

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Інститут (факультет) Механічної інженерії і транспорту
Кафедра Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма Машини і обладнання для технологічних процесів

До захисту допускаю
Завідувач кафедри
Андрій РОГОВИЙ
(ініціали та прізвище)

(підпис, дата)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Тема роботи Проектування відцентрового компресора засобами САПР

Шифр роботи МІТ-422зів.01
(група, номер теми за наказом)

Виконавець Мехдієв Заур Шарафаддін Огли
(прізвище, ім'я, по-батькові)

Керівник проф. Роговий Андрій Сергійович
(посада, прізвище, ім'я, по-батькові)

Харків 2026

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Інститут (факультет) Механічної інженерії і транспорту
Кафедра Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма Машини і обладнання для технологічних процесів

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Андрій РОГОВИЙ

03.03.2026 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Мехдієву Зауру Шарафаддін Огли

1 Тема роботи Проектування відцентрового компресора засобами САПР

Керівник роботи Роговий Андрій Сергійович, докт. техн. наук
затвержені наказом закладу вищої освіти від «__» _____ 2026 р. № _____

2 Термін подання здобувачем роботи 12.06.2026 р.

3 Вихідні дані до роботи: Тип машини – одноступеневий високонапірний відцентровий компресор. Робоче середовище – газ (повітря). Режим роботи – номінальний. Задано основні енергетичні та витратні параметри компресора. Відомі термодинамічні параметри робочого середовища на вході в компресор. Задані геометричні характеристики робочого колеса та дифузора. Визначена кількість лопатей робочого колеса і дифузора. Проектування і чисельне моделювання виконуються із застосуванням сучасних САД- та CFD-засобів.

4 Перелік питань, які потрібно розробити в кваліфікаційній роботі. Аналіз конструкцій та принципу роботи відцентрових компресорів. Розрахунок основних параметрів відцентрового компресора. Проектування конструкції відцентрового компресора засобами САПР. Аналіз результатів моделювання відцентрового компресора засобами обчислювальної гідродинаміки.

5 Перелік графічного матеріалу: Аналіз конструкцій та принципу роботи відцентрових компресорів; розрахунок основних параметрів відцентрового компресора; проектування компресора в Ansys Workbench; математична модель течії газу у високонапірному відцентровому компресорі; дослідження розподілу енергетичних втрат у проточній частині відцентрового компресора зі спіральним відводом.

6 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічне			
обґрунтування			
Охорона праці та			
навколишнього			
середовища			

7 Дата видачі завдання 05.03.2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер етапу	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
1	Вибір і обґрунтування теми, постановка проблем і завдань	05.03.2026	
2	Добір і опрацювання джерел інформації	11.03.2026	
3	Виконання пояснювальної записки	14.05.2026	
4	Виконання графічної частини	26.05.2026	
5	Складання відомості документів	02.06.2026	
6	Подання роботи на рецензію	05.06.2026	
7	Подання роботи на допуск до захисту	12.06.2026	
8	Захист роботи	19.06.2026	

Здобувач

Заур МЕХДІЄВ

Керівник роботи

Андрій РОГОВИЙ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

Інститут (факультет) Механічної інженерії і транспорту

Кафедра Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма Машини і обладнання для технологічних процесів

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему «Проектування відцентрового компресора засобами САПР»

Виконав здобувач 4 курсу, групи МІТ-422зів

Заур МЕХДІЄВ

Керівник

Андрій РОГОВИЙ

Рецензент

Ірина ТИНЬЯНОВА

Нормоконтроль

Надія ФАТЄЄВА

Харків 2026

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до ДР: 76 с., 33 рис., 5 табл., 55 джерела інформації, 1 додаток.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ КОМПРЕСОР, САПР, СПІРАЛЬНИЙ ВІДВІД, ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ, ЕНТРОПІЯ, РОЗПОДІЛ ШВИДКОСТЕЙ, ДИФУЗОР.

Метою роботи є: дослідження та підвищення газодинамічної ефективності високонапірного відцентрового компресора шляхом удосконалення геометрії його проточної частини із використанням сучасних методів САПР та чисельного моделювання.

Виходячи з поставленої мети, *задачами* роботи є:

- проаналізувати принцип роботи, конструктивні особливості та характеристики сучасних високонапірних відцентрових компресорів;
- виконати аналітичний термогазодинамічний розрахунок основних параметрів відцентрового компресора;
- здійснити проектування тривимірної геометрії проточної частини компресора та підготувати розрахункову модель для CFD-аналізу;
- провести чисельне моделювання течії газу та виконати аналіз впливу геометричних рішень на газодинамічні характеристики і рівень енергетичних втрат компресора.

Методи дослідження – у роботі використано методи чисельної гідрогазодинаміки, що базуються на розв'язанні осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса та рівняння нерозривності. Розрахунки виконано в програмному комплексі ANSYS CFX.

Об'єктом дослідження дипломної роботи є високонапірні відцентрові компресори.

Предметом дослідження є закономірності формування втрат енергії та розподілу основних газодинамічних параметрів потоку у відцентровому компресорі.

THE ABSTRACT

Explanatory note to Dr: 76 P., 33 fig., 5 tables., 55 sources of Information, 1 appendix.

Keywords: CENTRIFUGAL COMPRESSOR, CAD, VOLUTE CASING, NUMERICAL SIMULATION, ENTROPY, VELOCITY DISTRIBUTION, DIFFUSER.

The aim of the work is: to investigate and improve the gas-dynamic efficiency of a high-pressure centrifugal compressor by optimizing the geometry of its flow path using modern CAD tools and numerical simulation methods.

Based on this goal, *the tasks* of the work are:

- analysis of the operating principles, design features, and performance characteristics of modern high-pressure centrifugal compressors;
- analytical thermo-gas-dynamic calculation of the main parameters of a centrifugal compressor;
- development of three-dimensional geometry of the compressor flow path and preparation of a computational model for CFD analysis;
- numerical simulation of gas flow and analysis of the influence of geometric design decisions on gas-dynamic characteristics and energy losses of the compressor..

Research methods: the study employs computational fluid dynamics (CFD) methods based on the solution of the Reynolds-averaged Navier–Stokes equations and the continuity equation. Numerical simulations were carried out using the ANSYS CFX software package.

The object of study of the thesis is high-pressure centrifugal compressors.

The subject of the study is the patterns of energy loss formation and the distribution of the main gas-dynamic flow parameters in a centrifugal compressor.

ЗМІСТ

Вступ.....		5
1	Аналіз конструкцій та принципу роботи відцентрових компресорів.....	7
1.1	Призначення та сфери застосування відцентрових компресорів.....	7
1.2	Класифікація компресорів	9
1.3	Принцип роботи відцентрового компресора	11
1.4	Основні елементи конструкції відцентрового компресора.....	14
1.5	Сучасні конструктивні рішення у відцентрових компресорах	17
2	Розрахунок основних параметрів відцентрового компресора.....	21
2.1	Вихідні дані та технічне завдання.....	21
2.2	Кінематичні параметри та окружна швидкість робочого колеса	22
2.3	Термодинамічний розрахунок процесу стискання у компресорі.....	23
2.4	Розрахунок потужності приводу компресора.....	24
2.5	Визначення основних геометричних параметрів.....	25
2.6	Розрахунок робочого колеса.....	27
2.7	Розрахунок дифузора.....	28
2.8	Перевірка основних параметрів на працездатність.....	29
3	Проектування конструкції відцентрового компресора засобами САПР.....	31
3.1	Вибір програмного забезпечення САПР.....	31
3.2	Побудова 3D-моделі робочого колеса в ANSYS BladeGen...	33
3.3	Побудова 3D-моделі дифузора в ANSYS BladeGen.....	35
3.4	Проектування корпусу компресора.....	36
3.5	Створення складальної моделі відцентрового компресора..	39
3.6	Підготовка проєкту для розрахунку в ANSYS CFX за допомогою ANSYS Workbench.....	40
3.7	Побудова обчислювальної сітки.....	42
4	Аналіз результатів моделювання відцентрового компресора засобами обчислювальної гідродинаміки.....	46
4.1	Загальні відомості про чисельне моделювання течії (CFD).	46
4.2	Постановка задачі CFD-моделювання.....	47
4.3	Аналіз розподілу статичної ентропії.....	49
4.4	Аналіз розподілу повної температури.....	51
4.5	Аналіз швидкісних характеристик потоку.....	54
4.6	Аналіз турбулентної кінетичної енергії потоку.....	56
5	Економічна частина.....	60
5.1	Визначення інвестицій на спорудження об'єкта або його	

	модернізацію.....	60
5.2	Визначення річних експлуатаційних витрат.....	60
5.3	Розрахунок величини і структури собівартості одиниці продукції.....	63
6	Охорона праці і навколишнього середовища.....	65
6.1	Загальні питання охорони праці.....	65
6.2	Організація безпечних умов праці на робочому місці.....	66
6.3	Електробезпека	69
6.4	Пожежна безпека.....	69
6.5	Охорона навколишнього середовища.....	70
	Висновки.....	71
	Список джерел інформації.....	73

ВСТУП

Відцентрові компресори є одними з найбільш поширених гідрогазодинамічних машин, що застосовуються в енергетиці, хімічній і нафтогазовій промисловості, системах кондиціонування та вентиляції, холодильній техніці, машинобудуванні та в інших галузях промисловості. Їх широке використання зумовлене високою надійністю, компактністю конструкції, можливістю отримання значних витрат робочого середовища та відносно високим коефіцієнтом корисної дії. У сучасних умовах розвитку промисловості особливо актуальним є підвищення енергоефективності компресорного обладнання, зниження матеріаломісткості та впровадження нових методів проектування, які дозволяють скоротити терміни розробки та підвищити якість кінцевого виробу.

Одним із ключових чинників, що визначає ефективність відцентрового компресора, є правильний вибір його геометричних параметрів та конструктивних рішень. Традиційні методи проектування, засновані виключно на аналітичних розрахунках і кресленні, не завжди дозволяють у повній мірі врахувати складні тривимірні форми проточних частин, а також особливості внутрішніх газодинамічних процесів. У зв'язку з цим зростає роль сучасних систем автоматизованого проектування (САПР), які забезпечують можливість створення точних параметричних 3D-моделей, проведення перевірок збірки, а за потреби – виконання чисельного моделювання робочих процесів.

Використання САПР при проектуванні відцентрових компресорів дозволяє інтегрувати етапи розрахунку, конструювання та аналізу в єдиний цифровий проєктний цикл. Це сприяє зменшенню кількості помилок, оптимізації форми робочого колеса, дифузора та корпусу, а також полегшує підготовку конструкторської документації відповідно до чинних стандартів. Застосування тривимірних моделей на етапі проектування є важливим кроком до впровадження сучасних технологій цифрового машинобудування.

Таким чином, тема бакалаврської кваліфікаційної роботи, присвячена проектуванню відцентрового компресора із застосуванням засобів САПР, є актуальною та практично значущою. Вона поєднує теоретичні основи роботи компресорних машин із сучасними методами комп'ютерного проектування та аналізу.

Метою даної роботи є проектування відцентрового компресора на основі заданих технічних параметрів із використанням сучасних систем автоматизованого проектування. Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно виконати аналіз існуючих конструкцій відцентрових компресорів, здійснити розрахунок основних геометричних і термодинамічних параметрів, розробити тривимірні моделі основних вузлів компресора, сформулювати модель, а також провести аналіз працездатності спроектованого виробу.

Об'єктом дослідження є відцентровий компресор як елемент компресорного обладнання, а предметом дослідження – процеси та методи проектування його конструктивних елементів із використанням засобів САПР.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРІВ

1.1. Призначення та сфери застосування відцентрових компресорів

Відцентрові компресори належать до класу динамічних компресорних машин і призначені для стискання газів та повітря шляхом перетворення механічної енергії обертального руху робочого колеса у кінетичну, а згодом – у потенційну енергію тиску. Основною особливістю таких машин є здатність забезпечувати безперервний потік робочого середовища при значних об’ємних витратах і порівняно високому коефіцієнті корисної дії, що робить їх ефективними для середніх і великих промислових установок [1].

Головним призначенням відцентрових компресорів є забезпечення стабільного та безперервного стиснення газового середовища у промислових, енергетичних і транспортних системах. Порівняно з компресорами об’ємного типу, вони мають меншу кількість рухомих елементів, менш виражені пульсації потоку та знижений рівень механічних навантажень, що позитивно впливає на довговічність обладнання й зменшує вимоги до технічного обслуговування.

Однією з основних сфер застосування відцентрових компресорів є нафтогазова промисловість. У цій галузі вони використовуються для транспортування природного газу магістральними трубопроводами, компримування газу на компресорних станціях, у процесах збору, підготовки та зберігання газу, а також у системах газового ліфту та повторного закачування газу в пласт. В умовах нафтогазового виробництва відцентрові компресори працюють з широким діапазоном робочих тисків, температур і складів газу, що обумовлює високі вимоги до газодинамічного проектування та матеріалів проточної частини [2].

Широке застосування відцентрові компресори також знайшли в енергетиці, зокрема в газотурбінних і комбінованих парогазових установках.

У таких системах компресор забезпечує стиснення повітря або паливного газу до параметрів, необхідних для ефективної роботи камери згорання. В енергетичних установках відцентрові компресори характеризуються високою компактністю, що є важливим чинником при створенні агрегатів обмежених габаритів і маси.

У хімічній та нафтохімічній промисловості відцентрові компресори використовуються в різноманітних технологічних процесах, зокрема під час синтезу, ректифікації, каталізу та полімеризації, а також для транспортування агресивних і токсичних газів. У таких умовах особливе значення має герметичність конструкції, стабільність робочих характеристик і можливість тривалої безперервної експлуатації без зупинки технологічного процесу [3].

Важливе місце відцентрові компресори займають у системах теплотехніки, вентиляції та кондиціонування повітря (HVAC), де вони застосовуються в холодильних машинах великої потужності, чилерах і промислових кліматичних установках. Для цих застосувань істотною перевагою є можливість забезпечення рівномірного потоку та, в ряді випадків, безмасляного стиснення, що є критично важливим для фармацевтичної, електронної та харчової промисловості.

Окремий напрям застосування відцентрових компресорів пов'язаний із транспортними та авіаційними установками, зокрема турбонагнітачами та допоміжними газотурбінними агрегатами. У таких випадках вирішальну роль відіграють компактність, високі частоти обертання та здатність забезпечувати необхідні параметри стиснення при змінних режимах роботи [4].

Таким чином, відцентрові компресори є універсальними машинами, що застосовуються у широкому спектрі галузей промисловості та енергетики [5]. Різноманітність умов експлуатації, параметрів робочого середовища й вимог до ефективності та надійності визначає необхідність детального аналізу принципів їх роботи, конструктивних особливостей і методів проектування, що розглядається в наступних підрозділах даної роботи.

1.2. Класифікація компресорів

Компресори як клас машин призначені для стискання газів і підвищення їх тиску з метою подальшого використання у технологічних, енергетичних або транспортних системах. Велике різноманіття умов експлуатації, робочих параметрів і конструктивних рішень зумовлює необхідність чіткої класифікації компресорів за низкою ознак, що дозволяє обґрунтовано обирати тип машини для конкретного застосування.

Класифікація за принципом дії. За принципом дії всі компресори поділяються на об'ємні (позитивного витіснення) та динамічні [6].

Об'ємні компресори здійснюють стискання газу за рахунок періодичної зміни об'єму робочої порожнини. Тиск у таких машинах зростає внаслідок безпосереднього зменшення об'єму газу. До цієї групи належать поршневі, ротаційні, гвинтові, пластинчасті та мембранні компресори. Вони характеризуються можливістю досягнення високих ступенів стискання за один цикл, проте мають складнішу кінематичну схему, підвищені механічні навантаження та пульсуючий характер подачі.

Динамічні компресори підвищують тиск газу шляхом безперервного підведення енергії до потоку, що рухається. Стиснення відбувається внаслідок збільшення кінетичної енергії газу в робочих органах і подальшого її перетворення в енергію тиску в нерухомих елементах проточної частини. До динамічних компресорів належать відцентрові та осьові компресори, які широко застосовуються у промисловості та енергетиці.

Класифікація за напрямком руху потоку. За напрямком руху газу відносно осі обертання ротора компресори поділяються на осьові та радіальні (відцентрові) [7].

В осьових компресорах потік газу рухається переважно паралельно осі обертання. Така схема дозволяє досягати дуже великих витрат, однак зазвичай

супроводжується меншим ступенем стискання на один ступінь, що зумовлює потребу у багатоступеневих конструкціях.

У відцентрових компресорах газ надходить в робоче колесо приблизно в осьовому напрямку, а під дією відцентрових сил відкидається до периферії, де його швидкість перетворюється у тиск. Відцентрові компресори забезпечують відносно високий ступінь стискання на один ступінь і відзначаються компактністю, що робить їх ефективними для середніх і великих промислових установок.

Класифікація за кількістю ступенів стискання. За кількістю ступенів стискання компресори поділяються на одноступеневі та багатоступеневі [8].

Одноступеневі компресори забезпечують повний необхідний підйом тиску в межах одного робочого органу. Вони простіші за конструкцією та легші в обслуговуванні, але обмежені за максимально досяжним тиском.

Багатоступеневі компресори складаються з послідовно розташованих ступенів стискання, між якими може здійснюватися проміжне охолодження газу. Такий підхід дозволяє досягати значно більших ступенів стискання при підвищеній енергоефективності та зниженні температурних навантажень на елементи конструкції.

Класифікація за робочим середовищем. Залежно від виду робочого середовища розрізняють компресори для стискання повітря, природного газу, технологічних газів, парів холодоагентів та спеціальних газових сумішей. Властивості робочого середовища суттєво впливають на вибір конструктивної схеми, матеріалів проточної частини та систем ущільнення [9].

Класифікація за сферою застосування. За сферою застосування компресори поділяються на промислові, енергетичні, транспортні, холодильні та спеціальні. Відцентрові компресори найбільш поширені серед промислових і енергетичних установок, де необхідна безперервна подача великих об'ємів газу при стабільних параметрах роботи.

Таким чином, класифікація компресорів за різними ознаками дозволяє систематизувати існуючі конструкції та обґрунтовано обирати тип машини

залежно від вимог конкретного технологічного процесу. У межах даної роботи подальший розгляд зосереджується саме на відцентрових компресорах як одному з найефективніших різновидів динамічних компресорів.

1.3. Принцип роботи відцентрового компресора

Принцип роботи відцентрового компресора (Рис. 1.1) ґрунтується на безперервному передаванні механічної енергії від обертового робочого колеса газовому потоку з подальшим перетворенням цієї енергії в підвищений статичний тиск. На відміну від компресорів об'ємного типу, стискання газу у відцентрових компресорах здійснюється не шляхом зменшення об'єму робочої порожнини, а внаслідок зміни енергетичного стану потоку під дією відцентрових сил [10].

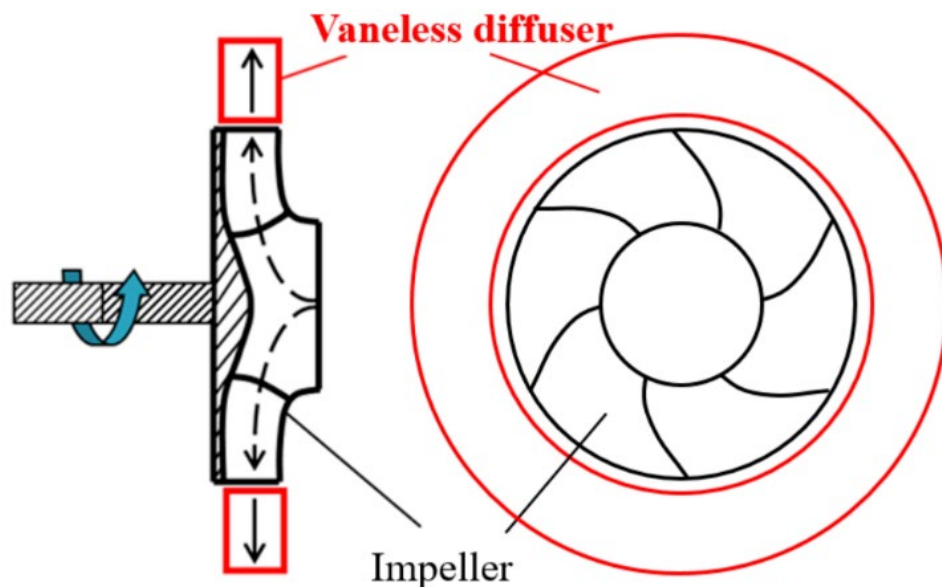


Рисунок 1.1 – Принципова схема роботи відцентрового компресора [10]

Робочий процес відцентрового компресора можна умовно поділити на кілька послідовних етапів: підведення газу до робочого колеса, прискорення потоку в робочому колесі, перетворення кінетичної енергії в тиск у дифузоре та відведення стисненого газу через колектор або спіральний корпус.

На першому етапі газ надходить до компресора через вхідний патрубок і прямує до центральної частини робочого колеса, зазвичай в осьовому напрямку. Для забезпечення рівномірного входу потоку можуть застосовуватися вхідні направляючі апарати, які зменшують закрутку потоку та втрати на вході. Початковий тиск газу на цьому етапі практично дорівнює тиску на вході в компресор.

Основним елементом, в якому здійснюється передавання енергії газу, є робоче колесо. Воно складається з диска з радіально або криволінійно розташованими лопатками і обертається з високою кутовою швидкістю. Під час проходження газу між лопатками робочого колеса відбувається інтенсивне прискорення потоку в радіальному напрямку. Унаслідок цього газ набуває значної кінетичної енергії та частково підвищує свій повний тиск.

Дія відцентрових сил зумовлює переміщення газу від центру колеса до його периферії, при цьому швидкість потоку зростає, а робота, виконана колесом над газом, визначається зміною кутового моменту потоку. Частина підведеної енергії проявляється у вигляді зростання швидкості, а частина – у формі збільшення статичного тиску вже в межах робочого колеса.

Після виходу з робочого колеса газ потрапляє у дифузор (Рис. 1.2), який є нерухомою частиною проточної частини компресора. Основним призначенням дифузора є зменшення швидкості потоку та перетворення його кінетичної енергії у статичний тиск [11]. Це досягається завдяки поступовому розширенню проточного каналу. Ефективність дифузора має істотний вплив на загальний коефіцієнт корисної дії компресора, оскільки втрати енергії на цьому етапі безпосередньо зменшують корисний підйом тиску.

Залежно від конструкції компресора застосовуються дифузори різних типів, зокрема безлопатеві та лопатеві. Безлопатеві дифузори характеризуються простотою конструкції та широким робочим діапазоном, тоді як лопатеві дозволяють досягти вищого тиску на виході за рахунок більш керованого сповільнення потоку.

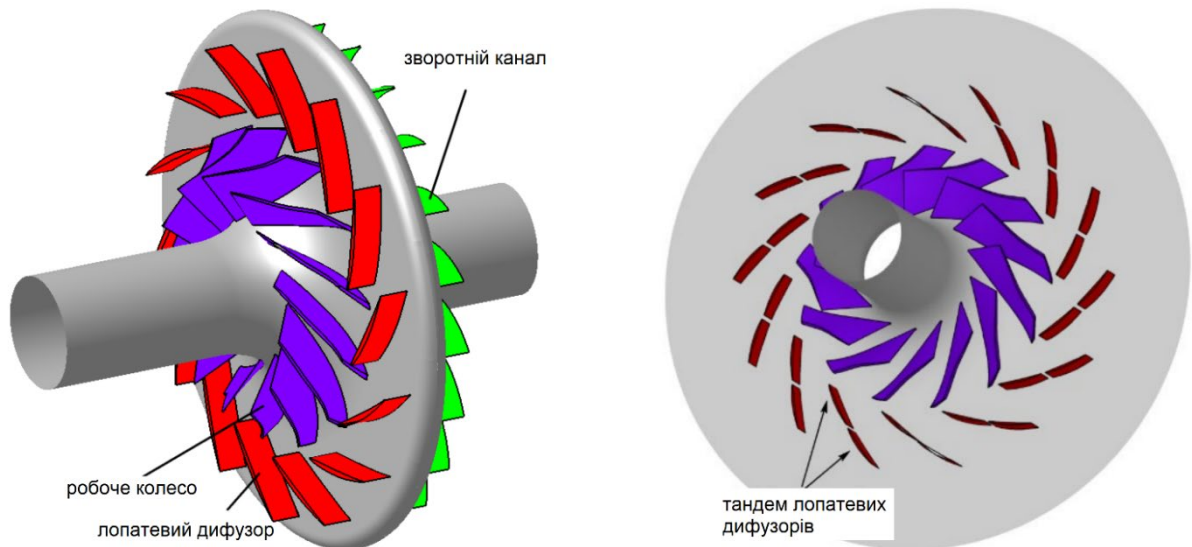


Рисунок 1.2 – Робоче колесо компресора та використання лопатевих дифузорів [11]

Після дифузора газ направляється у спіральний корпус або колектор, основною функцією якого є збирання потоку по всьому колу дифузора та його рівномірне відведення до вихідного патрубку. Конструкція корпусу забезпечує додаткове вирівнювання швидкісного поля та мінімізацію втрат тиску.

У результаті проходження всіх етапів робочого процесу газ залишає компресор зі збільшеним повним тиском і температурою. Підвищення температури є наслідком підведення механічної енергії та обмеженої можливості повного перетворення роботи стиснення в тиск без теплових втрат (Рис. 1.3).

Таким чином, принцип роботи відцентрового компресора полягає у перетворенні механічної енергії обертання робочого колеса в енергію тиску газу шляхом послідовного прискорення та дифузії потоку. Розуміння цього процесу є основою для аналізу впливу геометричних параметрів, режимів роботи та конструктивних рішень на ефективність і надійність компресорних машин, що розглядається в наступному підрозділі.

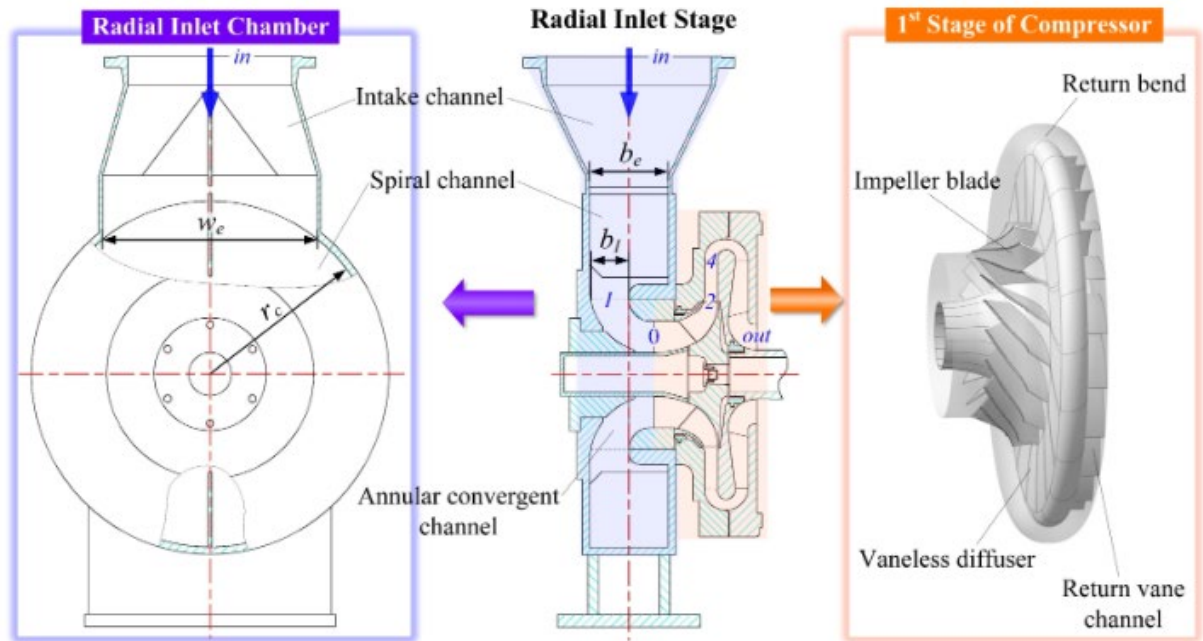


Рисунок 1.3 – Схематичне зображення камери радіального впуску та ступеня компресора [12]

1.4. Основні елементи конструкції відцентрового компресора

Відцентровий компресор являє собою складний турбомашинний агрегат, конструкція якого формується з урахуванням газодинамічних, міцнісних, теплових та експлуатаційних вимог. Основні елементи конструкції забезпечують реалізацію принципу стиснення газу, розглянутого в попередньому підрозділі, а також визначають ефективність, надійність і довговічність роботи компресора. До основних конструктивних елементів відцентрового компресора належать: вхідний пристрій, робоче колесо, дифузор, збірний корпус (спіраль або колектор), вал, підшипникові вузли та ущільнення.

Вхідний пристрій призначений для підведення газу до робочого колеса з мінімальними аеродинамічними втратами та рівномірним розподілом швидкості по перерізу. У найпростішому випадку він являє собою патрубок осьового типу, однак у промислових компресорах часто застосовуються складніші конфігурації з плавними обводами та спрямовувальними апаратами.

В деяких конструкціях на вході встановлюються нерухомі або регульовані напрямні лопатки, які дозволяють змінювати кут входу потоку в робоче колесо та впливати на робочі характеристики компресора в широкому діапазоні режимів. Правильне проектування вхідного пристрою має вирішальне значення для зменшення втрат на вході та запобігання виникненню відривів потоку.

Робоче колесо є ключовим елементом відцентрового компресора, у якому відбувається передавання механічної енергії від вала до газового потоку. Конструктивно колесо складається з маточини або диска та системи лопаток, які можуть мати радіальну, назад або вперед загнуту форму.

Геометрія лопаток, їх кількість, профіль та кут встановлення суттєво впливають на енергетичні характеристики компресора – тиск, витрату та коефіцієнт корисної дії. У сучасних компресорах поширене застосування лопаток зі зворотним загином і використання так званих розділових лопаток, що дозволяє підвищити ефективність і стабільність потоку при збереженні компактних розмірів робочого колеса.

Робоче колесо працює в умовах високих швидкостей обертання та значних відцентрових навантажень, тому його проектування вимагає обов'язкового врахування умов міцності, втомної довговічності та балансування.

Після виходу з робочого колеса газ потрапляє в дифузор (Рис. 1.4). Дифузор – це нерухома частина проточної частини, основним завданням якої є перетворення кінетичної енергії потоку у статичний тиск. Дифузор забезпечує поступове зменшення швидкості газу за рахунок розширення проточного каналу.

У відцентрових компресорах застосовуються як безлопатеві, так і лопатеві дифузори. Безлопатеві дифузори характеризуються простотою конструкції та широким робочим діапазоном, тоді як лопатеві дозволяють досягти більшого підйому тиску при компактних габаритах, але є більш чутливими до відхилень від номінального режиму роботи. Вибір типу

дифузора визначається вимогами до ефективності, стабільності та області застосування компресора.

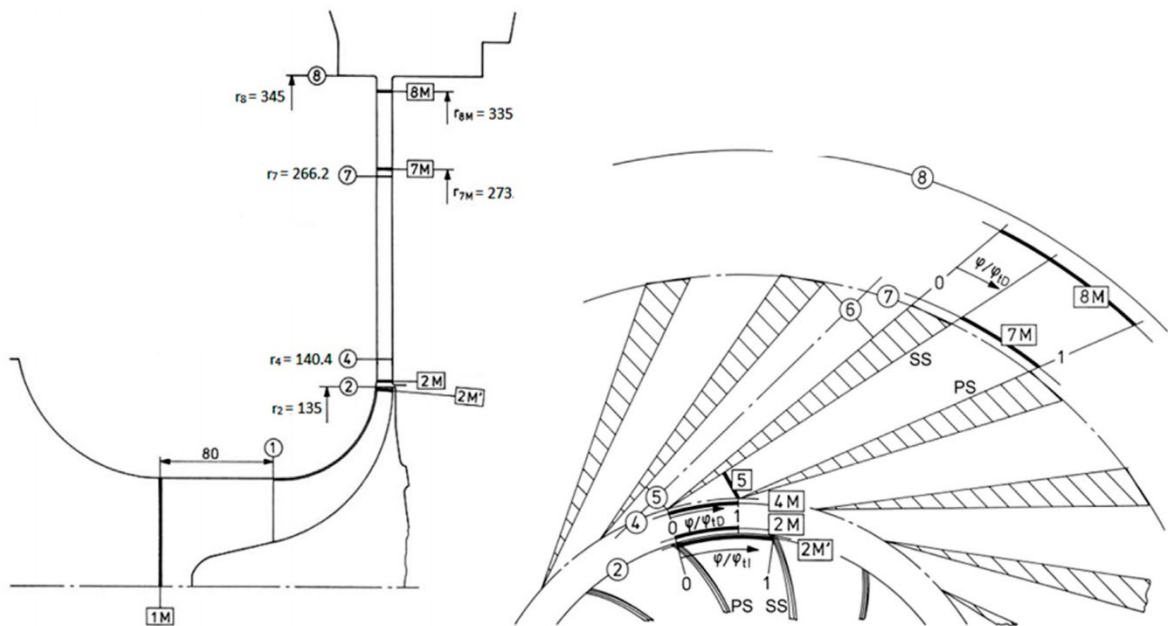


Рисунок 1.4 – Схематичне зображення камери радіального впуску та ступеня компресора [13]

Збірний корпус, часто виконаний у вигляді спіралі або колектора, призначений для збирання потоку газу по периметру дифузора та його подальшого рівномірного відведення до вихідного патрубку. Геометрія корпусу забезпечує приблизно сталі значення швидкості газу вздовж периметра, що сприяє зменшенню втрат тиску.

Окрім газодинамічних функцій, корпус виконує роль силового елемента конструкції, сприймаючи тиск газу та передаючи навантаження на фундамент або раму агрегату. В залежності від тиску та застосування корпус може бути горизонтально або вертикально роз'ємним, що спрощує обслуговування і ремонт [14].

Вал призначений для передавання крутного моменту від приводу (електродвигуна або газової турбіни) до робочого колеса. Він працює в умовах складного напруженого стану, поєднуючи крутні, згинальні та осьові навантаження.

Для забезпечення стабільної роботи компресора вал спирається на підшипникові вузли, які можуть бути виконані на базі підшипників ковзання або кочення. У високошвидкісних і потужних компресорах зазвичай застосовуються гідродинамічні або магнітні підшипники, що забезпечують високу точність обертання і знижений рівень вібрацій.

Ущільнення призначені для запобігання витіканню стисненого газу вздовж вала та забезпечення герметичності компресора. Залежно від робочого тиску та типу газу використовуються лабіринтові, контактні або сухі газові ущільнення.

Ефективність системи ущільнень безпосередньо впливає на економічність роботи компресора, рівень втрат і безпеку експлуатації, особливо при роботі з токсичними або вибухонебезпечними газами.

1.5. Сучасні конструктивні рішення у відцентрових компресорах

Сучасний розвиток відцентрових компресорів характеризується широким впровадженням нових конструктивних рішень, спрямованих на підвищення енергоефективності, розширення робочого діапазону, зниження масогабаритних показників і забезпечення надійної роботи в умовах змінних навантажень. Вирішальну роль у формуванні таких рішень відіграють цифрові методи проектування, чисельне моделювання та нові технології виготовлення.

Одним із ключових напрямів сучасного проектування є оптимізація геометрії робочого колеса та дифузора. Використання чисельних методів газодинаміки дозволяє детально аналізувати тривимірну структуру потоку і виявляти зони підвищених втрат, відриву потоку та нерівномірного навантаження лопаток. На основі таких досліджень розробляються удосконалені профілі лопаток зі зворотним загином, змінним кутом установки та спеціальними криволінійними формами. Поширеним рішенням є застосування розділових лопаток, які розміщуються між основними лопатками робочого колеса. Це дозволяє зменшити ефект блокування потоку, покращити

розподіл швидкостей і підвищити ефективність компресора без збільшення діаметра колеса.

Для підвищення ступеня стискання на один ступінь у сучасних компресорах дедалі частіше застосовують лопатеві дифузори, зокрема дифузори з каскадним або тандемним розміщенням лопаток. Такі конструкції дозволяють ефективніше перетворювати кінетичну енергію в тиск за компактних габаритів. Водночас у компресорах, що працюють у широкому діапазоні режимів, використовуються комбіновані схеми, в яких поєднуються безлопатеві та лопатеві ділянки. Це забезпечує компроміс між високою ефективністю і стабільністю роботи при змінних витратах.

Сучасні відцентрові компресори все частіше оснащуються регульованими вхідними напрямними апаратами, які дозволяють змінювати попередню закрутку потоку перед входом у робоче колесо. Це забезпечує підвищення ефективності при роботі на часткових режимах і зменшує ризик виникнення помпажу.

До перспективних рішень також належать технології активного та пасивного керування потоком, зокрема використання спеціальних каналів, прорізів або локальних геометричних модифікацій, які сприяють стабілізації течії в критичних зонах проточної частини.

Важливою особливістю сучасних конструктивних рішень є інтеграція систем автоматизованого проектування (CAD) з чисельним аналізом (CFD) [15-17]. Це дозволяє реалізувати параметричні моделі компресорів, у яких зміна геометричних параметрів автоматично супроводжується перерахунком аеродинамічних характеристик (рис. 1.5).

Такий підхід значно скорочує терміни розробки, дає можливість виконувати багатоітераційні оптимізаційні дослідження та підвищує якість кінцевого конструктивного рішення. Саме на основі цих технологій у сучасному машинобудуванні формується концепція «цифрового прототипу» компресора (рис. 1.6).

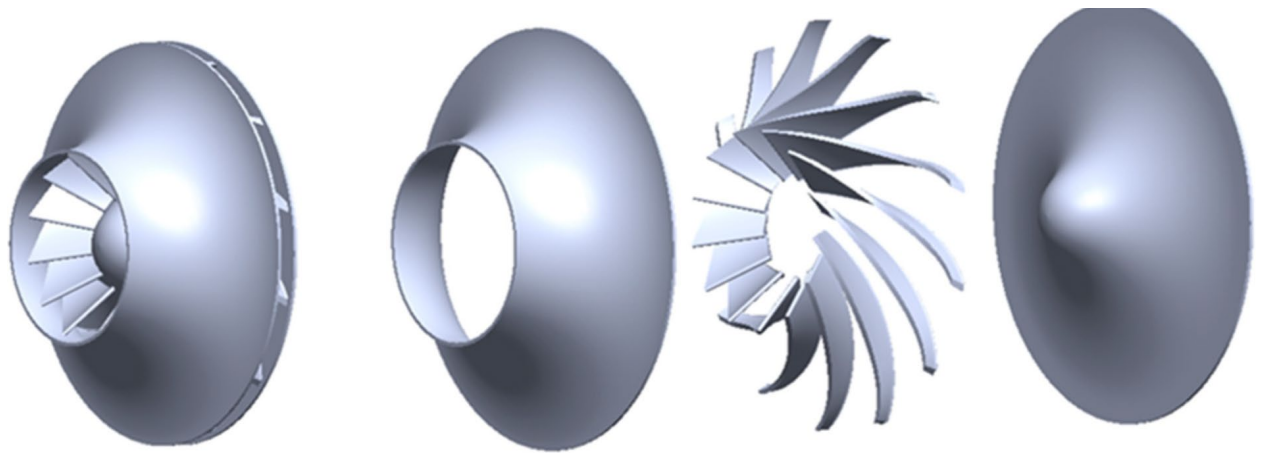


Рисунок 1.5 – CAD-модель робочого колеса відцентрового компресора [18]

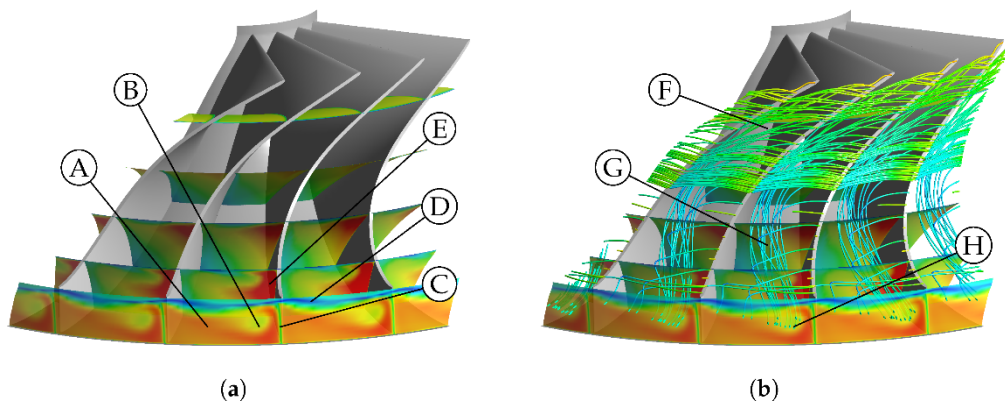


Рисунок 1.6 – Розвиток струменево-хвостового потоку на виході з ротора: (а) Контури меридіональної швидкості (б) Накладення контурів меридіональної швидкості та потоку витоку з кінцівки, забарвлених відповідно до відносного числа Маха від низької (синій) до високої (червоний) швидкості [19]

Сучасні відцентрові компресори виготовляються з використанням високоміцних і корозійностійких матеріалів, що дозволяє працювати при високих температурах та швидкостях обертання. Одним перспективним напрямом є використання адитивних технологій для виготовлення складних елементів проточної частини, зокрема робочих коліс зі складною внутрішньою геометрією.

Адитивне виробництво відкриває можливість створення форм, які складно або неможливо отримати традиційними методами, що додатково розширює потенціал оптимізації аеродинамічних характеристик компресорів.

Сучасні конструктивні рішення у відцентрових компресорах базуються на поєднанні оптимізованої геометрії проточної частини, регульованих елементів, інтегрованого CAD/CFD-проектування та новітніх технологій виготовлення. Саме ці підходи лежать в основі проектування компресорів нового покоління і створюють передумови для їх подальшого технічного вдосконалення, що безпосередньо реалізується в проектній частині даної роботи.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

2.1. Вихідні дані та технічне завдання

У даному розділі виконується розрахунок основних параметрів високонапірного відцентрового компресора, який є об'єктом дослідження у даній роботі. Розрахунок проводиться на основі заданих геометричних, кінематичних та термогазодинамічних характеристик з метою подальшого чисельного моделювання і аналізу роботи компресора засобами CAD/CFD.

Досліджуваний відцентровий компресор є одноступеневим високонапірним агрегатом з лопатевим дифузором. Основні геометричні параметри проточної частини та робочих органів приймаються відповідно до заданої конструкції.

Геометричні та конструктивні параметри:

- діаметр втулки робочого колеса $D_{вт} = 60$ мм;
- зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 240$ мм;
- радіус на периферії робочого колеса $r_2 = 0,12$ м;
- число лопатей напрямного апарату, що обертається $z_{на} = 14$;
- число лопатей робочого колеса $z_{рк} = 28$;
- число лопатей лопатевого дифузора $z_d = 18$.

Режимні та термодинамічні параметри:

- відношення тисків: $\pi = 3,4$;
- масова витрата: $\dot{m} = 2,1$ кг/с;
- частота обертання: $N = 33050$ хв⁻¹;
- температура на вході: $T_1 = 288,15$ К;
- тиск на вході: $p_1 = 1,0133 \cdot 10^5$ Па;

- ізентропна ефективність: $\eta_{is} = 0,97$;
- радіус на периферії робочого колеса: $R_2 = 0,12$ м.

Технічним завданням даного розділу є: визначення основних кінематичних параметрів робочого колеса; розрахунок термодинамічних характеристик процесу стискання; оцінка питомої роботи компресора; отримання базових розрахункових величин, необхідних для побудови геометричної CAD-моделі та проведення CFD-аналізу.

Результати, отримані в підрозділі 2.1, використовуються як вихідні дані для наступних етапів аналітичного та чисельного дослідження відцентрового компресора.

2.2. Кінематичні параметри та окружна швидкість робочого колеса

Кінематичні параметри робочого колеса відцентрового компресора визначають рівень енергетичного впливу на робоче середовище та безпосередньо впливають на ступінь стискання, ефективність і стабільність роботи компресора. Основним кінематичним параметром є окружна швидкість робочого колеса на його периферії, яка визначається частотою обертання та радіусом колеса. Кутова швидкість обертання робочого колеса визначається за формулою:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 33050}{60} = 3460 \text{ рад/с}$$

де n – частота обертання, хв^{-1} .

Окружна (колова) швидкість на периферії робочого колеса визначається як:

$$u_2 = \omega \cdot R_2 = 3460 \cdot 0,12 = 415 \text{ м/с}$$

Отримане значення окружної швидкості 415 м/с є характерним для високонапірних відцентрових компресорів. При таких швидкостях стають суттєвими ефекти стислості газу, що обумовлює необхідність застосування сучасних аеродинамічних профілів лопаток і чисельних методів аналізу течії. Високе значення окружної швидкості забезпечує досягнення необхідного відношення тисків та підвищує питому роботу компресора, й накладає підвищені вимоги до міцності та балансування робочого колеса.

Розраховані кінематичні параметри використовуються надалі для визначення питомої роботи стискання, термодинамічних параметрів процесу та формування граничних умов при CFD-моделюванні.

2.3. Термодинамічний розрахунок процесу стискання у компресорі

Термодинамічний розрахунок процесу стискання дозволяє визначити основні параметри робочого тіла на виході з компресора та оцінити енергетичні характеристики процесу. Розрахунок виконується для повітря як ідеального газу з урахуванням ізентропної ефективності відцентрового компресора. Для розрахунку приймаються такі термодинамічні характеристики повітря: показник адіабати $k = 1,4$ та питома теплоємність при сталому тиску $c_p = 1005$ Дж/(кг К).

Ізентропна температура на виході з компресора визначається за залежністю

$$T_{2s} = T_1 \pi^{(k-1)/k} = 288 \cdot 3,4^{0,4/1,4} = 408 \text{ К}$$

де T_1 – температура газу на вході в компресор, К; π – відношення повних тисків компресора.

Дійсна температура газу на виході з компресора з урахуванням ізентропної ефективності визначається за формулою:

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{is}} = 288 + \frac{408 - 288}{0,97} = 412 \text{ К}$$

Де η_{is} – ізентропний коефіцієнт корисної дії компресора.

Повний тиск на виході з компресора визначається за заданим відношенням тисків:

$$p_2 = \pi_c p_1 = 3,4 \cdot 101325 = 344500 \text{ Па.}$$

Питома робота стискання газу у компресорі визначається за температурним підйомом:

$$L = c_p (T_2 - T_1) = 1005 \cdot (412 - 288) = 1,25 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}$$

Отримані результати термодинамічного розрахунку свідчать про те, що досліджуваний відцентровий компресор забезпечує значний підйом температури та тиску, характерний для високонапірних компресорних машин. Різниця між ізентропною та дійсною температурами зумовлена наявністю внутрішніх втрат, які враховуються ізентропною ефективністю.

2.4. Розрахунок потужності приводу компресора

Потужність приводу відцентрового компресора визначається на основі питомої роботи стискання та масової витрати робочого тіла. Даний розрахунок дозволяє оцінити енергетичні потреби компресора та є необхідним для вибору привідного електродвигуна або іншого джерела механічної енергії.

$$N_e = \dot{m}L = 2,1 \cdot 1,25 \cdot 10^5 = 2,62 \cdot 10^5 \text{ Вт.}$$

Де \dot{m} – масова витрата робочого тіла, кг/с.

Реальна потужність приводу повинна враховувати додаткові механічні втрати в підшипниках, ущільненнях і муфтах. Для цього вводиться механічний коефіцієнт корисної дії η_m . Для сучасних відцентрових компресорів його значення зазвичай знаходиться в межах 0,97-0,99. У даному розрахунку приймається 0,98.

Потужність приводу компресора визначається за формулою:

$$N_d = \frac{N_e}{\eta_m} = \frac{262}{0,98} = 267 \text{ кВт.}$$

Отримане значення потужності приводу свідчить, що для забезпечення заданого режиму роботи відцентрового компресора необхідний привід з номінальною потужністю не менше 270 кВт. Запас потужності є доцільним для компенсації можливих відхилень режиму роботи, пускових навантажень і зниження ефективності в процесі експлуатації.

2.5. Визначення основних геометричних параметрів

Основні геометричні параметри відцентрового компресора визначаються на основі заданих режимних умов роботи, кінематичних параметрів робочого колеса та масової витрати робочого середовища. Розрахунок геометричних параметрів має на меті забезпечення необхідної пропускної здатності компресора, допустимих швидкісних режимів та узгодженості газодинамічних характеристик проточної частини.

Густина повітря на вході визначається з рівняння стану ідеального газу:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{101325}{287 \cdot 288} = 1,23 \text{ кг/м}^3$$

Де p_1 – тиск на вході в компресор; T_1 – температура на вході; R – газова стала для повітря.

Об'ємна витрата повітря на вході до компресора визначається як:

$$Q_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1} = \frac{2,1}{1,23} = 1,71 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Середня осьова швидкість потоку на вході до робочого колеса обирається з рекомендацій для високонапірних компресорів і зазвичай лежить у межах 120-160 м/с. У даному розрахунку приймається $c_{1a} = 140$ м/с.

Площа вхідного перерізу визначається як:

$$F_1 = \frac{Q_1}{c_{1a}} = \frac{1,71}{140} = 0,00122 \text{ м}^2.$$

Перевірка геометричних параметрів вхідного перерізу. Вхідний живий переріз робочого колеса також визначається через геометричні розміри за виразом:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_{BT}^2) = \frac{3,14}{4} (0,24^2 - 0,06^2) = 0,042 \text{ м}^2.$$

Отримане значення перевищує розрахункову площу потоку, що свідчить про наявність необхідного конструктивного запасу та можливість регулювання потоку за рахунок профілю лопаток і вхідного напрямного апарата.

Визначені геометричні параметри підтверджують можливість забезпечення заданої масової витрати повітря при допустимих швидкостях потоку. Отримані значення площі та швидкості узгоджуються з параметрами високонапірних відцентрових компресорів і створюють основу для подальшого детального розрахунку робочого колеса та дифузора.

2.6. Розрахунок робочого колеса

Робоче колесо є основним елементом відцентрового компресора, у якому здійснюється безпосереднє передавання механічної енергії від вала до робочого середовища. Розрахунок робочого колеса виконується на основі заданих експлуатаційних параметрів, кінематичних характеристик та результатів термодинамічного розрахунку.

Окружна швидкість на периферії робочого колеса визначена і дорівнює 415 м/с. Це значення використовується для визначення питомої роботи компресора відповідно до рівняння Ейлера. Для відцентрового компресора питома робота стискання:

$$L = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}.$$

Оскільки газ надходить у робоче колесо практично без закрутки, можна прийняти $c_{u1} = 0$. Тоді тангенціальна складова абсолютної швидкості на виході з колеса:

$$c_{u2} = \frac{L}{u_2} = \frac{125 \cdot 10^3}{415} = 300 \text{ м/с.}$$

Радіальна складова абсолютної швидкості на виході з робочого колеса визначається з рівняння витрати $\dot{m} = \rho_2 A_2 c_{r2}$, де ρ_2 – густина газу на виході з робочого колеса; A_2 – площа живого перерізу на виході; c_{r2} – радіальна складова швидкості. Для попередніх розрахунків приймається рекомендоване значення радіальної швидкості для високонапірних компресорів 100 м/с.

Абсолютна швидкість на виході визначається як геометрична сума складових

$$c_2 = \sqrt{c_{u2}^2 + c_{r2}^2} = \sqrt{300^2 + 100^2} = 316 \text{ м/с.}$$

Кут між вектором абсолютної швидкості та радіальним напрямком визначається як

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{u2}}{c_{r2}} = \arctg \frac{300}{100} = 71,6^\circ \text{ м/с.}$$

В результаті розрахунку робочого колеса визначені основні швидкісні параметри, які забезпечують досягнення заданої питомої роботи стискання при допустимих гідродинамічних режимах. Отримані значення окружної, абсолютної та відносної швидкостей відповідають вимогам до високонапірних відцентрових компресорів і можуть бути використані для подальшого креслення та моделювання робочого колеса засобами САПР.

2.7. Розрахунок дифузора

Дифузор відцентрового компресора призначений для перетворення кінетичної енергії потоку, що виходить з робочого колеса, у статичний тиск. Ефективність дифузора значною мірою визначає загальний коефіцієнт корисної дії компресора, тому його геометрія та швидкісні параметри повинні бути узгоджені з характеристиками потоку на виході з робочого колеса.

У досліджуваному компресорі застосовується лопатевий дифузор, що є характерним для високонапірних відцентрових компресорів.

Для забезпечення ефективного перетворення кінетичної енергії в тиск швидкість потоку на виході з дифузора повинна бути істотно меншою, ніж на вході. Для лопатевих дифузорів зазвичай приймається:

$$c_3 = (0,4..0,6)c_2 = 0,5c_2 = 0,5 \cdot 316 = 158 \text{ м/с.}$$

Згідно з рівнянням нерозривності потоку при незначній зміні густини в межах дифузора відношення площ перерізів можна оцінити як $\frac{A_3}{A_2} = \frac{c_3}{c_2} = 2$.

Таким чином, площа проточного перерізу на виході з дифузора повинна приблизно вдвічі перевищувати площу перерізу на його вході, що відповідає умовам ефективної дифузії потоку без відриву від лопаток.

Для запобігання відриву потоку в лопатевому дифузорі кут розкриття проточного каналу повинен бути обмежений. Для відцентрових компресорів рекомендоване значення половинного кута розкриття каналу становить $5-7^\circ$. Приймаємо $\beta = 6^\circ$, що забезпечує стабільний характер течії при збереженні високої ефективності перетворення енергії.

Зменшення швидкості потоку в дифузорі призводить до зростання статичного тиску. Зміна швидкісного напору оцінюється як:

$$\Delta h_c = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} = \frac{316^2 - 158^2}{2} = 3,75 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг.}$$

Ця величина характеризує потенційний приріст статичного тиску в дифузорі за умови високої ефективності процесу дифузії. У результаті розрахунку встановлено, що прийняті геометричні та швидкісні параметри дифузора забезпечують істотне зниження швидкості потоку та ефективне перетворення кінетичної енергії в підвищений статичний тиск. Вибраний лопатевий дифузор узгоджується з характеристиками потоку на виході з робочого колеса і відповідає вимогам до високонапірних відцентрових компресорів.

2.8. Перевірка основних параметрів на працездатність

Перевірка основних параметрів на працездатність є завершальним етапом розрахункового розділу і має на меті оцінити відповідність отриманих

кінематичних, термодинамічних і газодинамічних параметрів допустимим та рекомендованим значенням для відцентрових компресорів. Така перевірка дозволяє зробити висновок щодо можливості стабільної та ефективної роботи компресора в заданому режимі.

Для оцінки впливу стисливості газу визначимо приблизне число Маха на виході з робочого колеса. Швидкість звуку у повітрі визначається як:

$$a = \sqrt{kRT} = \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 412} = 407 \text{ м/с.}$$

Число Маха становить 0,78. Отримане значення менше одиниці, що свідчить про дозвуковий характер течії та відсутність ударних хвиль у проточній частині компресора.

Дійсна температура на виході з компресора становить 139 °С. Таке значення температури є допустимим для стандартних конструкційних матеріалів робочих коліс і корпусів компресорів та не потребує застосування спеціального охолодження на даному етапі проєктування.

Таким чином у розділі виконано повний кінемато-газодинамічний розрахунок високонапірного відцентрового компресора. Визначено основні термодинамічні параметри процесу стискання, геометричні характеристики проточної частини, а також швидкісні параметри робочого колеса і дифузора. Розраховано питому роботу стискання та необхідну потужність приводу. Проведена перевірка показала, що всі отримані параметри перебувають у допустимих межах, що підтверджує працездатність компресора та можливість його подальшого проєктування засобами САПР.

РОЗДІЛ 3

ПРОЄКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗАСОБАМИ САПР

3.1. Вибір програмного забезпечення САПР

Проектування відцентрових компресорів належить до складних інженерних задач, які потребують використання спеціалізованого програмного забезпечення, орієнтованого на лопаточні машини та газодинамічні агрегати. Класичні універсальні САПР не завжди дозволяють ефективно реалізувати параметричне проектування проточної частини, зокрема робочих коліс і дифузорів, тому доцільним є застосування спеціалізованих програмних пакетів для турбомашин [20-22].

У даній роботі для проектування відцентрового компресора було обрано середовище ANSYS, а саме модулі Vista CCD та BladeGen, які є складовими єдиного програмного комплексу ANSYS Turbomachinery. ANSYS Vista CCD (Centrifugal Compressor Design) призначений для попереднього проектування та параметричного розрахунку відцентрових компресорів [23-25]. Даний модуль дозволяє на основі вихідних термодинамічних і кінематичних параметрів визначати основні геометричні характеристики компресора, зокрема діаметри, ширини каналів, кути лопаток, а також формувати осьову та меридіональну геометрію проточної частини (рис. 3.1). Vista CCD забезпечує зв'язок між аналітичним розрахунком і геометричним проектуванням, що є особливо важливим для узгодження результатів з конструкторською частиною роботи [26-28].

Для детального тривимірного моделювання лопаточних елементів використовується модуль ANSYS BladeGen. BladeGen є спеціалізованою системою САПР для створення 3D-моделей робочих коліс, дифузорів і напрямних апаратів турбомашин. Він дозволяє будувати параметричні лопаті зі складною просторовою формою, керувати профілем, кутами установки та

законом зміни товщини лопаток по радіусу і висоті каналу. Особливою перевагою BladeGen є можливість створення високоякісної геометрії, оптимізованої для подальшого чисельного аналізу течії.

The screenshot displays the 'Duty and Aerodynamic Data' tab of the Ansys Vista CCD software. The interface is organized into several sections with input fields and checkboxes:

- Duty:** Overall pressure ratio (3,4), Mass flow (2,1 kg/s), Rotational speed (33050 rpm).
- Inlet stagnation conditions:** Temperature (288,15 K), Pressure (101325 Pa).
- Inlet gas angle:** RMS angle (0 deg), Radial distribution (constant angle), Vw ratio (1).
- Incidence at shroud:** User specify (1,5 deg) or Calculate from choke margin (0,9).
- Stage efficiency:** Correlation or User specify (Polytropic: 0,83; Isentropic: 0,97). Efficiency correlations include Casey-Robinson, Reynolds number correction, and Tip clearance and shroud correction.
- Impeller isentropic efficiency:** Link to stage or User specify (0,862).
- Power input factor:** Correlation or User specify (1,04).
- Other aerodynamic data:** Merid. velocity gradient (1,15), Relative velocity ratio (0,52).

Рисунок 3.1 – Використання Ansys VistaCCD для проектування компресора

Застосування зв'язки ANSYS Vista CCD-BladeGen дозволяє реалізувати повний цикл проектування відцентрового компресора: визначення основних геометричних параметрів за результатами аналітичних розрахунків; побудову параметричної меридіональної схеми компресора; створення детальних тривимірних моделей робочого колеса та дифузора; підготовку геометрії до подальшого CFD-моделювання в ANSYS CFX або Fluent [29, 30].

Таким чином, вибір програмного комплексу ANSYS з використанням модулів Vista CCD і BladeGen є обґрунтованим та доцільним для розв'язання задач проектування відцентрового компресора. Застосування цього програмного забезпечення дозволяє забезпечити тісний зв'язок між

розрахунковими та конструкторськими етапами, а також підвищити достовірність і якість отриманих результатів.

3.2. Побудова 3D-моделі робочого колеса в ANSYS BladeGen

Побудова тривимірної моделі робочого колеса відцентрового компресора виконується з використанням спеціалізованого модуля ANSYS BladeGen (рис. 3.2), який призначений для параметричного проєктування лопаточних елементів турбомашин. Робоче колесо є ключовим елементом компресора, тому точність і коректність його геометрії мають вирішальне значення для подальшого чисельного аналізу та оцінки аеродинамічних характеристик.

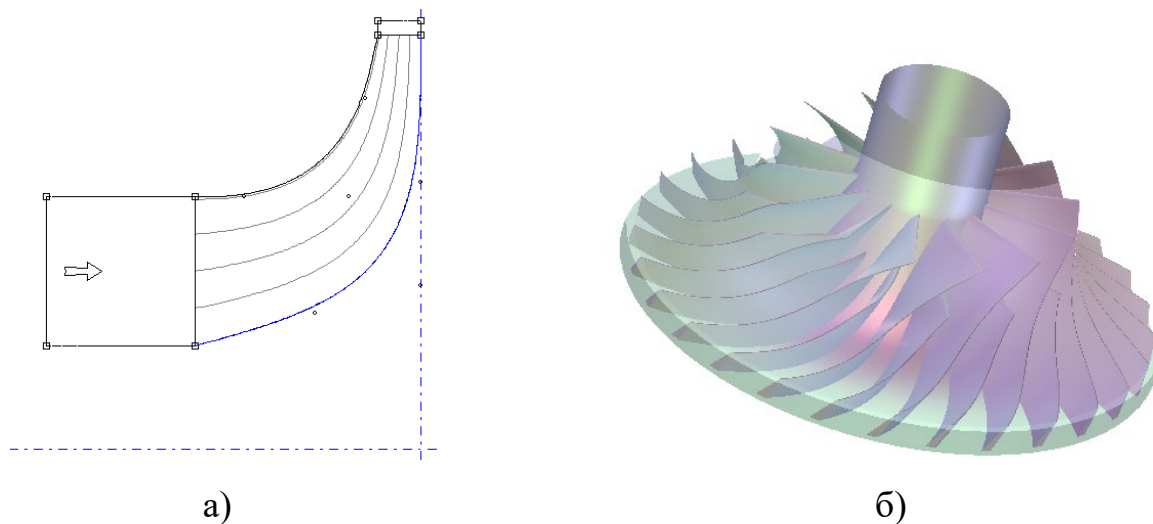


Рисунок 3.2 – Робоче вікно Ansys BladeGen: а) меридіональний перетин; б) 3D геометрія

Вихідними даними для побудови 3D-моделі робочого колеса є результати аналітичних розрахунків, виконаних у Ansys Vista CCD, зокрема зовнішній і внутрішній діаметри колеса, радіус на периферії, окружна швидкість, число лопатей, а також параметри потоку на вході та виході з робочого колеса.

На початковому етапі в середовищі BladeGen задається тип турбомашини – відцентровий компресор. Далі формується меридіональна схема робочого колеса шляхом задання основних радіальних і осьових координат. В якості граничних розмірів приймаються: зовнішній радіус робочого колеса; радіус втулки та ширина каналу на вході та виході з колеса.

Меридіональний контур визначає загальну форму проточної частини і є каркасом для подальшого побудування лопаточного апарату. Геометрія створюється у параметричному вигляді, що дозволяє легко коригувати розміри відповідно до змін розрахункових параметрів.

Після задання меридіональної геометрії виконується побудова лопаток робочого колеса. В ANSYS BladeGen лопатки формуються на основі завдання кількох профільних перерізів уздовж радіусу колеса. Для кожного перерізу визначаються: кут установки лопатки; форма профілю; товщина лопатки та закон зміни геометричних параметрів від входу до виходу.

Важливою перевагою ANSYS BladeGen є можливість повної параметризації моделі. Усі основні геометричні характеристики робочого колеса пов'язані з параметрами, що дозволяє оперативно змінювати форму колеса без повної перебудови моделі. Це є особливо корисним для подальшої оптимізації конструкції або адаптації геометрії під різні режими роботи.

Після завершення побудови лопаток здійснюється візуальний контроль геометрії: перевіряється відсутність самоперетинів лопатей, коректність з'єднання лопатей із втулкою та ободом, а також плавність поверхонь. На цьому етапі також перевіряється відповідність побудованої моделі заданим геометричним параметрам.

Побудована в ANSYS BladeGen 3D-модель робочого колеса експортується у форматі, придатному для подальшого використання в інших модулях програмного комплексу ANSYS. Зокрема, модель може бути передана до ANSYS TurboGrid для створення розрахункової сітки та подальшого CFD-аналізу, або використана у складі загальної складальної моделі компресора.

Таким чином, використання ANSYS BladeGen дозволяє створити точну параметричну тривимірну модель робочого колеса відцентрового компресора, яка повністю узгоджується з результатами аналітичних розрахунків та готова до подальшого чисельного і конструкторського аналізу.

3.3. Побудова 3D-моделі дифузора в ANSYS BladeGen

Дифузор є важливим елементом відцентрового компресора, призначеним для перетворення кінетичної енергії потоку, що виходить з робочого колеса, у статичний тиск. Геометрія дифузора істотно впливає на загальну ефективність компресора, тому його проєктування повинно бути узгоджене зі швидкісними параметрами потоку, визначеними в розрахунковому розділі.

Побудову тривимірної моделі дифузора в даній роботі виконано з використанням модулів ANSYS BladeGen, що дозволило реалізувати параметричне проєктування як меридіональної частини, так і лопаточного апарата.

На першому етапі в модулі ANSYS Vista CCD виконується завдання основних геометричних параметрів дифузора на основі результатів розрахунку.

Після формування меридіональної схеми геометрія дифузора передається до модуля ANSYS BladeGen для побудови тривимірної моделі лопаточного апарата. У BladeGen створюється параметрична модель лопаток дифузора на основі заданої кількості лопатей та розрахованих напрямків потоку на вході в дифузор.

Для кожної лопатки задаються: кути установки на вході та виході; форма профілю в характерних перерізах; товщина лопатки та закон зміни геометрії вздовж висоти каналу.

Усі геометричні параметри дифузора задаються у вигляді змінних, що дозволяє виконувати подальшу оптимізацію конструкції або адаптацію до

інших режимів роботи компресора. Після завершення побудови 3D-моделі виконується візуальна та геометрична перевірка: контролюється відсутність перетинів лопаток; перевіряється плавність поверхонь і коректність з'єднання лопаток з обичайками; оцінюється рівномірність розширення проточного каналу (Рис. 3.3).

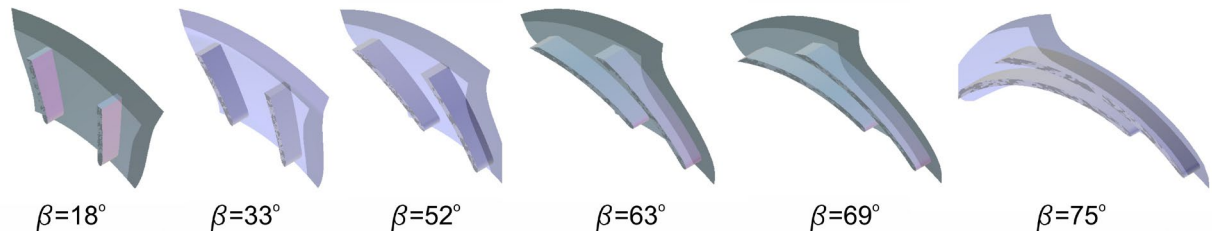


Рисунок 3.3 – Дві лопаті радіального дифузора з різними кутами входу у дифузор

Сформована в ANSYS BladeGen тривимірною моделлю дифузора експортується у форматі, придатному для використання в складі повної геометрії компресора. Модель може бути безпосередньо використана для побудови розрахункової сітки, чисельного CFD-аналізу або включена до загальної складальної моделі відцентрового компресора.

Таким чином, застосування середовища ANSYS BladeGen дозволяє створити параметричну та геометрично коректну 3D-модель дифузора, узгоджену з результатами аналітичного розрахунку та готову до подальших етапів проєктування і аналізу.

3.4. Проєктування корпусу компресора

Корпус відцентрового компресора є відповідальним конструктивним елементом, який виконує одночасно газодинамічні та силові функції. Він забезпечує формування та відведення потоку стисненого газу після дифузора, сприймає внутрішній тиск і механічні навантаження, а також слугує базовим елементом для розміщення та кріплення основних вузлів компресора. Якість

проектування корпусу значною мірою визначає надійність і довговічність компресорного агрегату.

З урахуванням призначення компресора, величини робочого тиску та обраної схеми проточної частини у даному проекті застосовується спіральний корпус відцентрового компресора. Такий тип корпусу є найбільш поширеним для одноступеневих високонапірних компресорів і забезпечує рівномірне відведення потоку зі збереженням високого коефіцієнта корисної дії.

Конструкція корпусу передбачає: підведення потоку від дифузора; поступове збільшення площі спірального каналу; формування вихідного патрубку з мінімальними втратами повного тиску.

Геометрія корпусу проектується з урахуванням умови збереження масової витрати вздовж спіралі. Для цього площа поперечного перерізу спірального каналу збільшується пропорційно куту охоплення, що дозволяє підтримувати приблизно сталу швидкість потоку.

Основними параметрами, які задаються при проектуванні корпусу у VistaCCD, є: початковий радіус спірального каналу; закон зміни площі поперечного перерізу; форма перерізу каналу; положення та геометрія вихідного патрубка. Проектування корпусу виконується шляхом побудови базових ескізів поперечних перерізів із подальшим формуванням просторової поверхні методом обертання або спрямованого витягування.

Вихідний патрубок є елементом, що забезпечує перехід потоку з корпусу компресора у напірний трубопровід або подальшу технологічну систему. Його геометрія повинна забезпечувати мінімальні втрати тиску та відсутність зон інтенсивної турбулізації. При проектуванні вихідного патрубка враховуються: напрямок основного потоку; необхідна площа перерізу та умови під'єднання до суміжних елементів системи. Плавні контури та поступові переходи використовуються для зменшення аеродинамічних втрат і шуму.

Корпус компресора також виконує несучу функцію, тому при його проектуванні враховуються умови міцності та жорсткості. Товщина стінок корпусу вибирається з урахуванням розрахункового внутрішнього тиску,

технологічних можливостей виготовлення та запасу міцності. Конструкція корпусу передбачає наявність: фланців для з'єднання з іншими елементами; отворів для кріплення та монтажу та технологічних елементів для обслуговування і контролю.

Побудована тривимірна модель корпусу (рис. 3.4) узгоджується з геометрією робочого колеса та дифузора за габаритами та посадочними поверхнями. На цьому етапі перевіряється коректність взаємного розташування елементів і відсутність геометричних конфліктів.

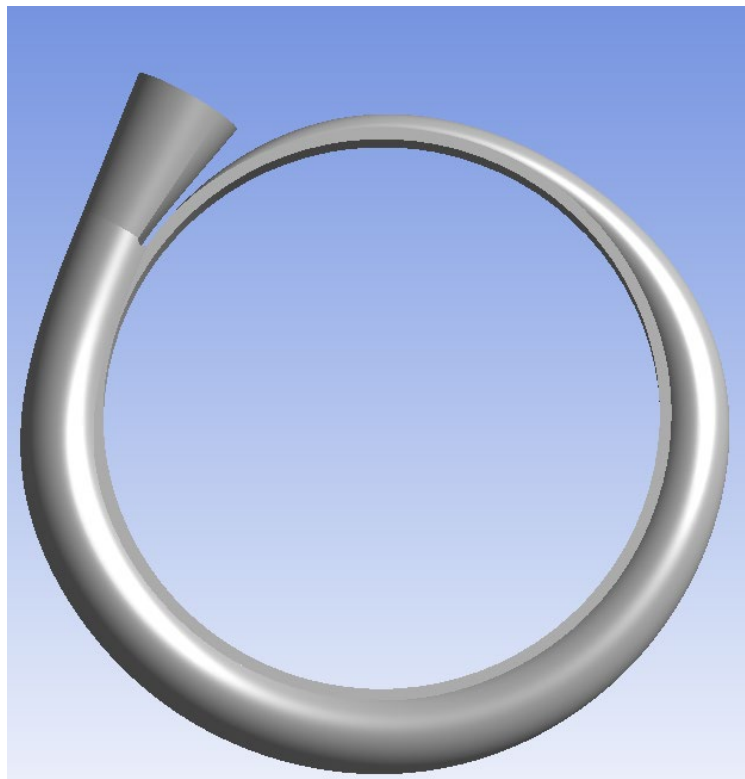


Рисунок 3.4 – Створена геометрія спірального відводу відцентрового компресора

Сформована 3D-модель корпусу використовується надалі в складі повної моделі відцентрового компресора, а також може бути задіяна для подальшого чисельного аналізу або підготовки конструкторської документації.

3.5. Створення складальної моделі відцентрового компресора

Складальна модель відцентрового компресора є тривимірним представленням виробу в цілому та дозволяє оцінити взаємне розташування всіх його основних елементів, перевірити коректність їх сполучення і підготувати конструкцію до випуску конструкторської документації. Побудова складальної моделі є одним із завершальних етапів конструкторського проєктування і забезпечує інтеграцію окремих деталей у єдину просторову систему.

У даній роботі складальна модель створюється на основі 3D-моделей основних вузлів компресора, розроблених у попередніх підрозділах, а саме: робочого колеса, дифузора та корпусу компресора (рис. 3.5).

На першому етапі створення складальної моделі формується її ієрархічна структура, яка відповідає логічному поділу компресора на основні вузли. Базовим елементом складання обрано корпус компресора, оскільки він визначає загальні габарити виробу та слугує несучою конструкцією, до якої приєднуються інші елементи. До складальної моделі послідовно додаються: робоче колесо; дифузор; елементи вихідного патрубку; допоміжні конструктивні елементи (за необхідності).

Під час складання виконується просторове розміщення кожної деталі відповідно до її функціонального призначення. Робоче колесо встановлюється співвісно з корпусом компресора, а дифузор розташовується навколо периферійної частини робочого колеса з урахуванням зазору, необхідного для нормального перебігу потоку. Положення елементів узгоджується за допомогою геометричних прив'язок і базових поверхонь, що забезпечує: співвісність обертових і нерухомих елементів; правильну орієнтацію проточної частини; відповідність складальної моделі реальній конструктивній схемі.

Створена складальна модель є основою для автоматичного отримання робочих креслеників; перевірки на колізії та коректність складання;

підготовки до чисельного аналізу та оптимізації; формування специфікацій і пояснювальної документації.

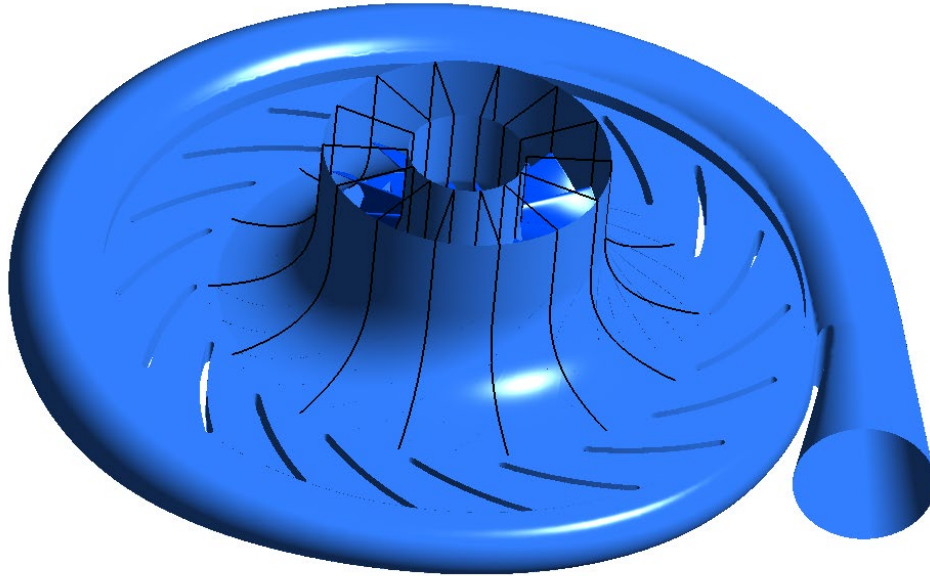


Рисунок 3.5 – Створена розрахункова модель відцентрового компресора

Таким чином, складальна модель відцентрового компресора забезпечує цілісне уявлення про конструкцію виробу та завершує основний етап конструкторського проектування в середовищі САПР.

3.6. Підготовка проєкту для розрахунку в ANSYS CFX за допомогою ANSYS Workbench

Після завершення конструкторського проектування та створення складальної моделі відцентрового компресора наступним етапом є підготовка розрахункової моделі для чисельного аналізу течії. Для цього використовується програмне середовище ANSYS Workbench, яке забезпечує інтеграцію геометричної моделі, генерацію обчислювальної сітки та подальший CFD-розрахунок у модулі ANSYS CFX.

На першому етапі підготовки проєкту в середовищі ANSYS Workbench створюється новий розрахунковий проєкт із додаванням компонента CFX (рис. 3.6). Побудована тривимірна геометрія робочого колеса, дифузора

та корпусу компресора імпортується до Workbench у форматі, сумісному з ANSYS (STEP або Parasolid), якщо їх виконано в інших пакетах тривимірної графіки. Під час імпорту перевіряється коректність геометрії, відсутність розривів поверхонь та дублікації тіл. В даному проекті геометрію підготовлено в самому Ansys Workbench за допомогою Ansys Vista CCD, Ansys Blade Gen.

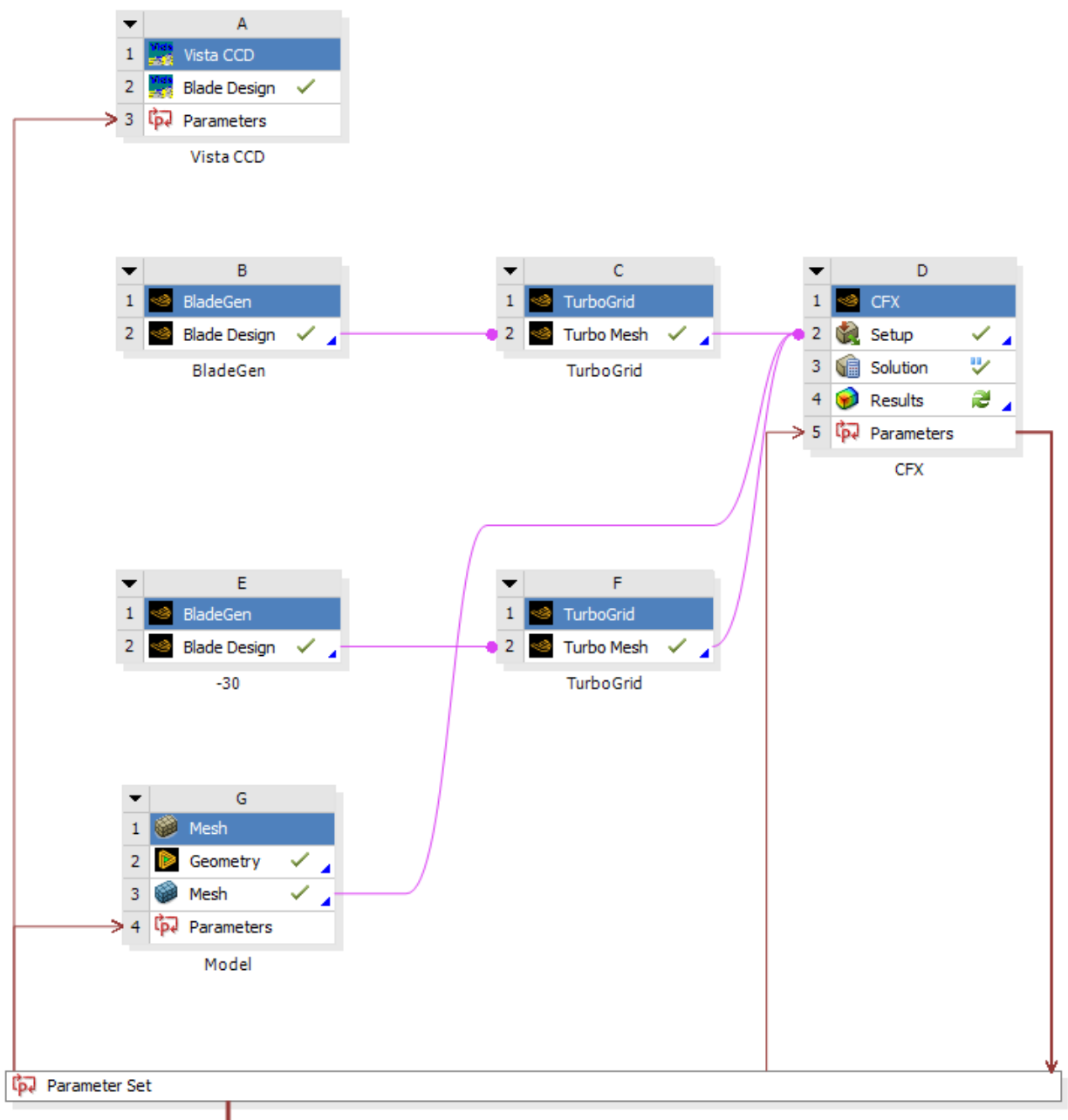


Рисунок 3.6 – Проект відцентрового компресора для розрахунку течії, підготовлений засобами САПР Ansys відцентрового компресора

Далі виконується підготовка геометрії до CFD-аналізу. На цьому етапі: виділяються розрахункові області (робоче колесо, дифузор); задаються окремі домени для обертових та нерухомих елементів; визначаються вхідні та вихідні поверхні потоку; за необхідності спрощуються конструктивні елементи, які не впливають суттєво на газодинамічні характеристики.

Особлива увага приділяється коректному розділенню обертової області робочого колеса та нерухомої області дифузора, що дозволяє реалізувати модель із обертанням ротора з використанням підходу Multiple Reference Frames (MRF) або Stage.

Після завершення підготовки геометрії модель передається до модуля генерації обчислювальної сітки, що є наступним етапом CFD-проекування.

3.7. Побудова обчислювальної сітки

Побудова обчислювальної сітки є одним із ключових етапів чисельного аналізу, оскільки якість сітки безпосередньо впливає на точність і збіжність результатів CFD-розрахунку. У даній роботі генерація сітки виконується в середовищі ANSYS TurboGrid або ANSYS Meshing, залежно від типу області та її геометричної складності.

Для обертової частини компресора (робочого колеса) використовується структурована або квазіструктурована сітка, адаптована до лопаточної геометрії (Рис. 3.7). Такий підхід дозволяє забезпечити високу якість сітки в міжлопаткових каналах і коректно описати градієнти швидкості та тиску поблизу поверхонь лопатей.

Нерухомі області, зокрема дифузор корпус компресора, дискретизуються з використанням неструктурованої сітки (рис. 3.8) з локальним ущільненням у зонах, де очікуються значні градієнти параметрів потоку. Особлива увага приділяється побудові прикордонних шарів біля твердих стінок, для чого застосовуються призматичні або гібридні елементи.

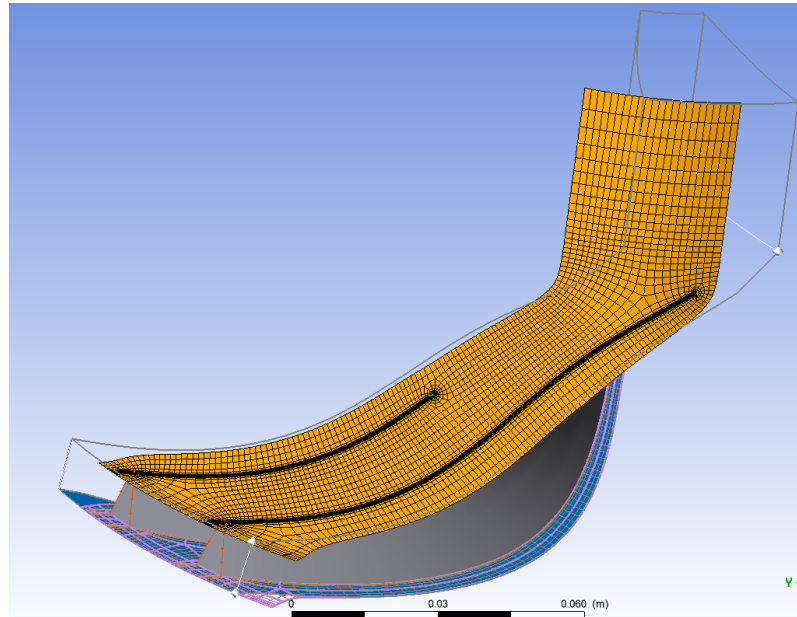


Рисунок 3.7 – Структурована сітка міжлопатевого простору робочого колеса підготовлена за допомогою ANSYS TurboGrid

Передумовою для використання ANSYS TurboGrid є те, що геометрія робочого колеса та дифузора була спроектована в середовищі ANSYS BladeGen, що забезпечує повну сумісність геометричних даних і коректну передачу інформації про лопаточні канали.

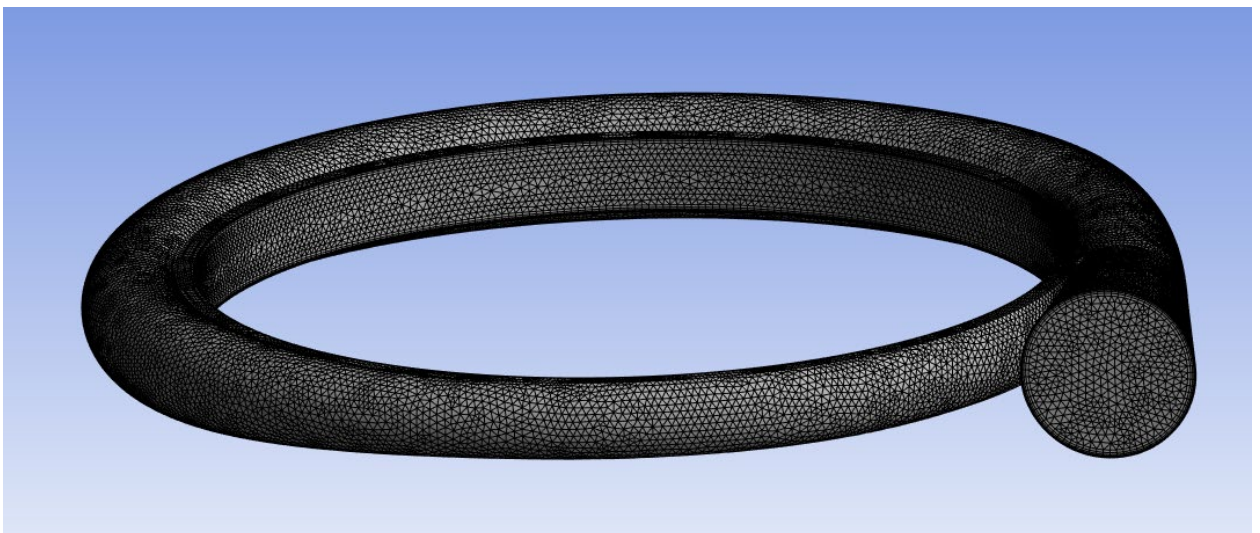


Рисунок 3.8 – Неструктурована сітка спірального відводу

На першому етапі побудови сітки геометрія робочого колеса та лопатевого дифузора, створена в ANSYS BladeGen, імпортується безпосередньо до ANSYS TurboGrid. Геометрія передається у вигляді базових поверхонь проточної частини, зокрема поверхонь лопаток, втулки та обода, що дозволяє TurboGrid автоматично розпізнати структуру міжлопаткових каналів.

Під час імпорту перевіряється коректність замикання поверхонь; відповідність геометрії кількості лопатей; відсутність дефектів, які можуть ускладнити генерацію сітки.

Для робочого колеса та дифузора (рис. 3.9) використовується структурована багатоблокова сітка типу H або O-H, яка є рекомендованою для турбомашинних застосувань. Такий тип сітки забезпечує впорядкований розподіл елементів уздовж напрямку течії та дозволяє точно описати потік у вузьких міжлопаткових каналах.

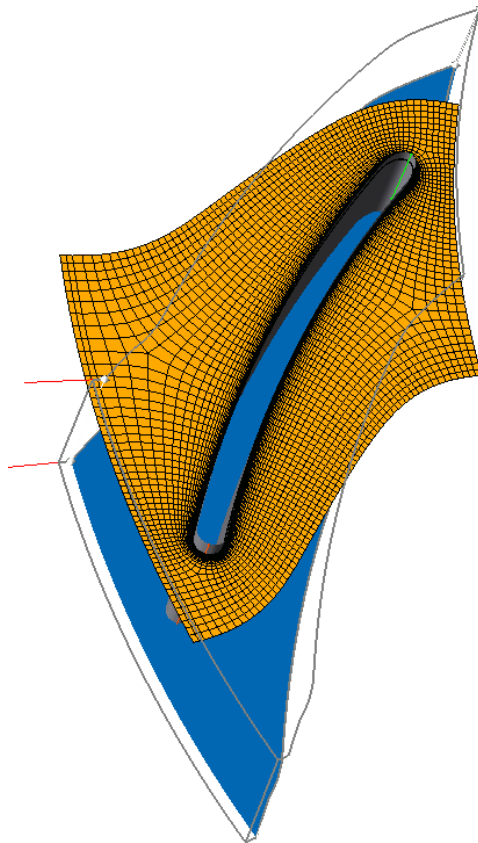


Рисунок 3.9 – Структурована сітка міжлопатевого простору радіального дифузора підготовлена за допомогою ANSYS TurboGrid

При побудові сітки задаються кількість вузлів уздовж хорди лопатки; кількість вузлів по висоті каналу; кількість вузлів у напрямку потоку; параметри ущільнення сітки в прикордонному шарі.

Особлива увага приділяється побудові приповерхневих шарів для коректного опису впливу в'язкості та граничних умов типу «неслизька стінка».

Після генерації сітки в ANSYS TurboGrid виконується перевірка її якості за основними критеріями співвідношення сторін елементів; показник ортогональності; плавність зміни розмірів комірок; відсутність сіткових викривлень у приповерхневих зонах.

Сітка коригується шляхом зміни параметрів генерації до досягнення прийнятних значень показників якості, рекомендованих для CFD-розрахунків у турбомашинах.

Після завершення побудови та перевірки обчислювальна сітка експортується до середовища ANSYS CFX-Pre для завдання граничних умов і параметрів чисельного розрахунку. Структурована сітка, отримана в ANSYS TurboGrid, забезпечує високу точність апроксимації рівнянь Нав'є-Стокса та сприяє стабільній збіжності розрахунку.

Таким чином, використання зв'язки ANSYS BladeGen-ANSYS TurboGrid дозволяє створити якісну обчислювальну сітку, спеціально адаптовану до геометрії лопатевого дифузора та робочого колеса, що є необхідною умовою достовірного CFD-аналізу відцентрового компресора.

РОЗДІЛ 4

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ МОДЕЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗАСОБАМИ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ ГІДРОДИНАМІКИ

4.1. Загальні відомості про чисельне моделювання течії (CFD)

Чисельне моделювання течії газів і рідин є одним із основних сучасних інструментів дослідження складних гідрогазодинамічних процесів у машинобудуванні та енергетиці. Метод чисельної гідрогазодинаміки, відомий як CFD (Computational Fluid Dynamics), базується на дискретизації просторової області та чисельному розв'язанні системи диференціальних рівнянь, що описують рух стисливого в'язкого середовища [31, 32].

Застосування CFD особливо ефективно для аналізу проточних частин турбомашин [33, 34], де реальний характер течії має тривимірну, нестационарну та турбулентну природу. У таких системах експериментальні дослідження часто є складними, дорогими або обмеженими за кількістю контрольованих параметрів [35]. Чисельне моделювання, у свою чергу, дозволяє отримати детальну інформацію про розподіл швидкості, тиску, температури та інших фізичних величин у всьому об'ємі розрахункової області.

У відцентрових компресорах CFD-аналіз відіграє ключову роль при дослідженні взаємодії основних елементів проточної частини – робочого колеса, дифузора та корпусу. Чисельне моделювання дає змогу виявляти локальні зони підвищених втрат, нерівномірності потоку, відриви течії та вихрові структури, які безпосередньо впливають на ефективність і стабільність роботи компресора.

Важливою перевагою CFD-підходу є можливість порівняння різних геометричних конфігурацій без виготовлення фізичних прототипів. Це створює передумови для оптимізації конструкції шляхом аналізу змін газодинамічних характеристик у відповідь на модифікацію форми окремих

елементів. При цьому результати чисельного моделювання можуть бути представлені як у вигляді інтегральних показників, так і у вигляді просторових полів фізичних параметрів.

У даному розділі CFD-моделювання використовується як інструмент аналізу результатів проектування відцентрового компресора. Основна увага приділяється оцінці внутрішньої структури потоку, визначенню зон втрат і порівнянню характеристик різних конструктивних рішень на основі результатів чисельного розрахунку.

4.2. Постановка задачі CFD-моделювання

Постановка задачі чисельного моделювання течії є ключовим етапом CFD-аналізу, оскільки саме на цьому етапі визначаються розрахункова область, фізичні допущення, граничні умови та підхід до опису взаємодії окремих елементів компресора. Коректна постановка задачі забезпечує фізичну адекватність результатів і дозволяє виконувати достовірне порівняння різних конструктивних рішень.

У межах даного дослідження CFD-моделювання застосовується для аналізу внутрішньої течії у відцентровому компресорі та оцінки впливу геометричних особливостей проточної частини на рівень гідродинамічних втрат.

Розрахункова область охоплює основні елементи проточної частини компресора, що безпосередньо беруть участь у формуванні потоку, а саме робоче колесо; лопатевий дифузор та елементи спірального корпусу (Рис. 4.1). Такий вибір розрахункової області дозволяє врахувати взаємодію обертової та нерухомої частин компресора, а також вплив корпусу на структуру потоку та втрати повного тиску.

Для зменшення обчислювальної складності моделі та зосередження уваги на основних газодинамічних ефектах при постановці задачі прийнято такі допущення: течія вважається стисливою та турбулентною; теплообмін з

навколишнім середовищем не враховується; стінки проточної частини приймаються адіабатними та нерухомими та робота компресора аналізується в наближенні квазістаціонарної течії. Такі припущення є типовими для інженерного CFD-аналізу відцентрових компресорів і забезпечують адекватне відтворення середніх характеристик потоку при прийнятних витратах обчислювальних ресурсів.

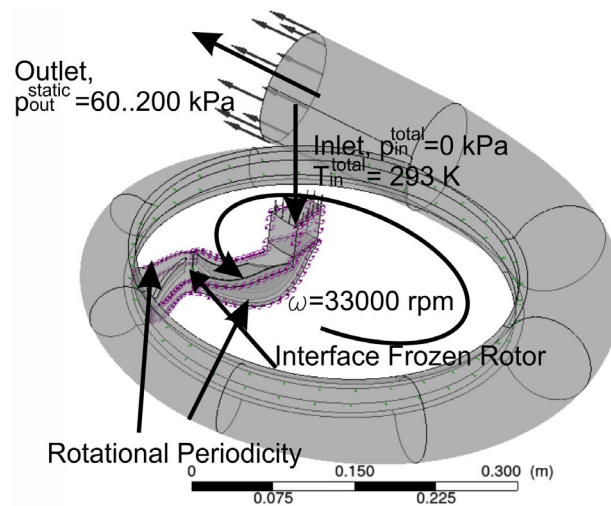


Рисунок 4.1 – Розрахункова модель відцентрового компресора, підготовлена в ANSYS CFX Pre

Для урахування обертального руху робочого колеса застосовується підхід із поділом розрахункової області на обертову та нерухому зони. Робоче колесо розглядається в обертівій системі координат, тоді як дифузор і корпус – у нерухомій. Взаємодія між цими зонами реалізується за допомогою стаціонарної методики, що дозволяє отримати усереднену картину течії без моделювання повної нестационарної взаємодії лопаток. Такий підхід є компромісом між точністю та обчислювальною ефективністю і широко застосовується на етапі інженерного аналізу.

На вхідній границі розрахункової області задається масова витрата або параметри повного тиску та повної температури відповідно до номінального режиму роботи компресора (Рис. 4.1). На виході застосовується умова заданого статичного або повного тиску. На твердих поверхнях реалізується

умова прилипання потоку (неслизька стінка), що дозволяє коректно описати розвиток прикордонного шару та пов'язані з ним втрати.

Граничні умови обираються таким чином, щоб відповідати розрахунковим параметрам, визначеним у Розділі 2, і забезпечити порівнюваність чисельних результатів із аналітичними оцінками.

Для оцінки ефективності та якості течії в компресорі в межах CFD-моделювання аналізуються просторові поля таких величин: абсолютна швидкість потоку; статичний і повний тиск; статична та повна температура; ентропія як інтегральний показник гідродинамічних втрат та турбулентна кінетична енергія. Саме на основі аналізу цих параметрів у наступних підрозділах виконується порівняння газодинамічних характеристик і формуються висновки щодо ефективності конструкції компресора.

4.3. Аналіз розподілу статичної ентропії

Статична ентропія є одним з ключових параметрів для оцінки якості внутрішнього газодинамічного процесу у відцентровому компресорі. На відміну від швидкості чи тиску, ентропія безпосередньо відображає необоротні втрати енергії, пов'язані з тертям, турбулентною дисипацією та відривами потоку. Тому аналіз її просторового розподілу дозволяє локалізувати зони найбільших втрат і оцінити ефективність конструктивних рішень. У межах CFD-моделювання розподіл статичної ентропії розглядається у основних елементах проточної частини компресора – робочому колесі, дифузорі та спіральному корпусі.

У зоні робочого колеса підвищення ентропії обумовлене, головним чином, в'язким тертям у прикордонному шарі, турбулентними пульсаціями та вторинними течіями у міжлопаткових каналах. CFD-результати свідчать (Рис. 4.2), що найбільші градієнти ентропії спостерігаються поблизу поверхонь лопатей та у вихідній частині каналу, де швидкість потоку досягає максимальних значень.

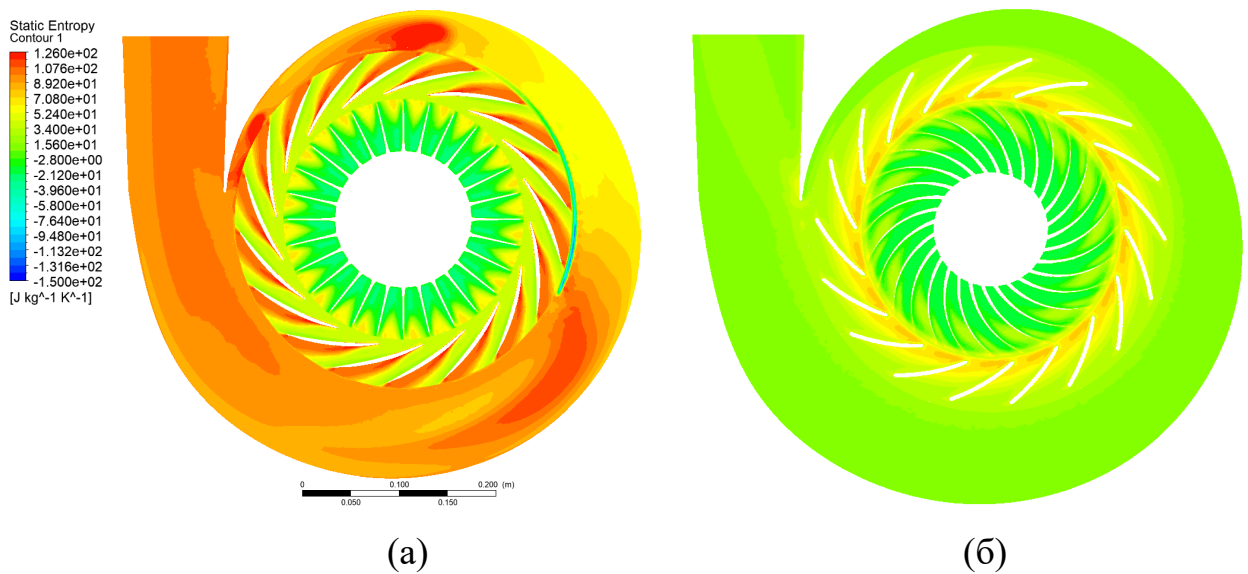


Рисунок 4.2 – Контурні поля статичної ентропії в робочому колесі у горизонтальному перетині для базової (а) та створеної у проекті конфігурацій (б)

У випадку модернізованої геометрії робочого колеса спостерігається більш рівномірний розподіл ентропії вздовж каналу, що вказує на зниження локальних втрат і покращення умов течії. Зменшення ентропійних піків поблизу вихідної кромки лопаток свідчить про краще узгодження напрямку потоку з геометрією лопаточного апарата.

Дифузор відіграє вирішальну роль у формуванні загальних втрат компресора, оскільки саме тут відбувається перетворення кінетичної енергії потоку у статичний тиск. CFD-аналіз показує, що підвищення ентропії у дифузорі пов'язане з гальмуванням потоку, зростанням турбулентності та можливими локальними відривами течії.

Для базової конфігурації характерною є наявність зон підвищеної ентропії на вхідній частині дифузора та поблизу його лопаток, що вказує на неідеальне узгодження вихідного потоку з робочого колеса з геометрією дифузора. У модернізованій конструкції ці зони стають менш інтенсивними, а

розподіл ентропії набуває більш плавного характеру вздовж проточного каналу.

У спіральному корпусі компресора основні втрати пов'язані з нерівномірністю потоку, взаємодією струменя з язиком спіралі та поступовим розширенням проточного каналу. Просторовий аналіз ентропії показує, що максимальні значення спостерігаються в області язика спіралі, де інтенсивна взаємодія потоку призводить до підвищених гідродинамічних втрат.

Покращення геометрії проточної частини сприяє більш рівномірному підведенню потоку до спіралі та зменшенню ентропійних максимумів у критичних зонах. Це свідчить про позитивний ефект геометричної оптимізації не лише на рівні окремих елементів, а й усієї проточної системи компресора.

Порівняння розподілів статичної ентропії в різних частинах компресора показує, що основні джерела втрат зосереджені у зонах інтенсивного гальмування потоку та геометричної неузгодженості між елементами проточної частини. Модернізація геометрії призводить до зменшення локальних ентропійних максимумів і більш рівномірного розподілу втрат.

Отримані результати підтверджують доцільність використання CFD-аналізу для ідентифікації джерел втрат і обґрунтування конструктивних удосконалень відцентрового компресора.

4.4. Аналіз розподілу повної температури

Температурні поля є важливим результатом CFD-моделювання, оскільки вони безпосередньо відображають інтенсивність енергетичного обміну в проточній частині компресора та вплив необоротних втрат на тепловий стан газового потоку. Аналіз розподілу температури дозволяє оцінити локальні зони підвищеного тепловиділення, пов'язані з тертям, турбулентною дисипацією та перетворенням механічної енергії в теплову.

Повна температура є інтегральною характеристикою енергетичного стану потоку і враховує як внутрішню енергію газу, так і його кінетичну

складову (Рис. 4.3). У відцентровому компресорі зростання повної температури зумовлене підводом механічної енергії від робочого колеса та наявністю гідродинамічних втрат.

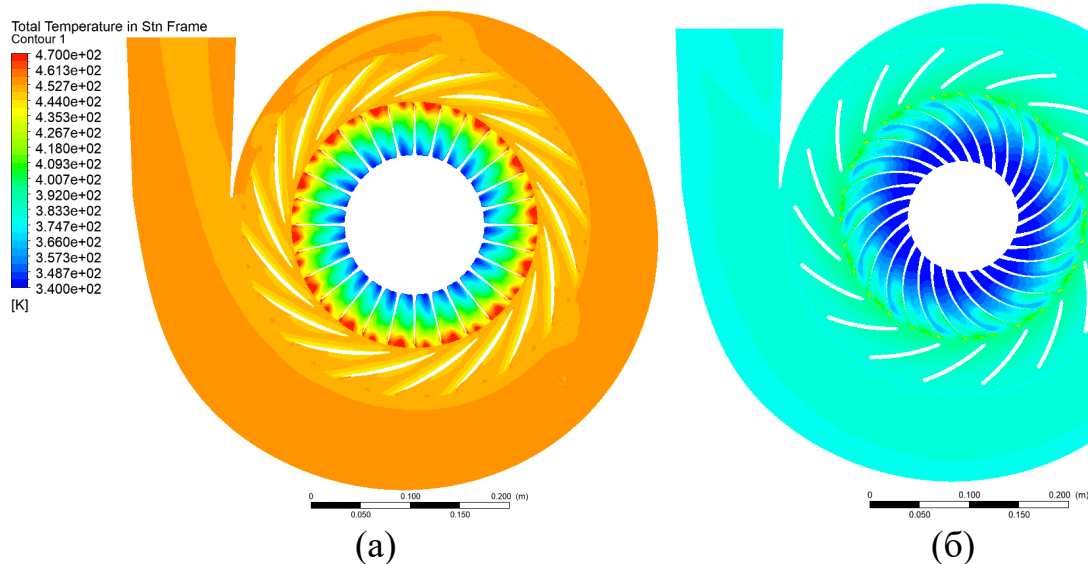


Рисунок 4.3 – Контурні поля повної температури в компресорі у горизонтальному перетині для базової (а) та створеної у проекті конфігурацій (б)

CFD-результати показують, що найбільше зростання повної температури відбувається в робочому колесі, де потік зазнає інтенсивного прискорення та дії відцентрових сил. Максимальні значення спостерігаються поблизу вихідної кромки лопатей, що відповідає зоні найбільшого енергетичного впливу на газ.

У модернізованій конфігурації компресора підвищення повної температури має більш рівномірний характер, а локальні пікові значення зменшуються. Це свідчить про зниження інтенсивності місцевих втрат і більш ефективний розподіл енергії в проточній частині.

Статична температура відображає реальний тепловий стан газу і є показником локальних теплових ефектів, пов'язаних з необоротними процесами. На відміну від повної температури, вона не залежить від

кінетичної складової швидкості і дозволяє більш чітко ідентифікувати області підвищеного тепловиділення.

Аналіз результатів CFD-моделювання показує (Рис. 4.4), що підвищення статичної температури найбільш помітне в дифузори та спіральному корпусі, де відбувається уповільнення потоку та зростання статичного тиску. У цих зонах частина кінетичної енергії перетворюється на внутрішню енергію газу, що проявляється у підвищенні температури.

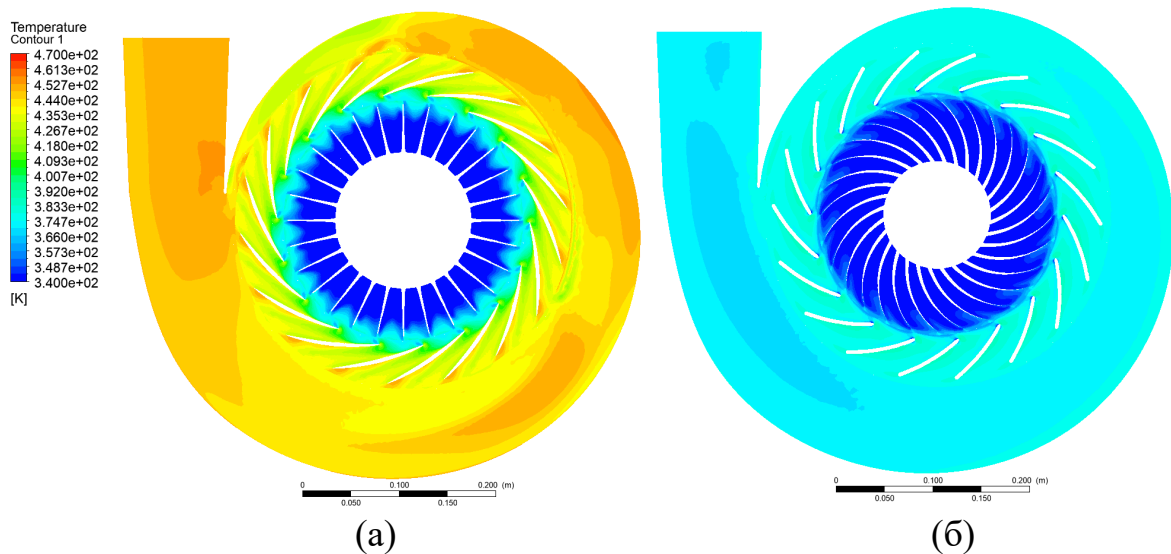


Рисунок 4.4 – Контурні поля статичної температури в компресорі у горизонтальному перетині для базової (а) та створеної у проекті конфігурацій (б)

У базовій конструкції компресора спостерігаються локальні зони з підвищеною статичною температурою, які можуть відповідати відривам потоку або зонам інтенсивної турбулентності. Для модернізованої геометрії ці зони мають менш виражений характер, що вказує на більш стабільний перебіг течії.

У спіральному корпусі компресора характерною є нерівномірність температурного поля по колу, що пов'язано з асиметрією геометрії та наявністю язика спіралі. CFD-аналіз дозволяє виявити зони локального підвищення температури, де потік зазнає додаткових втрат через інтенсивну

взаємодію зі стінками. Покращення геометрії проточної частини сприяє більш рівномірному розподілу потоку в спіралі, що призводить до зменшення температурних градієнтів і зниження теплових втрат у критичних областях.

Порівняльний аналіз температурних полів підтверджує тісний зв'язок між температурними характеристиками та розподілом ентропійних і гідродинамічних втрат. Зменшення локальних піків статичної та повної температури в модернізованій конструкції свідчить про загальне покращення енергетичних характеристик компресора.

Отримані результати доповнюють аналіз розподілу ентропії та створюють основу для подальшого дослідження швидкісних і турбулентних параметрів потоку.

4.5. Аналіз швидкісних характеристик потоку

Аналіз швидкісних характеристик потоку є необхідним етапом дослідження роботи відцентрового компресора, оскільки структура швидкісного поля безпосередньо впливає на енергетичні втрати, стабільність течії та узгодженість роботи окремих елементів проточної частини. Результати CFD-моделювання дозволяють детально дослідити тривимірний розподіл швидкості та виявити зони нерівномірності або надмірних градієнтів.

У робочому колесі відцентрового компресора швидкісне поле формується під впливом обертального руху та криволінійної геометрії лопаток. CFD-результати показують, що максимальні значення абсолютної швидкості спостерігаються у міжлопаткових каналах поблизу вихідної кромки лопаток, де потік зазнає найбільшого прискорення (Рис. 4.5).

Для базової геометрії характерною є помітна нерівномірність швидкості по висоті каналу та локальні зони підвищених градієнтів поблизу поверхонь лопаток. Це може свідчити про наявність вторинних течій та підвищені втрати енергії. У модернізованій конфігурації спостерігається більш рівномірний

розподіл швидкості, що вказує на покращене узгодження геометрії лопаточного апарата з напрямком руху потоку.

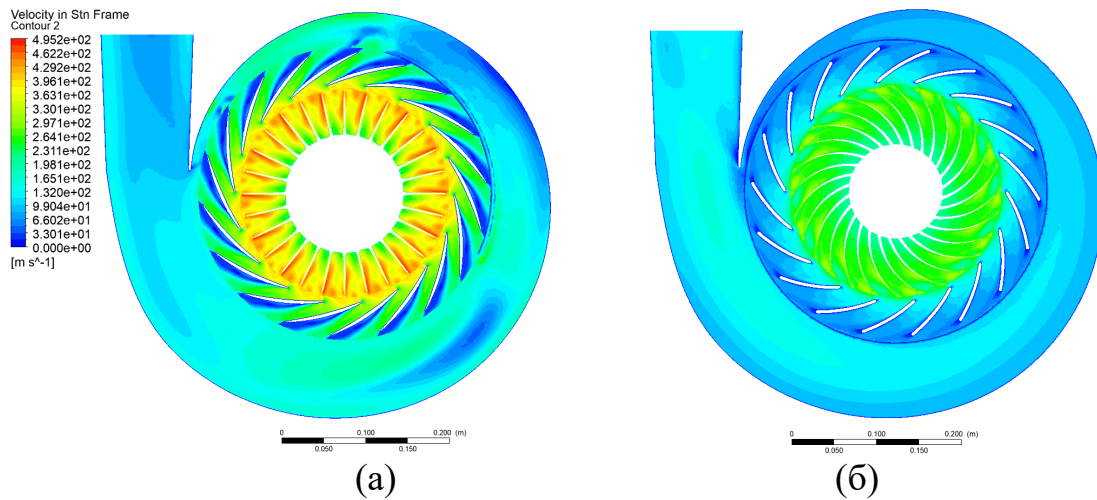


Рисунок 4.5 – Контурні поля швидкості в компресорі у горизонтальному перетині для базової (а) та створеної у проекті конфігурацій (б)

У дифузорі відбувається зменшення швидкості потоку з одночасним зростанням статичного тиску. Результати CFD-аналізу демонструють, що на вході в дифузор потік має високу швидкість і значну нерівномірність, успадковану з робочого колеса. Подальша еволюція швидкісного поля залежить від геометрії дифузора та узгодженості його лопаток із напрямком потоку.

Для модернізованої конструкції спостерігається більш плавне та рівномірне зниження швидкості вздовж каналу дифузора. Це свідчить про ефективніше гальмування потоку та зменшення зон рециркуляції або локальних прискорень, які є джерелами додаткових втрат.

У спіральному корпусі компресора швидкісне поле має асиметричний характер через поступове збільшення площі каналу та наявність язика спіралі. CFD-результати показують, що найбільші локальні швидкості виникають у зоні набігання потоку на язик, де різка зміна напрямку течії може призводити до зростання втрат.

У разі оптимізованої геометрії спостерігається зменшення швидкісних максимумів у критичних зонах та більш рівномірний розподіл швидкості по периметру корпусу. Це свідчить про покращений розподіл потоку та зниження неузгодженості між окремими ділянками спіралі.

Аналіз швидкісних характеристик потоку показує, що геометрична оптимізація основних елементів проточної частини сприяє вирівнюванню швидкісного поля та зменшенню локальних прискорень і застійних зон. Більш плавний характер зміни швидкості в робочому колесі, дифузорі та спіральному корпусі безпосередньо корелює зі зниженням ентропійних і температурних втрат, розглянутих у попередніх підрозділах.

4.6. Аналіз турбулентної кінетичної енергії потоку

Турбулентна кінетична енергія є важливим показником інтенсивності турбулентних пульсацій у потоці та непрямую характеристикою необоротних гідродинамічних втрат. У відцентрових компресорах підвищений рівень турбулентної кінетичної енергії зазвичай асоціюється з наявністю сильних градієнтів швидкості, відривів потоку, вторинних течій та неузгодженості між елементами проточної частини.

У робочому колесі відцентрового компресора турбулентна кінетична енергія формується переважно в прикордонних шарах на поверхнях лопаток і в областях значної кривизни траєкторій потоку. CFD-результати показують, що підвищені значення цього параметра зосереджені поблизу вихідної кромки лопаток, де потік зазнає різкої зміни напрямку та швидкості (Рис. 4.6).

Для базової конфігурації характерною є наявність локальних зон із підвищеною турбулентною кінетичною енергією, що свідчить про інтенсивні вторинні течії в міжлопаткових каналах. У модернізованій конструкції спостерігається зменшення інтенсивності цих зон та більш рівномірний розподіл турбулентних характеристик, що вказує на покращену аеродинамічну узгодженість лопаток.

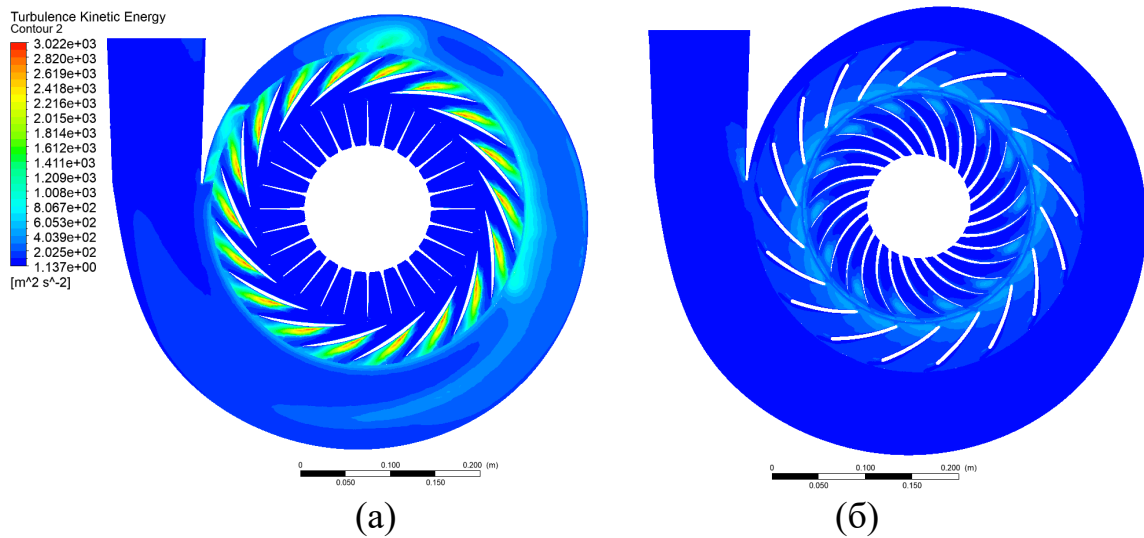


Рисунок 4.6 – Контурні поля турбулентної кінетичної енергії потоку в компресорі у горизонтальному перетині для базової (а) та створеної у проекті конфігурацій (б)

У дифузорі рівень турбулентної кінетичної енергії значною мірою визначається процесом гальмування потоку та ефективністю його перетворення в статичний тиск. Наявність геометричної неузгодженості або занадто різкого розширення каналу може призводити до зростання турбулентності та формування зон рециркуляції.

Результати CFD-моделювання показують, що в базовій конфігурації дифузора спостерігаються області підвищеної турбулентної активності поблизу вхідної частини та лопаток дифузора. У випадку оптимізованої геометрії ці області стають менш вираженими, а рівень турбулентної кінетичної енергії знижується по всій довжині каналу.

У спіральному корпусі компресора турбулентна кінетична енергія досягає максимальних значень у зонах, де потік взаємодіє з язиком спіралі та зазнає різкої перебудови своєї структури. Саме ці області є критичними з точки зору гідродинамічних втрат і нерівномірності потоку.

CFD-аналіз показує, що геометрична оптимізація проточної частини сприяє зменшенню інтенсивності турбулентних пульсацій у спіралі, зокрема в

області язика. Це підтверджує позитивний ефект модернізації не лише на локальні елементи, а й на проточну систему компресора в цілому.

Узагальнений аналіз турбулентної кінетичної енергії в основних елементах компресора показує, що зменшення її рівня тісно пов'язане зі зниженням ентропійних і температурних втрат, розглянутих у попередніх підрозділах. Більш рівномірний розподіл турбулентних характеристик у модернізованій конструкції свідчить про загальне покращення аеродинамічної якості проточної частини.

Локальний аналіз просторових полів ентропії, температури, швидкості та турбулентної кінетичної енергії дозволяє виявити характерні особливості течії в окремих зонах проточної частини компресора. Водночас для узагальненої оцінки ефективності конструкції доцільно використовувати інтегральні показники, які характеризують сумарний рівень втрат і дозволяють коректно порівнювати різні конструктивні варіанти. У межах CFD-дослідження інтегральна оцінка втрат виконується шляхом аналізу усереднених значень фізичних параметрів на характерних перерізах і в окремих елементах компресора.

Одним із ключових інтегральних показників є зниження повного тиску між вхідним та вихідним перерізами елементів проточної частини. Це зниження відображає сумарний вплив тертя, турбулентної дисипації та геометричних неузгодженостей на енергетичні характеристики потоку (Рис. 4.7).

Результати CFD-моделювання свідчать, що в базовій конструкції компресора основна частка втрат повного тиску припадає на дифузор і спіральний корпус. У модернізованій конфігурації спостерігається помітне скорочення втрат у цих елементах, що узгоджується з більш рівномірним розподілом швидкості та зниженням турбулентності, виявленими у попередніх підрозділах. Для кількісної оцінки необоротних втрат також використовується усереднене значення статичної ентропії в окремих зонах

проточної частини. Зростання цього параметра між входом і виходом елементів компресора є прямим індикатором енергетичних втрат.

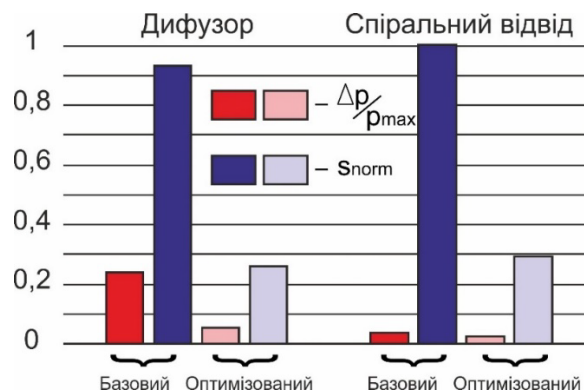


Рисунок 4.7 – Порівняльні інтегральні значення втрат повного тиску та нормалізованої ентропії в дифузорі та спіральному відводі

Порівняльний аналіз показує, що в модернізованій конструкції середні ентропійні прирости є меншими, ніж у базовому варіанті. Найбільш виражений ефект спостерігається в дифузорі та спіральному корпусі, де геометрична оптимізація привела до зменшення локальних зон інтенсивної дисипації енергії.

Сумарний аналіз інтегральних показників підтверджує тенденції, виявлені при дослідженні локальних полів. Геометрична модернізація проточної частини призводить до зменшення втрат повного тиску; зниження ентропійного приросту та зменшення рівня турбулентних втрат, що свідчить про комплексне покращення газодинамічних характеристик компресора, а не лише про локальні позитивні ефекти в окремих елементах.

РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

В даному розділі розглядається визначення інвестицій на спорудження об'єкта I_{Σ} ; визначення річних експлуатаційних витрат для розглянутого компресора B_{exp} ; розрахунок собівартості виготовлення деталей (заготівок), визначення та аналіз її структури [36, 37].

5.1 Визначення інвестицій на спорудження об'єкта I_{Σ} або його модернізацію $I_{\text{мод}}$.

Визначаємо інвестиції на виготовлення (модернізацію) компресора [37]:

$$I_{\Sigma} = I_{\text{об}} + I_{\text{тр.-монт}},$$

де I_{Σ} – загальна сума інвестицій на виготовлення або модернізацію об'єкта, тис. грн.; $I_{\text{об}}$ – інвестиції на компресор, тис. грн. – 450,0; $I_{\text{тр.-монт}}$ – витрати на транспортно-монтажні роботи (вони становлять приблизно 15..20 % від вартості обладнання $I_{\text{об}}$).

$$I_{\Sigma} = I_{\text{об}} + I_{\text{тр.-монт}} = 450,0 + (0,15 \cdot 450,0) = 517,5 \text{ (тис. грн.)}.$$

5.2 Визначення річних експлуатаційних витрат

Всі витрати, пов'язані з функціонуванням обладнання протягом року називаються експлуатаційними витратами [37].

Для розрахунку річних експлуатаційних витрат вихідні дані представлені в табл. 5.1.

Визначаємо річні експлуатаційні витрати $B_{\text{експ}}$:

$$\text{Вексп} = \text{Ве.н} + \text{Вр.с.е.о} + \text{Вопл.пр} + \text{Внепр},$$

де Ве.н – витрати на первинні енергоносії; Вр.с.е.о – витрати на утримання та експлуатацію обладнання; Вопл.пр – витрати на оплату праці з нарахуваннями; Внепр – непрямі витрати (адміністрування, комунальні послуги, утримання апарату управління, діловодство, представницькі витрати, поштові, банківські нарахування, збутові потреби і ін.).

Таблиця 5.1 – Вихідні дані для розрахунку експлуатаційних витрат

Найменування показника	Величина	Обґрунтування
Ціна мінеральної оливи, U_m , грн/л	25	Тариф
Число годин роботи компресора за рік $T_{\text{рік}}$, год.	3600	З календарного часу роботи
Витрата мінеральної оливи $V_{\text{мо}}$, л/рік	100	З техпаспорта компресора
Кількість працюючих, $R_{\text{спис}}$, чол./см.	2	З карти нормування
Середньомісячна заробітна плата, $Z_{\text{міс}}$, грн/чол.міс.	9000	З електронних джерел
Коефіцієнт нарахувань на заробітну плату, $K_{\text{нач}}$	0,22	З літературних джерел
Норма річних амортизаційних відрахувань, a_n	0,15	Норма на компресори

В даній роботі витрати на первинні енергоносії (Ве.н) складаються з вартості електроенергії та палива:

$$\text{Ве.н} = \text{Ве/е} + \text{Впал.}$$

Витрати на електроенергію (Ве/е) визначаються за формулою, тис. грн.:

$$\text{Ве/е} = N_{\text{вст}} \cdot T_{\text{рік}} \cdot \text{Стар} \cdot K_{\text{зав}} (1 + \eta_{\text{втр}}),$$

де $N_{\text{вст}}$ – встановлена потужність споживачів електроенергії, передбачених технологією виробництва, кВт – 25; $T_{\text{рік}}$ – річне число годин роботи компресора, год – 3600;

Стар – діючий тариф на електроенергію, грн/кВт·год – 2,37;

Кзав – коефіцієнт завантаження обладнання – 0,9;

ηвтр – коефіцієнт втрат електроенергії в мережах – 0,0055.

$Ve/e = 25 \cdot 3600 \cdot 2,37 \cdot 0,9 \cdot (1 + 0,0055) = 193,026$ (тис. грн.).

Витрати на паливо визначаються за формулою:

$$V_{\text{пал}} = V_{\text{мо}} \cdot \text{смм} = 100 \cdot 25,0 = 2,5 \text{ (тис. грн.)}$$

$$Ve_{\text{н}} = Ve/e + V_{\text{пал}} = 193,026 + 2,5 = 195,526 \text{ (тис. грн.)}$$

Витрати на утримання і експлуатацію устаткування (Вр.с.е.о): $V_{\text{р.с.е.о}} = (0,3 \div 0,35) \text{Ваморт}$, де Ваморт – величина амортизаційних відрахувань: $\text{Ваморт} = I_{\Sigma} \cdot \text{ан}$, де ан – середня норма амортизаційних відрахувань для компресорів.

$$\text{Ваморт} = I_{\Sigma} \cdot \text{ан} = 517,5 \cdot 0,15 = 77,625 \text{ (тис. грн.)}$$

$$V_{\text{р.с.е.о}} = (0,3 \div 0,35) \text{Ваморт} = 0,3 \cdot 77,625 = 23,288 \text{ (тис. грн.)}$$

Витрати на оплату праці Вопл.пр складаються з основної зарплати, додаткової зарплати та соціальних відрахувань:

$$\text{Вопл.пр} = \text{Зосн} + \text{Здод} + \text{Зс.с},$$

де Зосн – основна заробітна плата обслуговуючого персоналу, яка розраховується за формулою:

$$\text{Зосн} = \text{Робсл} \cdot \text{Зміс} \cdot 12,$$

де Робсл – чисельність обслуговуючого персоналу з урахуванням змінності (одна зміна) – $\text{Робсл} = 1 \cdot \text{Рспис} = 1 \cdot 2 = 2$; Зміс – середньомісячна заробітна плата в аналізованому періоді, 9000 грн; 12 – середня тривалість робочого періоду за календарний рік в місяцях:

$$Зосн = Робсл \cdot Зміс \cdot 12 = 2 \cdot 9000 \cdot 12 = 216 \text{ (тис. грн.)}.$$

Здод – додаткова заробітна плата, яка витрачається на оплату тарифних відпусток і всіх інших оплачуваних невиходів на роботу, передбачених чинним законодавством; розраховується за формулою:

$$Здод = (0,2 \div 0,25) Зосн = 0,2 \cdot 216 = 43,2 \text{ (тис. грн.)}.$$

Відрахування на соціальні виплати Зс.с визначаються за формулою:

$$Зс.с = Кнач \cdot (Зосн + Здод) = 0,22 \cdot (216 + 43,2) = 57,024 \text{ (тис. грн.)},$$

де Кнач = 0,22 – законодавчо визначений коефіцієнт нарахувань на соціальне страхування від усіх видів заробітної плати.

$$Вопл.пр = Зосн + Здод + Зс.с = 216 + 43,2 + 57,024 = 316,224 \text{ (тис. грн.)}.$$

Непрямі витрати (Внепр) визначаються за формулою:

$$В_{непр} = (0,2 \div 0,3) \cdot (В_{опл.пр} + В_{р.с.е.о}) = 0,3 \cdot (316,224 + 23,288) = 101,854 \text{ (тис. грн.)}.$$

Всі розрахунки річних експлуатаційних витрат представлені в табл. 5.2.

5.3 Розрахунок величини і структури собівартості одиниці продукції

Розрахунок собівартості обробки однієї деталі (заготівки) визначається за формулою [37]:

$$Сод = Вексп_{\Sigma} / Ео.б.р,$$

де С_{од} – собівартість обробки однієї деталі (заготовки); Е_{о.б.р} – річний обсяг випуску деталей, шт. – $E_{o.b.p} = 3600 \cdot 16 = 33600$ шт/рік, $S_{od} = V_{екс\Sigma} / E_{o.b.p} = 636,892 \cdot 103 / 33600 = 19$ грн/шт.

Для ілюстрації отриманих результатів за даними табл. 5.2 будемо кругову діаграму структури собівартості обробки однієї деталі (заготовки) (рис. 5.1).

Таблиця 5.2 – Річні експлуатаційні витрати

Найменування статті витрат	Величина, тис. грн.	Структура витрат
Енергетична складова, $V_{e.n}$	195,526	31 %
Витрати на утримання і обслуговування устаткування, $V_{p.c.e.o}$	23,288	4 %
Витрати на оплату праці з нарахуваннями, $Z_{opl.pr}$	316,224	49 %
Непрямі витрати, $V_{непр}$	101,854	16 %
ВСЬОГО, $V_{екс\Sigma}$	636,892	100 %

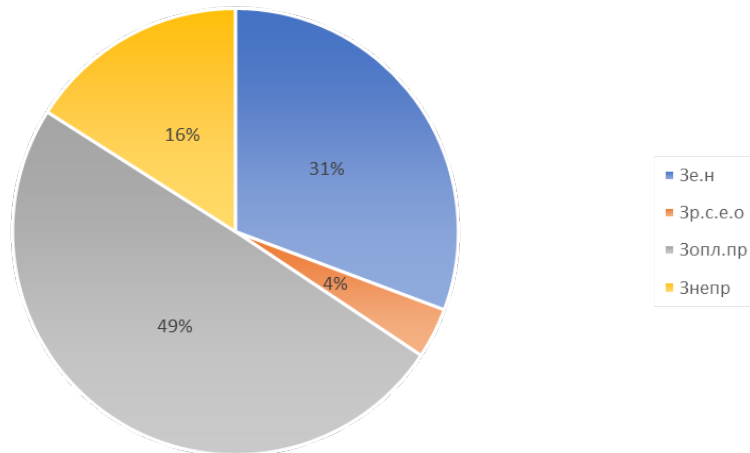


Рисунок 5.1 – Діаграма структури собівартості обробки однієї деталі

Таким чином, можна зробити висновок, що найбільші витрати складають витрати на оплату праці з нарахуваннями – 49 %. Енергетичні витрати складають 31 % від загальних витрат. Непрямі витрати і витрати на утримання і обслуговування обладнання складають 16 % і 4 % відповідно. Нерівномірність розподілу пов'язана з тим, що даний вид робіт вимагає кваліфікованого персоналу і споживає велику кількість електроенергії [37].

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ І НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

6.1 Загальні питання охорони праці

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності [38].

Державна політика в галузі охорони праці базується на принципах [38]:

- пріоритету життя і здоров'я працівників, повної відповідальності роботодавця за створення належних, безпечних і здорових умов праці;
 - підвищення рівня промислової безпеки шляхом забезпечення суцільного технічного контролю за станом виробництв, технологій та продукції, а також сприяння підприємствам у створенні безпечних та нешкідливих умов праці;
 - соціального захисту працівників, повного відшкодування шкоди особам, які потерпіли від нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань;
 - використання економічних методів управління охороною праці, участі держави у фінансуванні заходів щодо охорони праці, залучення добровільних внесків та інших надходжень на цілі, отримання яких не суперечить законодавству;
 - (їх представниками) між усіма соціальними групами під час прийняття рішень з охорони праці на місцевому та державному рівнях;
 - використання світового досвіду організації роботи щодо поліпшення умов і підвищення безпеки праці на основі міжнародного співробітництва
- Завдання охорони праці полягає в тому, щоб звести до мінімуму імовірність травм і професійних захворювань з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

6.2 Організація безпечних умов праці на робочому місці

6.2.1. Шкідливі і небезпечні виробничі фактори. Об'єктом проектування є відцентровий компресор. Перелік потенційно небезпечних і шкідливих факторів, які негативно впливають на умови праці при експлуатації компресора наведені у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Перелік шкідливих і небезпечних виробничих факторів

Шкідливі та небезпечні фактори	Джерело походження
Висока електрична напруга	Електродвигун, щит керування
Вібрація і шум	Підвищене биття валу агрегату, змінення зазорів у підшипникових вузлах агрегату
Витік масла	Мала густина робочої рідини, витік масла у систему регулювання і керування компресора
Високий тиск	Котли МНУ, сервомотори, вузли трубопроводів системи управління

Ці фактори негативно впливають на умови праці виробничого персоналу.

6.2.2 Метеорологічні умови. Метрологічні умови у виробничих приміщеннях вибрані відповідно до вимог ДСН 3.3.6. 042-99 [39] з урахуванням енерговитрат організму на виконання робіт і періоду року. Вибираємо допустимі параметри мікроклімату, що наведені у табл. 6.2.

6.2.3 Вентиляція. Для забезпечення нормованих параметрів мікроклімату ДБН В.2.5 67:2013 [40] передбачається в основних виробничих приміщеннях система вентиляція в теплий період року та опалення в холодний період року система.

Таблиця 6.2 – Значення параметрів метеорологічних умов

Період року	Категорія робіт з енерговитрат	Температура, С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний	Середньої важкості - Па	допустимі		
		17-23	75	0,3
		Оптимальні		
18-20		40-60	0,2	
Теплий		Допустимі		
		18-27	65	0,3
	Оптимальні			
	21-23	40-60	0,2-0,4	

Згідно з ДБН В.2.5 67:2013 [40] вид вентиляції: за способом переміщення повітря сумісна (природна і штучна), за спрямуванням потоку повітря приливоно витяжна, за місцем дії загально обмінна. Система опалення за об'ємом обхвату приміщень – місцева.

6.2.4 Освітлення. У приміщенні, де проводиться процес роботи, у світлий час доби передбачене природне освітлення, у темний час – штучне. Природне освітлення – бокове, двостороннє, крізь бокові прорізи у зовнішніх стінах приміщення. Для штучного освітлення застосовується три світильника ЛСПО 1В з розсіювачем на дві люмінесцентні лампи ЛБ-40 згідно ДБН В.2.5-28-2018. Характеристика зорової роботи – середньої точності.

Вибрані значення вказаних параметрів занести в табл. 6.3.

6.2.5 Шум та вібрація. Основними джерелами шуму та вібрації у приміщенні, де проводиться процес роботи є механічне устаткування. Відповідно до ДСН 3.3.6.037-99 [41] - допустимий рівень шуму у виробничому приміщенні – не більше 80 дБА. Якщо рівень шуму перевищує допустимий, то проводять заходи щодо його нормалізації згідно [41]:

- поліпшення рівня експлуатації робочого устаткування;
- використання демпфуючих матеріалів.

Таблиця 6.3 – Характеристика освітлення

Найменування приміщення	Площа підлоги, м ²	Розряд та підрозряд зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення, мм	Освітлення			
				Природне або суміщене		Штучне	
				Вид освітлення (бокове, Верхнє)	КПО, %	Вид освітлення (загальне, Місцеве)	Нормована освітленість, E, лк
Приміщення пульту управління	100	IVг	Більше 0,5 до 1,0	Бокове	1,5	Загальне рівномірне	200

Машини та механізми, які застосовуються в даному технологічному процесі спричиняють певні механічні коливання, що передаються на тіло людини. Гігієнічне нормування вібрації проводять згідно з ДСН 3.3.6.039-99.

З метою профілактики віброшумового захворювання для працівників з обладнанням, що вібрує рекомендується спеціальний режим праці (обмеження часу контакту з віброінструментом, додаткові перерви, тощо).

Також існують методи зниження шкідливих вібрацій від працюючого устаткування - усунення резонансних режимів роботи обладнання.

Таблиця 6.4 – Рівень шуму на робочому місці

Види трудової діяльності, приміщення, робочі місця	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах зі середньгеометричними частотами, Гц									Рівні звуку та еквівалентні рівні звуку, дБа
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Крайні частоти в октавних смугах, Гц	22 45	45 90	90 180	180 360	360 720	720 1440	1440 2880	2880 5760	5760 11520	22–11520
Адміністративно-управлінська діяльність, вимірювальні і аналітичні роботи в лабораторіях, конструкторських приміщеннях	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60

6.3 Електробезпека

Приміщення де відбувається робота відноситься до приміщення із підвищеною небезпекою відповідно до ПУЕ-2017 характеризуються наявністю умови, що створює підвищену небезпеку: можливості одночасного дотику людини до тих, що мають з'єднання із землею металоконструкціям будівель, технологічним апаратам, механізмам і т. п., з одного боку, і до металевих корпусів електрообладнання – із іншою.

Електрична мережа змінного струму, нейтраль глухозаземлена, напруга – 220В, частота - 50Гц.

6.4 Пожежна безпека

Згідно з документом ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою» [42] робоче приміщення за вибухопожежною та пожежною небезпекою відносяться до категорії В.

Відповідно до ДСТУ 8828:2019 [38] пожежна безпека забезпечується системами запобігання пожежі і протипожежної безпеки, а також організаційно-технічними заходами.

Заходи системи запобігання пожежі:

- 1) застосування негорючих речовин;
- 2) обмеження кількості горючих речовин та їх розміщення;
- 3) протипожежні розриви між будинками;
- 4) періодична очистка приміщень і територій;
- 5) ізоляція горючих речовин.

Перелік первинних засобів пожежогасіння наведено в таблиці 6.5

Таблиця 6.5 – Перелік обов’язкових засобів пожежогасіння

Приміщення	Площа, м ²	Первинні засоби пожежогасіння (тип, найменування)	Речовина, що входить до заряду вогнегасника, її вогнегасильний ефект	Кількість, шт.
В (машзал)	150	Вуглекислотний ВВК-5	Вуглекислота, розбавлення, охолодження	1
		Шухляда з піском	Пісок, ізоляція	1
		Войлок	Войлок, механічний зрив полум’я	1

6.5 Охорона навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища – це система заходів, які спрямовані на підтримку раціональної взаємодії між діяльністю людини і навколишнім природним середовищем, що забезпечують збереження і відновлення природних ресурсів, що передбачають прямий і непрямий вплив діяльності суспільства на природу і здоров’я людини [38].

До основних документів в області охорони навколишнього середовища відносяться:

- конституція України;
- закон України «Про охорону навколишнього природного середовища» (1991р.);
- закон України «Про охорону атмосферного повітря»;
- земельний, лісовий, водний кодекс і кодекс про надра;
- закон про відходи, та інші.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі виконано комплексне дослідження відцентрового компресора, що включає аналітичний розрахунок, конструкторське проєктування та чисельне моделювання газодинамічних процесів.

1. Проаналізовано призначення, сфери застосування та сучасні конструктивні рішення відцентрових компресорів. Розглянуто основні елементи їх конструкції, принципи роботи та тенденції розвитку, що обґрунтувало доцільність використання чисельного моделювання для вдосконалення проточної частини компресора.

2. Виконано повний термогазодинамічний розрахунок високонапірного одноступеневого відцентрового компресора. Визначено основні кінематичні параметри, термодинамічні характеристики процесу стискання, геометричні параметри проточної частини, а також швидкісні характеристики робочого колеса та дифузора. Розраховано необхідну потужність приводу й підтверджено працездатність компресора шляхом перевірки основних параметрів на відповідність допустимим значенням.

3. Здійснено проєктування конструкції відцентрового компресора із застосуванням спеціалізованих програмних засобів ANSYS Vista CCD, BladeGen та TurboGrid. Побудовано параметричні тривимірні моделі робочого колеса, дифузора та спірального корпусу, сформовано складальну модель компресора і підготовлено геометрію та обчислювальну сітку для CFD-аналізу.

4. Проведено чисельне моделювання течії в проточній частині компресора в середовищі ANSYS CFX. Виконано аналіз розподілу ентропії, температури, швидкості та турбулентної кінетичної енергії. Отримані результати дозволили виявити основні джерела гідродинамічних втрат та показали, що геометрична оптимізація проточної частини сприяє зменшенню

ентропійних і турбулентних втрат, а також більш рівномірному розподілу швидкісних і температурних полів. Інтегральна оцінка підтвердила покращення газодинамічних характеристик компресора в порівнянні з базовою конфігурацією.

5. В економічному розділі виконано розрахунок інвестиційних та експлуатаційних витрат, визначено собівартість виготовлення продукції та проаналізовано структуру витрат. Отримані результати свідчать про економічну доцільність реалізації проєкту та раціональність використання ресурсів.

6. У розділі з охорони праці та навколишнього середовища розглянуто основні небезпечні й шкідливі фактори, пов'язані з експлуатацією компресора, розроблено заходи щодо забезпечення безпечних умов праці, електро- та пожежної безпеки, а також дотримання екологічних вимог.

7. Загалом проведене дослідження підтверджує ефективність застосування сучасних CAD/CFD-технологій для проєктування та аналізу відцентрових компресорів. Отримані результати можуть бути використані при подальшому вдосконаленні конструкції компресорів, розширенні їх робочого діапазону та підвищенні енергоефективності.

Список джерел інформації

1. Lüdtke, K. H. (2013). Process centrifugal compressors: basics, function, operation, design, application. Springer Science & Business Media.
2. Bloch, H. P., & Godse, A. (2006). Compressors and modern process applications. John Wiley & Sons.
3. Van den Braembussche, R. (2018). Design and analysis of centrifugal compressors. John Wiley & Sons.
4. Giampaolo, T. (2010). Compressor handbook: principles and practice. River Publishers.
5. Borremans, M. (2020). Pumps and compressors. John Wiley & Sons.
6. Bloch, H. P., & Hoefner, J. J. (1996). Reciprocating compressors:: operation and maintenance. Elsevier.
7. Aungier, R. H. (2003). Axial-flow compressors (Vol. 1). New York: ASME press.
8. Gresh, T. (2018). Compressor performance: aerodynamics for the user. Butterworth-Heinemann.
9. Guźda, A., & Szmolke, N. (2016). Compressors in heat pumps. Machine Dynamics Research, 39(2).
10. Heng, Y., Hu, B., Jiang, Q., Wang, Z., & Liu, X. (2020). Stall mode transformation in the wide vaneless diffuser of centrifugal compressors. Energies, 13(22), 6067.
11. Zhang, S., Xu, W., Yang, S., Lu, F., & Dou, H. (2022). Performance enhancement of a centrifugal compressor by designing a tandem cascade diffuser. Energies, 15(13), 4570.
12. Han, F., Wang, Z., Mao, Y., Tan, J., & Li, W. (2021). Flow control of radial inlet chamber and downstream effects on a centrifugal compressor stage. Applied Sciences, 11(5), 2168.

13. Bardelli, M., Cravero, C., Marini, M., Marsano, D., & Milingi, O. (2019). Numerical investigation of impeller-vaned diffuser interaction in a centrifugal compressor. *Applied Sciences*, 9(8), 1619.
14. Xu, C., & Müller, M. (2005). Development and design of a centrifugal compressor volute. *International Journal of rotating machinery*, 2005(3), 190-196.
15. Vasilopoulos, I., Flassig, P., & Meyer, M. (2017, June). CAD-based aerodynamic optimization of a compressor stator using conventional and adjoint-driven approaches. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 50800, p. V02CT47A004). American Society of Mechanical Engineers.
16. Chima, R. V. (2006). A three-dimensional unsteady CFD model of compressor stability (Vol. 4241, pp. 1157-1168).
17. Galindo, J., Gil, A., Navarro, R., & Tarí, D. (2019). Analysis of the impact of the geometry on the performance of an automotive centrifugal compressor using CFD simulations. *Applied Thermal Engineering*, 148, 1324-1333.
18. Hung, K. S., Ho, K. Y., Hsiao, W. C., & Kuan, Y. D. (2022). The Characteristic of High-Speed Centrifugal Refrigeration Compressor with Different Refrigerants via CFD Simulation. *Processes*, 10(5), 928.
19. Pereira Neto, M. S., Nagy, B. J., & Yanagihara, J. I. (2025). Numerical Aerothermodynamic Analysis of a Centrifugal Compressor Stage for Hydrogen Pipeline Transportation. *Processes*, 13(12), 4008.
20. Rogovyi, A., Azarov, A., Diordiev, V., Rohach, Y., Avershyn, A., & Khovanskyi, S. (2025, June). High-pressure centrifugal compressor performance enhancement by improving the radial diffuser. In *AIP Conference Proceedings* (Vol. 3238, No. 1, p. 020005). AIP Publishing LLC.
21. Роговий, А. С., Дранковський, В. Е., Тиньянов, О. Д., & Азаров, А. С. (2025). Оптимізація спірального відводу відцентрового насоса засобами чисельного моделювання. *Вісник Національного технічного*

- університету" ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", (2), 10-15.
22. Азаров, А. С., Роговий, А. С. (2025). Інтеграція сурогатного моделювання та еволюційних алгоритмів у проєктуванні відцентрових компресорів. Вісник Національного технічного університету" ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", (1), 61-68.
 23. Роговий, А. С., Дранковський, В. Е., Тиньянов, О. Д., & Азаров, А. С. (2025). Оптимізація робочого колеса відцентрового насоса для оборотних гідромашин методом числового моделювання. Вісник Національного технічного університету" ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", (1), 11-17.
 24. Matsson, J. E. (2022). An introduction to ANSYS fluent 2022. Sdc Publications.
 25. ANSYS, C. R24.1 Help manual. ANSYS Inc. 2024
 26. Rogovyi, A., Azarov, A., Kukhtenkov, Y., Avershyn, A., & Khovanskyi, S. (2024). Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. In Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange (pp. 324-333). Cham: Springer Nature Switzerland.
 27. Роговий, А. С., Дранковський, В. Е., Тиньянов, О. Д., & Азаров, А. С. (2024). Проєктування оборотної гідромашини засобами Ansys та дослідження течії у насосному режимі. Вісник Національного технічного університету" ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", (2), 73-81.
 28. Роговий, А. С., Азаров, А. С., & Демчук, Р. М. (2023). Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проєктуванням за допомогою САПР. Вісник Національного технічного університету" ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", (1), 25-30.

29. Роговий, А., Азаров, А., Овчаров, Є., Шудрик, О., & Толстий, П. (2023). Картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР, (1), 82-91.
30. Роговий, А. С., Костюк, М. О., & Азаров, А. С. (2022). Удосконалювання енергетичних параметрів нафтових струминних насосів. Вісник Національного технічного університету " ХПІ". Серія:" Гідравлічні машини та гідроагрегати", (1), 25-32.
31. Mamat, A. M. I., & Azmizam, M. Z. (2024). CFD analysis of 500W centrifugal compressor performance. *Journal of Applied Engineering Design and Simulation*, 4(2), 21-33.
32. Aghaei tog, R., Mesgharpoor Tousi, A., & Soltani, M. (2007). Design and CFD analysis of centrifugal compressor for a microgasturbine. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 79(2), 137-143.
33. Denton, J. D. (2010). Some limitations of turbomachinery CFD (Vol. 44021, pp. 735-745).
34. Denton, J. D., & Dawes, W. N. (1998). Computational fluid dynamics for turbomachinery design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(2), 107-124.
35. Vanhaelst, R., Begerow, D., Timmann, K. B., & Liebe, T. K. (2022). Experimental Methods for Evaluating Components of Turbomachinery, for Use in Automotive Fuel Cell Applications. *Machines*, 10(3), 177.
36. Економіка підприємства : текст лекцій для студентів усіх форм навчання спец. 051 "Економіка" та 075 "Маркетинг" [Електронний ресурс] / уклад.: О. О. Гаврись [та ін.] ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Електрон. текст. дані. – Харків : НТУ, 2019. – 134 с.
37. Методичні вказівки до виконання економічної частини бакалаврської роботи [Електронний ресурс] : для студ. спец. 6.05060102 "Енергетичний

- менеджмент" та 6.05060103 "Теплоенергетика" / уклад.: О. О. Гаврись, В. П. Філіпов ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Електрон. текст. дані. – Харків, 2012. – 15 с.
38. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; ред. В. В. Березуцький ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". – Харків : НТУ "ХПІ", 2018. – 553 с.
39. Інженерне обладнання будівель та споруд. Природне і штучне освітлення : ДБН В.2.5-28:2018. – К. : МінбудУкр., 2018. – 137с.
40. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень : ДСН 3.3.6. 042-99 – Київ, 2000.
41. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку : ДСН 3.3.6.037-99. – Київ, 1999. [Чинний від 01.12.1999].
42. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою : ДСТУ Б В.1.1-36:2016 наказ Мінрегіонбуду України № 158 з 01.01.2017 р. від 15.06.2016 р.