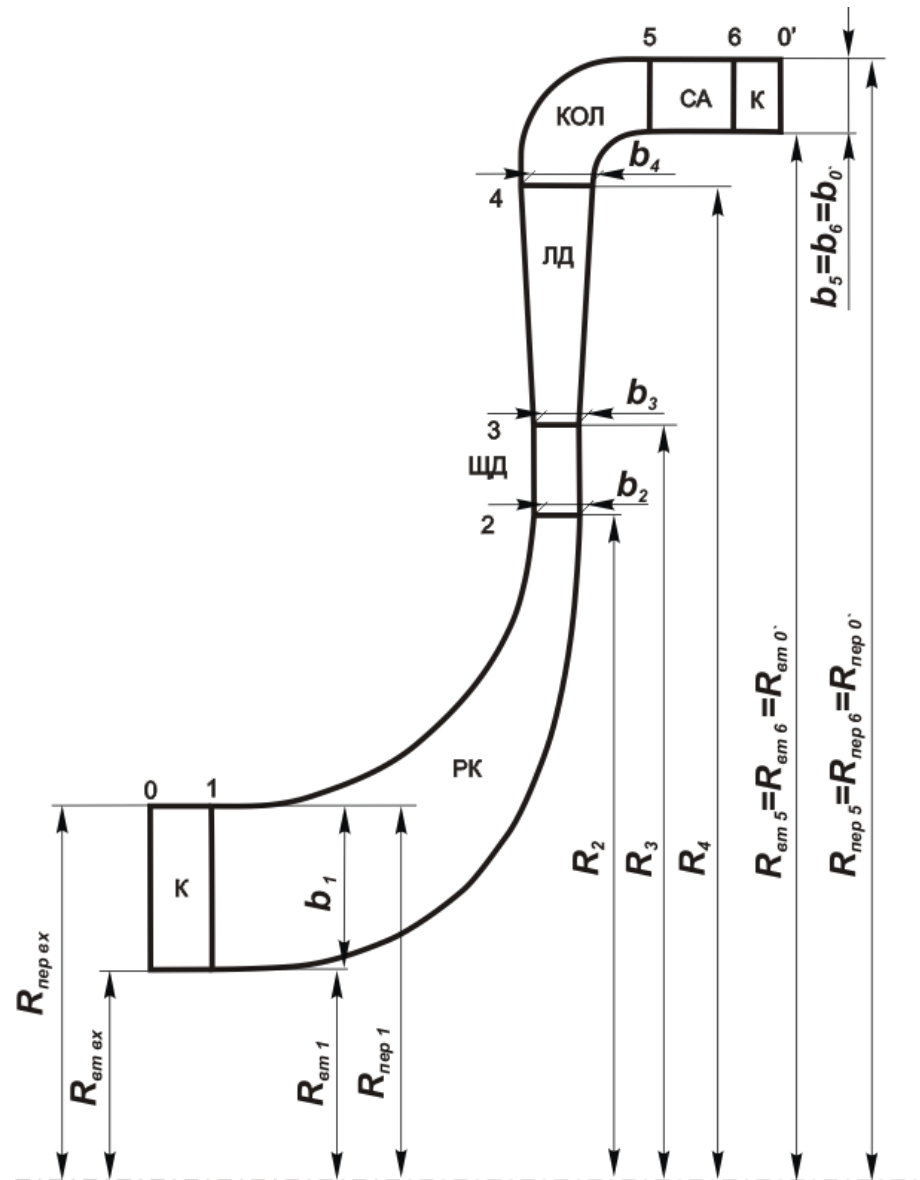


Рисунок 3.1 – Схема ступеня ВЦК з основними розмірами проточної частини

Розрахунок течії в ступені ВЦК починається з знаходження параметрів потоку на вхідній границі елементу проточної частини, які не були задані у вихідних даних (тут і далі для будь-якого елементу "вх" – вхід в елемент, "вих" - вихід).

Послідовність розрахунку:

1) за рівнянням Христиановича визначається газодинамічна функція приведеної витрати

$$q(\lambda_{mex}) = \frac{G}{m} \times \frac{\sqrt{T_{ex}^*}}{P_{ex}^*} \times F_{ex},$$

за допомогою якої знаходиться меридіональна складова приведеної швидкості $\lambda_{m \text{ вх}}$ і меридіональна складова абсолютної швидкості $V_{m \text{ вх}}$, яка є результатом радіальної і осьової складових швидкості:

$$V_{m \text{ вх}} = \lambda_{m \text{ вх}} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T_{\text{вх}}^*}.$$

2) якщо закрутка потоку на вході задана у вигляді окружної складової швидкості $V_{u \text{ вх}}$, то абсолютна швидкість $V_{\text{вх}}$ визначається за формулою:

$$V_{\text{вх}}^2 = V_{m \text{ вх}}^2 + V_{u \text{ вх}}^2.$$

Якщо закрутка потоку задана у вигляді кута потоку в абсолютному русі α , то

$$V_{u \text{ вх}} = V_{m \text{ вх}} / \operatorname{tg} \alpha.$$

3) за заданими значеннями $T_{\text{вх}}^*$ і $P_{\text{вх}}^*$ визначаються щільність і ентальпія загальмованого потоку:

$$\rho_{\text{вх}}^* = \frac{P_{\text{вх}}^*}{RT_{\text{вх}}^*} \quad \text{и} \quad i_{\text{вх}}^* = C_p T_{\text{вх}}^*.$$

4) на підставі отриманих значень повних параметрів статичні параметри визначаються наступним чином:

– щільність

$$\rho_{\text{вх}} = \rho_{\text{вх}}^* \left(1 - \frac{V_{\text{вх}}^2}{2C_p T_{\text{вх}}^*} \right)^{\frac{1}{k-1}},$$

– ентальпія

$$i_{\text{вх}} = i_{\text{вх}}^* - \frac{V_{\text{вх}}^2}{2},$$

– температура

$$T_{\text{ex}} = \frac{i_{\text{ex}}}{C_p},$$

– ТИСК

$$P_{\text{ex}} = P_{\text{ex}}^* \left(\frac{T_{\text{ex}}}{T_{\text{ex}}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Далі проводиться послідовний (ітераційний) розрахунок потоку у кожному елементі ступеня:

5) задається початкове ($n=0$) наближення щільності, що дорівнює значенню щільності на вхідній границі елемента:

$$\rho_{\text{вих}}^{(0)} = \rho_{\text{ex}};$$

6) визначається площа перетину на виході $F_{\text{вих}}$;

7) з рівняння витрат визначається розмір меридіональної складової швидкості для даної ітерації:

$$V_{\text{твих}} = \frac{G}{\rho_{\text{вих}}^{(n)} F_{\text{вих}}};$$

8) для кожного елемента ступеня (з урахуванням його типу) визначаються величини окружної складової швидкості на виході $V_{\text{ивих}}$ і роботи втрат L_r :

$$L_r = \zeta \frac{V_{\text{ex}}^2}{2};$$

9) згідно з величинами складових $V_{\text{ивих}}$ та $V_{\text{твих}}$ знаходиться значення абсолютної швидкості:

$$V_{\text{вих}} = \sqrt{V_{\text{твих}}^2 + V_{\text{ивих}}^2};$$

10) з рівняння Ейлера визначається величина підведеної роботи:

$$L^* = V_{u_{вих}} \cdot U_{вих} - V_{u_{вх}} \cdot U_{вх},$$

де $U_{вих}$ і $U_{вх}$ – значення окружної швидкості на середній висоті проточної частини для входу і виходу з елемента;

11) величини повної і статичної ентальпії визначаються за формулами:

$$i_{вих}^* = i_{вх}^* + L^*, \quad i_{вих} = i_{вих}^* - \frac{V_{вих}^2}{2};$$

12) величина статичної температури на виході з підобласті знаходиться як:

$$T_{вих} = \frac{i_{вих}}{C_p};$$

13) прирощення ентропії для даного елемента ступеня ΔS може бути визначено як:

$$\Delta S = \frac{L_r}{T_{вих} - T_{вх}} \cdot \ln \frac{T_{вих}}{T_{вх}};$$

14) статичний тиск на виході з елемента визначається за формулою:

$$P_{вих} = P_{вх} \cdot \left(\frac{T_{вих}}{T_{вх}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot e^{-\frac{\Delta S}{R}};$$

15) за рівнянням стану ідеального газу для отриманих $P_{вих}$ і $T_{вих}$ знаходиться проміжне значення щільності:

$$\rho_{вих} = \frac{P_{вих}}{RT_{вих}},$$

яке порівнюється з початковим наближенням щільності $\rho_{вих}^{(0)}$;

16) ітераційний процес повторюється, поки різниця між отриманим проміжним значенням щільності для поточної ітерації і значенням щільності потоку на попередній ітерації не буде менше наперед заданої точності:

$$\left| \rho_{вих}^{(n)} - \tilde{\rho}_{вих} \right| \leq \varepsilon_p,$$

де ε_p – необхідна точність рішення, задається у вихідних даних;

$\rho_{вих}^{(n)}$ – значення щільності на попередній ітерації.

Якщо ця умова не виконується, то значення щільності уточнюються з використанням залежності:

$$\rho_{вих}^{(n+1)} = \tilde{\alpha} \cdot \tilde{\rho}_{вих} + (1 - \tilde{\alpha}) \cdot \rho_{вих}^{(n)},$$

де $0 < \tilde{\alpha} \leq 1$ – релаксаційний коефіцієнт.

Після цього розрахунок даного алгоритму повторюється до досягнення необхідної точності.

17) за отриманими значеннями $i_{вих}^*$, $P_{вих}$ и $T_{вих}$ знаходяться значення $T_{вих}^*$ і $P_{вих}^*$ за допомогою залежностей:

$$T_{вих}^* = \frac{i_{вих}^*}{C_p}, \quad P_{вих}^* = P_{вих} \left(\frac{T_{вих}^*}{T_{вих}} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Даний алгоритм використовується для розрахунку параметрів потоку на вході і виході з довільного елемента проточної частини ступеня ВЦК.

Викладений вище алгоритм методу розрахунку реалізовано в програмному комплексі *ОАСС*, який дозволяє отримувати газодинамічні параметри в основних перетинах ступеня ВЦК, а також сумарні параметри для побудови характеристик ступеня ВЦК та окремих його елементів.

3.3 Розрахункове дослідження течії в робочому колесі

Вихідні дані по робочому колесу вводяться в файл *СВК.inp* (табл. 3.1), а результати розрахунку, одержувані за допомогою файлу що використовується *ОАСС.exe*, зберігаються в текстовому файлі результатів *СВК.rep* (табл. 3.2). Сюди заносяться дані про файл вихідних даних, сумарних параметрах ступені, значеннях площин перерізів, а також основні газодинамічні і кінематичні параметри по кожному елементу ступеня.

Таблиця 3.1 – Файл вихідних даних

```

2
0 1
287.14 1.4

4.1
8200.

1
288.00 101325. 0.
45.66 137.0

45.66 137.0 91.34

0.1 210.87
130. 146.73
285.35 33.34
33.7 48.
30 6.

0

```

Таблиця 3.2 – Файл результатів розрахунку

Файл исходных данных : СВК.гер
 Файл результатов расчета: СВК.гер
 Дата создания: 12/12/20 Время создания: 18:28:39

R, Дж/(кг*К): 287.14
 k : 1.40

Суммарные параметры компрессора:
 n, об/мин : 8200.00
 G, кг/с : 4.100
 Ht(Пснт) : 0.6853 U2,м/с : 215.0
 Hs(Пси_ad) : 0.6065 Ф0 : 0.0805
 Пи* : 1.3820 Пи*(РК) : 1.3855
 Пси*пол : 0.6100 Пси*пол(РК) : 0.6149
 КПДиз* : 0.8849 КПДиз*(РК) : 0.8923
 КПШпол* : 0.8901 КПШпол*(РК) : 0.8972

Геометрия проточной части:
 F1,м2 F2,м2 R1,м R2,м
 0 0.0524148 0.0524148
 1 0.0524148 0.0524437

	Rполн,Па	P,Па	Tполн,К	T,К	Dens	Uп,м/с	Uи,м/с	U,м/с	W,м/с	Bet_г,град	Bet,град	Lr,Дж/кг	коэф.пот.
Канал:													
0	101325.00	98757.34	288.00	285.896	1.2030	65.036	0.000	65.036					
1	101063.01	98489.44	288.00	285.885	1.1998	65.197	0.000	65.197				212.530	0.1000
Рабочее колесо:													
1	101063.01	98489.44	288.00	285.885	1.1998	65.197	0.000	65.197	135.717	33.700	0.501		
2	140027.33	121925.77	319.52	307.125	1.3826	56.546	147.332	157.810	3179.861	0.345			

Всі наведені в даній роботі розрахунки проводилися для повітря.

Розрахунок параметрів робочого колеса проведено в діапазоні по витраті $G = 2.9 - 5.1$ кг/с, отримано значення степені підвищення повного тиску і ККД за повними параметрами з кроком в 0,2 кг/с (табл. 3. 3).

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку характеристики РК ВЦК

Робоче колесо відцентрового компресора											
"Розрахункова" частота обертання $n_p=8200$ об/хв											
$G_{в}$ кг/с	2.9	3.1	3.3	3.5	3.7	3.9	4.1	4.3	4.5	4.7	4.9
$\pi_{рк}^*$	1.417	1.413	1.409	1.404	1.399	1.392	1.386	1.378	1.37	1.361	1.353
$\eta_{*s\text{ рк}}$	0.868	0.875	0.88	0.885	0.889	0.891	0.892	0.893	0.891	0.888	0.882

На рис. 3.2 і 3.3 показана побудована за цими даними характеристика робочого колеса у вигляді залежності степені підвищення повного тиску і ізоентропічного ККД за повними параметрами від масової витрати.

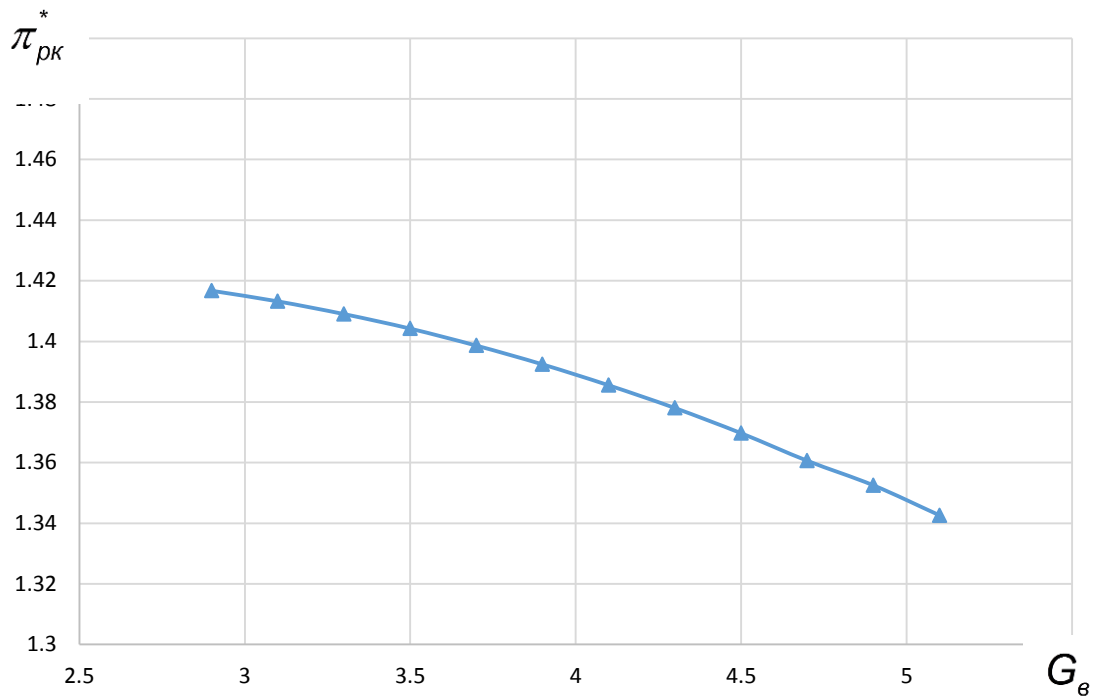


Рисунок 3.2 – Залежність степені підвищення повного тиску в РК від масової витрати

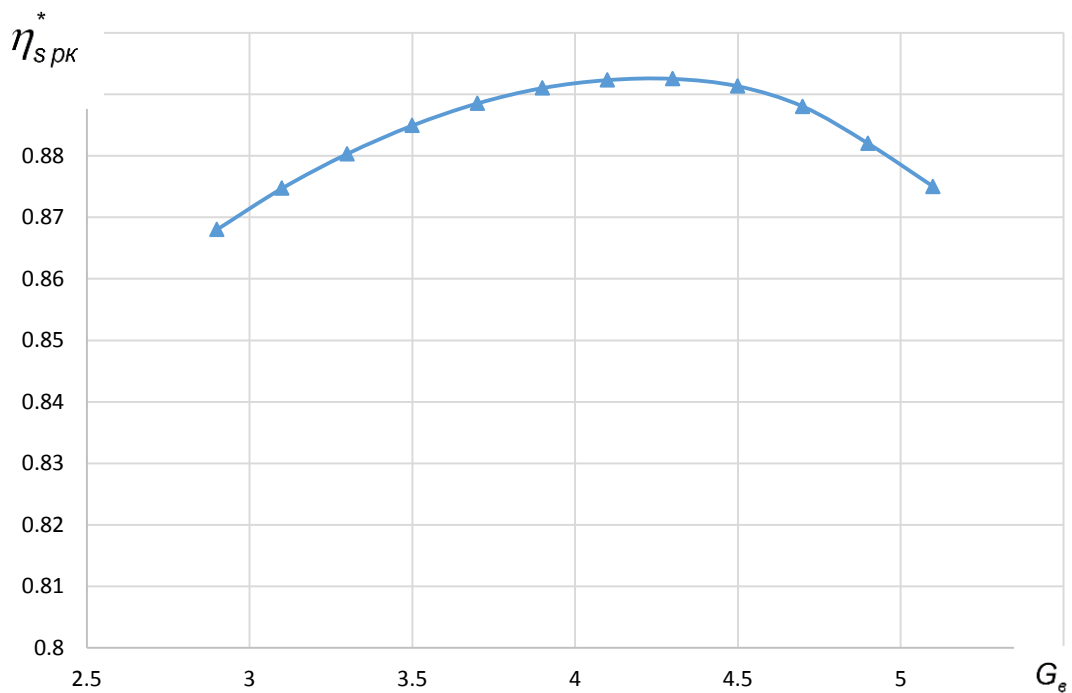


Рисунок 3.3 – Залежність ізоентропічного ККД за повними параметрами РК від масової витрати

3.4 Розрахункове дослідження течії в ступені ВЦК з двома варіантами конструкції дифузора

Далі проведено розрахунки двох варіантів ступеня ВЦК з лопатковим дифузором і безлопатковим дифузором. Розрахунок параметрів потоку для обох варіантів проведено в діапазоні по витраті $G = 2.1 - 4.7$ кг/с, отримано значення ступені підвищення повного тиску і ККД з кроком в 0,2 кг/с (табл. 3. 4 і 3.5).

Таблиця 3.4 – Результати розрахунку характеристики ступеня ВЦК з БЛД

Ступінь відцентрового компресора з БЛД											
"Розрахункова" частота обертання $n_p=8200$ об/хв											
G_B , кг/с	2.1	2.3	2.5	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5	3.7	3.9	4.1
$\pi^*_{ст}$	1.312	1.321	1.329	1.335	1.34	1.343	1.345	1.346	1.345	1.344	1.341
$\eta^*_{s ст}$	0.631	0.658	0.681	0.703	0.722	0.74	0.756	0.769	0.781	0.791	0.799
G_B , кг/с	4.3	4.5	4.7								
$\pi^*_{ст}$	1.337	1.332	1.326								
$\eta^*_{s ст}$	0.805	0.806	0.804								

Таблиця 3.5 – Результати розрахунку характеристики ступені ВЦК з ЛД

Ступінь відцентрового компресора з ЛД											
"Розрахункова" частота обертання $n_p=8200$ об/хв											
G_B , кг/с	2.1	2.3	2.5	2.7	2.9	3.1	3.3	3.5	3.7	3.9	4.1
$\pi^*_{ст}$	1.209	1.257	1.293	1.328	1.345	1.352	1.351	1.342	1.323	1.293	1.252
$\eta^*_{s ст}$	0.413	0.497	0.582	0.677	0.723	0.757	0.768	0.762	0.735	0.684	0.609
G_B , кг/с	4.3	4.5	4.7								
$\pi^*_{ст}$	1.204	1.146	1.08								
$\eta^*_{s ст}$	0.507	0.376	0.214								

На рис. 3.4 і 3.5 показана характеристика двох варіантів ступеня ВЦК, що побудована за цими даними, у вигляді залежності ступені підвищення повного тиску і ізоентропічного ККД за повними параметрами від масової витрати.

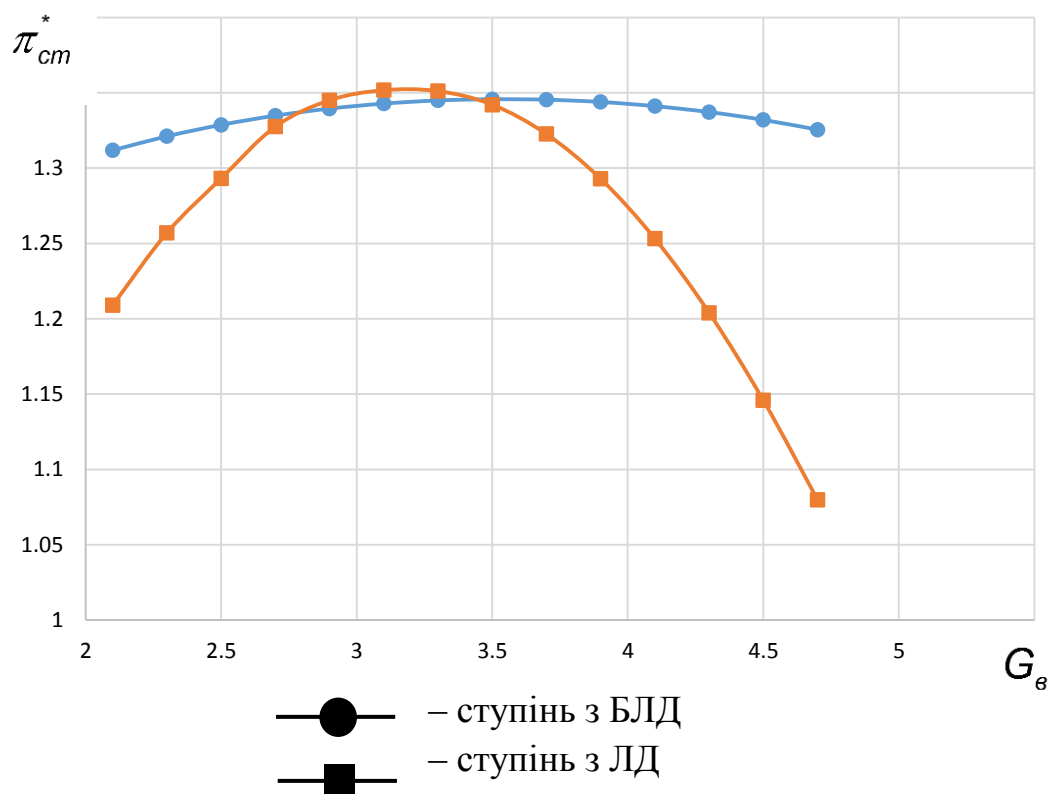


Рисунок 3.4 – Залежність ступені підвищення повного тиску в ступені від масової витрати

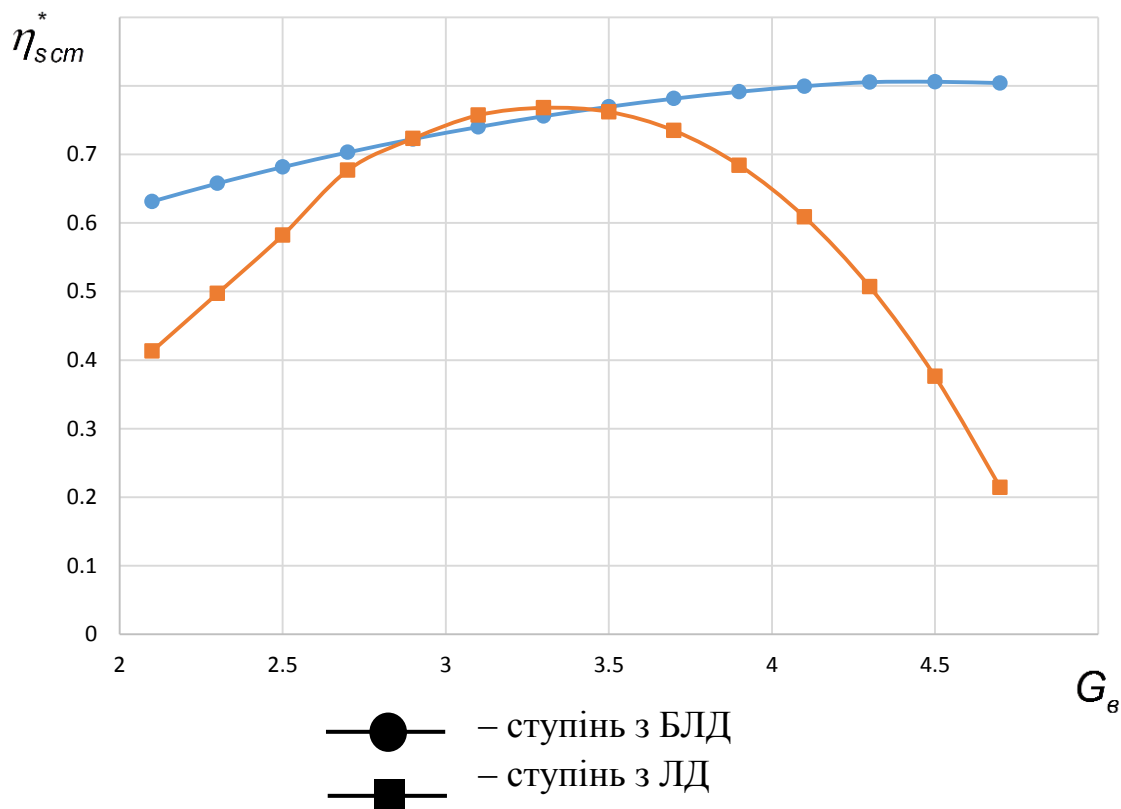


Рисунок 3.4 – Залежність ізоентропічного ККД за повними параметрами в ступені від масової витрати

Зіставлення результатів розрахунків наведено в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Зіставлення результатів розрахунків

ступінь з БЛД	$\pi_{ст\ max}^*$	$G_B \pi_{max}$	$\eta_{*s\ ст\ max}$	$G_B \eta_{max}$
	1.346	3.5	0.806	4.5
ступінь з ЛД	$\pi_{ст\ max}^*$	$G_B \pi_{max}$	$\eta_{*s\ ст\ max}$	$G_B \eta_{max}$
	1.352	3.1	0.768	3.3

Доцільність застосування лопаткового або безлопаткового дифузора в ступені ВЦК визначається багатьма факторами: умовами роботи компресора, вимогами до його габаритів і надійності.

Безлопаткові дифузори рекомендують застосовувати при значеннях кутів $\alpha_2 \geq 20$ град [5]. В інших випадках для зниження втрат тертя необхідно застосування лопаткові дифузори, що дозволяють отримати більше гальмування потоку при менших радіальних розмірах.

При експлуатації відцентрового компресора в широкому діапазоні робочих режимів більш обґрунтованим є застосування ступенів з БЛД, тому що вони мають більш пологі характеристики. Така характеристика забезпечує більш пологий характер кривих напору і ККД в залежності від витрати, тобто ККД безлопаткового дифузора мало змінюється зі зміною режиму роботи ВЦК, що важливо для відцентрових компресорів, які часто працюють на режимах, що відрізняються від розрахункового. Оскільки лопаткова решітка ЛД більш чутлива до зміни умов течії при зміні витрати, характеристики ступенів з ЛД зазвичай вуже, ніж з БЛД.

Якщо відцентровий компресор працює у вузькому діапазоні по витраті, тобто поблизу «розрахункової» точки (точки максимального ККД), то застосування ступенів з ЛД є більш ефективним. ККД в цьому випадку буде вище на 2-4%, ніж при використанні БЛД.

Застосування БЛД забезпечує менший динамічний вплив на робоче колесо, що виникає внаслідок нерівномірності поля параметрів на виході з РК. Крім того, перевагами БЛД є надійність, простота і дешевизна конструкції.

3.5 Висновки по розділу

Проведено ознайомлення з розробленим в проблемній науково-дослідній лабораторії газотурбінних двигунів та установок кафедри теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського

«ХАІ» методом перевірного розрахунку характеристик ступенів відцентрових компресорів. Характеристики ступеня ВЦК дозволяють судити про його газодинамічну досконалість.

Даний метод дає можливість враховувати вплив зміни геометричних параметрів лопаткових вінців, а також проточної частини ступеня на характеристики і параметри течії в ступені ВЦК.

Цей метод розрахунку використано для дослідження течії в робочому колесі спроектованого відцентрового компресора, а також в ступені з двома варіантами виконання дифузора.

В результаті проведених перевірочних розрахунків на підставі проектувального розрахунку отримані газодинамічні параметри робочого колеса, а також ступеня відцентрового компресору з лопатковим і безлопатковим дифузорами, побудовані і проаналізовані їх сумарні характеристики:

– характеристики ступеня з ЛД поблизу «розрахункового» режиму вище, ніж характеристики ступеня з БЛД. Але лопатковий дифузор працює з достатньою ефективністю у вузькому діапазоні за параметром витрати. У розглянутому діапазоні по витраті максимальне значення ККД у ступені з ЛД відповідає меншій витраті, ніж максимальне значення ККД у ступені з БЛД, але на інших режимах по витраті ступень з БЛД має переваги по ККД. Так само до аналогічної закономірності можна віднести значення напору;

– ступень з БЛД має більш пологі характеристики в порівнянні зі ступенем з ЛД.

4 РОЗРАХУНОК ПРОСТОРОВОГО ПОТОКУ В РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Процес будь-якого CFD-розрахунку складається з п'яти основних етапів:

1. Створення тривимірної геометричної моделі (CAD-моделі) досліджуваного об'єкта.

Для отримання твердотільної моделі лопаткових вінців і проточної частини ступеня ВЦК за розмірами, отриманими в проектувальному розрахунку, використана графічна система *Siemens NX*. Крім цього сформована комп'ютерна геометрична модель області течії в програмі *Geometry* програмного комплексу *ANSYS*.

2. Створення сіткової моделі розрахункової області на базі геометричної моделі.

Іншими словами, це розбиття геометричної моделі, створеної в попередньому пункті, на окремі малі чарунки (контрольні обсяги). Ця процедура проводиться напівавтоматично в спеціальних програмах-сеткогенераторах. У даній роботі сеткогенерація проведена в програмі *TurboGrid* програмного комплексу *ANSYS*.

3. Створення розрахункової моделі шляхом доповнення сіткової моделі розрахунковими умовами.

В першу чергу, задається набір рівнянь, які потрібно вирішувати. Для потоків рідини це рівняння нерозривності і рівняння моментів кількості руху по двох або трьох осях. Якщо в розрахунку використовується моделювання турбулентних явищ, до загального набору рівнянь додаються ще й рівняння турбулентної моделі і т.д. Після визначення набору розв'язуваних рівнянь вказуються необхідні дані для вирішення сформованої системи рівнянь – це умови в тих контрольних обсягах, характеристики потоків в яких відомі, наприклад, на гранях крайніх чарунок розрахункової області. Ці умови називаються граничними. Крім граничних умов потрібно ще й завдання початкових параметрів в кожній чарунці всередині розрахункової області. Це так звані початкові умови. Весь процес завдання розрахункових умов проведено в програмі *CFX-Pre* програмного комплексу *ANSYS*.

4. Пошук рішення.

На даному етапі проводиться відшукування значень параметрів в кожній розрахунковій чарунці. Через те що початкові умови задаються з великою похибкою, на початку рішення рівняння збереження маси (енергії, імпульсу, моменту кількості руху і т.д.) в розрахунковій зоні не виконуються. Потім ітераційними методами програма знаходить для кожного контрольного обсягу такі значення параметрів потоку, при яких всі рівняння вирішуються з достатньою

точністю. Такий набір значень по всій розрахунковій зоні називається зійшовшимся рішенням. Для отримання рішення використовувалася програма **CFX Solver** програмного комплексу **ANSYS**.

5. Аналіз результатів розрахунку.

"Сирим" результатом розрахунку є масиви даних: сіткова модель, в якій для кожної чарунки знайдені параметри потоку (тиск, температура, швидкість, щільність), що задовольняють рішення. Для зручності аналізу ці результати можна представити у вигляді графіків, контурних або векторних полів розподілу параметрів, ліній току, ізоповерхонь параметрів, числових значень параметрів в заданих областях. Візуалізація та аналіз результатів розрахунків проведені в програмі **CFX-Post** програмного комплексу **ANSYS**.

В рамках виконання роботи магістра за схемою, наведеною на рисунку 4.1, проведено чисельне дослідження течії в робочому колесі відцентрового компресора.

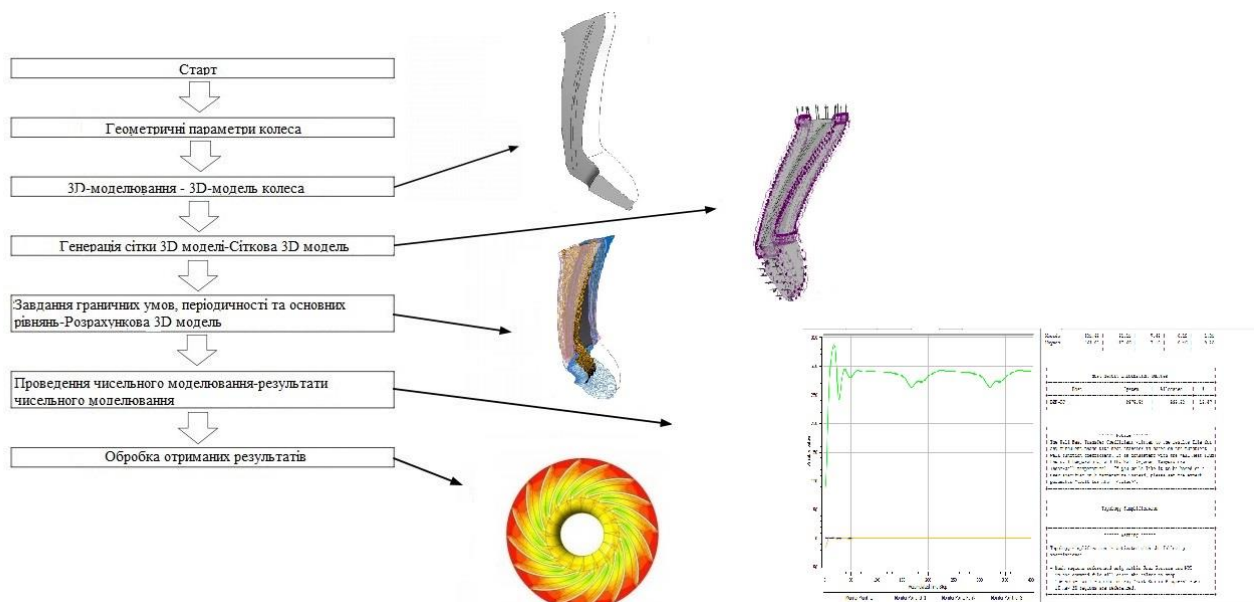


Рисунок 4.1 – Схема чисельного дослідження течії в робочому колесі ВЦК

4.1 Побудова 3D моделі відцентрового компресора

Твердотільна модель спроектованого відцентрового компресора з лопатковими вінцями робочого колеса і лопаткового дифузора створена в графічній системі **Siemens NX**.

Siemens NX – це потужна графічна система побудови математичних 3D моделей, що поєднує прийоми твердотільного і поверхневого моделювання. Крім того, **Siemens NX** складається з цілого комплексу програмних модулів, що утворюють єдину систему і дозволяють вирішувати різноманітні завдання від

розробки промислового дизайну виробу до створення програм управління верстатами для виробництва цього виробу [15, 16].

Для побудови 3D моделі диска робочого колеса відцентрового компресора в *Siemens NX* необхідно виконати перетин диска в площині X-Y. Це можна реалізувати за допомогою команд **Вставити** → **Ескіз** в середовищі завдань або **Вставити** → **Криві** → **Базові Криві**.

Перетин диска робочого колеса виконується за розмірами, які отримано з проектувального розрахунку відцентрового компресора. Лопатки робочого колеса будуються з використанням геометричних параметрів, отриманих в проектувальному розрахунку.

При побудові диска робочого колеса і його лопаток використовувалися такі основні команди:

- Вставити – Ескіз в середовищі завдань...
- Вставити – Криві – Базові криві...
- Вставити – Елементи проектування – Тіло обертання...
- Вставити – Елементи проектування – Витягування...
- Вставити – Конструктивні елементи – Заокруглення ребра...

В результаті застосування даних команд була отримана твердотільна модель робочого колеса, зображенна на рисунку 4.2.

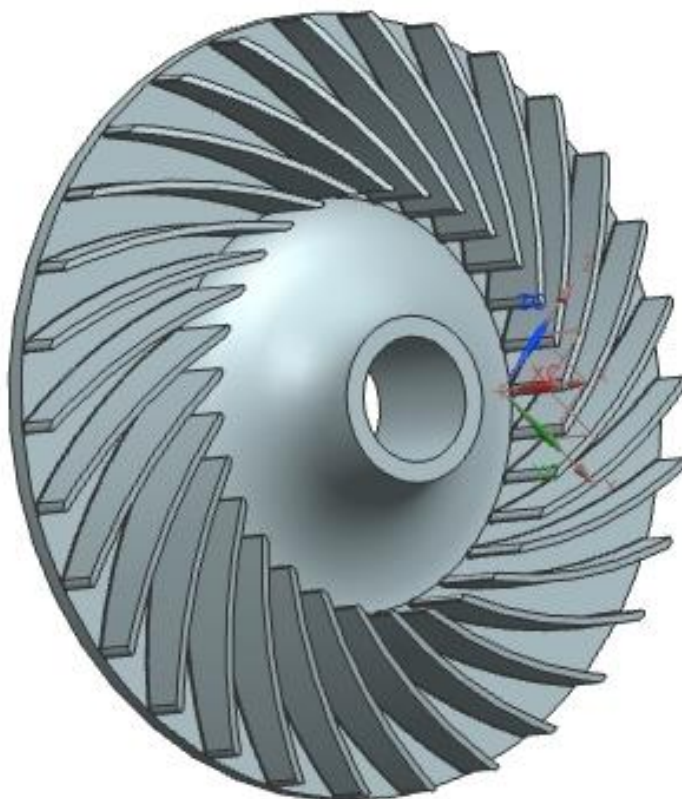


Рисунок 4.2 – Робоче колесо відцентрового компресора

Наступним етапом побудови є лопаткових дифузор. При його побудові були використані такі команди:

- Вставити – Ескіз в середовищі завдань...
- Вставити – Криві – Базові криві...
- Вставити – Елементи проектування – Тіло обертання...
- Вставити – Елементи проектування – Витягування...
- Вставити – Конструктивні елементи – Заокруглення ребра...

В результаті виконання даних операцій була отримана твердотільна модель лопаткового дифузора, зображена на рисунку 4.3.

Наступним кроком є побудова покривного диска відцентрового компресора з лопатковим дифузором. Для його побудови були використані наступні команди:

- Вставити – Ескіз в середовищі завдань...
- Вставити – Криві – Базові криві...
- Вставити – Елементи проектування – Тіло обертання...
- Вставити – Елементи проектування – Витягування...

В результаті чого була отримана твердотільна модель покривного диска, зображена на рисунку 4.4.

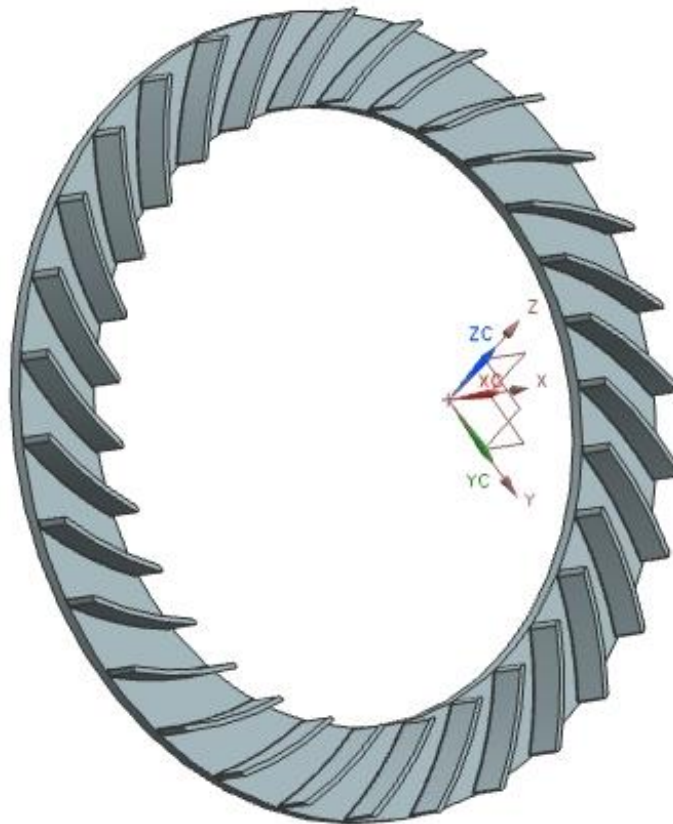


Рисунок 4.3 – Лопатковий дифузор



Рисунок 4.4 – Покривний диск ВЦК з лопатковим дифузором

Після того, як були отримані всі основні частини відцентрового компресора з лопатковим дифузором, приступили до виконання складання.

При складанні вузла використовувалися такі основні команди:

- Початок – Збірки
- Збірки – Компоненти – Додати Компоненти
- Збірки – компоненти – Переставити компонент
- Збірки – Компоненти – Сполучення збірки

Для виконання складання вузла використовувалися наступні сполучення деталей:

- Сполучення
- Вирівнювання
- Паралельний
- Відстань
- Стосовно

В результаті виконання даних операцій було отримано вузол, зображений на рисунку 4.5.

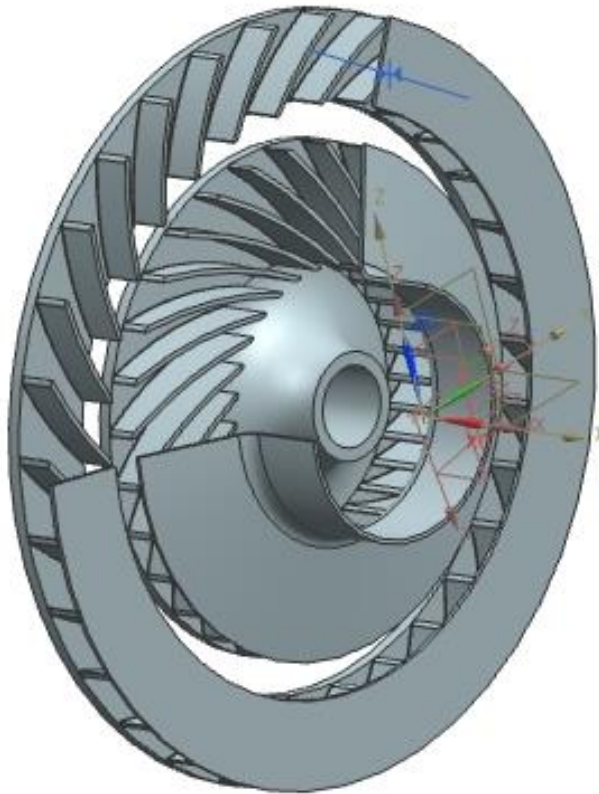


Рисунок 4.5 – Ступінь відцентрового компресора з лопатковим дифузором в зборі

4.2 Моделювання просторової течії в робочому колесі відцентрового компресора

Потік робочого тіла в реальному відцентровому компресорі являється тривимірним, в'язким, турбулентним. Таким він і приймався при моделюванні течії в розглянутому робочому колесі ВЦК [17].

Безпосередньо чисельне моделювання проводилося в програмному комплексі *ANSYS*, в основу якого покладено метод чисельного розв'язання рівнянь фундаментальних законів гідромеханіки. Застосований в даному дослідженні пакет програм *ANSYS CFX* – це професійний аналітичний комплекс, призначений для вирішення широкого спектру завдань обчислювальної газо- і гідродинаміки.

Нестаціонарні рівняння Нав'є-Стокса є загальними рівняннями для опису руху в'язкої рідини. Вони являють собою складну систему нелінійних диференціальних рівнянь у приватних похідних, які в декартовій системі координат мають такий вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \omega \frac{\partial u}{\partial z} = \\ = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(u \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + v \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \omega \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \omega \frac{\partial v}{\partial z} = \\ = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(u \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + v \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \omega \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} + \omega \frac{\partial \omega}{\partial z} = \\ = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(u \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + v \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + \omega \frac{\partial^2 \omega}{\partial z^2} \right). \end{aligned}$$

де u, v, ω – проекції векторів швидкості; F_x, F_y, F_z – проекції вектора сили на осі координат; ρ – щільність; p – тиск; $\nu = \mu/\rho$ – кінематична в'язкість (μ – коефіцієнт в'язкості).

Аналітичні рішення таких рівнянь отримати не вдається з причини нелінійності самих рівнянь і складної геометричної конфігурації області, для якої дані рівняння інтегруються. Чисельні методи вирішення рівнянь в приватних похідних досить добре розвинені, і на сьогоднішній день знайшли широке застосування в різних областях науки і техніки. В даний час розвинені три основні підходи [18] до чисельного розв'язку рівнянь у приватних похідних: метод кінцевих різниць (FDM), метод кінцевих обсягів (FVM) та метод скін кінцевих чених елементів (FEM). Метод кінцевих обсягів застосовується для розрахунку течій. Основа методу полягає в тому, що розрахункова область за допомогою сітки розбивається на сукупність кінцевих обсягів. Вузли, в яких шукається рішення, знаходяться в центрах цих обсягів. Для кожного обсягу повинні виконуватися закони збереження основних величин.

Течія в лопаткових машинах, як правило, є турбулентною [19]. Турбулентність – це нелінійний процес з великим масштабом зміни параметрів в просторі і часі. Для опису турбулентного руху Рейнольдс запропонував розбиття поля параметрів потоку на середню і мінливу складові. Таким чином, отримано рівняння Нав'є-Стокса в Рейнольдсовом осередненні (RANS), тобто диференціальні рівняння осередненого руху рідини. Ця система рівнянь є незамкненою. Для її замикання використовуються різні моделі турбулентності. Для вирішення більшості завдань з розрахунку течії в ВЦК досить двох моделей

турбулентності: $k-\varepsilon$ і *SST* (*Shear Stress Transport*). Різниця між ними з математичної точки зору полягає в способі розрахунку прикордонного шару в потоці. Модель $k-\varepsilon$ для формування епюри швидкості потоку поблизу стінки використовує пристінкові функції, отримані емпіричним шляхом. Модель *SST* пристінкових функцій не передбачає, а розраховує епюру швидкості біля стінки безпосередньо (на підставі певних матмоделей). У підсумку виходять більш точні результати, оскільки даний спосіб має деяку степінь універсальності по відношенню до задачі. Але це тягне за собою вкрай густу сітку поблизу стінки. Тому найрозумніше модель *SST* застосовувати для низькошвидкісних течій. Як наслідок, густа сітка "з'їдає" більше оперативної пам'яті при розрахунку.

4.3 Створення розрахункової області

Чисельне дослідження течії в робочому колесі ВЦК проходило поетапно, з використанням окремих програм, що входять в програмний комплекс *ANSYS*. За допомогою програми *ANSYS Workbench* автоматизується процес передачі даних між окремими програмами *ANSYS*.

На першому етапі змодельована 3D модель розрахункової області досліджуваного об'єкта. Лопатка з диском робочого колеса імпортувалася в програму *Geometry* з графічної системи *Siemens NX*. Для підвищення продуктивності комп'ютера проводилося моделювання тільки одного межлопаточного каналу із застосуванням періодичних граничних умов при розрахунку робочого колеса. Під "періодичними граничними умовами" розуміється середній крок між двома лопатками.

Були прийняті наступні допущення:

- потік робочого тіла на вході в розрахункову область є осьосиметричним;
- перетікання робочого тіла через ущільнення робочого колеса, а також дискове тертя не враховуються при розрахунку його характеристики.

У зв'язку з прийнятими допущеннями розрахунковою областю є один межлопаточний канал робочого колеса без ущільнень. Вхідна і вихідна границі розрахункової області віддалені від контрольних перетинів на відстань, яка є достатньою для того, щоб потік був стійким. В нашому випадку ця відстань приблизно дорівнює ширині вхідної і вихідної границь робочого колеса.

На рисунку 4.6 представлена тривимірна модель розрахункової області, а на рисунку 4.7 тривимірна модель всього робочого колеса.

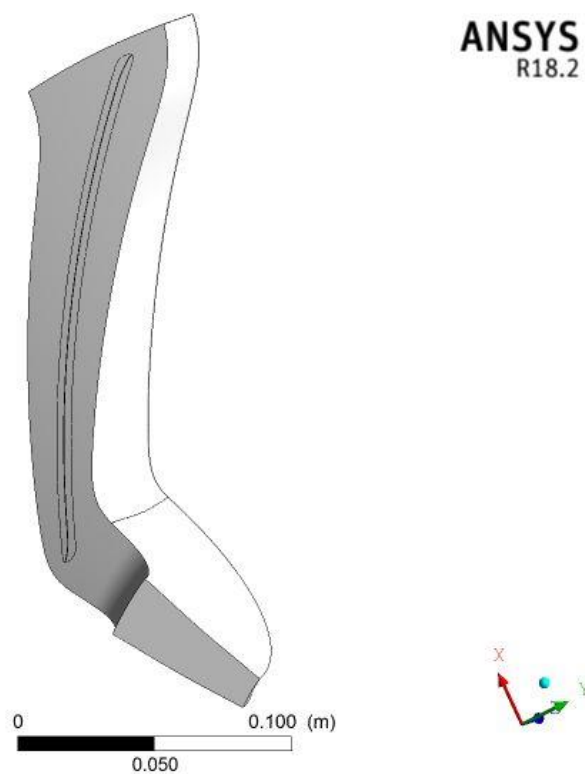


Рисунок 4.6 – Тривимірний модель розрахункової області

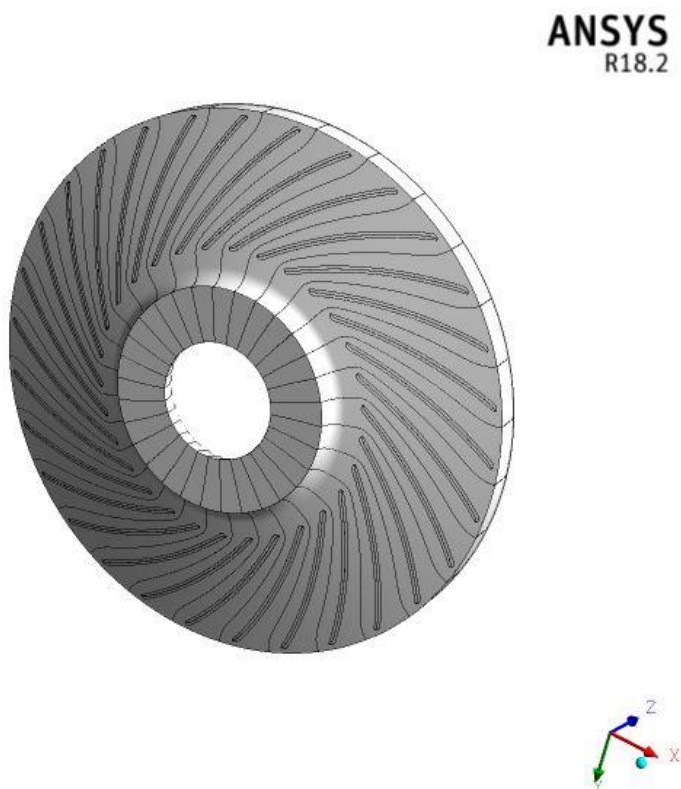


Рисунок 4.7 – Тривимірний модель робочого колеса

4.4. Створення розрахункової сітки числової моделі робочого колеса

Побудова розрахункової сітки – це процес розбиття розрахункової області на безліч окремих чарунок. Чарунки сітки являють собою багатогранники, зазвичай тетраедри, гексаедри, призми або піраміди. Кромки цих чарунок утворюють лінії розрахункової сітки, а точки, розташовані на ребрах або в центрі чарунок, – вузли розрахункової сітки. В результаті чисельного рішення рівнянь математичної моделі саме в вузлах розрахункової сітки визначаються шукані параметри течії.

Розбиття розрахункової області структурною сіткою кінцевих елементів виконувалося в програмі *TurboGrid*. При описі топології сітки в розрахункових областях складної геометрії необхідно враховувати, що найчастіше єдиним способом отримати якісну ортогональну сітку є застосування блокової структури. Сенс такого підходу полягає в поділі геометрії розрахункової площі на блоки, кожен з яких може бути гарантовано розбитий якісною розрахунковою сіткою. Цей підхід в автоматичному режимі реалізується в програмі *TurboGrid*.

На наступному етапі, спираючись на отриману геометричну модель, потрібно дискретизувати область течії, розділивши її на кінцеві елементи. При цьому для підвищення точності розрахунку, сітка повинна бути структурованою. Тобто кінцеві елементи повинні мати форму гексаедра, його грані повинні бути орієнтовані паралельно або перпендикулярно лініям току, а форма фігури повинна наближатися до паралелепіпеда.

Програма *TurboGrid* має автоматизований алгоритм побудови топології сіток в турбомашиних *ATM Optimized*, який дозволяє отримати високоякісну сітку без додаткових налаштувань.

Важливими показниками, що визначають точність розрахунків, є число кінцевих елементів сітки та її щільність. Щільність сітки, особливо в місцях підвищених градієнтів швидкостей, наприклад, в прикордонних шарах, повинна бути гідною для якісного опису ефектів, що відбуваються там.

Завдання густоти сітки в програмі *TurboGrid* проводиться в меню *Mesh Data*. У цьому меню задається число осередків (250000), і величина коефіцієнта згущення сітки в пристінковому шарі (2.5).

Коли топологія сітки повністю визначена, вона генерується натисканням кнопки *Generate* в меню *3D-Mesh*. Після цього отримуємо кінцево-різницеву розрахункову сітку, яка займає всю розрахункову область робочого колеса (рис. 4.8).

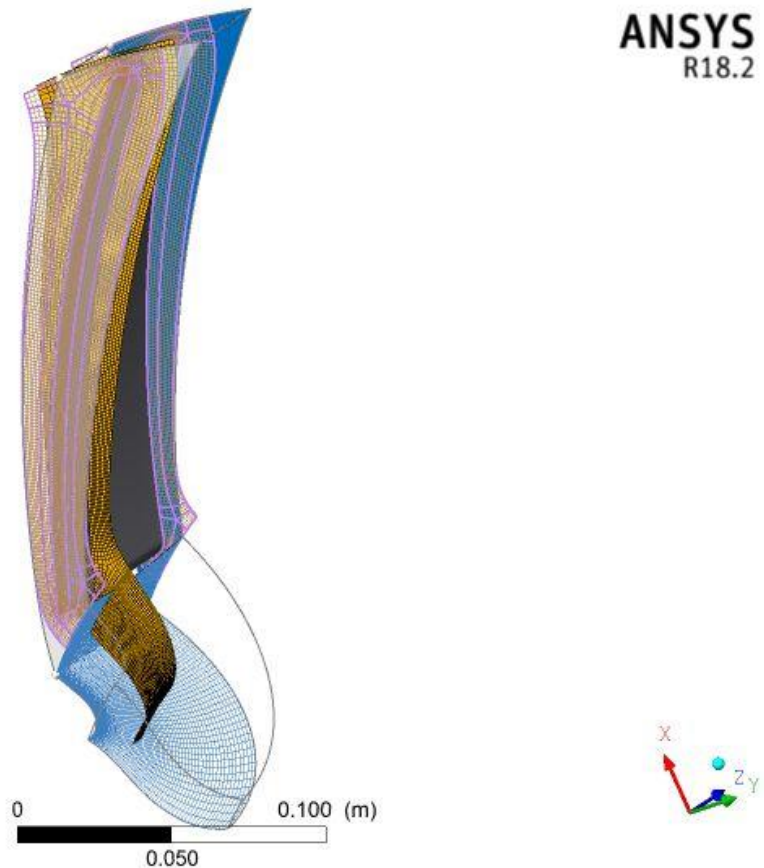


Рисунок 4.8 – Розрахункова сітка для каналу робочого колеса

Оцінка якості сітки здійснюється за допомогою команди *Mesh Analysis*. Для цього є такі критерії:

- *Maximum (Minimum) Face Angle* – максимальний (мінімальний) кут між ребрами всіх чарунок, які сходяться в вузлі, для абсолютно ортогональної сітки дорівнює 90 градусів;

- *Maximum Element Volume Ratio* – відношення обсягів максимальної і мінімальної чарунки, що доторкаються одного вузла;

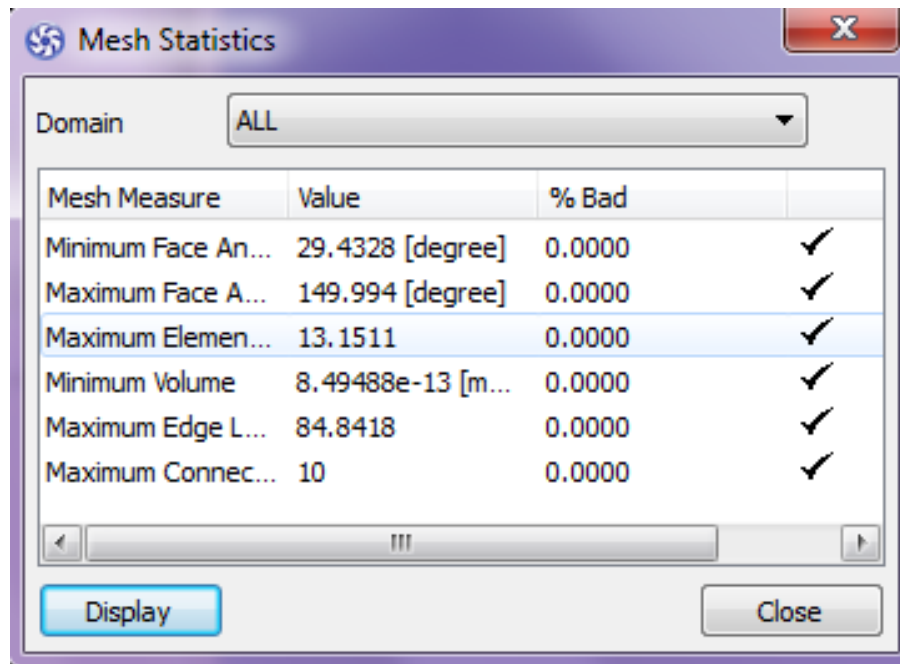
- *Minimum Volume* – мінімальний обсяг чарунки, повинен мати невід'ємне значення;

- *Maximum Edge Length Ratio* – відношення довжин найбільшого і найменшого ребер чарунки, що доторкаються одного вузла;

- *Maximum Connectivity Number* – максимальна кількість з'єднань чарунки.

Для всіх параметрів встановлені рекомендовані діапазони значень. Якщо один з параметрів має значення, що виходить за межі рекомендованих діапазонів, то таким чином підвищується похибка розрахунків і з'являється ймовірність відмови вирішувача. Оцінка якості побудованої сітки в програмі *TurboGrid*

проводилася за допомогою команди *Mesh Analysis*. На рисунку 4.9 видно, що побудована сітка повністю задовольняє всім критеріям.



Mesh Measure	Value	% Bad	
Minimum Face An...	29.4328 [degree]	0.0000	✓
Maximum Face A...	149.994 [degree]	0.0000	✓
Maximum Elemen...	13.1511	0.0000	✓
Minimum Volume	8.49488e-13 [m...	0.0000	✓
Maximum Edge L...	84.8418	0.0000	✓
Maximum Connec...	10	0.0000	✓

Рисунок 4.9 – Аналіз якості розрахункової сітки

4.5 Завдання граничних умов для виконання розрахунку

Розрахункова модель створюється в програмі *CFX-Pre* програмного комплексу *ANSYS CFX*. Розрахунок течії проводився в стаціонарній постановці. Робоче колесо розраховувалося в обертовій системі координат.

Робоче тіло в моделі – *Air Ideal Gas*, опція розрахунку передачі тепла – *Total Energy*, модель турбулентності – *SST*. На бічних поверхнях моделі задавалася умова періодичності.

В якостях граничних умов на вході в розрахункову область задавалися значення повної температури і масової витрати через робоче колесо, а на виході – значення статичного тиску. Крім того, задавалася частота обертання ротора компресора.

Оскільки на виході з розрахункової області передбачалася наявність зворотних течій, то тип граничної умови на виході є «opening», що відповідає моделі відкритого випробувального стенду.

На рисунку 4.10 представлена розрахункова область з накладеними граничними умовами.

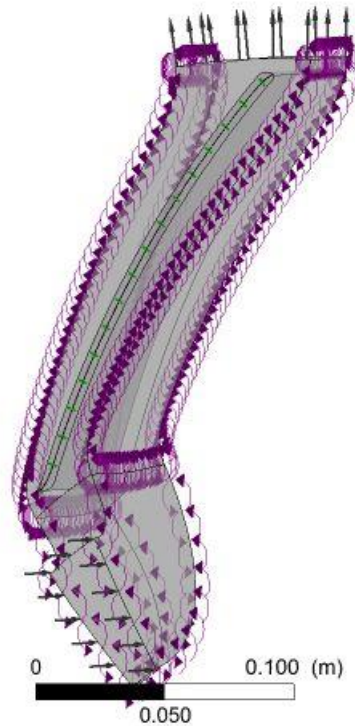


Рисунок 4.10 – Розрахункова область з граничними умовами

При дискретизації рівнянь математичної моделі *ANSYS CFX* використовує метод зважених нев'язок. В цьому методі рішення вважається таким, що зійшлося, при дуже малих значеннях нев'язок. Тому для дрібної розрахункової сітки вибрали значення нев'язок 10^{-6} .

Для зручності відстеження розрахунку доцільно задати вирази для розрахунку інтегральних параметрів робочого колеса у вкладці *Expressions*.

Степінь підвищення повного тиску в робочому колесі ВЦК визначається як відношення повних тисків, усереднених по витраті, на виході і вході в РК:

$\text{massFlowAve}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@R1 \text{ Outlet} / \text{massFlowAve}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@R1 \text{ Inlet}$.

Ізоентропічний ККД РК за повними параметрами:

$\text{massFlowAve}(\text{Total Temperature in Stn Frame})@R1 \text{ Inlet} * ((P_k^{((k-1)/k)}) - 1) / (\text{massFlowAve}(\text{Total Temperature in Stn Frame})@R1 \text{ Outlet} - \text{massFlowAve}(\text{Total Temperature in Stn Frame})@R1 \text{ Inlet})$, де k – показник ізоентропи.

4.6 Аналіз результатів розрахунку

Процес вирішення здійснюється за допомогою програми *Ansys CFX-Solver Manager*. Є можливість проводити паралельний розрахунок, що дозволяє скоротити час обчислень за рахунок поділу задачі на декілька процесів, що

запускаються одночасно на різних процесорах (або фізичних ядрах одного процесора) комп'ютера.

Програма обробки результатів розрахунку *Ansys CFX-Post* є універсальною і може бути використана для візуалізації результатів розрахунку будь-яких завдань. Однак для спрощення обробки результатів типових завдань вона має ряд шаблонів. Зокрема є шаблон роботи з результатами розрахунку турбомашин. Він включає велику кількість характерних видів перетинів і розгорток, ізометричні проєкції найбільш важливих тривимірних структур і геометрії, графіки зміни параметрів в осьовому (*Streamwise*) і радіальному (*Spanwise*) напрямках, а також таблиці всіх основних параметрів від вихідних даних до результатів розрахунку.

В результаті розрахунку просторової течії в РК ВЦК отримано величини швидкостей і тисків в кожній чарунці розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин проведено усереднення по масовій витраті. На наведених нижче рисунках 4.11 – 4.15 показані розподіли основних параметрів робочого колеса.

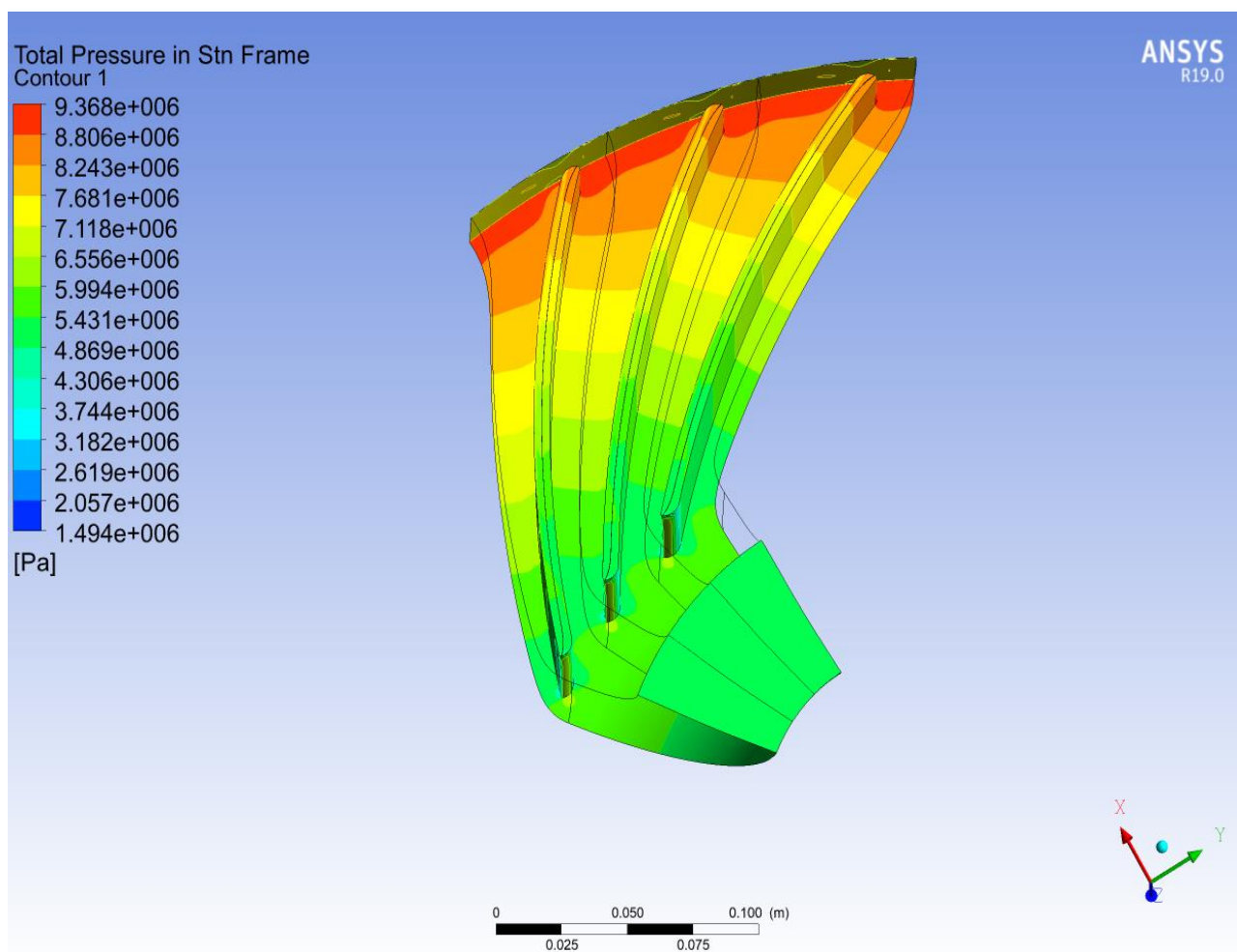


Рисунок 4.11 – 3D розподіл повного тиску

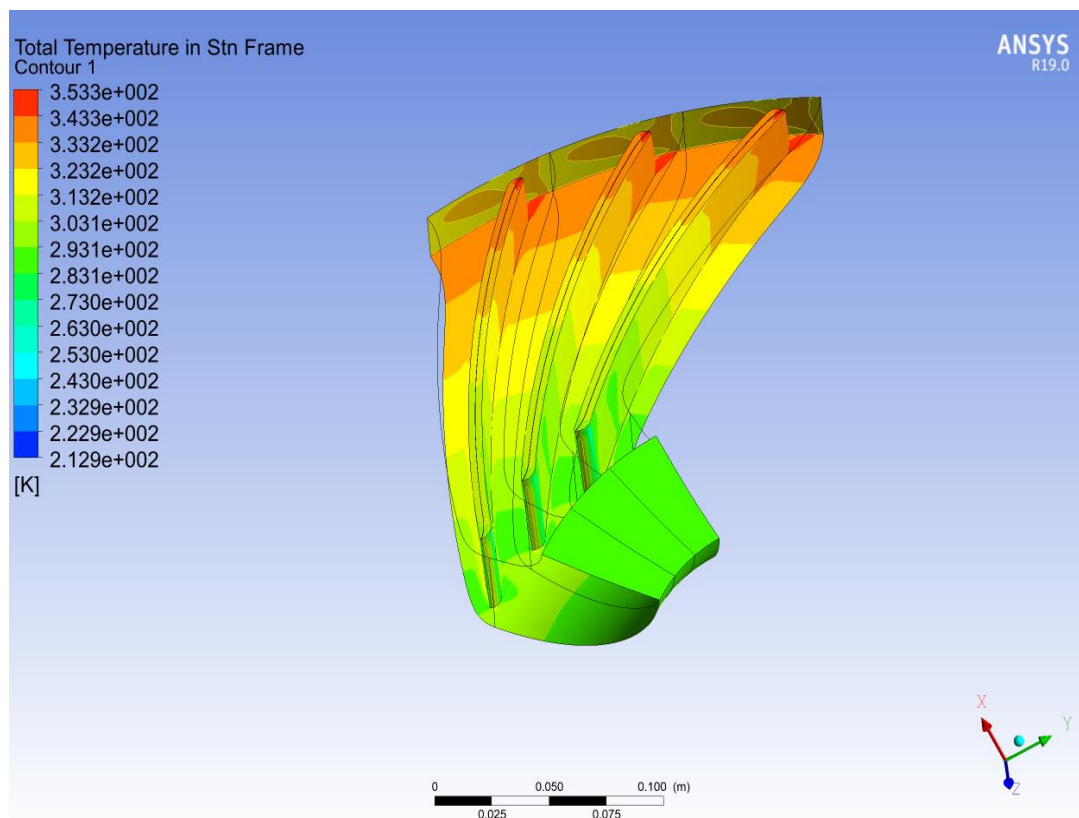


Рисунок 4.12 – 3D розподіл повної температури

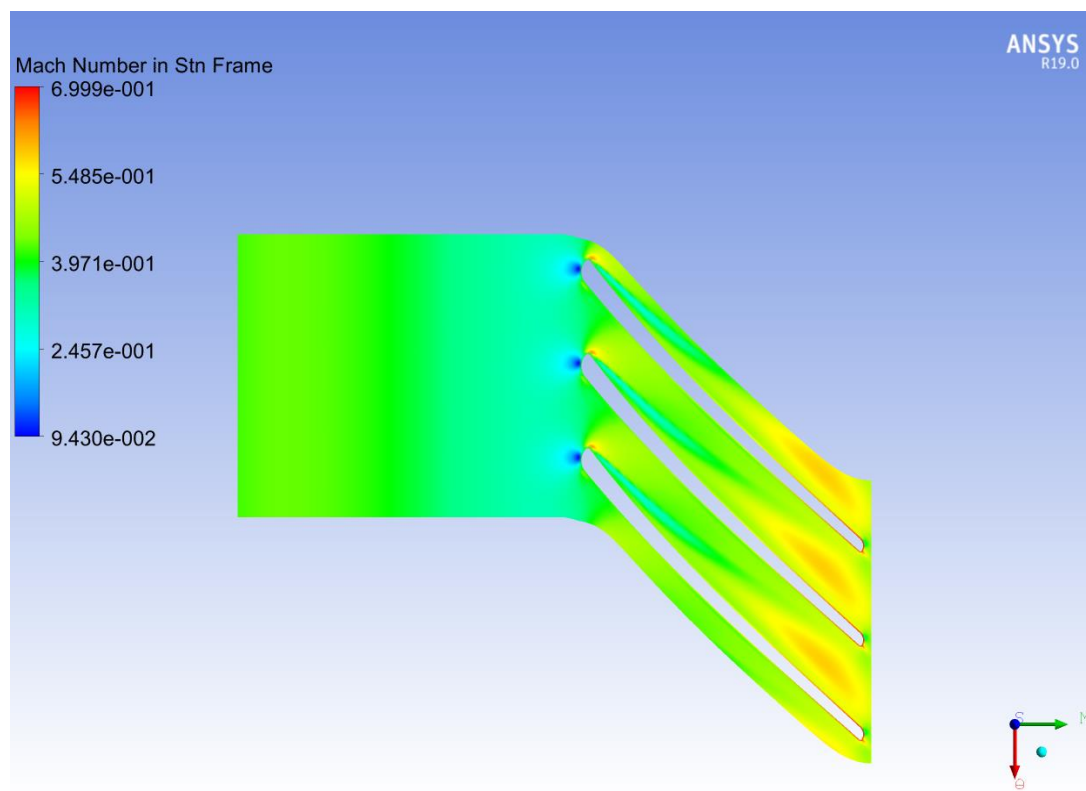


Рисунок 4.13 – Розподіл числа Маха в абсолютному русі у міжлопаткових каналах робочого колеса (ізополя)

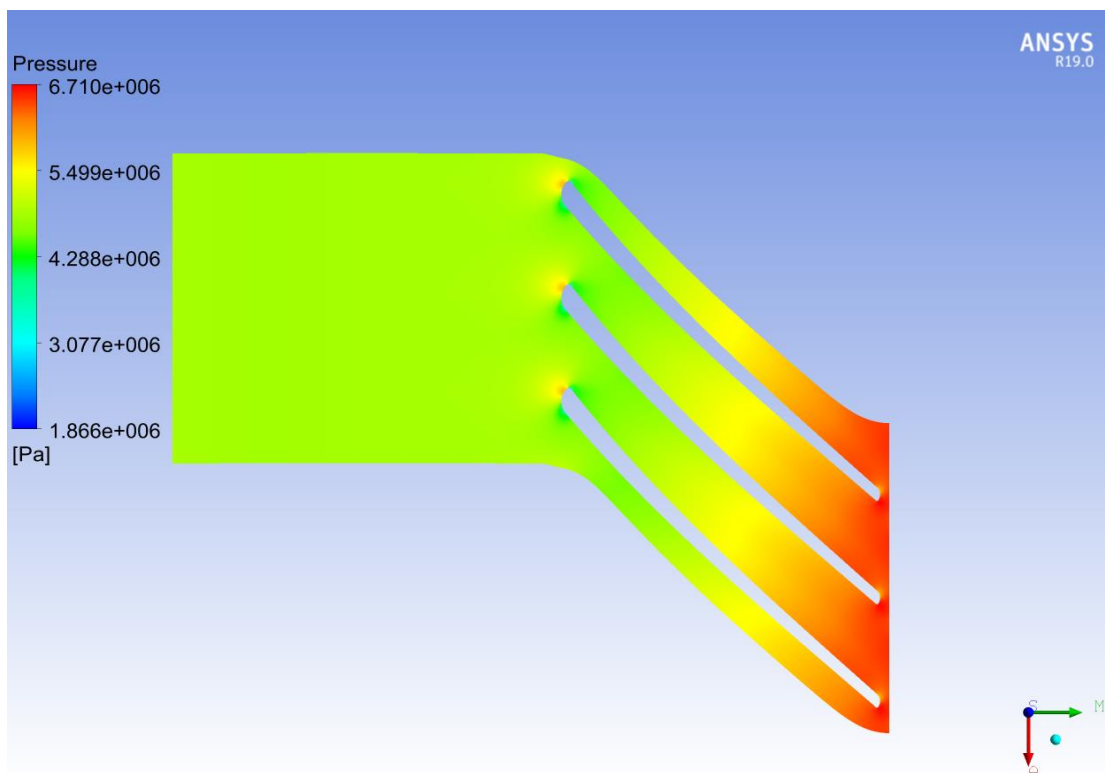


Рисунок 4.14 – Розподіл статичного тиску у міжлопаткових каналах робочого колеса (ізополя)

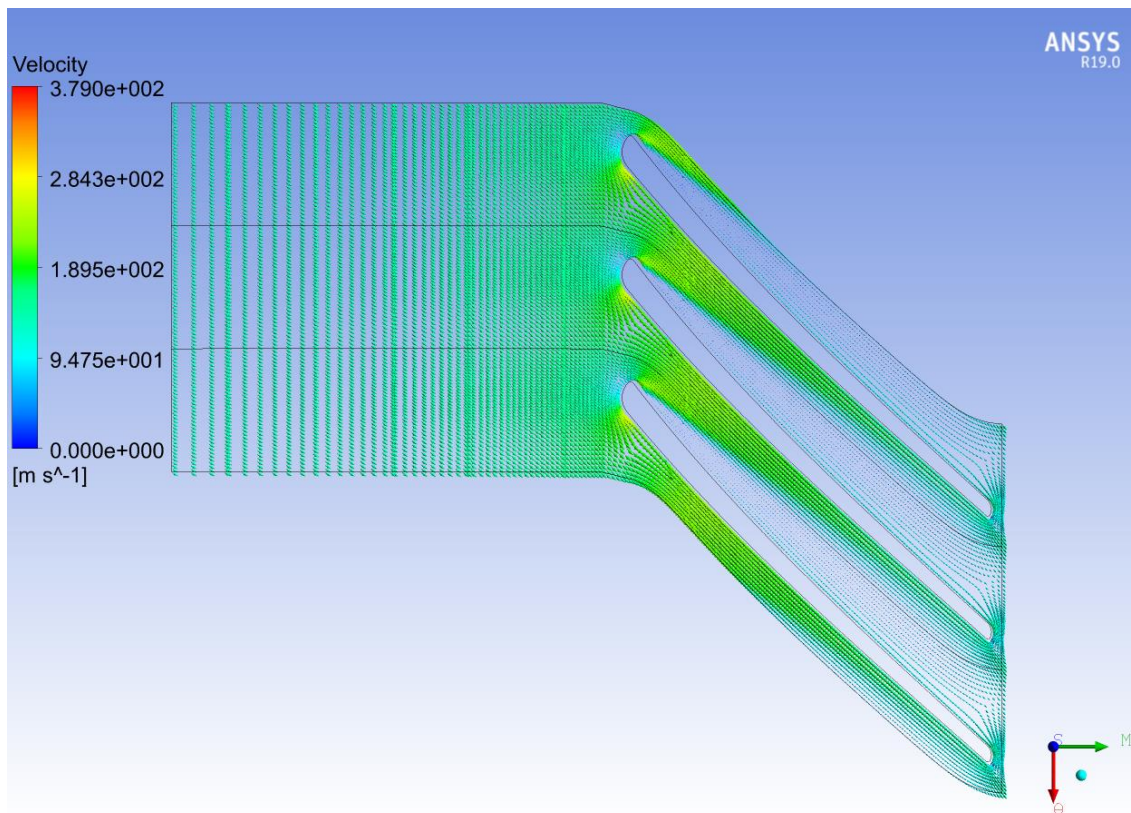


Рисунок 4.15 – Розподіл відносної швидкості в міжлопаткових каналах робочого колеса (вектори)

З наведених вище розподілів основних параметрів потоку в робочому колесі можна зробити наступні висновки:

1) при вивченні 3D розподілів повного тиску і повної температури видно, що в каналах робочого колеса ці параметри збільшуються через підведення роботи;

2) ізополя статичного тиску відображаються зі збільшенням даного параметра від входу до виходу з робочого колеса через дифузорну форму міжлопаткових каналів РК ВЦК;

3) після дослідження ізополей чисел Маха в абсолютному русі можна відзначити, що в міжлопаткових каналах робочого колеса цей параметр збільшується через підведення роботи. Крім того, спостерігаються зони зі зменшеними значеннями числа Маха поблизу вхідних кромek лопаток, що свідчить про удар і різке гальмування потоку біля вхідних кромek лопаток при нерозрахунковому углі натікання потоку;

4) при вивченні розподілу векторів відносної швидкості в міжлопаткових каналах робочого колеса видно, що потік при русі в колесі перебудовується (відносна швидкість потоку збільшується на всмоктуючій стороні лопатки і зменшується на напірній стороні, процес перерозподілу швидкостей починається від входу в міжлопатковий канал і йде по всій довжині міжлопаткового каналу).

Розподіл векторів відносної швидкості в робочому колесі в меридіональній площині для двох режимів по витраті представлено на рис. 4.16.

На рис. 4.16, б показана течія в РК на режимі, близькому до «розрахункового». При відхиленні режиму роботи від «розрахункового» в бік менших витрат (рис. 4.16, а) при тій же частоті обертання рівень швидкостей в проточній частині змінюється. Звертає на себе увагу зона зворотних струмів течії поблизу від входу в РК у покривного диска, яка збільшується в розмірах зі зменшенням витрати. Такі області відриву потоку і вихреутворення чинять негативний вплив на ККД робочого колеса при роботі на зменшених витратах.

Розрахунок проведено при постійній частоті обертання $n = 8200$ об/хв. Результати розрахунку представлені у вигляді таблиці 4.1 і характеристик робочого колеса. Для отримання характеристик варіювалася величина протитиску, яка лімітує витрату робочого тіла через робоче колесо.

На рисунках 4.16 і 4.17 представлена сумарна характеристика робочого колеса ВЦК у вигляді залежностей степені підвищення повного тиску і ізоентропічного ККД за повними параметрами від масової витрати, яка побудована за результатами розрахунку просторової течії в програмному комплексі *ANSYS CFX*. Для зіставлення на тих же рисунках приведена характеристика течії в РК, що була розрахована у попередньому розділі за середньомасовими параметрами.

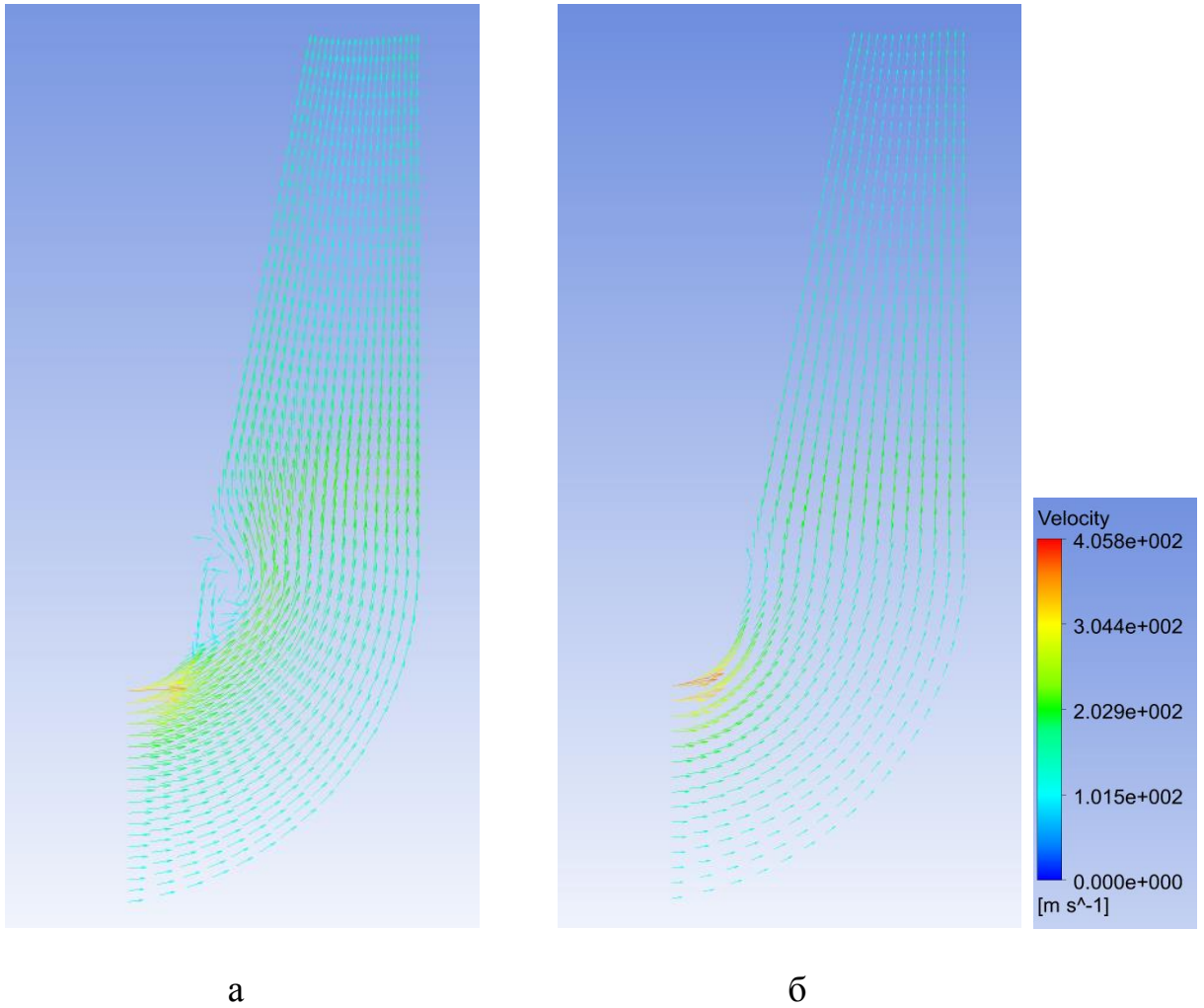


Рисунок 4.16 – Розподіл відносної швидкості в меридіональній площині робочого колеса (вектори)

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку характеристики РК ВЦК

G_B , кг/с	3.66	4.04	4.32	4.7	4.84
π_{PK}^*	1.39235	1.37033	1.36335	1.34605	1.32498
$\eta_{s PK}^*$	0.845026	0.850767	0.86785	0.856654	0.817864

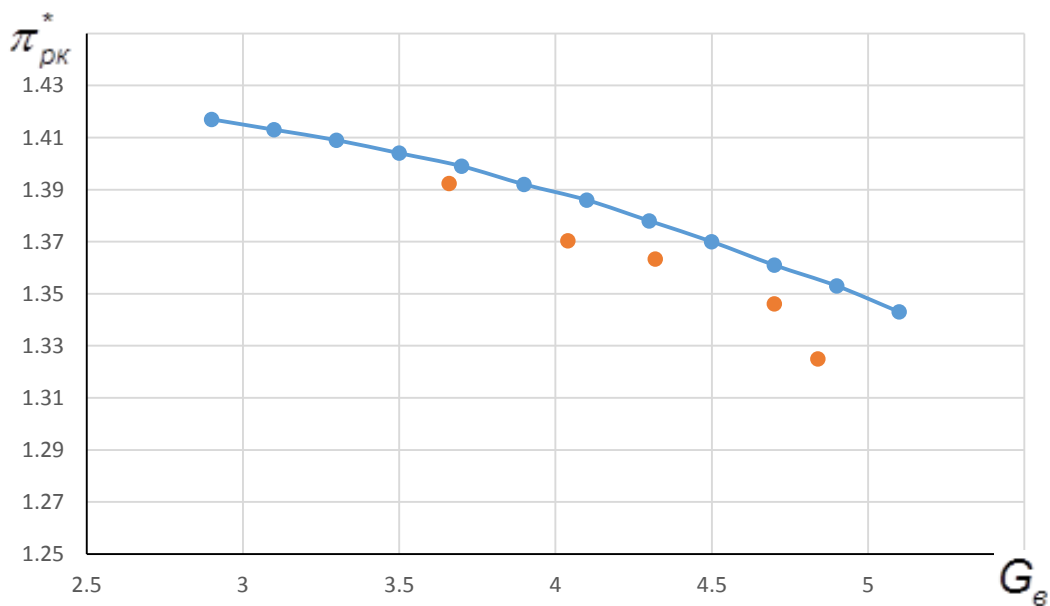


Рисунок 4.16 – Залежність степені підвищення повного тиску в РК від масової витрати

- — розрахунок течії в РК за середньомасовими параметрами
- — просторовий розрахунок течії в РК

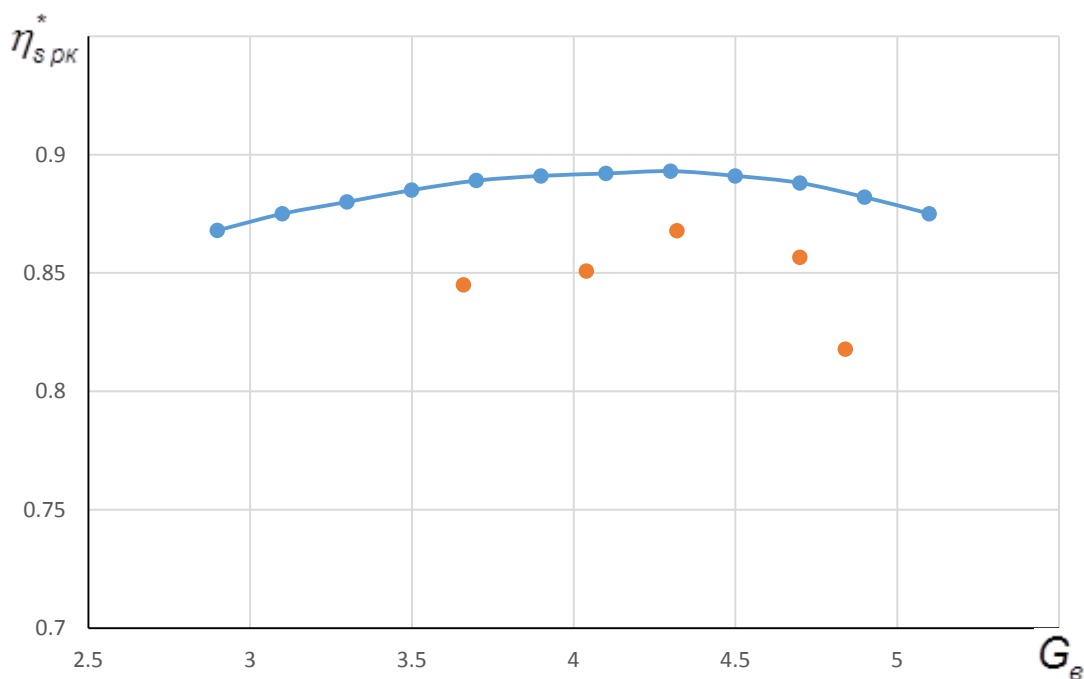


Рисунок 4.17 – Залежність ізоентропічного ККД за повними параметрами в РК від масової витрати

- — розрахунок течії в РК за середньомасовими параметрами
- — просторовий розрахунок течії в РК

Після аналізу графічних результатів можна зробити наступні висновки:

1. Якісні залежності для напору і ККД, розраховані за різними математичними моделями, близькі один до одного, тобто дотримується тенденція до зменшення ступеня підвищення повного тиску зі збільшенням витрати, а "розрахункова" точка характеристики (максимум по ККД) знаходиться практично при одному і тому ж значенні витрати;

2. Кількісно розрахунок просторової течії істотно відрізняється від розрахунку одновимірної течії. Залежності і для напору, і для ККД, пораховані в Ansys CFX, лежать нижче залежностей для одновимірної течії. Це можна неповним урахуванням всіх особливостей перебігу при проведенні розрахунку за середньомасовими параметрами.

4.7 Висновки по розділу

В даному розділі створена твердотільна модель спроектованого ступеня відцентрового компресора з лопатковими вінцями робочого колеса і лопаткового дифузора в графічній системі *Siemens NX*.

Чисельне моделювання просторового, в'язкого, турбулентного потоку робочого тіла в робочому колесі відцентрового компресора проводилося в програмному комплексі *ANSYS*.

Створена 3D модель робочого колеса імпортувалася в програму *Geometry* програмного комплексу *ANSYS*. Розбиття розрахункової області структурною сіткою кінцевих елементів виконувалося в програмі *TurboGrid*. Кількість чарунок сітки – 500000, що робить розрахунок недостатньо точним, проте ця кількість обмежена продуктивністю комп'ютера, на якому проводилися розрахунки.

Після накладення необхідних граничних умов проведено розрахунок просторової течії, отримано розподіл параметрів потоку, а також визначено інтегральні параметри, за якими побудовано сумарні характеристики робочого колеса ВЦК. Проведено зіставлення характеристик РК після розрахунку просторової течії та течії, розрахованої за середньомасовими параметрами.

Проаналізувавши результати, можна зробити висновок, що всі розподіли параметрів в різних площинах робочого колеса досить повно відображають реальну картину течії. Графічні залежності для напору і ККД, розраховані за різними математичними моделями, якісно близькі одна до однієї, але кількісно розрахунок просторової течії істотно відрізняється від розрахунку одновимірної течії через неповний облік всіх особливостей течії при проведенні розрахунку за середньомасовими параметрами.

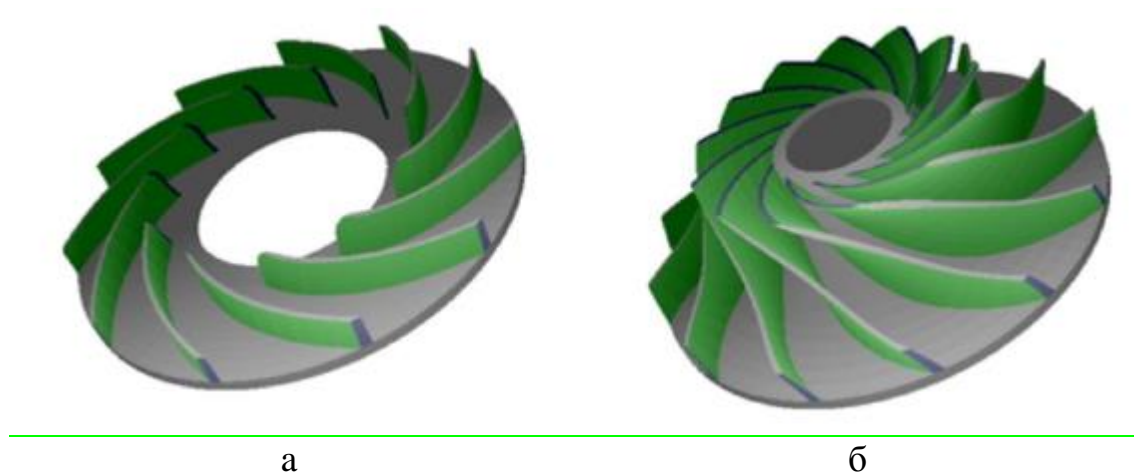
5 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ ГЕОМЕТРИЧНОГО КУТА ЛОПАТОК НА ВИХОДІ З РОБОЧОГО КОЛЕСА НА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКУ

На підставі створених математичних моделей різного рівня складності робочого колеса ВЦК досліджувалися шляхи модернізації його лопаток з метою підвищення ефективності роботи відцентрового компресора (збільшення ККД), а також збільшення напору.

5.1 Особливості застосування робочих коліс різних типів

Робоче колесо – основний елемент ступеня ВЦК, за допомогою якого механічна енергія, що підводиться до РК від привідного двигуна, передається потоку газу. Типи робочих коліс, що застосовуються в відцентрових компресорних машинах, різноманітні як за аеродинамічною схемою, так і за конструктивним оформленням.

Робочі колеса за формою меридіонального контуру поділяються на радіальні і осьорадіальні (рис. 5.1).



а

б

Рисунок 5.1 – Робочі колеса:

а – радіальне; б – осьорадіальне

Традиційні радіальні колеса з непросторовими лопатками застосовуються в промислових відцентрових компресорах. Їх відрізняє простота технології виготовлення і мінімально можливі осьові розміри. Висока ефективність ступенів з такими колесами при помірних витратах пояснює «живучість» цієї традиційної конструкції.

Осьорадіальні колеса з просторовими лопатками безумовно необхідні для багатовитратних ступенів. Лопатки таких ступенів при непросторовій формі не

можуть забезпечити хороші умови обтікання потоком, величина і напрямок швидкості якого доволі сильно змінюються по висоті лопаток.

Маловитратні ступені ВЦК зазвичай проектують з радіальною формою колеса, середньовитратні – як з радіальними, так і з осьорадіальними колесами, багатовитратні – з осьорадіальною формою РК [20].

За конструктивним ознаками односторонні робочі колеса ВЦК поділяються на відкриті (без покривного диска), закриті (з покривним диском) і напіввідкриті (рис. 5.2).

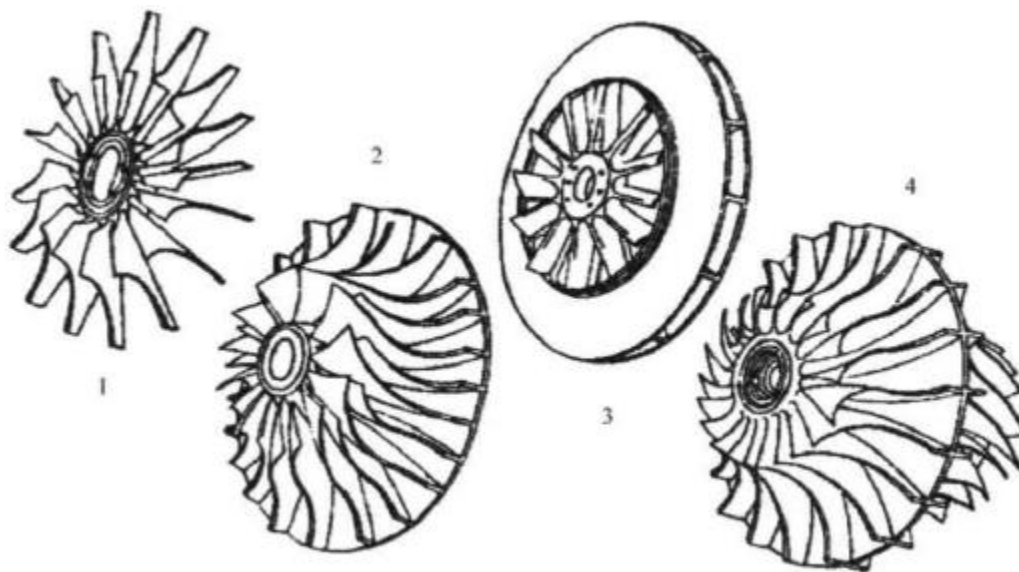


Рисунок 5.2 – Типи робочих коліс ВЦК:

- 1 – відкритого типу; 2 – напіввідкритого типу;
3 – закритого типу; 4 – двостороннє

Колеса закритого типу (рис. 5.2, 3) являють собою монолітний диск з виконаними в його порожнині криволінійними каналами. Такі колеса мають найбільш високі ККД через незначні втрати на тертя повітря. Потік робочого тіла в РК ізольований від впливу газу, що знаходиться в зазорі між РК і корпусом, тому закриті РК є найбільш економічними. Однак вони складні у виготовленні; значення окружних швидкостей, що допускаються за міцнісними умовами, менше, ніж у інших типів РК. Робочі колеса закритого типу з загнутими назад лопатками (в сторону, зворотну напрямку обертання) найбільш поширені в стаціонарному компресоробудуванні, тому що вони забезпечують найбільш високий ККД.

Колеса відкритого типу представляють собою втулку і прямі радіальні лопатки (рис. 5.2, 1). Такі колеса мають низький ККД через великі втрати від перетікання газу через торці лопаток і через вплив середовища в зазорі між

робочим колесом і корпусом ЦБК на потік в межлопаткових каналах колеса. РК відкритого типу не мають обмежувачих покривних обертових поверхонь з боків лопаток, їх застосовують рідко, в діагональних ступенях при невеликій висоті лопаток.

Колеса напіввідкритого типу (рис. 5.2, 2) мають одну торцеву стінку диска з розташованими на ній лопатками. Ці колеса широко застосовуються. Вони мають відносно високий ККД, прості у виготовленні і мають достатню міцність. РК напіввідкритого типу зазвичай використовують в осеріадіальних ступенях з лопатками, що закінчуються радіально, які представляють одне ціле з основним диском [6].

Різноманітні форми лопаток РК можна розділити на три основні групи в залежності від вихідного кута лопатки $\beta_{2,2}$, який є одним з найбільш важливих геометричних параметрів робочого колеса (рис. 5.3):

- а) колеса з лопатками, загнутими проти обертання колеса ($\beta_{2,2} < 90$ градусів);
- б) колеса з лопатками, що мають радіальний вихід ($\beta_{2,2} = 90$ градусів);
- в) колеса з лопатками, загнутими по обертанню колеса ($\beta_{2,2} > 90$ градусів).

З трикутників швидкостей потоку на виході з РК видно, що швидкість в колесі з лопатками, загнутими по обертанню, найбільша. Тому степінь підвищення тиску і енергія, що передається повітрю, в таких колесах будуть найбільшими. Однак перетворення кінетичної енергії в потенційну енергію тиску супроводжується підвищеними втратами, що знижує ККД компресора. Крім того, такі колеса мають малу міцність і тому застосовуються лише при малих окружних швидкостях.

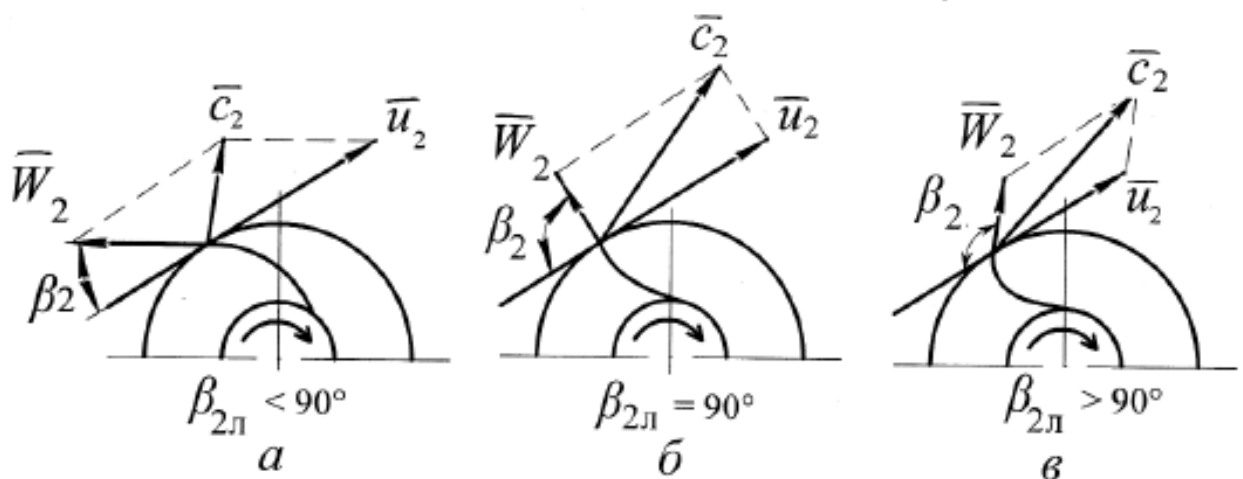


Рисунок 5.3 – Робочі колеса ВЦК з різною формою лопаток:

- а – лопатки, загнуті проти обертання ($\beta_{2,2} < 90$ градусів); б – радіальні лопатки ($\beta_{2,2} = 90$ градусів); в – лопатки, загнуті по обертанню ($\beta_{2,2} > 90$ градусів)

Робочі колеса з радіальними лопатками мають найширше застосування в відцентрових компресорах авіаційних двигунів [20]. Через відсутність згинальних зусиль вони можуть працювати при дуже високих окружних швидкостях до 550 м/с. ККД компресорів з такими колесами трохи вище, ніж з лопатками, загнутими по обертанню.

Робочі колеса з лопатками, загнутими проти обертання, мають найбільш високі ККД. Вони знайшли переважне застосування в стаціонарних компресорах [5].

5.2 Вплив зміни геометричного кута на виході з робочого колеса

Напір робочого колеса і його степінь реактивності безпосередньо залежать від геометричного кута на виході з РК β_{r2} . Зв'язок цих параметрів стає сильнішим зі збільшенням витрати.

Форму трикутника швидкостей і розміри робочого колеса на виході визначає коефіцієнт теоретичного напору $\psi_m = \frac{L^*}{U_2^2}$. Залежність ψ_m від коефіцієнта витрати газу на виході з робочого колеса $\phi_{r2} = \frac{C_{r2}}{U_2}$ для різних геометричних кутів на виході з РК показана на рис. 5.4.

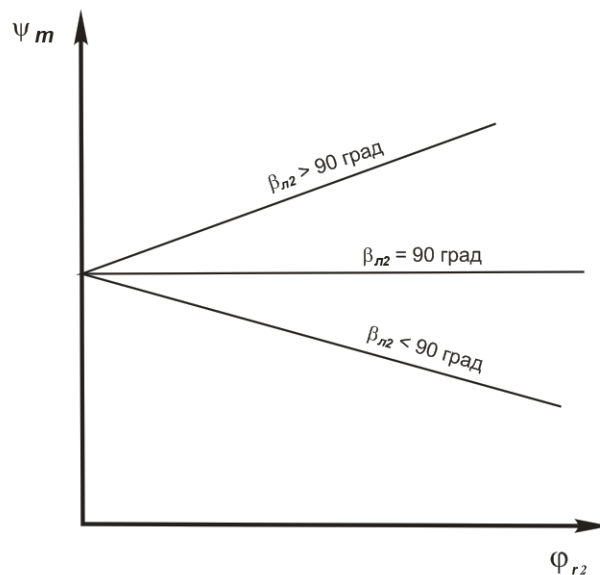


Рисунок 5.4 – Напірні характеристики РК в залежності від кута на виході

З розгляду геометрії лопаток робочого колеса і трикутників швидкостей на виході (рис. 5.3) можна зробити висновок, що при зниженні кута β_{r2} зменшується площа на виході і дифузорність межлопаткового каналу, тобто робоче колесо стає

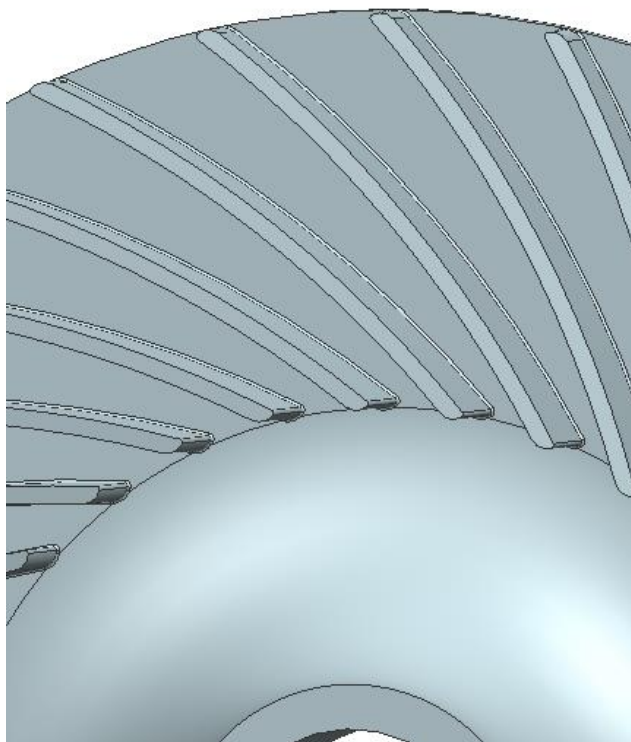
більш реактивним і, отже, економічним, у нього більш полого напірна характеристика (рис. 5.4). У робочих колесах з кутом виходу $\beta_{22} = 22...35$ град втрати енергії мінімальні, але і напір найменший. Їх називають робочими колесами насосного типу.

Середнє положення займають робочі колеса компресорного типу з кутом $\beta_{22} = 35...55$ град, які можуть створити більший напір при дещо меншій економічності.

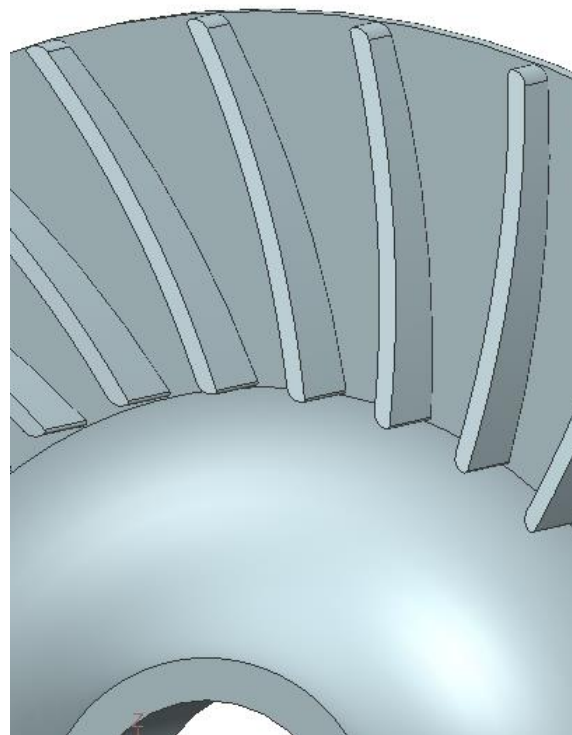
При значенні кута виходу лопаток $\beta_{22} > 55$ град напір робочого колеса буде ще вище, але і втрати енергії більше, ніж у робочих коліс компресорного і насосного типів.

Проведено дослідження можливостей поліпшення параметрів робочого колеса ВЦК шляхом зміни геометричного кута на виході з робочого колеса. Розглянуто три варіанти конструкції робочого колеса, у яких був змінений тільки геометричний кут лопатки на виході з РК β_{22} , усі інші його геометричні параметри було збережено. Вихідний варіант лопатки з кутом $\beta_{22} = 48$ градусів, варіант №1 з кутом $\beta_{22} = 63$ градусів, варіант №2 з кутом $\beta_{22} = 35$ градусів.

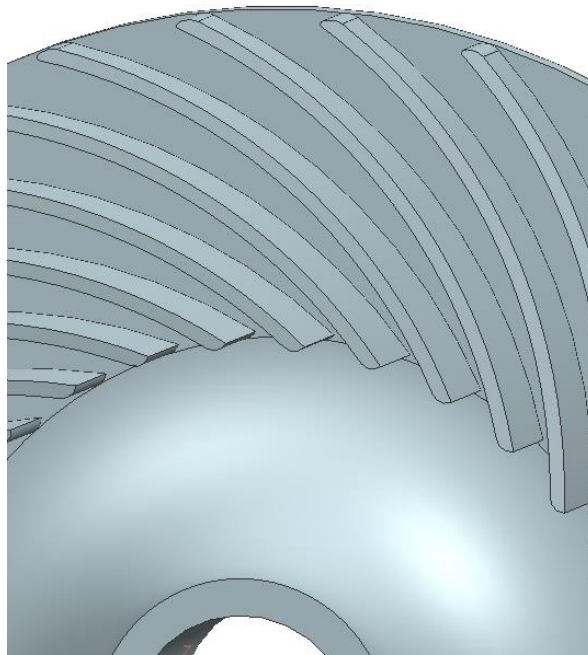
На рис. 5.5 представлені тривимірні моделі трьох варіантів виконання робочих коліс.



а



б



В

Рисунок 5.5 – Тривимірні моделі трьох варіантів виконання робочих коліс з різними значеннями геометричного кута лопатки на виході β_{22} :
 а – $\beta_{22} = 48$ градусів; б – $\beta_{22} = 63$ градуси; с – $\beta_{22} = 35$ градусів

Спочатку проведено розрахункове дослідження течії за середньомасовими характеристиками в робочому колісі ВЦК з різними варіантами конструкції лопаток РК.

На рисунках 5.6 и 5.7 наведені сумарні характеристики робочого колеса у вигляді залежностей степені підвищення повного тиску і ізоентропічного ККД за повними параметрами від масової витрати.

Отримані характеристики робочих коліс з різними геометричними кутами лопатки на виході підтверджують викладені вище теоретичні передумови.

З представлених результатів розрахунку можна зробити висновок про те, що робоче колесо ВЦК з лопатками з $\beta_{22} = 63$ градусів забезпечує найбільшу степені підвищення повного тиску при найменшому ККД з трьох розглянутих варіантів. А робоче колесо ВЦК з лопатками з $\beta_{22} = 35$ градусів виробляє найменший напір, але за рахунок малої дифузорності межлопаткового каналу забезпечує найбільший ККД з трьох розглянутих варіантів. Вихідний варіант лопатки РК ВЦК займає проміжне положення як по напору, так і по ККД.

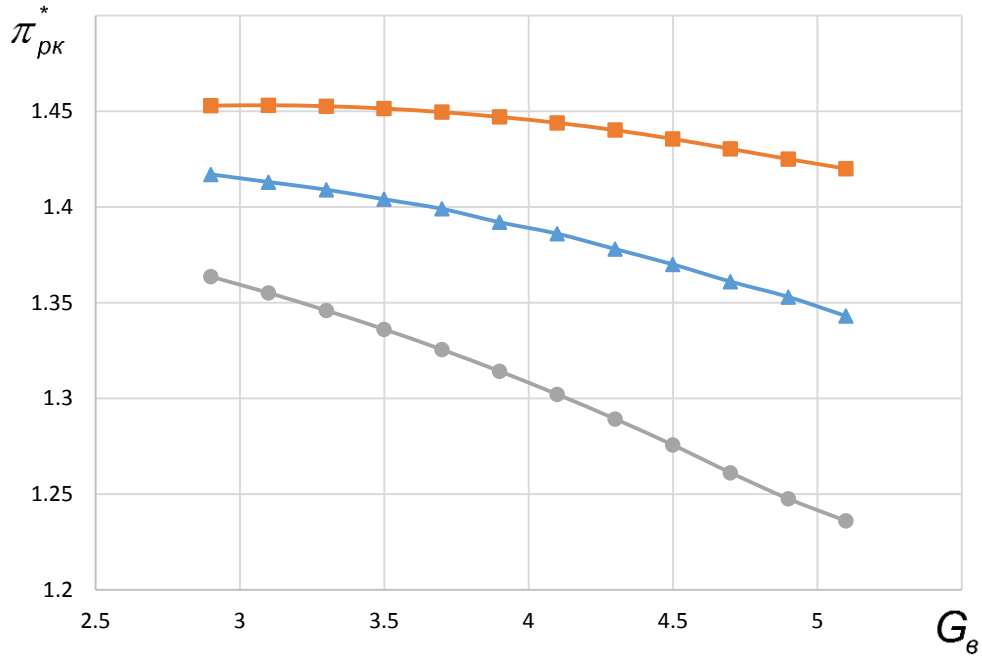


Рисунок 5.6 – Залежність степеня підвищення повного тиску в РК від масової витрати:

- – РК з $\beta_{22} = 35$ градусів;
- ▲ – РК з $\beta_{22} = 48$ градусів;
- – РК з $\beta_{22} = 63$ градусів.

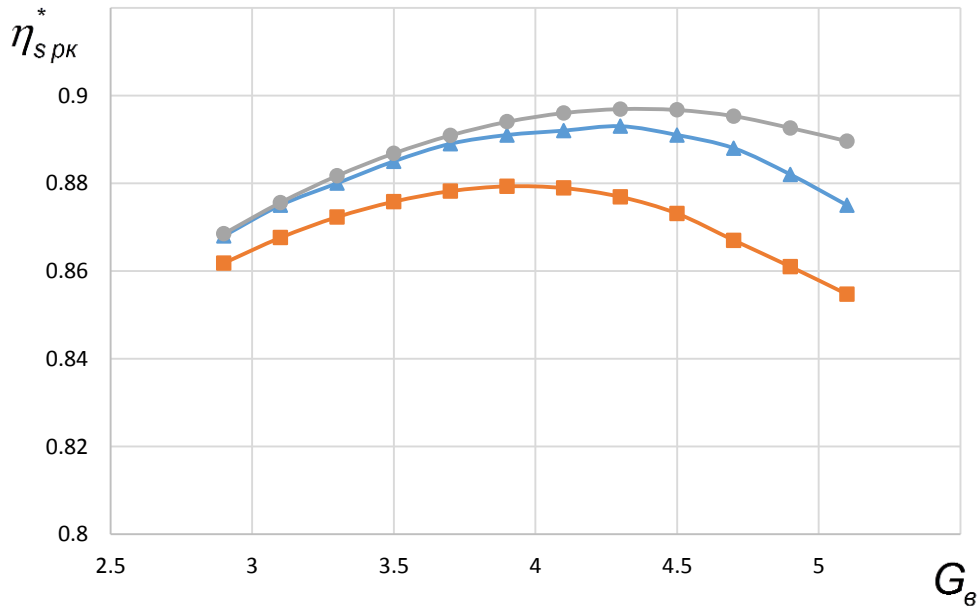


Рисунок 5.7 – Залежність ізоентропічного ККД за повними параметрами в РК від масової витрати:

- – РК з $\beta_{22} = 35$ градусів;
- ▲ – РК з $\beta_{22} = 48$ градусів;
- – РК з $\beta_{22} = 63$ градусів.

Далі проведено дослідження просторової течії в робочому колесі з різними варіантами геометричного кута на виході.

На рисунках 5.8 і 5.9 наведено сумарні характеристики робочого колеса у вигляді залежностей степені підвищення повного тиску і ізоентропічного ККД за повними параметрами від масової витрати, що отримані при розрахунку просторової течії в досліджуваному об'єкті.

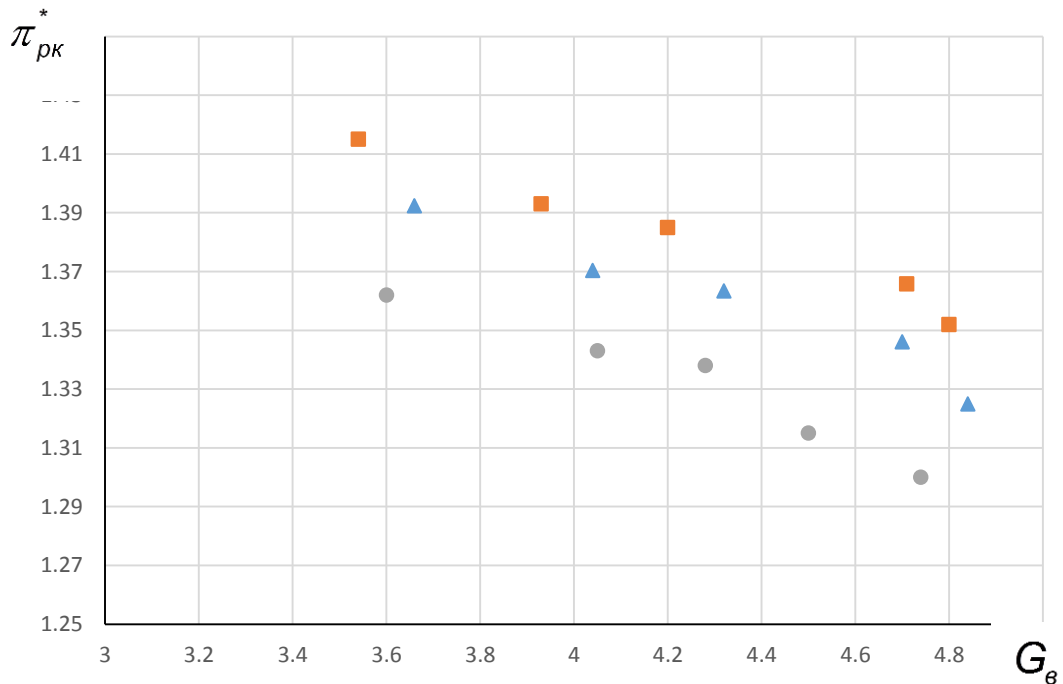


Рисунок 5.8 – Залежність степені підвищення повного тиску в РК від масової витрати (просторова течія):

- – РК з $\beta_{22} = 35$ градусів;
- ▲ – РК з $\beta_{22} = 48$ градусів;
- – РК з $\beta_{22} = 63$ градусів.

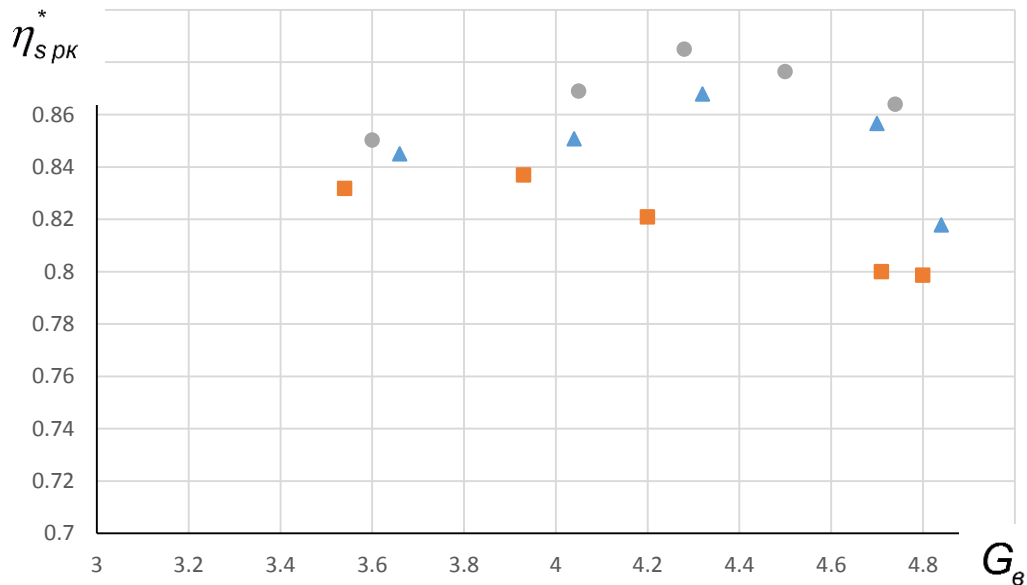


Рисунок 5.9 – Залежність ізоентропічного ККД за повними параметрами в РК від масової витрати (просторова течія):

- – РК з $\beta_{2,2} = 35$ градусів;
- ▲ – РК з $\beta_{2,2} = 48$ градусів;
- – РК з $\beta_{2,2} = 63$ градусів.

Як видно з наведених графіків розрахунок просторової течії підтверджує теоретичні викладки про вкладення зміни конструктивного кута на виході з робочого колеса на його напір і ефективність.

Необхідно враховувати, що з підвищенням напору знижується степінь реактивності РК, зростає навантаження на нерухомі елементи ступені ВЦК та падає їх ефективність.

При заданій густоті решітки профілів збільшення вихідного кута лопаток призводить до зменшення роботи втрат, пов'язаної з тим, що зменшуються втрати на тертя через меншу довжину міжлопаткового каналу. З іншого боку при збільшенні конструктивного кута лопатки на виході з РК збільшується площа виходу міжлопаткового каналу, а, отже, і кут розкриття дифузора, що призводить до зростання втрат на відрив потоку і вихреутворення у вихідній частині міжлопаткового каналу. Причому зростання втрат на відрив йде швидше, ніж зменшення втрат на тертя через зменшення довжини міжлопаткового каналу, і, в цілому, зі збільшенням $\beta_{2,2}$ ККД робочого колеса зменшується.

5.3 Висновки по розділу

На базі двох математичних моделей РК ВЦК, що відрізняються кількістю просторових змінних, була проведена модифікація геометричних параметрів

робочого колеса ВЦК, тобто проведена зміна геометричного кута лопатки на виході β_{22} , тоді як інші геометричні параметри РК залишилися незмінними. Вихідний варіант лопатки з кутом $\beta_{22} = 48$ градусів, варіант №1 з кутом $\beta_{22} = 63$ градусів, варіант №2 з кутом $\beta_{22} = 35$ градусів.

З отриманих результатів розрахунку можна зробити висновок про те, що робоче колесо ВЦК з лопатками з $\beta_{22} = 63$ градусів забезпечує найбільшу степінь підвищення повного тиску при найменшому ККД з трьох розглянутих варіантів. А робоче колесо ВЦК з лопатками з $\beta_{22} = 35$ градусів виробляє найменший напір, але за рахунок малої дифузорності міжлопаткового каналу забезпечує найбільший ККД з трьох розглянутих варіантів. Вихідний варіант лопатки РК ВЦК займає проміжне положення як по напору, так і по ККД.

На підставі проведених розрахункових досліджень можуть бути дані наступні рекомендації щодо поліпшення вихідного варіанту робочого колеса: для підвищення значення напору, а також отримання широкої зони роботи компресора по витраті робочого тіла необхідно збільшити геометричний кут на виході з робочого колеса.

В процесі експлуатації компресора область робочих режимів перебуває як в зоні знижених, так і підвищених витрат. Тому переважна більш полого характеристика, яка забезпечує збільшення напору компресора на нерозрахункових режимах. Робоче колесо ВЦК зі збільшеним конструктивним кутом на виході має більш полого характеристику порівняно з вихідним варіантом РК.

6 ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Основним завданням даного розділу є економічне обґрунтування доцільності інвестування коштів у розробку і виробництво модернізованих ВЦК. Одним з важливих показників, на які впливає підвищення ефективності ВЦК, є питома витрата палива приводного ГТД.

У цьому розділі проводиться економічний аналіз показників спроектованого ступеня ВЦК в порівнянні з ВЦК, що було взято за основу, і визначення величини очікуваного економічного ефекту від використання модернізованого ВЦК.

Взявши за основу випускню роботу бакалавра, маємо ККД приводу $\eta_e = 0,31$.

Для приводу вихідного ВЦК двигун повинен мати на валу потужність:

$$N = \frac{N_{цбн}}{\eta_{цбн}} = \frac{7,198 \cdot 10^3}{0,894} = 8,052 \text{ кВт.}$$

Витрата природного газу ($G_{пг}$) визначається виходячи з ККД двигуна, потужності і нижчої теплотворної здатності природного газу $Q_{пг} = 50500$ кДж/кг:

$$G_{пг1} = \frac{N \cdot 3600}{\eta_e \cdot Q_{пг}} = \frac{8,052 \cdot 10^3 \cdot 3600}{0,31 \cdot 50500} = 1851,63 \text{ кг/Г;}$$

Аналогічний розрахунок проводимо для спроектованого ВЦК (параметри спроектованого ВЦК матимуть індекс 1):

$$N = \frac{N_{цбн}}{\eta_{цбн}} = \frac{6,3 \cdot 10^3}{0,820} = 7,68 \text{ кВт;}$$

$$G_{пг} = \frac{N \cdot 3600}{\eta_e \cdot Q_{пг}} = \frac{7,68 \cdot 10^3 \cdot 3600}{0,31 \cdot 50500} = 1766,081 \text{ кг/Г;}$$

Для визначення середньорічного напрацювання ГТД $t_{сум}$ вибирається коефіцієнт технічного використання K_T , відносний час перебування в резерві $\bar{\tau}_{рез}$ і календарний період експлуатації ГТД за рік T_K .

Середньорічне напрацювання розраховується за формулою:

$$t_{сум} = K_T (1 - \bar{\tau}_{рез}) T_K .$$

Календарний період експлуатації ГТД за рік $T_k=8760$ г (365 днів).

Згідно ГОСТ 2199-88 $K_T=0,92\dots 0,95$. Прийmemo $K_T=0,93$. Виходячи з того, що для компресорної станції з встановленими 8 агрегатами в резерві знаходиться від 1 до 3 агрегатів, то $\bar{\tau}_{рез} = 0,125 - 0,25$. Примем $\bar{\tau}_{рез}=0,21$. Тоді середньорічне напрацювання ГТД:

$$t_{сум} = 0,93 \cdot (1 - 0,21) \cdot 8760 = 6435,97 \text{ г}$$

Кількість використовуваного палива на рік для виробництва 1кВт потужності:

$$G_{г,200} = G_{ПГ} \cdot t_{сум}$$

Для вихідного ВЦК: $G_{г,200} = 1851,63 \cdot 6435,97 = 11917,04$ т/год.

Для спроектованого ВЦК: $G_{г,200} = 1766,081 \cdot 6435,97 = 11366,44$ т/год.

Визначаємо різницю річної витрати палива для приводу двох ВЦК:

$$\Delta G_{г} = G_{г,200} - G_{г,200} = 11917,04 - 11366,44 = 550,6 \text{ т.}$$

За даними Міністерства економічного розвитку і торгівлі України вартість природного газу становить 5900 грн/тис.куб. м. Відомо, що 1 тонна природного газу займає обсяг 1360 м³. Тоді

$$550,6 \cdot 1360 \cdot 5900 = 4,42 \text{ млн. грн/год.}$$

Проведено порівняльну економічну оцінку ефективності заміни вихідного ВЦК знову спроектованим. Була розрахована економіка річних витрат на пальне для провідного ГТД. Вона склала 4,42 млн. грн./року.

ВИСНОВКИ

Газотранспортна система України є другою за величиною в Європі і однією з найбільших у світі. Газоперекачувальні агрегати призначені для компримування природного газу, що надходить на компресорну станцію магістральним газопроводом, за допомогою нагнітачey природного газу, потужність яких може досягати десятків мегават. Сумарна потужність всіх компресорних станцій ГТС складає близько 5 млн. МВт. Тому стратегічно важливою задачею є забезпечення ефективного і раціонального використання енергії, що витрачається на привід нагнітача природного газу.

Більшість КС використовують морально застаріле обладнання, що не відповідає сучасним вимогам за параметрами енергоспоживання (ККД нагнітачів 75 – 80%, газотурбінного приводу 24 – 43%) і надійності (як правило, один агрегат в роботі, один в резерві і один в ремонті). Тому задача модернізації газотранспортної системи України дуже актуальна.

Першочергово треба провести модернізацію ГПА, яка повинна бути спрямована на підвищення їх ефективності та надійності. Заміна застарілого обладнання новим є найбільш радикальним способом проведення модернізації, але він є дорогим. У той же час існують апробовані технічні рішення, які дозволяють збільшити ефективність і надійність роботи ГПА. До таких рішень належить застосування ефективних змінних проточних частин відцентрових компресорів.

Розвиток та удосконалення відцентрових компресорів, які працюють на підприємствах газовидобувної та газотранспортної галузей України, є важливою задачею. При вирішенні цієї задачі важливу роль грає модернізація вже діючих відцентрових компресорів, таким чином забезпечується значна економія коштів у порівнянні з їх повною заміною.

Один з варіантів модернізації полягає в заміні проточної частини відцентрового компресора на нову для забезпечення більш високої ступеня стиснення. Найбільш доцільною виявляється модернізація робочого колеса відцентрового компресора, тому що життєвий цикл статора вище, ніж ротора.

Основним фактором, що визначає ефективність роботи ВЦК, є газодинамічна досконалість його проточної частини. Для адекватного розрахунку течії в проточній частині і лопаткових вінцях ВЦК застосовуються чисельні методи різного рівня складності, які відносно легко можуть бути використані в інженерній практиці. Використання комп'ютерних засобів моделювання робочих процесів, що протікають в різних частинах пристрою, дозволяє своєчасно виявляти ті чи інші фактори, які негативно впливають на роботу виробу, і

оперативно їх усувати. Тим самим, скорочується час проектування, поліпшуються показники якості виробу, зростає довіра і задоволення замовника.

Метою даної роботи є використання 3D методів моделювання потоку при проектуванні відцентрового компресора та дослідженні можливостей поліпшення конструктивних параметрів його робочого колеса для підвищення напору та ефективності.

Проведено ознайомлення з розробленими у проблемній науково-дослідній лабораторії газотурбінних двигунів та установок кафедри теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.Є. Жуковського «ХАІ» методами проектувального розрахунку ступеня відцентрового компресора для газоперекачувального агрегату та перевірного розрахунку характеристик ступенів ВЦК.

В результаті проведеного проектувального розрахунку ступеня відцентрового компресора отримані два варіанти конструкції його проточної частини з лопатковим дифузоровим і безлопатковим дифузоровим.

Отримано основні геометричні розміри проточної частини ВЦК і лопаткових вінців. Циліндричні лопатки робочого колеса і лопаткового дифузора є типовими для відцентрових компресорів, що використовуються в ГПА на лінійних КС.

Перевірочний метод дає можливість враховувати вплив зміни геометричних параметрів лопаткових вінців, а також проточної частини ступеня на характеристики і параметри течії в ступені ВЦК. Його використано для дослідження течії в робочому колесі спроектованого відцентрового компресора, а також в ступені з двома варіантами виконання дифузора.

В результаті проведених перевірючих розрахунків на підставі проектувального розрахунку отримані газодинамічні параметри робочого колеса, а також ступеня відцентрового компресору з лопатковим і безлопатковим дифузорами, побудовані і проаналізовані їх сумарні характеристики.

Далі створена твердотільна модель спроектованого ступеня відцентрового компресора з лопатковими вінцями робочого колеса і лопаткового дифузора в графічній системі *Siemens NX*.

Чисельне моделювання просторового, в'язкого, турбулентного потоку робочого тіла в робочому колесі відцентрового компресора проводилося в програмному комплексі *ANSYS*. Після накладення необхідних граничних умов проведено розрахунок просторової течії в РК, отримано розподіл параметрів потоку, а також визначено інтегральні параметри, за якими побудовано сумарні характеристики робочого колеса ВЦК. Проведено зіставлення характеристик РК після розрахунку просторової течії та течії, розрахованої за середньомасовими параметрами.

З аналізу результатів можна зробити висновок, що всі розподіли параметрів в різних площинах робочого колеса досить повно відображають реальну картину течії. Графічні залежності для напору і ККД, розраховані за різними математичними моделями, якісно близькі одна до однієї, але кількісно розрахунок просторової течії істотно відрізняється від розрахунку одновимірної течії через неповний облік всіх особливостей течії при проведенні розрахунку за середньомасовими параметрами.

Проведена модифікація геометричних параметрів робочого колеса ВЦК, тобто проведена зміна геометричного кута лопатки на виході β_{22} , тоді як інші геометричні параметри РК залишилися незмінними. Вихідний варіант лопатки з кутом $\beta_{22} = 48$ градусів, варіант №1 з кутом $\beta_{22} = 63$ градусів, варіант №2 з кутом $\beta_{22} = 35$ градусів.

Після проведення розрахунків одновимірної та просторової течії в різних варіантах РК можна зробити висновок про те, що робоче колесо ВЦК з лопатками з $\beta_{22} = 63$ градусів забезпечує найбільшу степінь підвищення повного тиску при найменшому ККД з трьох розглянутих варіантів. А робоче колесо ВЦК з лопатками з $\beta_{22} = 35$ градусів виробляє найменший напір, але за рахунок малої дифузорності міжлопаткового каналу забезпечує найбільший ККД з трьох розглянутих варіантів. Вихідний варіант лопатки РК ВЦК займає проміжне положення як по напору, так і по ККД.

На підставі проведених розрахункових досліджень можуть бути дані наступні рекомендації щодо поліпшення вихідного варіанту робочого колеса: для підвищення значення напору, а також отримання широкої зони роботи компресора по витраті робочого тіла необхідно збільшити геометричний кут на виході з робочого колеса.

В процесі експлуатації компресора область робочих режимів перебуває як в зоні знижених, так і підвищених витрат. Тому переважна більш полого характеристика, яка забезпечує збільшення напору компресора на нерозрахункових режимах. Робоче колесо ВЦК зі збільшеним конструктивним кутом на виході має більш полого характеристику порівняно з вихідним варіантом РК.

Проведено порівняльну економічну оцінку ефективності заміни вихідного ВЦК знову спроектованим. Була розрахована економіка річних витрат на паливо для провідного ГТД. Вона склала 4,42 млн. грн./року.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Калінкевич М.В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: Навчальний посібник. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 55с.
2. Барышева, Е.С. Проектирование ступени центробежного нагнетателя/ Е.С.Барышева, К.В. Фесенко. – Х.: Нац. аэрокосм.ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2012. – 56 с.
3. Хисамеев, И.Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров/ И.Г. Хисамеев, В.А. Максимов, Г.С. Баткис, Я.З. Гузельбаев – Казань: Изд-во «ФЭН», 2010. – 671 с.
4. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа/ Л. Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
5. Рис, В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение, 1981.– 351 с.
6. Ден, Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров: Термогазодинамические расчеты. — Л: Машиностроение, 1980. — 232 с.
7. Подобуев, Ю. С. Теория и расчет осевых и центробежных компрес-соров/ Ю. С. Подобуев, К. П. Селезнев. – М.: Машгиз, 1957. – 392 с.
8. Бойко, Л.Г. Метод поверочного расчета течения в проточной части центробежного компрессора и его апробация/ Л.Г. Бойко, А.Е. Демин, Е.С. Барышева, К.В. Фесенко, Ю.С. Бухолдин, В.Н. Довженко// Авиационно-космическая техника и технология:–Науч.-техн. журн. – 2005.– №.2(18) – С.42-48.
9. Куфтов, А. Ф. Моделирование процесса течения в проточной части центробежного компрессора на основе решения осесимметричной задачи/ А. Ф. Куфтов, С. Ю. Сальников // Изв. вузов. Машиностроение. – 2000. – №1-2. – С. 50-56.
10. ANSYS CFX – Режим доступа: <http://www.ansys.com>.
11. Русанов, А. В. Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах/ А. В. Русанов, С. В. Ершов // —Компрессорная техника и пневматика в XXI веке. Тр. XIII Междунар. науч.–техн. конф. по компрессоростроению. – Сумы, 2004. – С. 108-117.
12. Галеркин, Ю.Б. К использованию численных методов при проектировании проточной части центробежных компрессоров/ Ю.Б. Галеркин, К.А. Данилов, В.П. Митрофанов, Е.Ю. Попова// Санкт-Петербург, Издательско-полиграфический центр СПбГТУ. – 1996. – 68с.
13. Ваняшов А.Д., Кустиков Г.Г. Расчет и конструирование центробежных компрессорных машин: Учеб. пособие. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – 208 с.

14. Барышева, Е.С. Расчет характеристик центробежной компрессорной ступени/ Е.С.Барышева, К.В. Фесенко. – Х.: Нац. аэрокосм.ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2016. – 48 с.

15. Краснов, М.В., Unigraphics для профессионалов / М.В. Краснов, Ю.В. Чигишев. – М., Лори, 2004. – 320 с.

16. Основы компьютерного моделирования с помощью интегрированной системы CAD/CAM/CAE/PLM UnigraphicsNX: учеб.пособие / А.Г. Гребеников, С.В. Удовиченко, А.М. Гуменный и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2004. – 198 с.

17. Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики: учеб. пособие / О.В. Батурин и др. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2013. – 160 с.

18. Солодов В.Г. Применение пакета прикладных программ ANSYS для решения задач гидрогазодинамики: учебное пособие /В.Г. Солодов. Харьков: ХНАДУ, 2017. – 168с.

19. Пугачев П.В. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашинах с использованием пакета ANSYS CFX : учеб. пособие / П.В. Пугачев, Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 120 с.

20. Батурин О. В. Конспекты лекций по учебной дисциплине «Теория и расчет лопаточных машин: учеб. пособие /О.В. Батурин.– Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011.– 241 с.