

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

**Кафедра гідравлічних машин ім. Г.Ф. Проскури**

**ГРАФІЧНА ЧАСТИНА  
ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА НА ТЕМУ:  
“ПРОЄКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА  
ЗАСОБАМИ САПР”**

**Обсяг графічної частини - 11 аркушів (слайдів) формату А4**

**Студент групи МІТ-М422зів**

**Мехдієв З.**

**Керівник роботи**

**проф. Роговий А.С.**

**Харків 2026**

## **МЕТА І ЗАДАЧІ РОБОТИ**

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 проєктування 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.

## **ОБ'ЄКТ**

Високонапірні відцентрові компресори

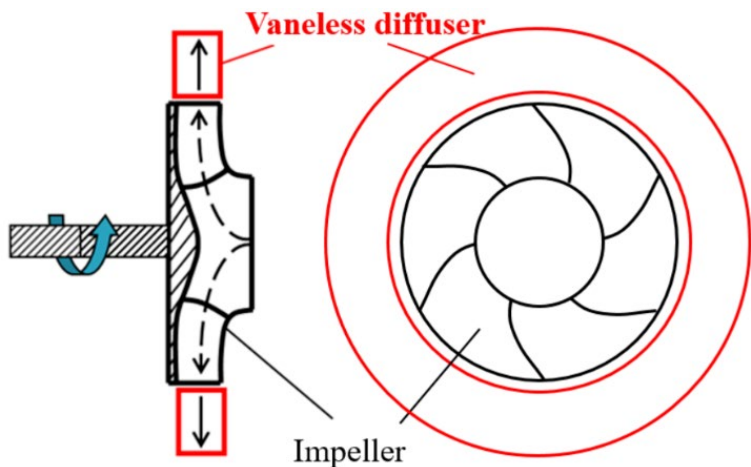
## **ПРЕДМЕТ**

закономірності формування втрат енергії та розподілу основних газодинамічних параметрів потоку у відцентровому компресорі

## **МЕТОДИ ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

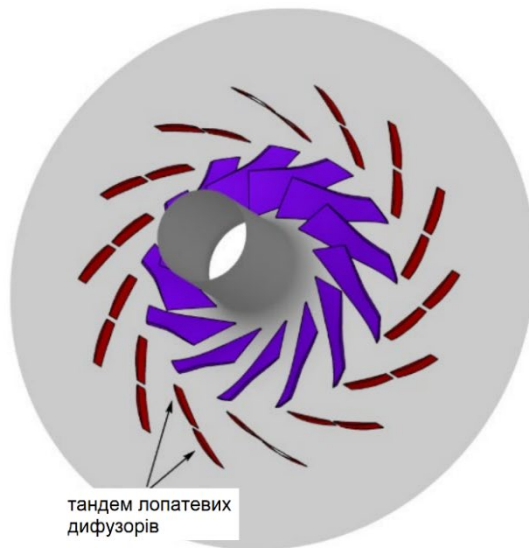
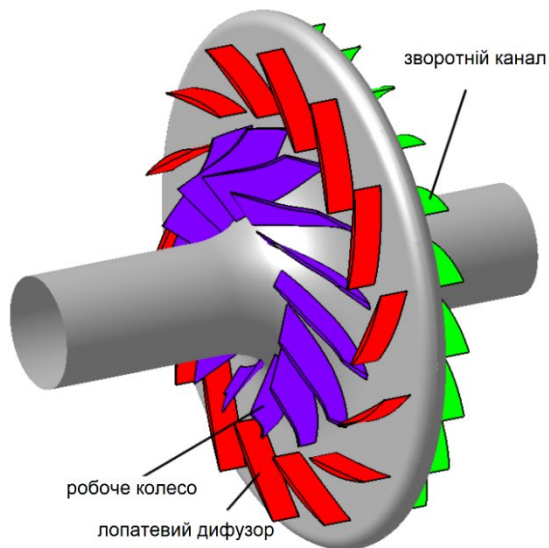
у роботі використано методи чисельної гідрогазодинаміки, що базуються на розв'язанні осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса та рівняння нерозривності. Розрахунки виконано в програмному комплексі ANSYS CFX

# АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИНЦИПУ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРИВ



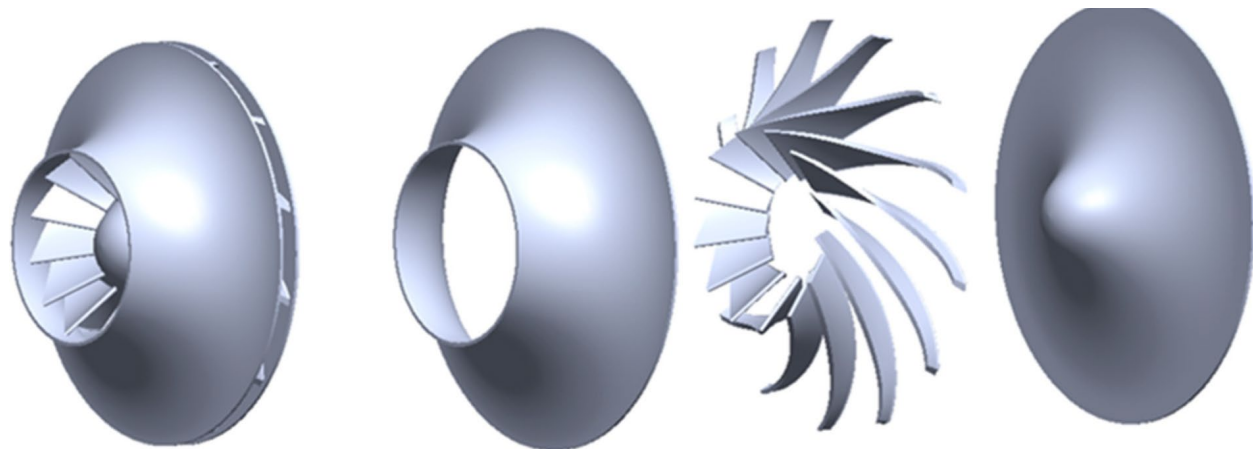
Принципова схема роботи відцентрового компресора

Відцентрові компресори належать до класу динамічних компресорних машин і призначені для стиснення 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 установ

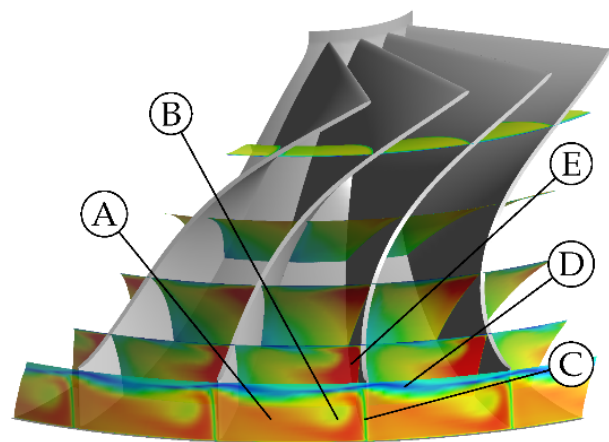


Робоче колесо компресора та використання лопатевих дифузорів

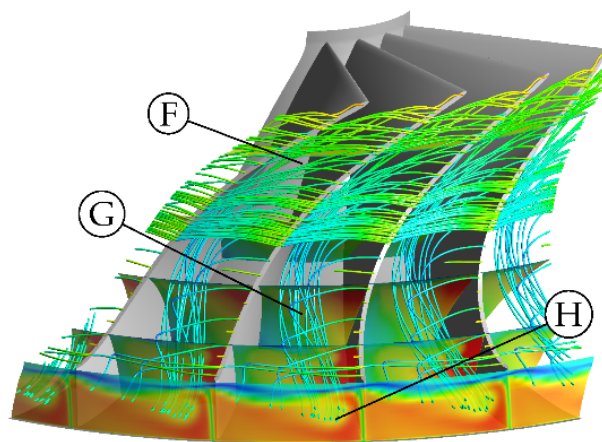
# САПР ДЛЯ ПРОЄКТУВАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА



CAD-модель робочого колеса відцентрового компресора



(a)



(b)

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

# РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Геометричні та конструктивні параметри:

- діаметр втулки робочого колеса  $D_{\text{вт}} = 60$  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  $z_{\text{на}} = 14$ ;
- число лопатей робочого колеса  $z_{\text{рк}} = 28$ ;
- число лопатей лопатевого дифузора  $z_{\text{д}} = 18$ .

Режимні та термодинамічні параметри:

- відношення тисків:  $\pi = 3,4$ ;
- масова витрата:  $\dot{m} = 2,1$  кг/с;
- частота обертання:  $N = 33050$  хв<sup>-1</sup>;
- температура на вході:  $T_1 = 288,15$  К;
- тиск на вході:  $p_1 = 1,0133 \cdot 10^5$  Па;
- ізентропна ефективність:  $\eta_{\text{is}} = 0,97$ ;
- радіус на периферії робочого колеса:  $R_2 = 0,12$  м.

Ізентропна температура на виході з компресора

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

Дійсна температура газу на виході з компресора:

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

Повний тиск на виході з компресора:

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

Питома робота стискання газу:

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

Потужність приводу

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

Реальна потужність приводу

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

Густина повітря на вході

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

Об'ємна витрата повітря на вході

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

Площа вхідного перерізу

$$F_1 = \frac{Q_1}{c_{1a}} = \frac{1,71}{140} = 0,0122 \text{ м}^2.$$

# ПРОЄКТУВАННЯ КОМПРЕСОРА В ANSYS WORKBENCH

**Duty and Aerodynamic Data**

**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

Calculate from choke margin: 0,9

**Gas properties**

**Stage efficiency**

Correlation

Efficiency correlations: Casey-Robinson

Reynolds number correction

Tip clearance and shroud correction

User specify

Polytropic: 0,83

Isentropic: 0,97

**Impeller isentropic efficiency**

Link to stage

User specify: 0,862

**Power input factor**

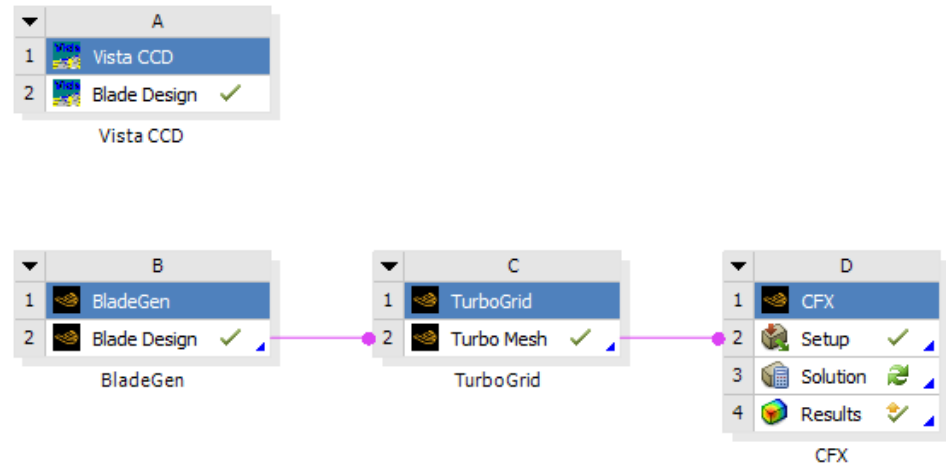
Correlation

User specify: 1,04

**Other aerodynamic data**

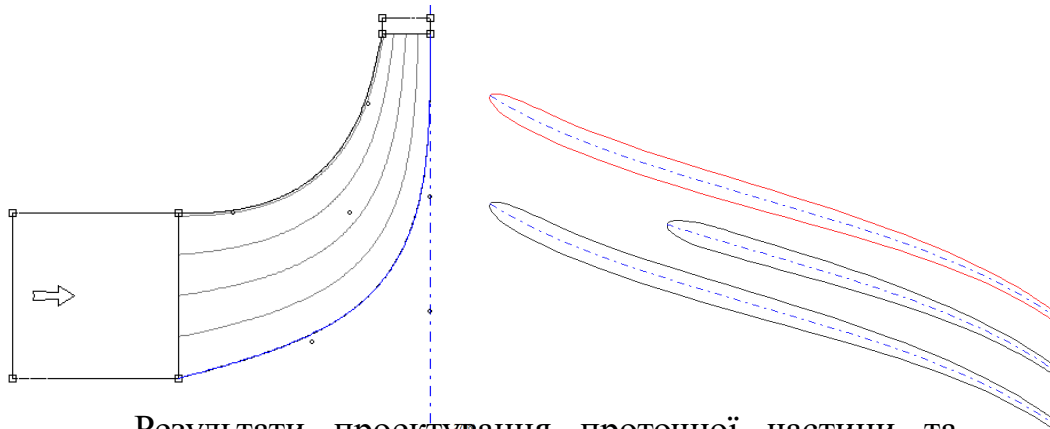
Merid. velocity gradient: 1,15

Relative velocity ratio: 0,52

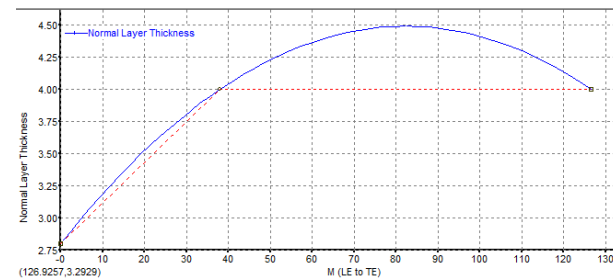
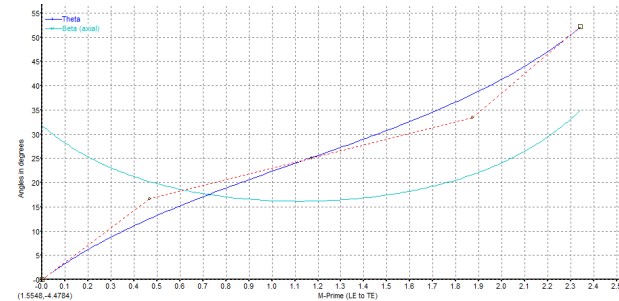


Проект для розрахунку компресора в Ansys Workbench

Розрахункові параметри проектування проточної частини компресора в Ansys VistaCCD



Результати проектування проточної частини та лопатей компресора



# МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЕЧІЇ ГАЗУ У ВИСОКОНАПРНОМУ ВІДЦЕНТРОВОМУ КОМПРЕСОРИ

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad - \text{Рівняння нерозривності}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial(\rho u'_i u'_j)}{\partial x_j} \quad - \text{Рівняння Рейнольдса}$$

$$\rho u'_i u'_j = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$$

Закон збереження енергії

SST (Shear Stress Transport) модель турбулентності

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega;$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + C d_\omega + \alpha \frac{\omega}{k} P_k +$$

$$+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j},$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max(1, \alpha^* / \Omega F_2)}.$$

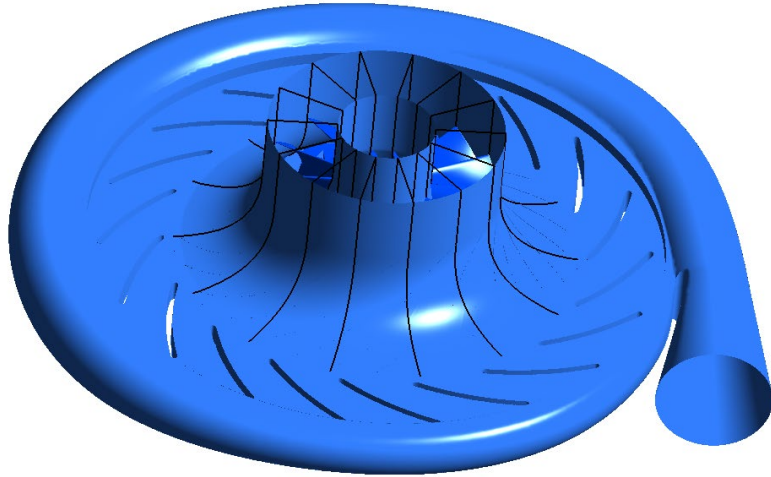
$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right)$$

$$(\tau_{ij})_{eff} = (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \right)$$

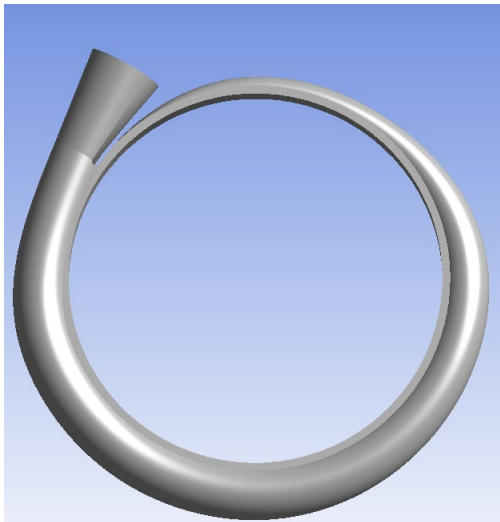
$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2}$$

# МОДЕЛЬ КОМПРЕСОРА



Розрахункова схема



Створена геометрія спірального відводу відцентрового компресора

Співвідношення повних тисків  $\pi^* = \frac{P_{out}^*}{P_{in}^*}$

$P_{out}^*$ ,  $P_{in}^*$  - повні тиски на виході та вході компресора відповідно.

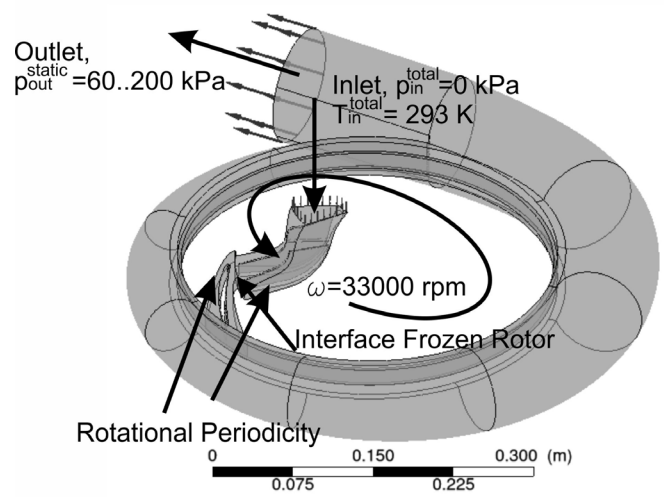
Політропний ККД (адіабатне стиснення)

$$\eta^* = \frac{\ln(\pi^*)}{\ln(T_{out}^* / T_{in}^*)} \frac{k-1}{k}$$

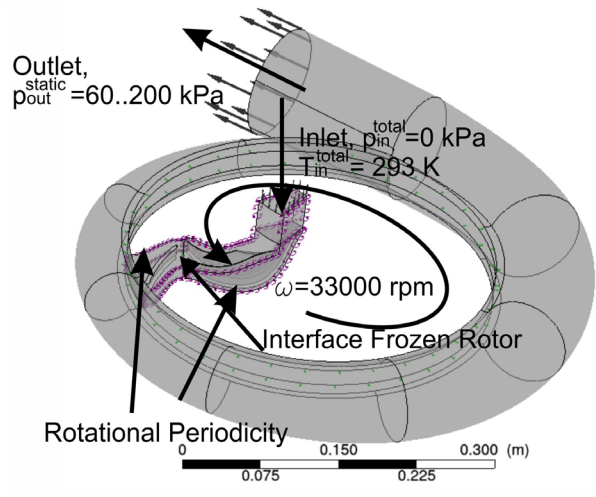
$T_{out}^*$ ,  $T_{in}^*$  – повні температури газу на виході та вході компресора відповідно

У якості граничних умов на вході до робочого колеса було задано статичний тиск –13500 Па та повну температуру (температуру гальмування) 293,15 К. Для реалізації обчислювального сектору використовувалась умова періодичності, яка дозволяє моделювати лише частину геометрії за умови симетричного повторення в окружному напрямку. На виході з дифузора задавалися значення масової витрати, які змінювалися в широкому діапазоні для побудови повної аеродинамічної характеристики компресора<sup>8</sup>

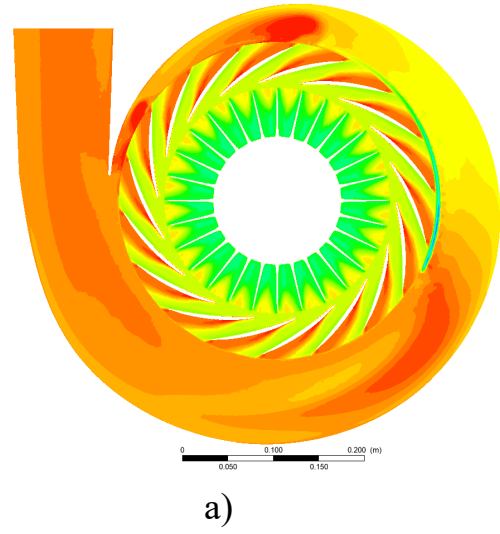
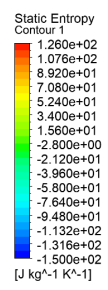
# ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВТРАТ У ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА ЗІ СПІРАЛЬНИМ ВІДВОДОМ



а)

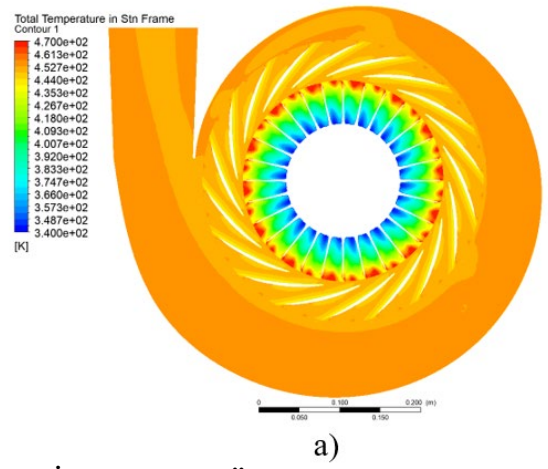


б)

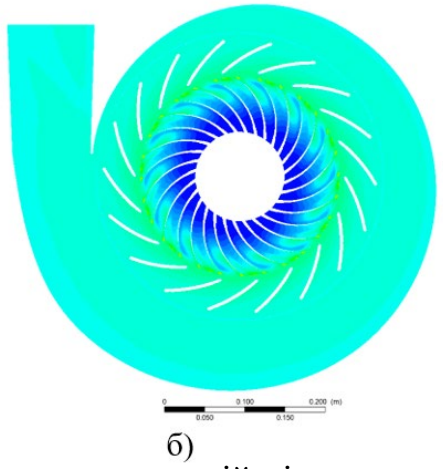


а)

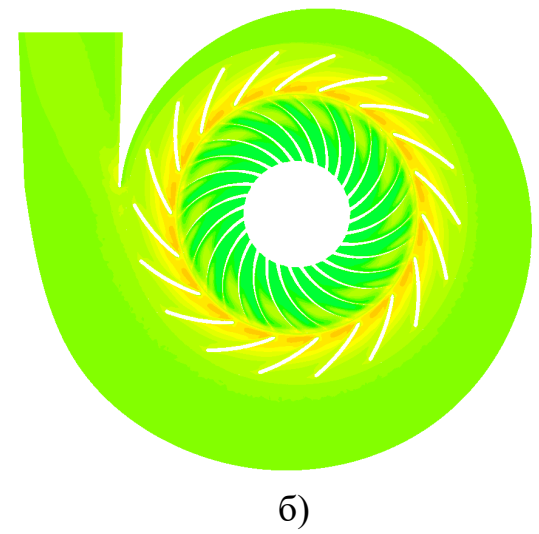
Розрахункова схема компресора: а) базовий варіант; б) після модернізації



а)



б)

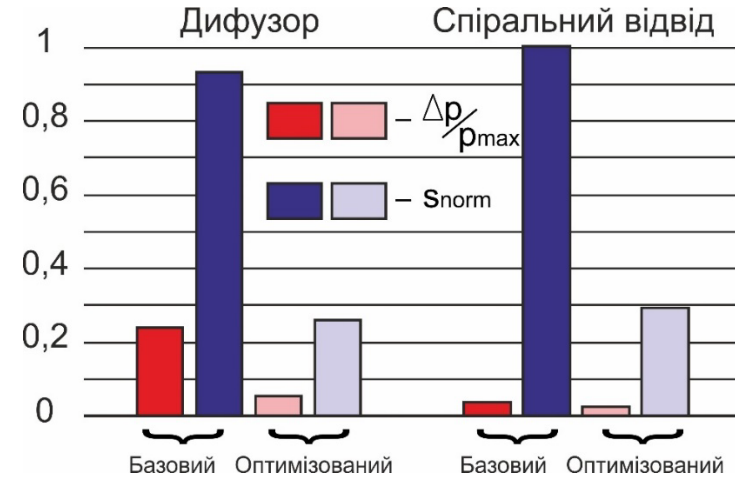
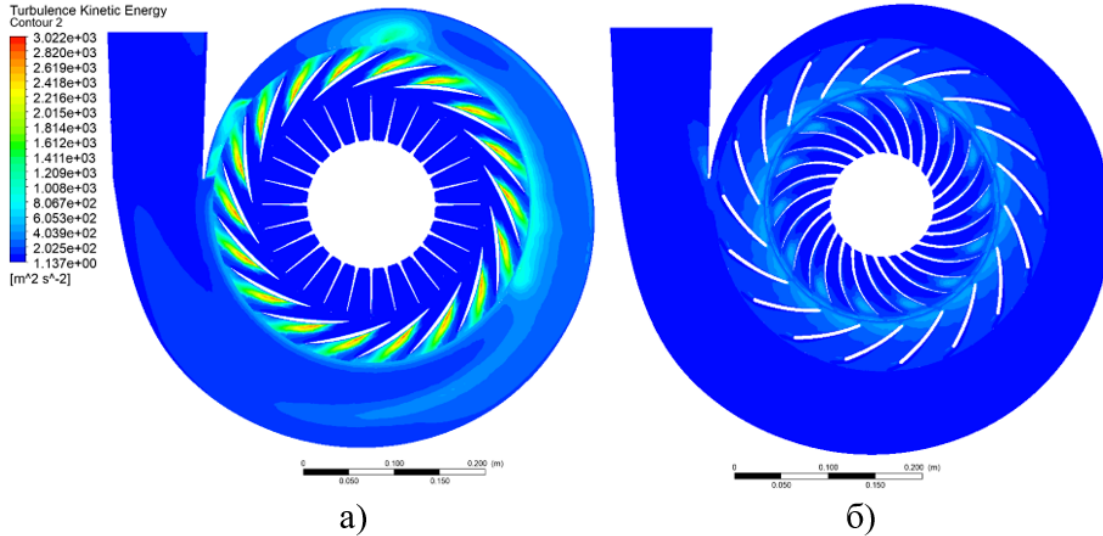


б)

Розподіл загальної температури для двох конструкцій відцентрового компресора: а) базовий варіант; б) після модернізації

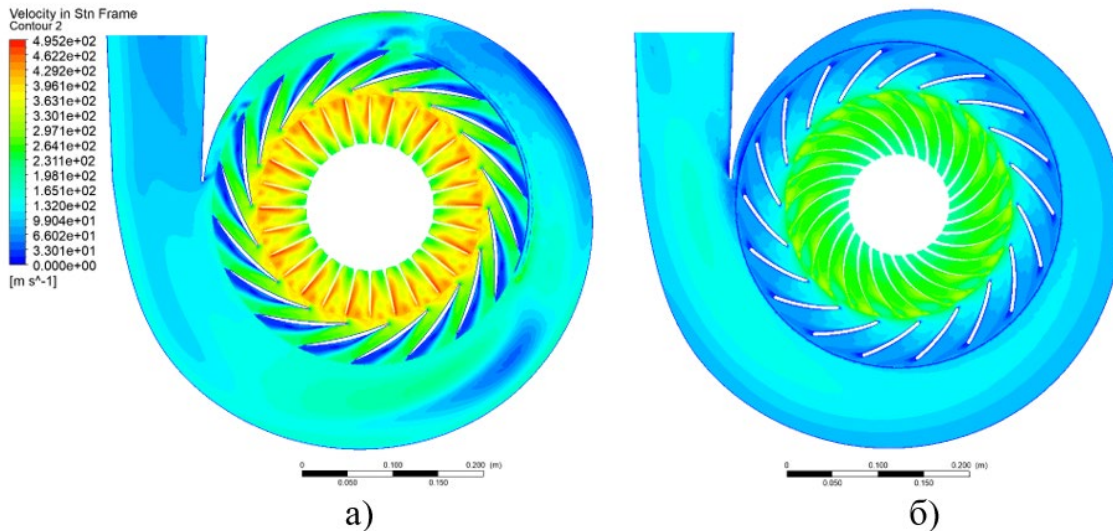
Розподіл статичної ентропії для двох конструкцій відцентрового компресора: а) базовий варіант; б) після модернізації

# ВІДНОСНІ ВТРАТИ В ДИФУЗОРІ ТА СПІРАЛЬНОМУ ВІДВОДІ



Розподіл турбулентної кінетичної енергії для двох конструкцій відцентрового компресора: а) базовий варіант; б) після модернізації

Порівняння відносних втрат повного тиску та нормалізованої ентропії в дифузорі та спіральному відводі для базової та модернізованої конструкції компресора



$$S_{norm} = \frac{S - S_{min}}{S_{max} - S_{min}}$$

Розподіл абсолютної швидкості для двох конструкцій відцентрового компресора: а) базовий варіант; б) після модернізації

# 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.