

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»
факультет машинобудування, електроінженерії та хімічних технологій
(повне найменування інституту, назва факультету)

кафедра електричної інженерії
(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ О.Ю. Колларов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 2021 р.

Дипломна робота

магістра

(освітній ступінь)

на тему Моделювання процесів протікання газоповітряної суміші у відцентрових турбомашинах

Виконав: студент 2 курсу, групи ТЕПм-20
(шифр групи)

напряму підготовки (спеціальності) 144 Теплоенергетика
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

Кочерга М. С.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Керівник Тімошенко С. М., д.т.н, проф.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Рецензент:

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Нормоконтроль:

_____ Любименко О. М.
(підпис)

(дата)

Засвідчую, що у цій випускній кваліфікаційній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

_____ (підпис)

(дата)

Покровськ – 2021 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**

Факультет машинобудування, електроінженерії та хімічних технологій

Кафедра електричної інженерії

Освітній ступінь: магістр

Спеціальність: (144) теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

_____ (Колларов О. Ю.)

« ____ » _____ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Кочерзі Микиті Станіславовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Моделювання процесів протікання
газоповітряної суміші у відцентрових турбомашинах

керівник роботи _____ Тімошенко С. М., д.т.н, проф.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від _____ № _____

2. Строк подання студентом роботи _____ 12 грудня 2021 року

3. Вихідні дані до роботи: _____ Котел – ДКВР-4, паливо – пр.газ

температура в економайзері за ходом потоку – 160; 290; 730; 1170 °С,

еквівалентний перетин економайзера – 0,25 м², швидкість потоку – 12 м/с,

коефіцієнт стиснення – 0,08, коефіцієнт зниження перетину – 0,85, число

рядів труб по глибині пучка – 18; 40, місцеві опори – 100 Па. Продувка –

3,5%. Втрати тепла: від хімічного недопалу – 1,0%, від хімічного і

механічного недопалу – 0, з викидами у навколишнє середовище – 1,0%.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Огляд основ роботи відцентрових турбомашин.

2. Огляд повітряного тракту теплоенергетичної установки.

3. Теоретичні досліджень процесів у відцентрових турбомашинах.

4. Моделювання роботи відцентрових турбомашин.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, якщо передбачається)

Десять слайдів презентаційного матеріалу

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Колларов О. Ю.		
Розділи 1, 2	Тімошенко С. М.		
Нормоконтроль	Любименко О. М.		

7. Дата видачі завдання 5 жовтня 2021 р.**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломного роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд руху потоку у відцентровій турбомашині.	04.10.2021 – 13.10.2021	
2.	Математичний опис процесів у турбомашинах.	14.10.2021 – 23.10.2021	
3.	Огляд повітряного тракту теплоенергетичної установки.	24.10.2021 – 02.11.2021	
4.	Складання теоретичних рівнянь протікання потоку у відцентровій турбомашині.	03.11.2021 – 12.11.2021	
5.	Визначення чинників, що впливають на параметри роботи відцентрових турбомашин.	13.11.2021 – 22.11.2021	
6.	Моделювання процесів протікання газоповітряної суміші у відцентровій турбомашині.	23.11.2021 – 02.12.2021	
7.	Огляд питань охорони праці.	03.12.2021 – 12.12.2021	

Студент

_____ Кочерга М. С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ Тімошенко С.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кочерга М.С. Моделювання процесів протікання газоповітряної суміші у відцентрових турбомашинах / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього рівня «магістр» за спеціальністю 144 Теплоенергетика – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2021.

Дипломна робота складається зі вступу, основної частини, яка включає чотири розділи, висновків, списку використаної літератури та додатків.

У першому розділі наведено загальні принципи дослідження роботи відцентрових турбомашин через огляд руху потоку, наведено теоретичні основи роботи турбомашини і дано математичний опис процесів і існуючі математичні моделі руху потоку у протокових частинах турбомашин.

У другому розділі були розраховані параметри аеродинамічного повітряного тракту, здійснено вибір і визначені характеристики дутьових агрегатів.

У третьому розділі були складені теоретичні рівняння протікання потоку у відцентровій турбомашині та визначено чинники, що впливають на параметри її роботи.

У четвертому розділі здійснено визначено загальні принципи моделювання відцентрових турбомашин із застосуванням методів обчислювальної гідродинаміки та виконано само моделювання протікання газоповітряної суміші.

Ключові слова: відцентрова турбомашина, модель потоку, повітряний тракт, дутьовий агрегат, рівняння протікання потоку, моделювання, обчислювальна гідродинаміка

SUMMARY

Kocherga M. Simulation of the processes of flow of a gas-air mixture in centrifugal turbomachines / Graduation qualification work for obtaining the educational level «Master» in the specialty 144 Heat and Power Engineering - DVNZ DonNTU, Pokrovsk, 2021.

Thesis consists of an introduction, the main part, which includes four sections, conclusions, list of references and appendices.

The first section presents the general principles of research of centrifugal turbomachines through the review of flow motion, gives the theoretical foundations of turbomachine operation and gives a mathematical description of processes and existing mathematical models of flow motion in flowing parts of turbomachines.

In the second section the parameters of the aerodynamic air path were calculated, the choice was made and the characteristics of the blowing units were determined.

In the third section, the theoretical equations of flow in a centrifugal turbomachine were compiled and the factors influencing the parameters of its operation were determined.

In the fourth section the general principles of modeling of centrifugal turbomachines with application of methods of computational hydrodynamics are carried out and modeling of flow of gas-air mix is executed.

Keywords: centrifugal turbomachine, flow model, air path, blast unit, flow flow equation, modeling, computational hydrodynamics.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	8
1 ОСНОВИ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ ТУРБОМАШИН	10
1.1 Загальні принципи дослідження роботи відцентрових турбомашин	10
1.2 Огляд руху потоку у відцентровій турбомашині	12
1.3 Теоретичні основи роботи турбомашини	18
1.4 Математичний опис процесів у турбомашинах	20
1.5 Математична модель потоку у протокових частинах турбомашини	21
2 ОГЛЯД ПОВІТРЯНОГО ТРАКТУ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	31
2.1 Аеродинамічний розрахунок повітряного тракту	31
2.2 Вибір і визначення характеристик дутьових агрегатів	35
3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ У ВІДЦЕНТРОВИХ ТУРБОМАШИНАХ	41
3.1 Складання теоретичних рівнянь протікання потоку у відцентровій турбомашині	41
3.2 Визначення чинників, що впливають на параметри роботи відцентрових турбомашин	44
4 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ ТУРБОМАШИН	48
4.1 Принципи моделювання відцентрових турбомашин	48
4.2 Застосування методів обчислювальної гідродинаміки у відцентрових турбомашинах	50

4.3 Моделювання процесів протікання газоповітряної суміші у відцентровій турбомашині	55
ВИСНОВКИ	70
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	72
ДОДАТОК А. ГРАФІЧНА ЧАСТИНА	76
ДОДАТОК Б. ОГЛЯД ПИТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ	86
ДОДАТОК В. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКНТРОЛЕРА	95

ВСТУП

Вимоги сьогодення – це зростаюче збільшення зусиль з енергозбереження, що висуває високі вимоги до ефективності роботи теплоенергетичного обладнання. Одним з напрямків підвищення ефективності є застосування різноманітних методів і способів впровадження регулювання роботи систем опалення та охолодження з одночасним зниженням споживання енергії системою.

Завдяки впровадженню, більш високих з точки зору ефективності, систем опалення є гарним підґрунтям для подальшого пошуку засобів та способів економії енергії, що дедалі стає більш складною задачею.

У теплових системах широкого впровадження набули відцентрові нагнітачі, що приводиться в рух електричними двигунами, що мають високі експлуатаційні показники. Це, по перше, досягається застосуванням ступеней перемикання частот обертання.

Режими роботи нагнітача необхідно розглядати у зв'язку з двигуном, принцип роботи якого побудовано на різному типі струму, управління якими мають свої особливості. Елементи керування двигунів підлаштовуються таким чином, щоб забезпечити відповідні параметри потоку повітря, змінюючи значення крутного моменту і споживаної двигуном потужності. При цьому забезпечується доволі широкий діапазон регулювання частот обертання за умови забезпечення високої ефективності роботи системи у цьому діапазоні.

Використання електричних двигунів зі змінною частотою обертання у приводах нагнітачів теплоенергетичних установок може суттєвим чином впливати на роботу зазначених систем.

Мета роботи – здійснити комп’ютерне моделювання процесів протікання газоповітряної суміші у відцентрових турбомашинах.

Завдання роботи:

- здійснити огляд руху потоку у відцентровій турбомашині,
- скласти математичну модель потоку у протокових частинах турбомашини,
- здійснити аеродинамічний розрахунок повітряного тракту,
- провести моделювання процесів протікання газоповітряної суміші у відцентровій турбомашині.

Об’єкт досліджень – технологічні процеси у відцентрових турбомашинах.

Предмет досліджень – параметри протікання потоку у відцентровій турбомашині.

1 ОСНОВИ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ ТУРБОМАШИН

1.1 Загальні принципи дослідження роботи відцентрових турбомашин

Зі збільшенням значення тиску у турбомашині значення витрати зменшується у відповідності до напірної характеристики. Потужність, що споживається турбомашиною є пропорційною кубічному значенню витрати, це також позначається на споживанні електричної енергії на приводному двигуні. Керування електродвигуном здійснюється таким чином, щоб можна було підтримувати постійність витрати, незалежно від зміни величини тиску. Це може бути гарним підґрунтям для покращення показників роботи теплоенергетичних систем за умови дотримання електроефективності. При цьому, до даного способу регулювання висуваються підвищені вимоги до енергоефективності під час регулювання частоти обертання за рахунок проведення додаткових процедур випробувань та дотримання системних режимів, вибором певної конфігурації системи розподілу повітря та розташування повітропроводів. Обов'язковим у такому випадку є проведення процедур випробування, для яких необхідним є розробка певних стандартів, у основі яких є загальне споживання та перерозподіл енергій при транспортуванні нагрітого середовища при заданих коливаннях значення температури при певних значеннях тисків. Випробування, за звичай, повинні здійснюватися у стаціонарних режимах [1].

Розроблена процедура має недолік – її застосування буває проблематичним при її застосуванні до комбінованих систем, оскільки будемо мати справу з різними потоками повітря, що мають відмінні параметри та відмінну ефективність. Дана процедура визначення споживання енергії при різних режимах дозволяє визначити ефективність роботи турбомашини у визначених діапазонах значено витрати та тиску потоку.

Зазначене визначає, що процедуру тестування необхідно здійснювати відповідно до стандартів енергетики і отримані результати повинні не суттєво відрізнялися від результатів, що визначаються у технічній документації виробників. Особливу увагу необхідно приділити режимам роботи системи на низьких значеннях витрати.

При розгляді спільної роботи турбомашини і двигуна з точки зору енергоефективності необхідно враховувати значення коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів потужності окремих елементів системи. Досить значні відмінності у їх значеннях призводять до їх низьких загальних значень, що суттєво підвищує значення споживання енергії. У деяких випадках, у залежності від засобів керування електричними складовими схеми (електродвигунами) можна отримати від'ємні значення зазначених коефіцієнтів, або їх значення стають більшими за 100%, що практично не є можливим [2].

Ефективність відцентрової турбомашини можна підвищити різними шляхами [3]:

- підвищивши ефективність перетворення електричної енергії у системі насос-двигун,
- зміна конструкції елементів турбомашини,
- використання регульованих систем приводу,
- використання енергії, що марно витрачається або викидається у навколишнє середовище,
- застосування способів зменшення втрат потоку.

Наукове пізнання є основою об'єктивного пізнання, а наука є основним інструментом пізнання об'єктивного світу шляхом застосування системи об'єктивних, істинних знань та проведенні спеціальної діяльності про існуючі природні зв'язки. Зазначена спеціальна діяльність спрямована на отримання нових знань є науковим дослідженням, що може бути емпіричним або/та теоретичним. Будь-які дослідження пов'язані з використанням загальної або окремої методи, що дозволяє вирішити

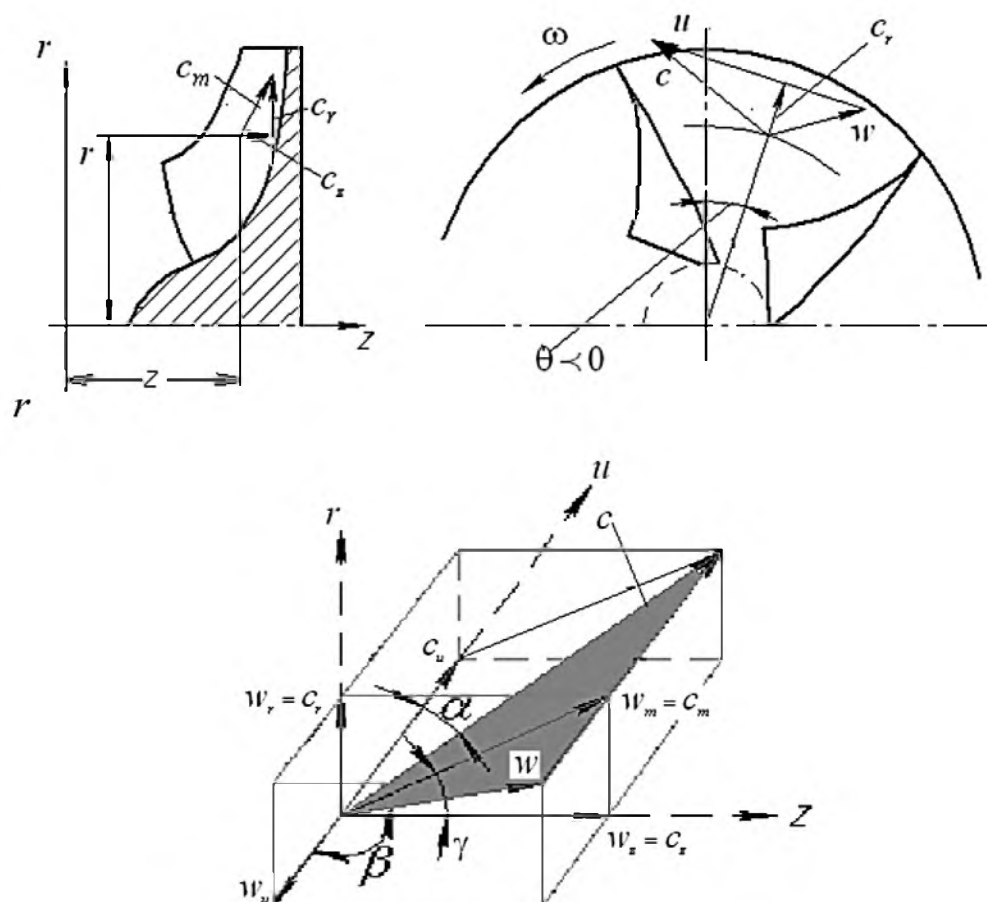
поставлену задачу та зробити певні висновки. Для проведення досліджень необхідно вибрати або створити певну методологію, яка визначає сукупність заходів та засобів, що використовуються у певній послідовності [4].

Емпіричні методи дослідження є досить складними у реалізації тому, що вимагають проведення натурних експериментів за невідомих наперед значень вхідних і вихідних параметрів. Проведення спостережень дозволяє зробити висновки, що формують об'єктивне судження про явища у агрегаті, що досліджується. Дані спостереження дозволяють встановити фактори, що мають суттєвий вплив на кінцевий режим роботи та/або його зміну, що вимагає здійснювати вимірювання на постійній основі (безперервно) впродовж визначеного періоду часу [4].

У результаті проведення експерименту здійснюється об'єктивне вивчення агрегату, що досліджується. У основі проведення експерименту лежить теорія, яка визначає методу дослідження та гіпотези і припущення щодо результатів досліджуваних процесів.

1.2 Огляд руху потоку у відцентровій турбомашині

При аналізі роботи відцентрових турбомашин розглядається просторова форма робочого колеса з лопатями, через простір яких проходить розглядаємий потік. При цьому необхідно розуміти, що робоче колесо обертається із заданою частотою обертання, яка визначає кінематичні параметри – вектори швидкостей елементарних часток потоку. Для зручності можна досліджень можна використати циліндричну систему координат (рис. 1.1) [5].



r – відстань від осі ротора до обраної частки потоку, θ – кут у радіальній площині, c – вектор абсолютної швидкості, u – вектор переносної швидкості, w – вектор відносної швидкості, c_m , w_m – меридіональні складові відповідних швидкостей, $c_r = w_r$ – радіальні складові відповідних швидкостей, $c_z = w_z$ – осьові складові відповідних швидкостей

Рисунок 1.1 – Взаємне розташування векторів швидкості у робочому колесі відцентрової турбомашини [5]

Згідно з рис. 1.1 можна записати співвідношення між зазначеними швидкостями та їхніми проекціями:

– окружна (переносна) швидкість [5]:

$$u = \omega \times r \quad (1.1)$$

– відносна швидкість [5]:

$$w = \sqrt{w_m^2 + w_u^2} = \sqrt{w_z^2 + w_r^2 + w_u^2} \quad (1.2)$$

– абсолютна швидкість [5]:

$$c = \sqrt{c_m^2 + c_u^2} = \sqrt{c_z^2 + c_r^2 + c_u^2} \quad (1.3)$$

або

$$\bar{c} = \bar{w} + \bar{u} \quad (1.4)$$

Для того, щоб визначити істинний напрямок векторів швидкості, на практиці використовують значення кутів між проекціями відповідних векторів швидкості до обраних осей [5]:

$$\begin{aligned} c_z &= c_m \cos \gamma \\ c_r &= c_m \sin \gamma \\ c_m &= \sqrt{c_z^2 + c_r^2} \end{aligned} \quad (1.5)$$

де γ – кут між меридіональною проекцією та осьовим напрямком,

$$\begin{aligned} c &= \frac{c_u}{\cos \alpha} = \frac{c_m}{\sin \alpha} \\ w &= \frac{w_u}{\cos \beta} = \frac{w_m}{\sin \beta} \end{aligned} \quad (1.6)$$

де α – кут між напрямками абсолютної (c) та переносної (u) швидкостей,

β – кут між напрямками відносної (w) та зворотним напрямком переносної (u) швидкостей.

Розрахунок, наступна будова і подальша оптимізація лопатей робочих коліс відцентрових турбомашин можна здійснити за допомогою рівнянь Ейлера, Нав'є-Стокса та Рейнольдса, враховуючи при цьому властивості рідин, що перекачуються.

Рівняння Нав'є-Стокса, що описує рух потоку з одного боку, може бути записано також за допомогою рівнянь Рейнольдса. Оскільки ці рівняння описують один і той же потік, можна записати їх рівність [6]:

$$Q + E_u + E_w = \Delta_r + \Delta_z \quad (1.7)$$

Кожну з величин рівняння (1.7) можна схарактеризувати за допомогою впливаючих величин та записати у вигляді матриць наступним чином:

– матриця витрати [6]:

$$Q = |\rho, \rho_u, \rho_w, e_0| \quad (1.8)$$

де ρ – щільність потоку, кг/м^3 ,

ρ_u – стиснення потоку під дією колової (переносної) швидкості (u), Па,

ρ_w – стиснення потоку під дією відносної швидкості (w), Па,

e_0 – величина, що характеризує значення тиску на вході у турбомашину, Па.

– матриця приросту енергії під впливом переносної (колової) швидкості, Дж [6]:

$$E_u = |\rho_u, p + \rho_u^2, \rho_w \cdot u, (e_0 + p)u| \quad (1.9)$$

де p – величина збільшення тиску у робочому колесі,

– матриця приросту енергії під впливом відносної швидкості, Дж [6]:

$$E_w = \left| \rho_w, p + \rho_w^2, \rho_u \cdot w, (e_0 + p)w \right| \quad (1.10)$$

– матриця, що характеризує зміщення одних шарів потоку відносно інших у горизонтальній площині [6]:

$$\Delta_r = \left| 0, \tau_{rr}, \tau_{rz}, \beta \right| \quad (1.11)$$

де τ_{rr} – величина, що характеризує тангенціальне зусилля зсуву між окремими шарами потоку вздовж осі r , Па [6]:

$$\tau_{rr} = 2\mu u_r + \nu(u_r + w_z) \quad (1.12)$$

де μ – вихідне значення динамічної в'язкості потоку, Па·с,

ν – вихідне значення кінематичної в'язкості потоку, м²/с,

τ_{rz} – величина, що характеризує тангенціальне зусилля зсуву між окремими шарами потоку під впливом обох складових швидкості, Па [6]:

$$\tau_{rz} = \mu(u_r + w_z) \quad (1.13)$$

– матриця, що характеризує зміщення одних шарів потоку відносно інших у вертикальній площині [6]:

$$\Delta_z = \left| 0, \tau_{zz}, \tau_{rz}, \beta \right| \quad (1.14)$$

При русі потоку вздовж лопатей робочого колеса відбувається зміна його температури, що впливає на властивості самого потоку – насамперед

змінюється його динамічна в'язкість, що можна визначити залежність (формула Сазерленда) [6]:

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{T_0 + C}{T + C} \cdot \sqrt{\left(\frac{T}{T_0}\right)^3} \quad (1.15)$$

де μ_0 – контрольне значення динамічної в'язкості при деякій контрольній температурі T_0 (К), Па·с,

T – задана температура, К,

C – постійна Сазерленда для того газу, що складає потік.

Область використання формули (1.15) лежить у діапазоні температур $0 < T < 555$ К і при тисках у потоці до 3,45 МПа (помилка складає менше 10 %, яка пояснюється залежністю в'язкості від величини тиску) [6].

Складена модель рівноваги руху турбулентного потоку повинна задовольняти вимогам забезпечення точності та адекватності.

Вищевикладене говорить про складність потоку, тому для спрощення досліджень виділяють деякі характерні зони: зона всмоктування, лицьова та зворотна сторона лопатей, зона нагнітання. Ці зони можна схарактеризувати за допомогою реалізації градієнтів тиску та полів швидкості у визначених шарах.

Потік, що розглядається можна досліджувати різними способами. Найбільш поширеними до застосування є дослідження вектору потоку або різниці кількох виділених векторів у потоці. Другий спосіб є більш точним. У найменшому ступені вектор потоку можна розкласти на два підвектори: позитивний та негативний [7].

Іншою вимогою до моделі є її стабільність або стійкість, для чого необхідно піддати її відповідному аналізу, який полягає у розкладанні отриманого розв'язання складених рівнянь у ряд (наприклад, ряд Фур'є). Зокрема, можна сказати, що в разі стабільності хоча б однієї змінної у системі складених рівнянь, то і вся система рівнянь є стабільною.

Запорукою дотримання зазначених вимог можуть стати відповідні до складності структури шарів потоку розрахункові сітки. Правильний вибір щільності сітки можна підтвердити шляхом порівняння проведених обчислень з експериментальними даними.

Запропонована метода має високу ефективність для моделювання складних потоків при поточній зміні його параметрів вздовж шляху протікання. При цьому можна уникати складних операцій складних обчислень, наслідком чого є менші вимоги до обчислювальних потужностей обчислювальної техніки. Можна виділити чітко визначений алгоритм дій для створення моделі, попутно визначаючи або задаючи коефіцієнти наближення (апроксимації) та час моделювання у залежності від етапу моделювання або бажаних результатів. Метод дозволяє одночасно досліджувати кінематичні, гідравлічні та теплообмінні параметри потоку, що змінюються [7].

1.3 Теоретичні основи роботи турбомашини

Відцентрові турбомашини широко використовуються у промисловості. Основними вимогами до них є простота виготовлення, монтажу та обслуговування за умови забезпечення заданих параметрів тиску та витрати. Зміна конфігурації будь-якої частини турбомашини може викликати появу нерівномірностей та місцевих зон зниження тисків у потоці. Найнебезпечнішим місцем є вхідний перетин робочого колеса – при цьому відбувається погіршення роботи машини. При цьому спостерігається відхилення рівномірного розподілу параметрів потоку і виникають завихрення, локальні зміни параметрів швидкості часток рідини або елементарних цівок, турбулізація потоку, загальна зміна значення статичного тиску, зміна температури потоку та його щільності. Як

правило, при даних порушеннях суцільності, потік відокремлюється від задньої поверхні лопаті і продукує появу вторинних потоків у поперечних перерізах впускного тракту. Вторинний потік генерує циркуляційний вихор, який і призводить до спотворення поля потоку на вході відцентрової турбомашини [8].

Можна виділити два впливаючих фактори на роботу відцентрових турбомашин – перші характеризують спотворення характеристик на вході у робоче колесо, другі – на виході, при цьому розрізняють радіальні та окружні складові.

Перші впливи пояснюються ударним входом рідини на лопать та концентрацією напружень. Їх можна згладити за допомогою спеціальної конструкції вхідного вузла – підбір відповідних діаметрів входу, додаткових вхідних елементів. З теоретичної точки зору, викривлення потоку відбувається через існування осесиметричних прикордонних шарів у впускному тракті або наявності механічних перешкод [8].

Наявність зазначених явищ викликає суттєве погіршення ефективності роботи турбомашини, зниження його продуктивності через відрив потоку, виникають нестійкі режими. Усе це вимагає вжиття заходів для усунення спотвореності форми та параметрів потоку (хоча б частково). Зазначене можна здійснити шляхом впровадження механізмів (гідравлічних або механічних), які направлені на створення вторинних вихорів, що є протидіючими тим вихорам, про які сказано вище. Фактично, треба створити вихор, напрямок якого, буде протилежним вихорам, що викликані перешкодами чи гідравлікою потоку. У якості «генераторів» цих вихорів можуть бути використані вхідні направляючі лопаті. Це може бути неможливим у разі наявності на вході до відцентрової турбомашини регулюючих апаратів, робота яких може викликати нестабільність руху потоку на вході в робоче колесо. Крім витрат енергії на створення додаткових вихорів та зниження продуктивності, побічною дією цього явища можуть бути зрив роботи турбомашини та підвищені параметри

рівня шуму та додаткові вібрації, які згодом призводять до появи втомних тріщин у елементах турбомашини [9].

У теорії турбомашин існує, навіть, класифікація шумів, що викликані режимами їх нормальної або нестабільної роботи [10]:

- звичайний тональний шум, який залежить від частоти обертання та власної частот робочого колеса з лопатями, і характеризується рядом гармонік коливань,

- аеродинамічний шум, природа якого пояснюється природним виходом потоку з турбомашини та його охолодженням,

- механічні шуми, що пояснюються наявністю пар тертя (підшипники, ущільненнях), статичних і динамічних незбалансованих мас, що обертаються та резонансною вібрацією корпусів турбомашин,

- електромагнітні шуми, що викликані коливанням електромагнітного поля у приводному електродвигуні.

1.4 Математичний опис процесів у турбомашинах

Для складання математичного опису процесів у турбомашинах насамперед необхідно здійснити опис процесів протікання потоків по проточним частинам турбомашин з точним прогнозуванням характеристик протікання та чітким визначенням початкових умов.

Сутність протікання потоків у турбомашинах є досить складною – вона характеризується наявністю нестационарних сплесків, зон застоювання з нульовою швидкістю потоку, зон вихроутворення та іншого. У турбомашинах, що транспортують нагріті потоки, відбувається також накладення явищ тепло- і масопереносу, через наявність, крім усього іншого, твердих включень та зважених частинок, явищ конденсації та пароутворення й інше [11].

Викладені міркування вимагають застосування складного математичного апарату, які, також у неповному змісті, дозволяють спрогнозувати режими протікання потоків та визначати їх остаточні параметри роботи. Знання останніх є важливою умовою для ефективної експлуатації відцентрових турбомашин.

Складність математичних рівнянь вимагає введення ряду припущень, що не мають суттєвого впливу на кінцевий результат обчислень [11]:

- потік вважаємо таким, що не стискається,
- потік є безперервним,
- фізичні властивості потоку є постійними,
- розподіл вміщуючих часток є рівномірним,
- у процесі руху потоку не відбувається фазових переходів,
- взаємодія між окремими складовими потоку відсутня.

Однією з задач, що стоїть перед проектувальниками турбомашин, є створення умов для зменшення витоків з машини та перетоків між окремими її компонентами, створення нормованих зазорів між рухомими та нерухомими елементами на різних режимах роботи та врахування наявності впливу відцентрових сил на рух потоку при високих швидкостях обертання робочих коліс.

У турбомашинах фактично відбувається поступове перетворення різних видів енергії (електричної, гідравлічної, механічної – потенційної і кінетичної). Для опису цих перетворень створюють різні поведінкові моделі потоку, недоліком яких є досить суттєві спрощення та припущення. Основним загальноприйнятим математичним інструментом для опису процесів у турбомашині є складання і розв’язання рівнянь Нав’є-Стокса для руху розглядаємого середовища. Застосування даних рівнянь вимагає наявності нестисливих потоків, що не завжди відповідає дійсності. Також, у більшості випадків маємо брак інформації, яка дозволяла б прогнозувати поведінку потоку при зміні режиму роботи турбомашини. Зазначене вимагає створення математичних моделей та їх чисельного розв’язання, що

буде визначати вплив вихідних параметрів потоку та геометричних параметрів протокових частин турбомашини на кінцеві параметри роботи. Зазначені рівняння повинні відображати безперервність потоку та імпульсу руху й враховувати наявну турбулентність [12].

Система рівнянь, у загальному випадку, містить рівняння руху Нав'є-Стокса, рівняння нерозривності, рівняння теплопровідності та рівняння енергій для нестисливої рідини.

Рівняння руху Нав'є-Стокса має вигляд [13, 14]:

$$\frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t} + (\vec{\omega} \vec{\nabla}) \vec{\omega} = \nu \Delta \vec{\omega} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \vec{f}, \quad (1.16)$$

де $\frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t}$ – складова, що виражає локальне прискорення частинок потоку (для стаціонарного потоку вона дорівнює нулю),

$(\vec{\omega} \vec{\nabla}) \vec{\omega}$ – складова, що виражає конвекційне прискорення частинок потоку.

Рівняння нерозривності потоку має вигляд [13, 14]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (1.17)$$

де $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – усереднені значення швидкостей,

$\bar{u}'_1, \bar{u}'_2, \bar{u}'_3$ – пульсації швидкостей.

Рівняння енергій встановлює залежність зміни температури у часі та просторі і для стаціонарного потоку набуде вигляду:

$$\vec{\omega} \vec{\nabla} T = a \Delta T, \quad (1.18)$$

де a – коефіцієнт теплопровідності потоку.

Рівняння теплообміну з навколишнім середовищем (через його відсутність) має вигляд:

$$\Delta T_c = 0 \quad (1.19)$$

Для розв'язання наведених рівнянь, необхідно визначити початкові (граничні) умови – постійність значень тисків, витрати і температури потоку на вході і виході турбомашини [13, 14]:

$$\begin{cases} \omega|_{x=0} = \omega_0 \\ T|_{x=0} = T_0 \\ P|_{x=0} = P_0 \end{cases} \quad (1.20)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial x}|_{x=L} = 0 \\ \vec{\omega}(r) = \vec{\omega}_0(r) \end{cases} \quad (1.21)$$

Аналітичне розв'язання даних систем рівнянь може бути здійснено лише для найпростіших випадків з введенням певних припущень та спрощень, що пояснюється їх складністю та відсутністю остаточного уявлення про складні та багатофакторні процеси, які відбуваються у протокових частинах турбомашин.

1.5 Математична модель потоку у протокових частинах турбомашини

Як було зазначено у попередньому пункті для дослідження законів руху потоків у відцентрових турбомашинах є досить не простою задачею

через складність складання та розв'язання диференціальних рівнянь при визначенні розподілу досліджуваних параметрів, що вимагає певних спрощень наведених вище рівнянь [11].

Математична модель повинна враховувати зміну усіх параметрів для потоку двофазного середовища та закручування потоку у турбомашині. Розв'язання за допомогою інтегрування отриманих залежностей вимагає знання початкових умов – статичних тисків у вхідному і вихідному перетинах.

Рівняння, що цілковито описують рух потоку складаються з наступних рівнянь: стану, збереження енергії, безперервності потоку, балансу витрат, Бернуллі, Нав'є-Стокса. Рівняння нерозривності має вигляд [14]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1.22)$$

Рівняння руху можна записати наступним чином [14]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (1.23)$$

де u – горизонтальна складова швидкості, м/с,

v – вертикальна складова швидкості, м/с,

ν – кінематична в'язкість, м²/с,

ρ – щільність, кг/м³,

p – тиск, Па.

Рівняння стану має вигляд [14]:

$$\rho = const, \nu = const; \quad (1.24)$$

У якості граничних умов можуть бути визначені значення характерних параметрів у відповідних перетинах турбомашини [14]:

$$\begin{aligned} u|_{x=0} = v|_{x=0} = 0; \quad u|_{x=L_x} = v|_{x=L_x} = 0; \\ u|_{y=0} = v|_{y=0} = 0; \quad v|_{y=L_y} = 0; \quad u|_{y=L_y} = w_o, \end{aligned} \quad (1.25)$$

Для визначення рівняння тисків необхідно визначити приватні похідні по відповідним координатам [14]:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial v}{\partial x} \quad (1.26)$$

Аналіз рівнянь (1.7) – (1.11) може показати шляхи і напрямки підвищення ефективності руху потоку у відцентровій турбомашині.

Серед основних методів можна виділити [15]:

- встановлення пасивних випрямляючих апаратів на вході в робоче колесо та виході з нього – це дозволить зменшити або виключити нерівномірності потоку та усунути вірогідність вихроутворення.
- застосування активних апаратів на вході у робоче колесо для створення додаткового тиску,
- застосування способів та технологій, що дозволяють зменшити шорсткість протокових частин турбомашини.

При можливості використанні напрямних апаратів в основному розглядаються кругові та профільовані конструкції, при цьому для кожної конструкції розглядаються різні кути встановлення їх лопатей. Для кожної конструкції та кута встановлення лопатей необхідно здійснити вимірювання значень напору, спожитої потужності та потужності на валу при різних ступенях навантаження. Аналіз цих даних визначає інформацію щодо робочого діапазону напорів та витрат.

На вид конструкції направляючого апарата визначними факторами є [15]:

- встановлення направляючих апаратів на вході викликає додаткові втрати напору через те, що це є перешкодою, і зменшується гідравлічний ККД насоса,
- конструкція апарату не повинна створювати суттєвого падіння напору,
- додаткове стискання потоку на вході вимагає застосування достатньо тонких конструкцій,
- направляючий апарат повинен бути технологічно нескладним у виготовленні.

Застосування напрямних апаратів викликає падіння напору через виникнення рідинного тертя, що вимагає досконалого аналізу кінематики руху потоку. Для цього існують різні шляхи, найрозповсюдженішим є складення рівняння турбомашини на основі зміни моменту кількості руху, яка за визначений проміжок часу відносно осі обертання тіла, що обертається, дорівнює сумі моментів від усіх зовнішніх сил відносно тієї ж осі [16].

Здійснюємо огляд елементарної цівки вздовж лопаті відцентрової турбомашини та визначимо зміну моменту кількості руху елементарної маси рідини між вхідним і вихідним перерізами відносно осі обертання (рис. 1.1) [17].

Кількість руху рідини у вхідному перерізі визначається за залежністю [16]:

$$\delta K_{m1} = \delta m \cdot c_1 = \frac{\gamma dQ}{g} c_1 \quad (1.27)$$

де δm – елементарна маса, кг,

c_1 – абсолютна швидкість на вході у робоче колесо (РК), м/с,

γ – питомий об'єм (масова щільність рідини), кг/(м³·с),

dQ – витрата через елементарну цівку, $\text{м}^3/\text{с}$,

g – прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

Аналогічно для вихідного перерізу можна записати [16]:

$$\delta K_{p2} = \delta m c_2 = \frac{\gamma dQ}{g} c_2 \quad (1.28)$$

c_2 – абсолютна швидкість на виході з РК.

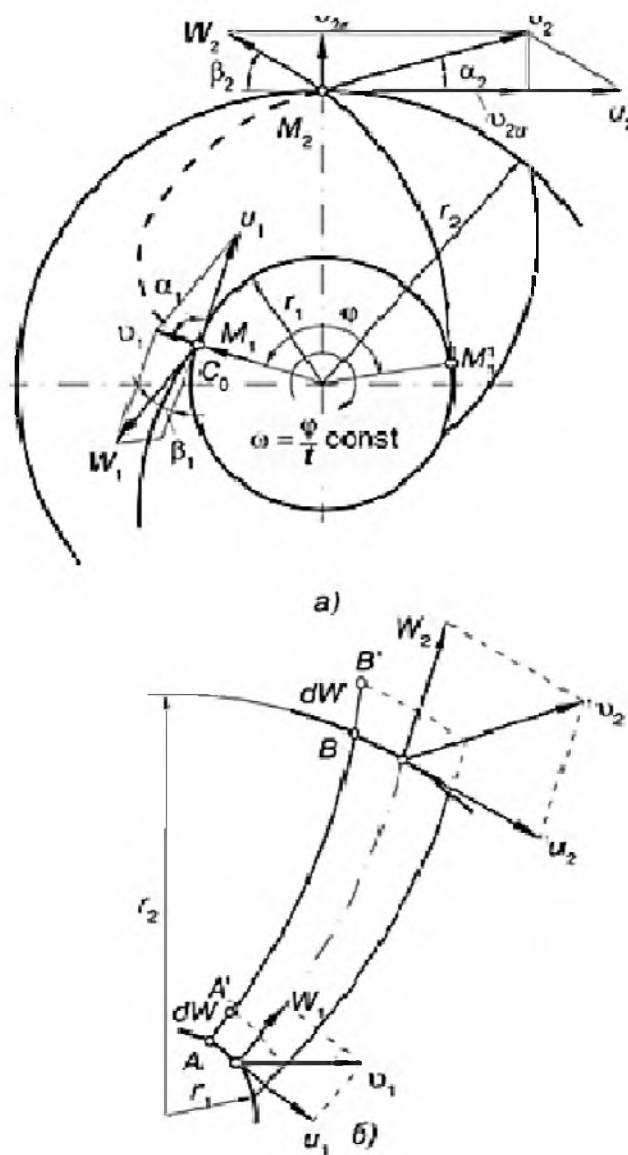


Рисунок 1.1 – Огляд руху елементарної цівки вздовж лопаті відцентрової турбомашини

Значення моментів кількості руху (МКР) елементарної цівки відносно осі обертання значення величин по формулам (1.27) і (1.28) необхідно помножити на відповідні величини L_1 та L_2 [16]:

$$\begin{aligned} dM_1 &= K_{P1} \cdot L_1 = \frac{\gamma dQ}{g} c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1 \\ dM_2 &= K_{P2} L_2 = \frac{\gamma dQ}{g} c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2 \end{aligned} \quad (1.29)$$

де α_1 – кут абсолютної швидкості на вході в РК, град,

α_2 – кути абсолютної швидкості на виході з РК, град,

r_1 – внутрішній радіус РК, м,

r_2 – зовнішній радіус РК, м.

Зміна МКР елементарної цівки визначається їх різницею на виході та вході з лопаті РК відцентрової турбомашини [16]:

$$\Delta M = dM_2 - dM_1 = \frac{\gamma dQ}{g} (c_2 \cdot \cos \alpha_2 r_2 - c_1 \cdot \cos \alpha_1 r_1) \quad (1.30)$$

У РК відцентрової турбомашини можна виділити значну кількість елементарних цівок і тому загальна зміна моменту кількості руху всього потоку дорівнює сумі зміни усіх МКР [16]:

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta M &= \Sigma \frac{\gamma dQ}{g} (c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2 - c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1) = \\ &= \frac{\gamma Q_m}{g} (c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2 - c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1) \end{aligned} \quad (1.31)$$

де Q_m – теоретична витрата через РК, м³/год.

Значення обертового моменту від усіх зовнішніх сил відносно осі обертання можна визначити за залежністю [16]:

$$M_{об} = \Sigma \Delta M = \frac{\gamma Q_m}{g} (c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2 - c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1) \quad (1.32)$$

Потужність на валу відцентрової турбомашини визначимо за залежністю [16]:

$$N = M_{об} \cdot \omega \quad (1.33)$$

де ω – кутова швидкість обертання робочого колеса, об/хв.

Потужність або гідравлічна енергія, що передається потоку визначається за залежністю [16]:

$$N_z = \gamma \cdot Q_m \cdot H_m \quad (1.34)$$

де H_m – значення теоретичного тиску (напору), що створюється відцентровою турбомашиною, м.

З метою теоретичних досліджень можна вважати, що у відцентровій турбомашині відсутні втрати, тому можна записати [16]:

$$H_m = \frac{(c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2 - c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1) \cdot \omega}{g} \quad (1.35)$$

Значення абсолютних швидкостей досить складно визначити експериментально – це у загальному теоретична величина, а для практичних цілей використовують колову швидкість [16]:

$$\begin{aligned} u_1 &= r_1 \cdot \omega, \\ u_2 &= r_2 \cdot \omega, \end{aligned} \quad (1.36)$$

Формула (1.36) дозволяє спростити вираз (1.35):

$$H_{m\Box} = \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1}{g} \quad (1.37)$$

Згідно формули (1.37), змінюючи значення кута входу потоку на РК можна змінювати значення теоретичного напору. При певних значеннях цього кута тиск, створюваний РК збільшується ($\alpha_1 = 0$), який ще більше підвищується при $\alpha_1 > 90^\circ$.

Забезпечення значення кута $\alpha_1 > 90^\circ$ можна здійснити шляхом застосування направляючого апарата, що має відповідний профіль.

Для зменшення величини стиснення потоку при застосуванні направляючих апаратів його необхідно конструювати з тонких але міцних матеріалів.

2 ОГЛЯД ПОВІТРЯНОГО ТРАКТУ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

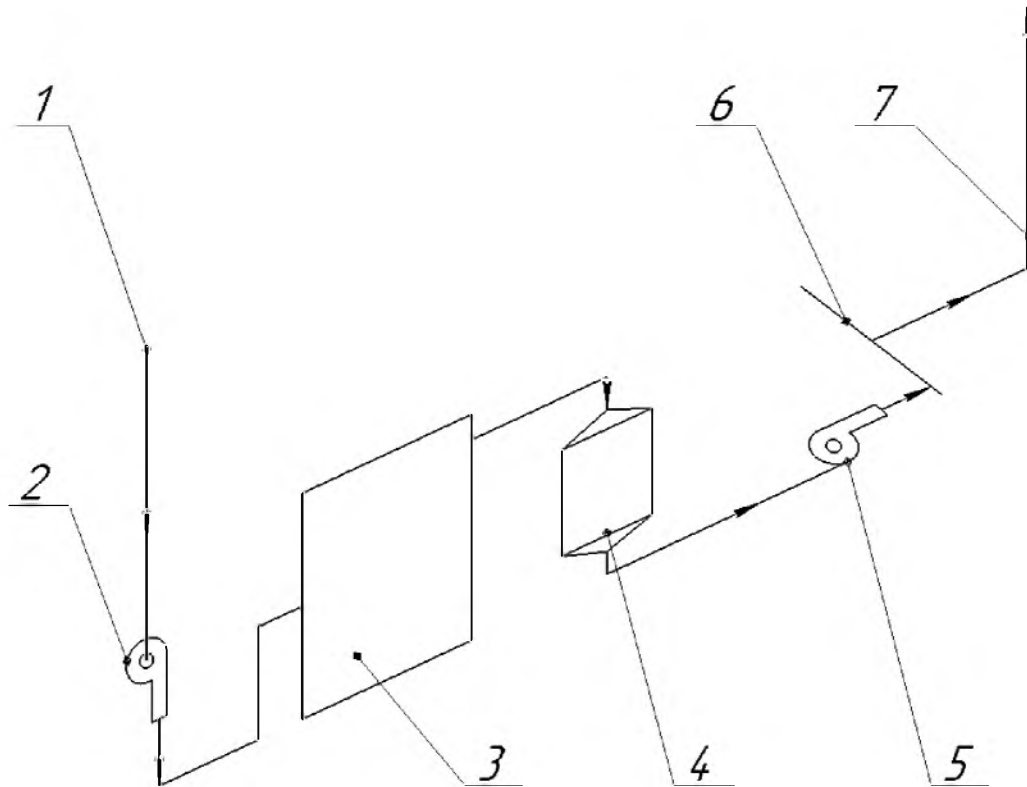
2.1 Аеродинамічний розрахунок повітряного тракту

Продукти згоряння від роботи котельного агрегату можна розглядати як рух потоку в'язкої рідини. Характер руху даної рідини – турбулентний, при цьому маємо варіативний характер зміни температури у залежності від процесу горіння палива. Рух продуктів згоряння по протоковим каналам повітряного тракту піддається опорам та перешкодам. Природа опорів міститься у наявності сил тертя потоку через перешкоди та наявністю внутрішнього тертя між окремими шарами у потоці. Щоб подолати зазначені опори витрачається частина енергії потоку, тому необхідно передбачати наявність надлишкового тиску [18].

Схема газоповітряного тракту повинен компонуватися з точки зору раціональності, бути простою, надійною та забезпечувати високі економічні показники роботи агрегату. Це вимагає індивідуального компонування хвостових поверхонь нагріву та апаратів на шляху руху потоку. Повітряний тракт повинен мати мінімальний опір на оптимальних режимах роботи котельного агрегату, цим вимогам на протяжних ділянках найкраще застосовувати тракти круглого перерізу. Особливу увагу необхідно приділяти накопиченню вибухонебезпечних частинок при роботі теплоагрегатів на відповідних паливах, що можна також забезпечити впровадженням додаткової вентиляції за допомогою сполучних елементів, обвідних каналів та шиберних засувок. Для вловлювання зольних часток на «крутих» ділянках необхідним є облаштування бункерів [19].

Аеродинамічний розрахунок полягає у виборі типу і типорозміру тягодутьових машин на основі розрахованих значень перепадів тисків у повітряному тракті. Розрахунок опорів повітряного тракту здійснюється у

відповідності до нормативних методів. Для цього задаємося відомими опорами руху потоку в конвективному пучці, значення місцевих опорів, опори додаткових теплообмінних пристроїв, опори підводів та самотягу димаря [19].



1 – вхід повітря, 2 – дуттьовий вентилятор, 3 – котел, 4 – економайзер, 5 – димосос, 6 – колектор, 7 – димар

Рисунок 2.1 – Схема повітряного тракту

Аеродинамічний розрахунок здійснюємо у вигляді табл. 2.1 [20].

Таблиця 2.1 – Аеродинамічний розрахунок повітряного тракту

№	Розрахункова величина	Позначення	Розмірність	Формула для визначення/джерело	Результат розрахунку
1	2	3	4	5	6
П'ятий поворот каналу					
1	Щільність потоку	ρ_5	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\rho_5 = 1,293 \cdot \frac{273,15}{273,15 + \theta''_{ек}}$	0,82
2	Коефіцієнт місцевого опору	ζ_5	–	[20]	1,0
3	Розрахункова швидкість потоку	ω_5	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\omega_5 = \frac{B_p \cdot V_n^{*ек} (\theta''_{ек} + 273,15)}{F_{ек} \cdot 273,15}$	6,10
4	Місцевий опір	Δh_5	Па	$\Delta h_5 = \zeta_5 \cdot \frac{(\omega_5)^2}{2} \cdot \rho_5$	15,26
Четвертий поворот каналу					
5	Щільність потоку	ρ_4	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\rho_4 = 1,293 \cdot \frac{273,15}{273,15 + \theta'_{кн4}}$	0,64
6	Коефіцієнт місцевого опору	ζ_4	–	[20]	1,0
7	Розрахункова швидкість потоку	ω_4	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\omega_4 = \frac{B_p \cdot V_n^{*ек} (\theta'_{кн4} + 273,15)}{F_{кн4} \cdot 273,15}$	7,93
8	Місцевий опір	Δh_4	Па	$\Delta h_4 = \zeta_4 \cdot \frac{(\omega_4)^2}{2} \cdot \rho_4$	19,87
Третій поворот каналу					
9	Коефіцієнт зниження перетину	k_3	–	із завдання	0,85
10	Щільність потоку	ρ_3	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\rho_3 = 1,293 \cdot \frac{273,15}{273,15 + \theta^{сеп}_{кн3}}$	0,36
11	Коефіцієнт місцевого опору	ζ_3	–	[20]	1,0
12	Розрахункова швидкість потоку	ω_3	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\omega_3 = \frac{B_p \cdot V_n^{кн3} (\theta^{сеп}_{кн3} + 273,15)}{F_{кн3} \cdot k_3 \cdot 273,15}$	9,08
13	Місцевий опір	Δh_3	Па	$\Delta h_3 = \zeta_3 \cdot \frac{(\omega_3)^2}{2} \cdot \rho_3$	14,55
Другий поворот каналу					
14	Коефіцієнт зниження перетину	k_2	–	із завдання	0,85

продовження табл. 2.1

15	Щільність потоку	ρ_2	$\frac{\kappa_2}{M^3}$	$\rho_2 = 1,293 \cdot \frac{273,15}{273,15 + \theta_{\kappa 2}^{cep}}$	0,38
16	Коефіцієнт місцевого опору	ζ_2	–	[20]	1,0
17	Розрахункова швидкість потоку	ω_2	$\frac{M}{c}$	$\omega_2 = \frac{B_p \cdot V_n^{\kappa 2} (\theta_{\kappa 2}^{cep} + 273,15)}{F_{\kappa 2} \cdot k_2 \cdot 273,15}$	10,22
18	Місцевий опір	Δh_2	Па	$\Delta h_2 = \zeta_2 \cdot \frac{(\omega_2)^2}{2} \cdot \rho_2$	15,23
Перший поворот каналу					
19	Щільність потоку	ρ_1	$\frac{\kappa_1}{M^3}$	$\rho_1 = 1,293 \cdot \frac{273,15}{273,15 + \theta_{\kappa 1}^{cep}}$	0,244
20	Коефіцієнт місцевого опору	ζ_1	–	[20]	1,0
21	Розрахункова швидкість потоку	ω_1	$\frac{M}{c}$	$\omega_1 = \frac{B_p \cdot V_n^{\kappa 1} (\theta_{\kappa 1}^{cep} + 273,15)}{F_{\kappa 1} \cdot 273,15}$	14,80
22	Місцевий опір	Δh_1	Па	$\Delta h_1 = \zeta_1 \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \rho_1$	26,72
Економайзер					
23	Середня температура потоку в економайзері	$\theta_{ек}^{cep}$	°C	$\theta_{ек}^{cep} = \frac{\theta_{ек}' + \theta_{ек}''}{2}$	225
24	Розрахункова швидкість потоку у економайзері	$\omega_{ек}^{ек}$	$\frac{M}{c}$	$\omega_{ек}^{ек} = \frac{B_p \cdot V_n^{ек} (\theta_{ек}^{cep} + 273,15)}{F_{ек} \cdot 273,15}$	6,12
25	Поправка на еквівалентний діаметр стисненого поперечного перерізу пучка	C_{eo}	–	[20]	0,80
26	Поправка на довжину труб	C_l	–	[20]	0,93
27	Поправка на коефіцієнт ψ	C_ψ	–	[20]	0,85
28	Поправка на число рядів труб	C_z	–	[20]	1,0
29	Опір одного ряду коридорного пучка труб	$\Delta h_{\kappa n}$	Па	[20]	8,50
30	Число рядів труб по глибині пучка	z_2	–	із завдання	18
31	Опір пучків ребристих труб водяного економайзера, що поперечно омиваються	$\Delta h_{ек}$	Па	$\Delta h_{ек} = C_{eo} C_l C_\psi C_z \Delta h_{\kappa n} z_2$	96,76

продовження табл. 2.1

32	Коефіцієнт	ψ	–	$\psi = \frac{s_1 - d}{s_2 - d}$	1,625
Перший конвективний пучок					
33	Середня температура газу в першому конвективному пучку	$\theta_{\kappa n(1)}^{cep}$	°C	$\theta_{\kappa n(1)}^{cep} = \frac{\theta'_{\kappa n1} + \theta''_{\kappa n1}}{2}$	730
34	Щільність потоку	$\rho_{\kappa n(1)}$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\rho_{\kappa n1} = 1,293 \cdot \frac{273,15}{273,15 + \theta_{\kappa n(1)}^{cep}}$	0,352
35	Число рядів труб по глибині пучка	z	–	із завдання	40
36	Поправочний коефіцієнт	C_S	–	[20]	0,50
37	Поправочний коефіцієнт	C_{Re}	–	[20]	1,12
38	Коефіцієнт опору, віднесений до одного ряду пучка	$\zeta_{\kappa n(1)}^0$	–	[20]	0,50
39	Коефіцієнт опору гладкотрубного коридорного пучка	$\zeta_{\kappa n(1)}$	–	$\zeta_{1\kappa n} = C_S \cdot C_{Re} \cdot \zeta_{\kappa n(1)}^0 \cdot z$	11,2
40	Розрахункова швидкість потоку	$\omega_n^{\kappa n(1)}$	$\frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\omega_n^{\kappa n(1)} = \frac{B_p \cdot V_n^{\kappa n(1)} (\theta_{\kappa n(1)}^{cep} + 273,15)}{F_{\kappa n(1)} \cdot 273,15}$	7,71
41	Опір пучків гладких труб першого конвективного пучка, що омиваються поперечно	$\Delta h_{\kappa n(1)}$	Па	$\Delta h_{\kappa n(1)} = \zeta_{\kappa n(1)} \cdot \frac{(\omega_n^{\kappa n(1)})^2}{2} \cdot \rho_{\kappa n(1)}$	117,18
42	Місцеві опори	Δh_M	Па	із завдання	120
43	Розрідження в топці	$\Delta h_{\text{мон}}$	Па	[20]	35
44	Опір пучків труб, що омиваються поперечно	$\Delta h_{\text{отт}}$	Па	$\Delta h_{\text{отт}} = \Delta h_{\kappa n1} + \Delta h_{\text{ек}} + \Delta h_M + \Delta h_{\text{мон}}$	368,94

2.2 Вибір і визначення характеристик дутьових агрегатів

За результатами розрахунку (табл. 2.1) маємо змогу обрати з ряду існуючих, що випускаються промисловістю, тягодутьові апарати. Технічні параметри обраного обладнання наведено у табл. 2.2, 2.3.

Таблиця 2.2 – Характеристики дуттьового вентилятора ВДН-6 [21]

Дані/показник	Опис/значення показника
Корпус вентилятора	корпус металевий, зварний, спіральної форми. Правого або лівого обертання. Має круглий вхідний і квадратний вихідний патрубки з приєднувальними фланцями
Матеріал корпусу і робочого колеса	вуглецева сталь/ нержавіюча сталь
Схема конструктивного виконання	робоче колесо дуттьового вентилятора насаджене безпосередньо на вал електродвигуна
Робоче колесо	металеве, зварне, правого або лівого обертання, має 16 загнутих назад лопаток, динамічно збалансоване
Направляючий апарат	заслінка з регульованими по куту повороту лопатками, має єдиний поворотний механізм, що діє на всі лопатки одночасно
Електродвигун	встановлюється на станині, або в окремих випадках може кріпитись до корпусу вентилятора; потужністю 5,5 та 7,5 кВт з частотою обертання 1500 об/хв. і 22 кВт з частотою 3000 об/хв.
Рама	металева, зварна
Повний тиск при: 5,5 кВт 7,5 кВт 22 кВт	1300 Па 1500 Па 5400 Па
Продуктивність при: 5,5 кВт 7,5 кВт 22 кВт	4200 м ³ /год. 4500 м ³ /год. 8700 м ³ /год.

Схема №1 вентилятора ВДН-6 з приєднувальними розмірами представлено на рис. 2.2, а аеродинамічні характеристики – на рис. 2.3 [21].

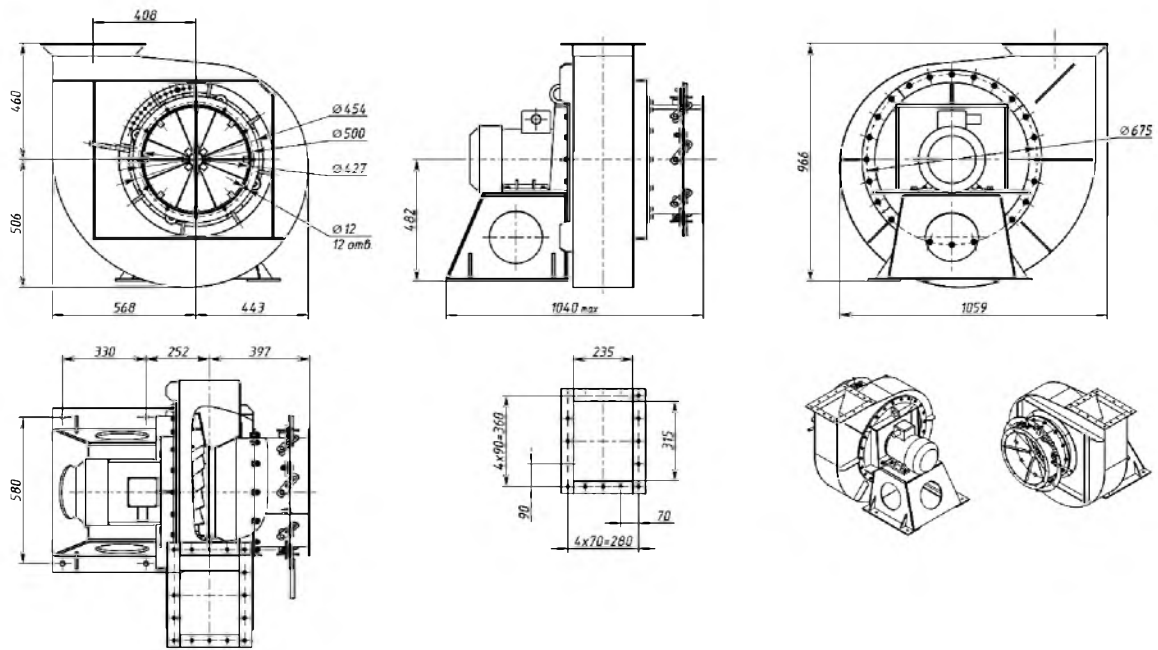


Рисунок 2.2 – Схема №1 вентилятора ВДН-6 з приєднувальними розмірами [21]

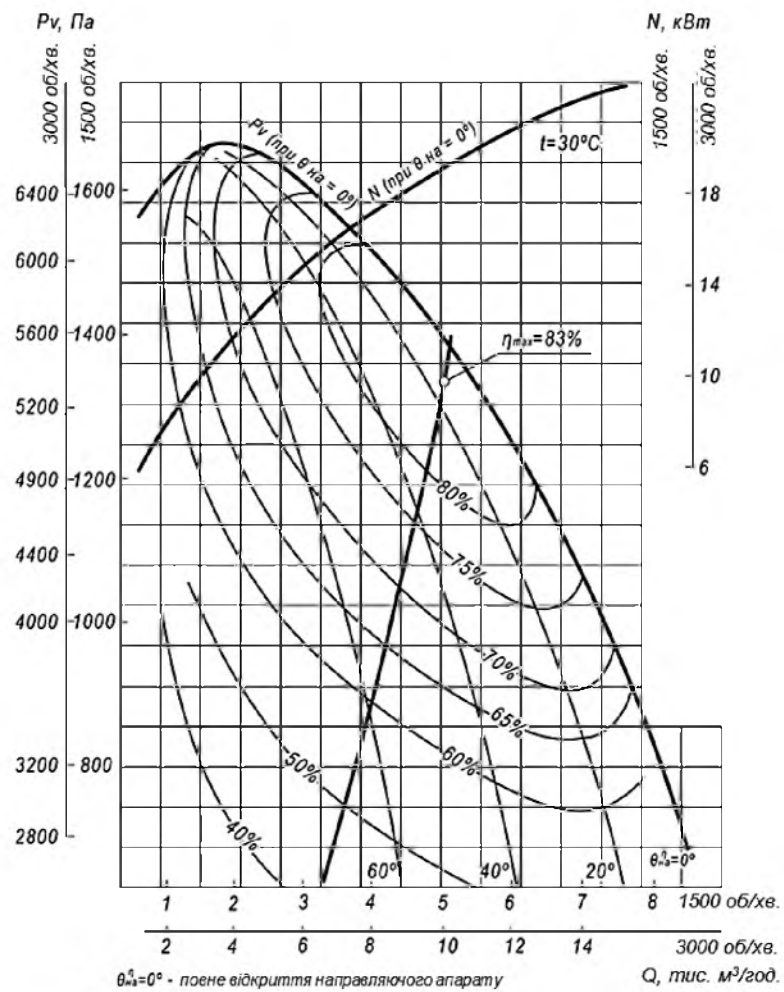


Рисунок 2.3 – Аеродинамічні характеристики вентилятора ВДН-6 [21]

Для означених умов обираємо димосос ДН-11,2, технічні характеристики якого наведено у табл. 2.3 [22].

Схематичне зображення димососа ДН-11,2 з приєднувальними розмірами представлено на рис. 2.4, а аеродинамічні характеристики – на рис. 2.5 [22].

Таблиця 2.3 – Характеристики димососа ДН-11,2 [22]

Дані/показник	Опис/значення показника
Корпус димососа	корпус металевий, зварний, спіральної форми; правого або лівого обертання, має круглий вхідний і квадратний вихідний патрубки з приєднувальними фланцями
Матеріал корпусу і робочого колеса	вуглецева сталь нержавіюча сталь високолегована сталь
Схема конструктивного виконання	робоче колесо димососа насаджене безпосередньо на вал електродвигуна
Робоче колесо	металеве, зварне, правого або лівого обертання, має 16 загнутих назад лопаток, динамічно збалансоване
Направляючий апарат	представляє собою заслінку з регульованими по куту повороту лопатками, має єдиний поворотний механізм, що діє на всі лопатки одночасно
Електродвигун	встановлюється на станині, або в окремих випадках може кріпитись до корпусу димососа; двигуни потужністю від 15 до 22 кВт з частотою обертання 1000 об/хв. і двигуни від 45 до 55 кВт з частотою 1500 об/хв.
Рама	металева, зварна, складає суцільну конструкцію із опорних елементів і задньої кришки улітки

	димососа; до рами кріпляться електродвигун і сама улітка продовження табл. 2.3
--	--

Повний тиск при: 15 кВт 18,5 кВт 22 кВт 45 кВт 55 кВт	1900 Па 2000 Па 2120 Па 4300 Па 4500 Па
Продуктивність при: 15 кВт 18,5 кВт 22 кВт 45 кВт 55 кВт	16000 м ³ /год. 18700 м ³ /год. 20150 м ³ /год. 25000 м ³ /год. 29000 м ³ /год.

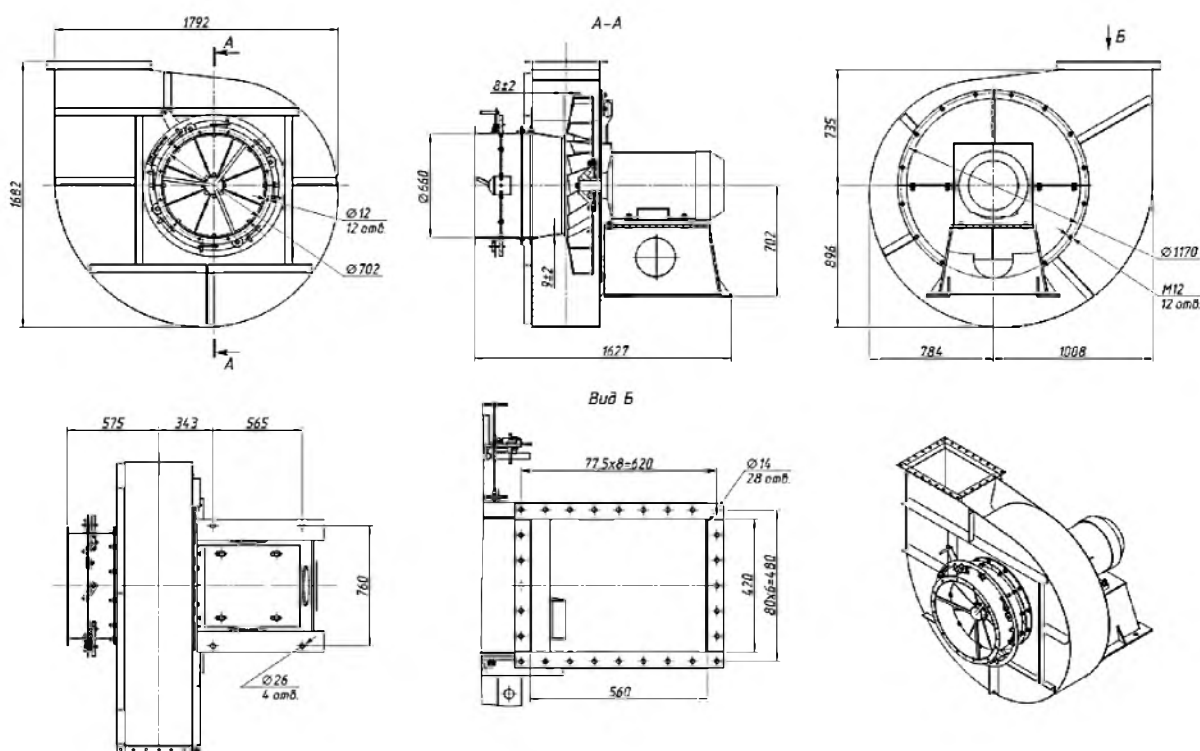


Рисунок 2.4 – Схема №1 димососа ДН-11,2 з приєднувальними розмірами [22]

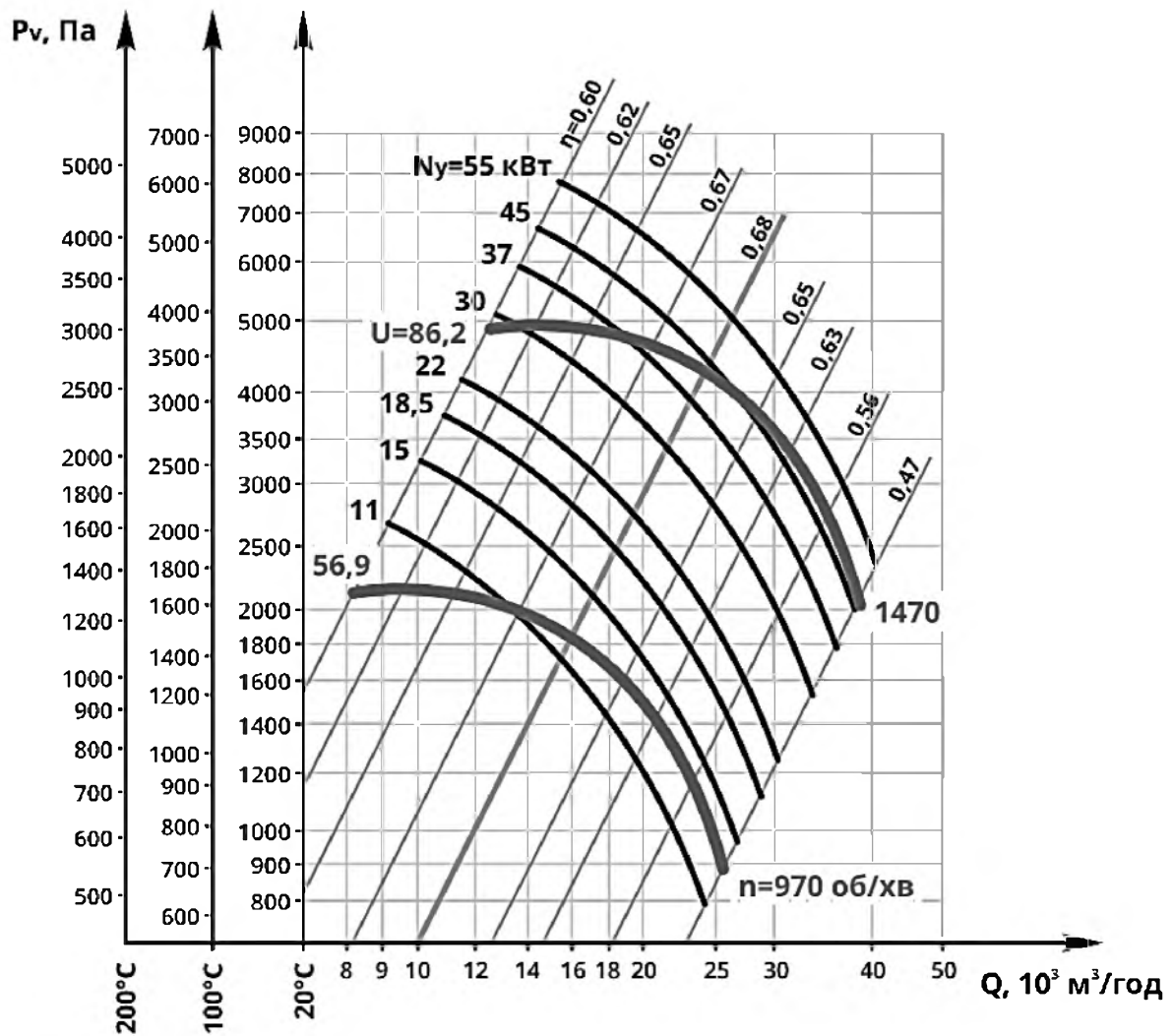


Рисунок 2.5 – Аеродинамічні характеристики димососа ДН-11,2 [22]

Компонування котельні визначає взаємне розташування основного і допоміжного обладнання у ряді приміщень (установки котла, насосної групи, хімводоочищення, димососне, зберігання і підготовки палива, службових) [21].

3 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ У ВІДЦЕНТРОВИХ ТУРБОМАШИНАХ

3.1 Складання теоретичних рівнянь протікання потоку у відцентровій турбомашині

Для опису процесів, що відбуваються у відцентрових турбомашинах, необхідно скласти рівняння, які описують рух потоку газоповітряної суміші з включаючими частинками. Даний потік при русі, взаємодіє з лопатями, форма яких визначає певну геометрію та вміщені у робоче колесо, що обертається.

Методи дослідження сумішей визначають, що при фазовому поділі враховується неоднорідність потоку, а неоднорідність щільності потоку є джерелом виникнення додаткової підйомної сили. Рух рідини під дією відцентрових сил визначає розподілу швидкостей у потоці та виникнення в'язкого тертя. Таке положення, при переміщенні потоку по криволінійним каналам турбомашини призводить до появи зон завихрювання потоку та, як наслідок, виникнення додаткових сил інерції. Ці чинники вимагають проведення досліджень завихрених двофазних потоків у полі відцентрових сил [23].

Для визначення траєкторій руху елементарних цівок та твердих часток використовують теорію Ейлера та рівняння Лагранжа. Ці підходи дозволяють здійснити моделювання процесів обміну енергією та визначити траєкторії руху окремих структур з описом відповідних взаємодій за допомогою математичних залежностей. Дані залежності «виводяться» шляхом чисельного інтегрування попередньо складених рівнянь руху у обраній системі відліку [24]:

$$\frac{d^2 r_p}{d\tau^2} = F_r + r_p \left(\frac{d\theta_p}{d\tau} + \omega \right)^2 \quad (3.1)$$

$$r_p \frac{d^2 \theta_p}{d\tau^2} = F_\theta - 2 \frac{dr_p}{d\tau} \left(\frac{d\theta_p}{d\tau} + \omega \right) \quad (3.2)$$

$$\frac{d^2 z_p}{d\tau^2} = F_z \quad (3.3)$$

де r_p – радіус-вектор, що визначає положення частки у обертовій системі координат,

θ_p – кут, що визначає положення частки у обертовій системі координат,

z_p – вертикальна координата, що визначає положення частки у обертовій системі координат,

ω – кутову швидкість обертання робочого колеса.

Дані рівняння включають усі сили, що діють у потоці (відцентрові, прискорення Коріоліса, аеродинамічні, міжфазних взаємодій та інші).

Основним опором руху окремим елементам потоку є аеродинамічні та відцентрові сили, а решта сил є незначними. Зазначену силу аеродинамічного опору можна розрахувати за рівнянням [24]:

$$\bar{F} = \frac{3}{4} \frac{k_o}{d_p} |\bar{V} - \bar{V}_p| (\bar{V} - \bar{V}_p) \quad (3.4)$$

де d_p – діаметр частинок, мм,

$\bar{V}$ і $\bar{V}_p$ – вектори швидкості газу та частинок, м/с,

k_o – коефіцієнт опору.

Крім того, при русі потоку вздовж лопатей відбувається зміна його температури, що пояснюється обміном енергією між елементами конструкцій та потоком повітря (шляхом теплопровідності та конвекції) [24]:

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{3}{16} \cdot \frac{h}{\rho C} \cdot \frac{1}{d} \cdot (T_g - T_p) \quad (3.5)$$

де C – питома теплоємність потоку,

h – коефіцієнт тепловіддачі, який можна розрахувати за формулою [24]:

$$h = \frac{k}{d_p} (2.0 + 0.6 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr}) \quad (3.6)$$

де k – коефіцієнт теплопровідності,

Re – число Рейнольдса,

Pr – число Прандтля.

Досить гарним способом для числового розв'язання складених рівнянь для тривимірних потоків є рівнянь Нав'є-Стокса у системі координат, що обертаються. Для їх розв'язання необхідно визначити скінчений об'єм. Для спрощення обрахунків конвективних потоків можна використати методи апроксимації із залученням похідних другого порядку, винайдених за початковими умовами.

У якості початкових умов можуть бути використані: значення тисків на вході та виході з робочого колеса, кути входу та виходу потоку та температурні параметри.

Обмежуючими поверхнями можуть бути нерухомі стінки та поверхні, що обертаються. Для спрощення можна допустити відсутність теплообміну з навколишнім середовищем, тобто визначити процес теплообміну як адіабатний. Розподіл параметрів можна здійснити шляхом завдання статичної сітки, накладеної на весь досліджуваний об'єм. Вибір

розмірів комірок обчислювальної сітки здійснюється шляхом безперервності зміни досліджуваних величин із заданою точністю.

Розв'язання рівнянь відбувається шляхом послідовного інтегрування за параметром часу при проходженні потоку від входу у робоче колесо до виходу з нього. При моделюванні руху потоку можна змінювати геометричні розміри, значення тисків, температурні та вологісні характеристики, вміст твердих часток. При цьому застосовують принципи обмеження траєкторій руху крапель у заданій системі відліку. Висока достовірність отриманої моделі та результатів обчислень досягається шляхом завдання точних параметрів потоку, геометричних параметрів обмежуючих поверхонь протокових частин і лопатей та кінематичних параметрів роботи відцентрової турбомашини [24].

3.2 Визначення чинників, що впливають на параметри роботи відцентрових турбомашин

Кінцеві (вихідні) параметри роботи відцентрових турбомашин залежать від параметрів руху потоку, а отже – від геометричних параметрів прохідних перетинів, якими зазначений потік рухається. Головним завданням при проектуванні відцентрових турбомашин є забезпечення стабільності зазначених параметрів у широкому діапазоні змін подачі. Основною перешкодою на цьому шляху є нестійкість руху потоку та конструктивна обмеженість та застосованість матеріалів [25].

Зменшити нестабільність руху потоку можна здійснити шляхом підбору геометричних параметрів окремих частин машини: встановлення напрямних лопатей та розгалужувачів потоку на вході та виході з робочого колеса.

Встановлення додаткових лопатей для розгалуження потоку впливають на загальну продуктивність компресора, стабільність роботи турбомашини при зниженні її продуктивності, а також підтримання коефіцієнту корисної дії на належному рівні.

Впливаючи на геометричні параметри протокових частин, одночасно впливаємо на параметри протікання потоку, зміну його термодинамічних параметрів, властивостей енергообміну (рис. 3.1) [26].

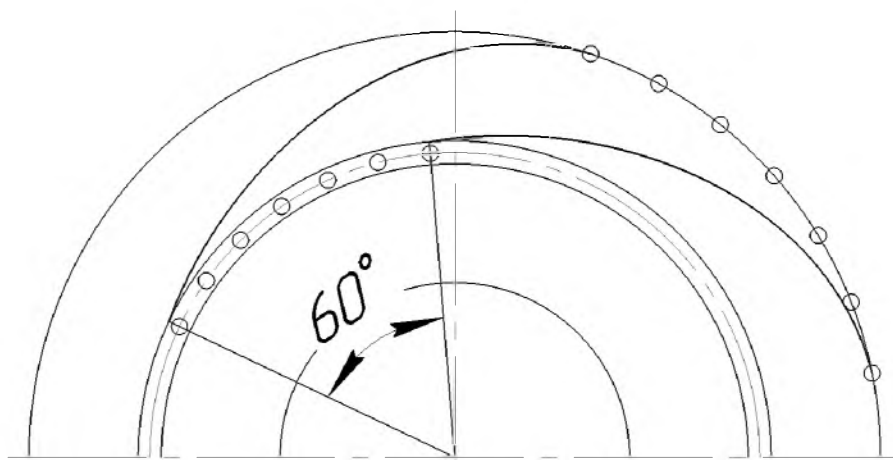


Рисунок 3.1 – Модель міжлопасного простору відцентрової турбомашини

При зміні витрати потоку через турбомашину можуть виникати ситуації його відриву від протокових частин, що вимагає точного прогнозування зміни термодинамічних параметрів. Можна виділити різний ступінь відриву потоку від лопаті (рис. 3.2) [26].

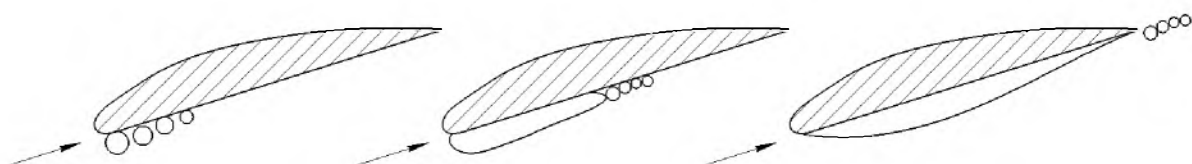


Рисунок 3.2 – Стадії розвитку відриву потоку

Моделювання протікання потоку вздовж лопаті відцентрового колеса можна здійснити за допомогою прикладного програмного забезпечення SolidWorks. Розподіл тисків можна здійснити шляхом кольорової ідентифікації (рис. 3.3). Зміна тиску розпочинається на вхідному перетині лопаті та розповсюджується вздовж його довжини та пояснюється прискореним рухом потоку в перетинах, що розглядаються. Потік на вході на лопать сприймає ефект гальмування та викликає появу областей падіння тиску з усіх боків [26, 27].



Рисунок 3.3 – Лінії току потоку та моделювання зміни статичного тиску навколо лопаті

При зменшенні витрати через турбомашину в робочому колесі навколо лопатей виникають рециркуляційні потоки через часткове відділення потоків від лопатей на їх зворотній стороні та мають складну просторову форму. На форму та ступінь відриву можуть впливати геометричні параметри протокових частин. Відрив потоку на зворотній до обертання стороні лопаті при зменшенні витрати через турбомашину підтверджується результатами моделювання (рис. 3.4) [26, 27].

При збільшенні значення витрати на передній по відношенню до обертання стороні лопаті, потік починає рухатися прискорено, що призводить до утворення області з низьким статичним тиском. Збільшенні параметри витрати викликають невідповідність напрямку ліній току та

форми лопаті, що підтверджується моделюванням (рис. 3.5) [26, 27].



Рисунок 3.4 – Лінії току потоку та моделювання зміни статичного тиску навколо лопаті при зменшених витратах



Рисунок 3.5 – Лінії току потоку та моделювання зміни статичного тиску навколо лопаті при збільшених витратах

Проведене моделювання дозволяє визначити розподіл швидкостей та тисків вздовж лопатей при різних кінематичних параметрах роботи турбомашини. Змінюючи геометричні та кінематичні параметри можна уникати випадків відриву потоків при їх витратах більших та менших за номінальні значення.

4 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВИХ ТУРБОМАШИН

4.1 Принципи моделювання відцентрових турбомашин

Для підвищення надійності роботи відцентрових турбомашин необхідно здійснювати широке впровадження прогресивних технологій та методів з розробкою доступних і адекватних моделей. Для цього можливим і доцільним є використання прикладних програм та програмних комплексів, що одночасно здійснюють обчислення, збирання даних та візуалізують процеси, що протікають [28].

Однією із зазначених технологій є метод обчислювальної гідродинаміки, зміст якого полягає у розгляді потоків через чисельного розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса, рівнянь нерозривності потоку, рівнянь Рейнольдса. Для цього необхідно створення просторової моделі, обмежену геометричними та фізичними граничними умовами, з подальшим здійсненням розрахунків на основі складених рівнянь, які було зазначено вище [28].

У якості засобів моделювання можуть бути використані програмні комплекси AutoCard, SolidWorks, КОМПАС-Аскон, Ansys, Matlab та інші.

Засоби даних програм дозволяють здійснити розробку технічних пристроїв, що досліджуються, проводячи ці процедури з високою достовірністю та дослідженням процесів у середині моделі. Дані системи, крім усього іншого, дозволяють автоматизувати однотипні розрахунки та здійснювати відповідні графічні будови та візуалізувати зміну параметрів у часі. Представлені програми мають досить зручний та доступний інтерфейс, є доволі гнучкими та надають широкі можливості для обробки отриманих результатів [28].

Складені моделі дозволяють здійснювати аналіз роботи моделей шляхом комбінування різноманітних параметрів її роботи для пошуку адекватного відгуку розробленої моделі на зміну зовнішніх керуючих

факторів. Отримані шляхом програмування та моделювання результати можна інтерпретувати у зручному для спостерігача вигляді, а процес оптимізації може бути здійснений досить доступними важелями.

У функції користувача входять: завдання вхідних даних та аналіз вихідних. Зазначений аналіз вихідних параметрів можна здійснювати автоматично з використанням доступних програм аналізу або оцінювати візуально. При цьому можуть бути описані і стаціонарні стани, і перехідні та комутаційні процеси за умови дотримання високого ступеня точності при вимірюванні контрольованих параметрів.

З метою якісного моделювання необхідно відтворити об'єкт, що розглядається, за заданими розмірами, надаючи йому просторової форми. Це дозволить у подальшому побудувати просторову розрахункову сітку, яка у кожній своїй комірці дозволить здійснити розрахунок параметрів, що цікавлять нас з точки зору досліджень. Далі необхідним є застосування методів обчислювальної гідродинаміки, які дозволяють розглядати технологічний об'єкт за окремими функціональними параметрами [29].

Для визначення об'єктів проектування задаються граничними та початковими умовами. Дані умови визначають межі здійснення розрахунків при моделюванні та задають межі точності здійснених розрахунків при обробці результатів.

Для якісного моделювання необхідно здійснити попередній аналіз моделі та встановити припустимі області існування досліджуваних функцій та межі зміни геометричних та кінематичних параметрів.

Прикладні програми дозволяють представити очікуваний результат у вигляді, зручному для сприйняття інформації (графіки, числові значення, візуальні форми та інше).

Основою зазначених прикладних програм є просторове твердотільне моделювання, що створює моделі різних середовищ та взаємних впливів цих середовищ.

4.2 Застосування методів обчислювальної гідродинаміки у відцентрових турбомашинах

З вищесказаного випливає, що потоки у відцентрових турбомашинах є досить складними за складом та конфігурацією – вони характеризується тривимірністю та одночасною наявністю різних режимів протікання: ламінарного, турбулентного та перехідних між ними з перекриттям між ними [29].

У залежності від призначення турбомашини, потоки можуть розглядатися як нестисливими так і стисливими або їх комбінуванням. Для описання даних процесів можна скористатися одними й тими ж рівняннями з визначенням характерних граничних умов.

Потоки, що рухаються у відцентрових турбомашинах, мають значну кількість кінематичних та теплових параметрів: швидкість поступового та колового руху, масова витрата, кінематична в'язкість, число Рейнольдса, число Прандтля, число Грасгофа, зростання та падіння тиску та витрати, шорсткість поверхонь та інше. Усі ці параметри визначають вигляд та ступінь характеристичних рівнянь та способів і методів їх розв'язання для ідентифікації руху потоку [29].

Останнім часом, усі ці складні процеси можна розглядати та досліджувати за допомогою програмного забезпечення та комп'ютерної техніки, яку у загальному випадку називають методом обчислювальної гідродинаміки.

У залежності від природи поля досліджуваного потоку можна використовувати різний ступінь наближення, що виражається у вигляді чисельного розв'язання складених рівнянь для моделювання потоків, що рухаються у відцентрових турбомашинах. Чисельне розв'язання базується на загальних виглядах рівнянь Нав'є-Стокса та Ейлера, складених для відповідного вигляду потоку – в'язкого, нев'язкого та розшарованого [29].

Вихрові методи досліджень засновані на огляді потоків у визначеній частотній області, що визначають стійкі та нестійкі режими роботи турбомашин. При цьому можна досліджувати як стаціонарні так і нестаціонарні потоки. Вихрові досить добре описують кінематику руху потоку і досить погано процеси тепло- та масоперенесення. Даний метод у своїй основі визначає взаємодію між зближеними елементами турбомашини, а вплив віддалених елементів не враховується, а приймається як таким, що відомо. Даний метод передбачає поведінку та взаємодію між окремими елементами при зміні відповідних вхідних параметрів. Крім того, даний метод має досить високу ступінь передбачення та відрізняється швидкістю розрахунків у порівнянні з методами, що описано далі. Обмеження даного методу полягають у прийнятті того, що потоки є нестисливими та недисипативними [29].

Більш досконалими вважаються чисельні методи дослідження і їх можна застосовувати як для нестисливих так і для стисливих потоків. Ці методи також базуються на складанні та розв'язанні рівнянь Ейлера та Нав'є-Стокса з урахуванням деяких відмінностей [30].

Дані рівняння дозволяють прогнозувати параметри роботи турбомашин, досить точно описувати рухи потоків і тепломасообмінні процеси у лопаткових каналах робочих колів та лопаткових каналах направляючих апаратів з урахуванням їх геометрії. При цьому можна описати навіть характер руху потоку вздовж кількох ступенів відцентрової турбомашини з урахуванням зміни геометричних параметрів, явищ дисипації енергії, зміни гідравлічних показників та інші.

Одним з основних методів аналізу нестисливих потоків є дослідження зміни параметрів тиску у потоці, що рухається. При цьому складається рівняння зміни тиску у вигляді поля його розподілу, який корелюється з полем розподілу швидкостей. Для коригування поля тиску необхідним є складання розрахункової сітки, що дозволяє більш точно розв'язувати рівняння, що описує зміну тиску. Для цього зазвичай користуються

методом кінцевої різниці або метод кінцевого об'єму. У нашому випадку маємо наявний рух стисливого потоку, тому для його дослідження можна використати чисельний метод з диференціюванням за часом. Даний метод полягає у розв'язанні стаціонарної задачі для достатньо тривалого часу з обчисленням рівнянь, складених для параметрів, що залежать від часу, і описують конкретну складову роботу турбомашини [30].

Досить зручним для використання даного методу є представлення обчислювальної області у вигляді однорідної прямокутної сітки, а розрахункові похідні для змінних досліджуваного потоку, розташовуються у вузлах даної сітки. Рівняння складаються на основі законів збереження маси, енергії та імпульсу і утворюють набір взаємозв'язаних об'ємів, що утворюються сіткою у фізичній площині.

Особливості даного методу розв'язання за допомогою диференціювання за часом полягають у наступному [29, 30]:

- складені рівняння можна використовувати для будь-яких режимів руху,
- для розв'язання складених рівнянь можна досить широко використати комп'ютерну техніку,
- можливість досліджування як векторних так і скалярних величин,
- низька ефективність обчислень, а отже і їх значна тривалість,
- обмеженість застосування.

Потоки, що протікають у турбомашинах можуть містити як нестисливі, так і стисливі компоненти, тому застосовувані методи досліджень повинні враховувати цю особливість.

Оглянутий вище метод аналізу поля тисків використовує розв'язання складених рівнянь тиску та імпульсу шляхом здійснення послідовних ітерацій до моменту отримання поля потоку без значних розбіжностей. Це можна зробити шляхом застосування певних алгоритмів. Для спрощення цього алгоритму можна застосувати метод, який може розглядати нестисливе середовище, як начебто стисливе, шляхом додавання ще однієї

змінної – похідної за часом від значення тиску. У такому випадку при стаціонарному стані складені рівняння досить точно відповідають картині, що відображає усталену нестисливу течію. Через вимогу розгляду потоку як безперервного, у полі потоку можуть виникати додаткові хвилі тиску, що пояснюється прийнятими припущеннями, та впливом на кінцеву модель реальної структури потоку [31].

Іншим методом, що дозволяє розглядати стисливі потоки як стисливі, є метод конденсації, що вимагає впровадження величин, що характеризують в'язкість та дифузію середовища. Не дивлячись на це, отримуємо систему рівнянь, які дозволяють отримати точне та ефективне дослідження потоку у широкому діапазоні швидкостей його руху.

Для розв'язання отриманих рівнянь спочатку необхідно з'ясувати, у якому вигляді вони представлені – у явному чи неявному.

При явному завданні отримуємо відносно простоту рішень, при яких оцінка здійснюється шляхом використання відомих граничних умов. Цей метод використовує техніку поступового наближення, що вимагає більшого часу для обчислень.

При неявному завданні необхідно здійснювати одночасне розв'язання складеного набору рівнянь, що характеризується більшими кроками ітерацій та доволі швидке розв'язання.

При моделюванні поля руху потоку у відцентрових турбомашинах необхідно більшої уваги приділити аналізу його поля, тобто розподілу його характеристик у просторі. Для цього аналізу необхідним є виділення кінцевого об'єму, що дозволяє використовувати кінцево-різницьку схему, яка забезпечує доволі високу швидкість розрахунків при заданій їх точності. При завданні кінцевого досліджуваного об'єму можна досить добре забезпечити вимогу збереження маси та імпульсу. Складені для даного методу рівняння досить точно моделюють потік та процеси теплопередачі, є стабільними, точними та ефективними, дозволяють виключити розриви потоку та будь-які спотворення потоку [31].

Методи обчислювальної гідродинаміки є найрозповсюдженішим у теперішній час для дослідження гідравлічних та аеродинамічних досліджень відцентрових турбомашин. Це пояснюється наступними факторами [32]:

- високим потенціалом даної технології, наглядністю виконаних розрахунків руху потоків у протокових частинах,
- враховуються багато супутніх параметрів – в'язкі ефекти, наявна ламінарність і турбулентність,
- висока наближеність до реальності,
- висока ефективність моделювання.
- можливість зміни у процесі та після здійснення моделювання різних параметрів з метою покращення експлуатаційних показників.

Дана метода вимагає розробки відповідних алгоритмів аналізу протікання потоків з урахуванням їх складності та, іноді, надмірної кількості обчислювальної потужності для розв'язання отриманих рівнянь.

Для підвищення точності моделювання необхідною умовою є збільшення щільності розмірної сітки та відповідного вибору чисельного методу розрахунку. При цьому основним розрахунковим методом є метод диференціювання за часом для розв'язання розглядаємої стаціонарної задачі. Даний метод розрахунку полягає у завданні певних значень параметрів у певних граничних умовах для визначеного стану.

Розв'язання системи алгебраїчних рівнянь полягає у постійному наближенні до реального значення з часом. При цьому повинні враховуватися в'язкі й дисипативні властивості потоку та необхідність розгляду лише стабільних станів для досягнення точності.

Особливість обчислювальної гідродинаміки полягає у можливості змінювати масштаб обчислювальної сітки у різних елементах у залежності від специфіки аеродинамічних форм протокових частин. Однак це викликає вимоги додаткового часу для обчислень та ускладнює оцінку точності розв'язання. Виходом можуть бути методи, що дозволяють

робити вибірковість обчислювальної сітки для зменшення вимог до підвищеної обчислювальної потужності. У математичному змісті це виглядає як перехід від чисельних (скалярних) значень до матричної форми запису. Дана форма дозволяє поєднувати переваги явної та неявної схем дослідження та отримати більшу точність розрахунків [31].

4.3 Моделювання процесів протікання газоповітряної суміші у відцентровій турбомашині

Для здійснення моделювання процесів протікання газоповітряної суміші у відцентровій турбомашині необхідно спроектувати геометричний каркас пристрою, що розглядається. У більшості випадків одноступінчасті відцентрові турбомашини мають у своїй основі робоче колесо, вміщене у корпус спіральної форми, кожен з яких являють собою тверду, жорстку, суцільну структуру.

Геометричні параметри зазначених елементів турбомашини визначають параметри її роботи, а їхня зміна досить сильно впливають на характеристики турбомашини. Особливо сильно на роботу впливають кути входу та кути виходу потоку на та з робочого колеса турбомашини відповідно [33].

Оскільки при розгляді потоку у відцентровій турбомашині маємо справу з газоподібною рідиною, до даної системи можна застосувати метод обчислювальної гідродинаміки, який досить повно та точно може описувати процеси протікання газоподібних сумішей. Метод обчислювальної гідродинаміки дозволяє здійснювати параметричні та експериментальні дослідження гідродинамічного об'єкту. У основі даного методу є основний принцип дослідження, заснований на причинно-наслідкових зв'язках між окремими елементами системи і основні фізичні

закони. Створені з використанням засобів обчислювальної гідродинаміки та прикладних програм моделі фізичних об'єктів та процесів мають в основі принципи їх високоточного відтворення за певними припущеннями, що не зменшують точність кінцевих результатів [33].

Моделювання дозволяє представити реальний об'єкт та визначити протікання процесів на основі законів, що описують взаємозв'язки між окремими параметрами. Реалізація принципів моделювання дозволяє розв'язати визначену проблему шляхом її імітації обраними засобами. Першим обмежуючим фактором на шляху розв'язання поставленої задачі можуть бути потужності обчислювальної техніки або недосконалість методів програмування. Другим – початкова невизначеність геометричних параметрів реальної машини, яка на даному етапі знаходиться лише на стадії проектування [33].

Для реалізації моделі необхідно пройти ряд певних дій, які визначають шлях від математичної до комп'ютерної модель.

Математична модель будується на основі знань про природні явища з використанням математичного апарату. Постановка і розв'язання задач за допомогою математичної моделі визначає ряд числових значень, що визначають параметри роботи досліджуваних об'єктів. Математичні моделі у вигляді розрахункових залежностей можуть стати основою для створення числової моделі. По суті, числова модель є засобом пошуку і виражає конкретні числові значення але не дає конкретного розв'язання поставленої проблеми [34].

Для більш раціонального використання потужностей комп'ютерної техніки, загальну область дослідження моделі розбивають на менші області, у яких і здійснюється розгляд поведінки системи впродовж визначеного періоду. З цією метою на характерних поверхнях створеної моделі будується «просторова сітка», кожна комірка якої володіє тими ж властивостями, що і суцільний об'єкт дослідження. Кожна комірка має відповідний запис, який виглядає як окреме алгебраїчне рівняння, кожне з

яких входить до системи, розв'язання якої «вручну» є досить складним і тут у нагоди можуть статися засоби комп'ютерної техніки зі встановленим програмним забезпеченням [34].

У якості граничних умов обираються значення геометричних параметрів турбомашини, зміна енергій, імпульсу та тиск, який екстраполювався у досліджуваній обчислювальній області. Умови руху потоку на вході та виході з робочого колеса розглядались як двовимірні. Граничною умовою на виході був статичний тиск. У якості критерію збіжності було використано різницю масового потоку між вхідним і вихідним перетинами та зміна щільності потоку [35].

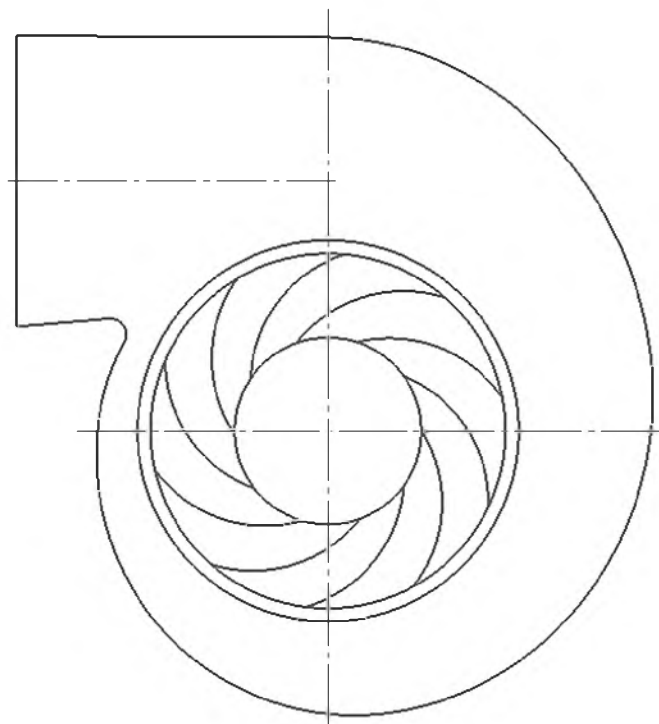


Рисунок 4.1 – Схематичне зображення відцентрової турбомашини

Для визначення розміру розрахункової сітки було здійснено кілька дослідів: 1-й мав 100 000 комірок, 2-й – 500 000 комірок, 3-й – 1 000 000 комірок. У місцях, що являли найбільшу зацікавленість (крайки лопатей, вхідний і вихідний отвори), розміри комірок зменшувалися у 10 разів. Порівняння різних поділів здійснювали на проектному значенні масової

витрати. Для спрощення, питому ізобарну теплоємність впродовж моделювання вважали постійною [35].

Для кожного з елементів розробленої конструкції створюємо власну твердотільну модель, які необхідно з'єднати у загальний виріб.

Модель відцентрової турбомашини розробляємо у програмі SolidWorks – рис. 4.2 – 4.4 [36].

Створена просторова модель покривається сіткою, щільність якої буде визначати точність та тривалість обчислень. У найбільш відповідальних місцях щільність сітки повинна бути збільшена (рис. 4.5).

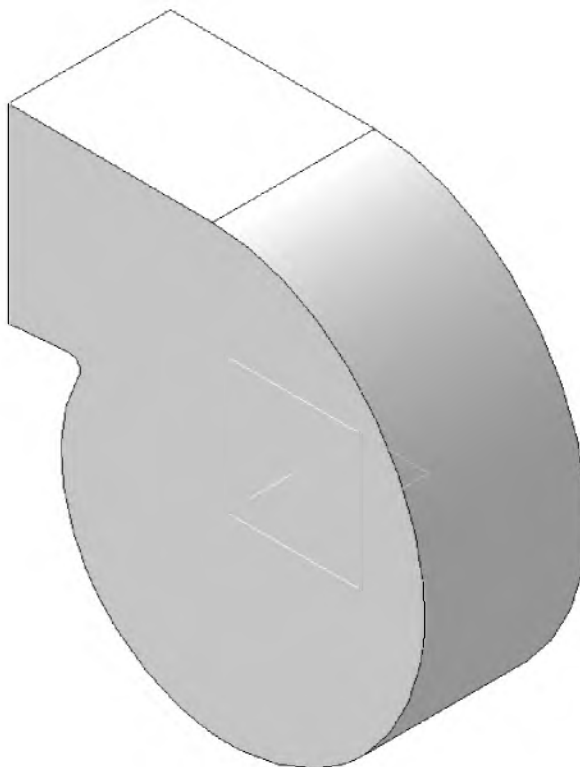


Рисунок 4.2 – Просторова модель кожуха відцентрової турбомашини

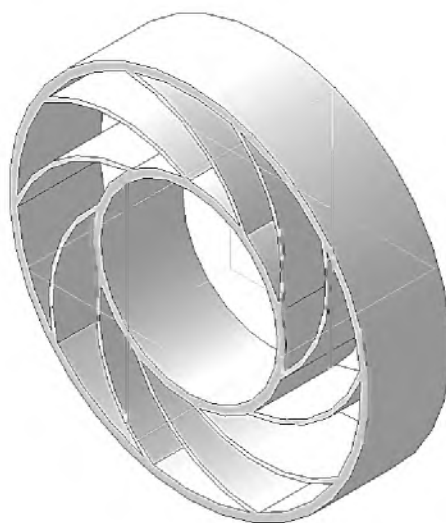


Рисунок 4.3 – Просторова модель робочого колеса відцентрової турбомашини

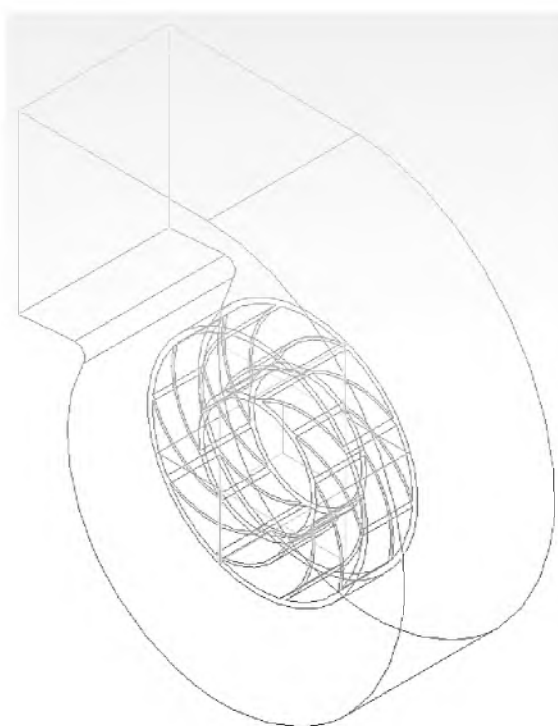


Рисунок 4.4 – Збирання просторової моделі відцентрової турбомашини

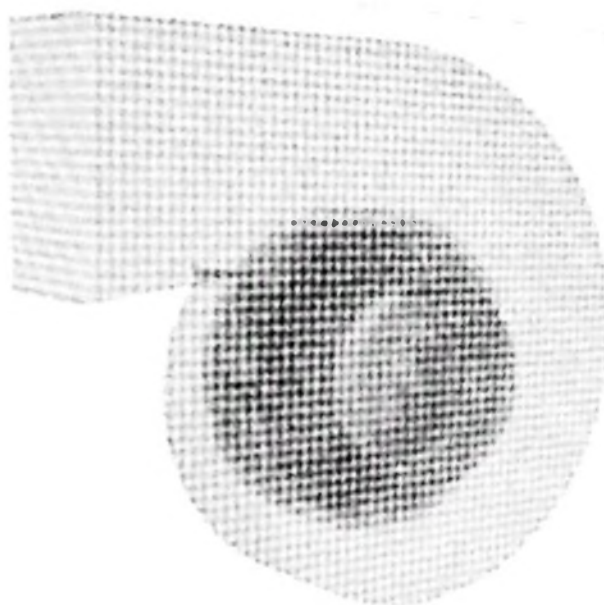


Рисунок 4.5 – Покриття створеної просторової моделі розрахунковою сіткою

Результати моделювання роботи моделі у табличному вигляді є не досить зручними для аналізу. Більш зручним є виведення зміни параметрів за допомогою засобів візуалізації.

Протікання процесів залежить від багатьох факторів, тому для спрощення обираються лише початкові параметри, які зв'язані фізичними закономірностями та алгоритмами, а у якості результатів моделювання можна обрати деякі визначені стійкі стани.

На рис. 4.6 наведено картину зміни швидкостей у досліджуваному об'єкті. На рис. 4.7 показано картину розподілу тисків у досліджуваному об'єкті [37].

Однією з умов ефективної роботи відцентрової турбомашини є забезпечення безперервності потоку. Створені моделі дозволяють «побачити» тривимірність потоку у полі відцентрових сил. Відмінною особливістю конструкції робочого колеса є конструкція лопатей, що загнуті назад.



Рисунок 4.6 – Картина розподілу швидкостей у досліджуваному об'єкті

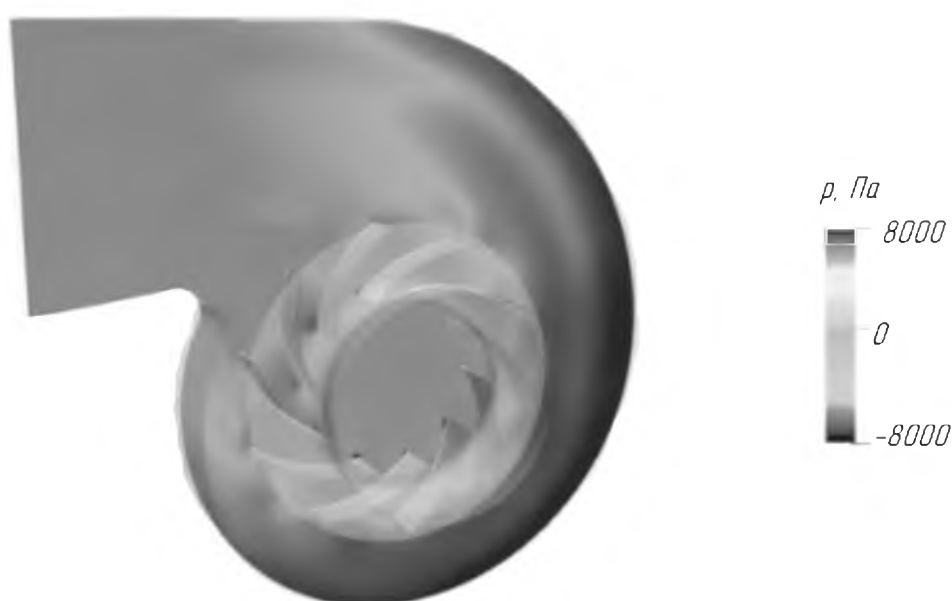


Рисунок 4.7 – Картина розподілу тисків у досліджуваному об'єкті

Проведене моделювання потоку є близьким до експериментальних досліджень відцентрових турбомашин з робочими колесами аналогічної конструкції.

Збільшення числа лопатей підвищують коефіцієнт витрати, загальний коефіцієнт корисної дії та ефективність роботи турбомашини. Зі збільшенням вихідного кута збільшується відсоток рециркуляції та досягається більше значення розрідження для отримання заданої швидкості руху потоку, одночасно збільшується споживання електричної енергії.

Наявність радіального зазору забезпечує краще перетворення енергії у робочому колесі, яке посилюється у дифузорі до оптимальних для транспортування потоку параметрів.

Чисельний аналіз та результати моделювання показують, що зі збільшенням діаметра впускного колектора збільшується ефективність турбомашини. Загальний тиск, створюваний турбомашиною, зменшується зі збільшенням коефіцієнта витрати, а швидкість потоку збільшується. Підвищити продуктивність відцентрової турбомашини можна за рахунок зміни геометричних розмірів робочого колеса – збільшення його діаметра та зменшення ширини колеса і зменшення товщини лопаті.

У табл. 4.1 наведено геометричні параметри робочого колеса та характеристика середовища, що протікає через турбомашину.

Моделювання дозволяє визначити залежності швидкості потоку від загального значення напору та зміни ККД – зі збільшенням витрати, а отже і швидкості потоку, спостерігається загальне зменшення напору, що пояснюється перетвореннями енергії та відповідними геометричними та кінематичними параметрами робочого колеса. Зміна витрати викликає відповідну зміну ККД, яке має криволінійну залежність, що пояснюється специфікою роботи турбомашини.

Результати моделювання дозволяють здійснити первинний аналіз та провести геометричну оптимізацію турбомашини шляхом коригування різних елементів: зміна кількості лопатей, їх товщини та кута входу і виходу потоку на лопаті; кінематичних параметрів – частоти обертання робочого колеса; геометрії корпусу – геометрії кожуха, величини зазору

між кожухом і робочим колесом і т.п.

Таблиця 4.1 – Геометричні параметри робочого колеса та характеристика середовища

Параметр	Од. виміру	Значення параметра
Зовнішній діаметр робочого колеса	мм	650
Внутрішній діаметр робочого колеса	мм	90
Напрямок лопаток робочого колеса	–	«загнуті назад»
Кількість лопаток робочого колеса	шт.	10
Вхідний кут лопаті	град.	30
Вихідний кут лопаті	град.	74
Частота обертання	об./хв.	1000
Температура зовнішнього повітря	°C	95
Щільність повітря	кг/м ³	1,20

У табл. 4.2 наведено варіативні комбінації, що впливають на роботу відцентрової турбомашини.

Таблиця 4.2 – Варіативні комбінації, що впливають на роботу відцентрової турбомашини

Параметр	Од. виміру	Значення параметра при заданому стані			
		1	2	3	4
Кількість лопаток робочого колеса	шт.	10	11	12	13
Вхідний кут лопаті	град.	30	32	34	36
Вихідний кут лопаті	град.	74	73	72	71
Радіальний зазор	мм	2	2,5	3	3,5

Зазначені у табл. 4.2 стани є стійкими станами та визначають значення досліджуваних параметрів роботи об'єкта дослідження для заданих початкових (граничних) умов.

За результатами проведеного моделювання були отримані залежності, що врахували варіативність змінних, наведених у табл. 4.2.

За результатами моделювання програмне середовище формує графічні залежності, які характеризують досліджувані параметри – рис. 4.8 – 4.10.

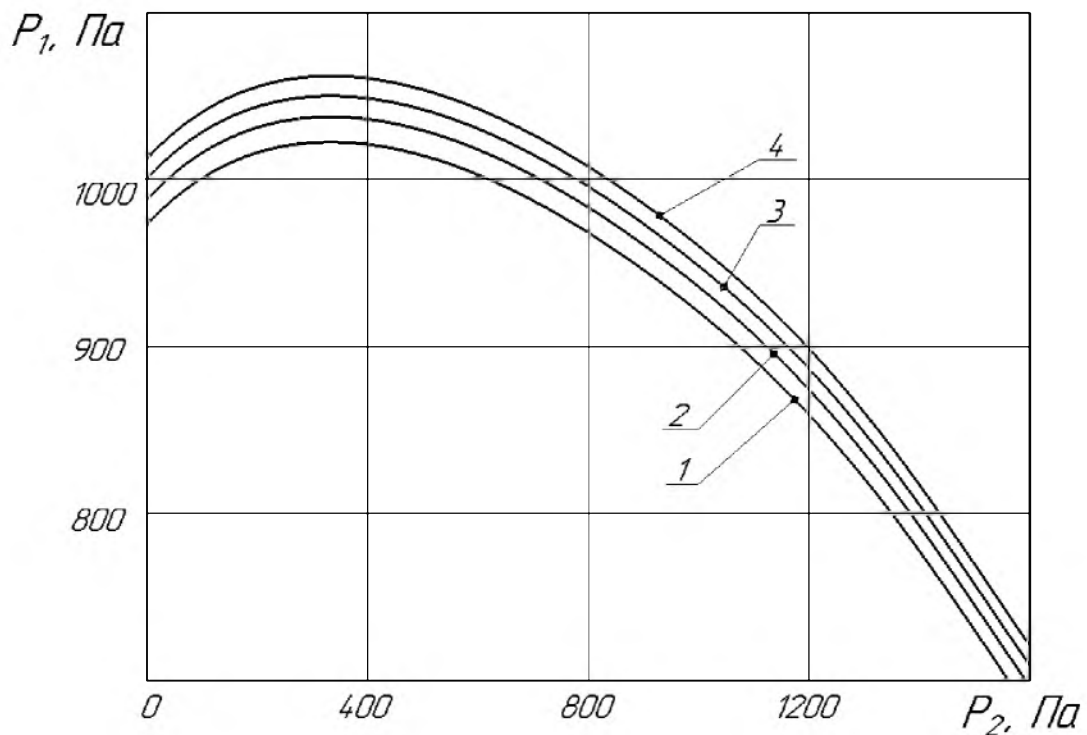


Рисунок 4.8 – Графік зміни тисків на вході та виході з робочого колеса

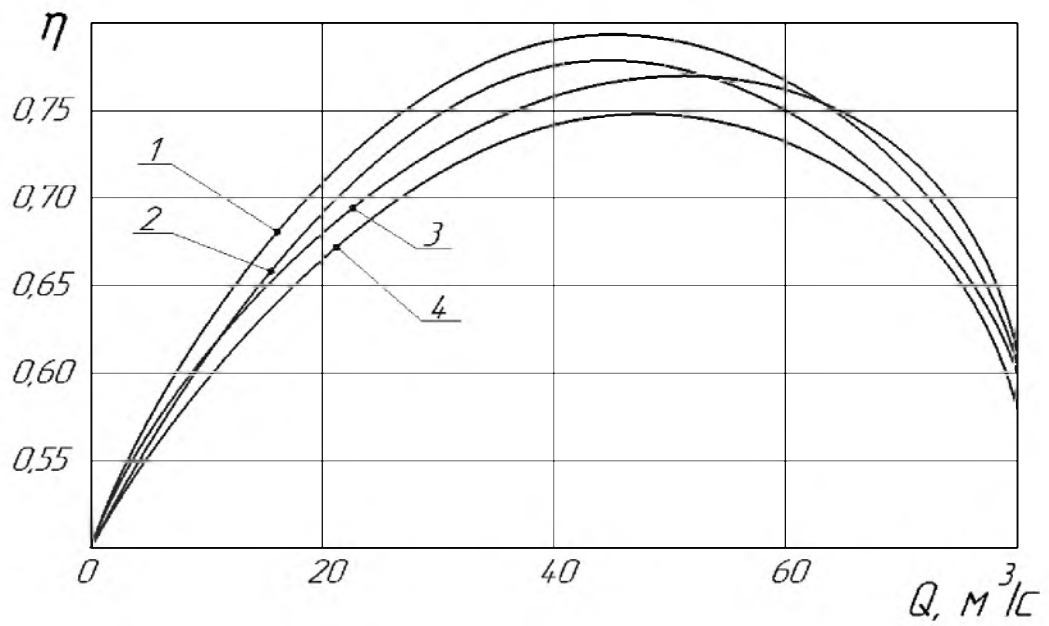


Рисунок 4.9 – Графік зміни ККД

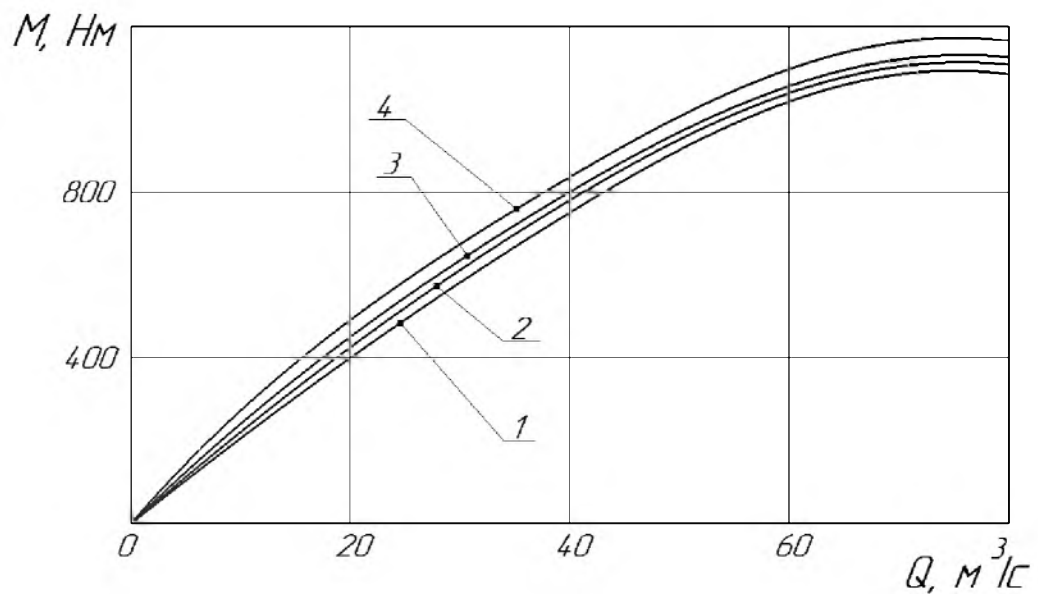


Рисунок 4.10 – Графік зміни крутного моменту

Результати моделювання визначають, що одним з найважливіших місць на лопаті відцентрового робочого колеса є точка набігання потоку (рис. 4.11).



Рисунок 4.11 – Розмірна сітка навколо спроектованих лопатей відцентрового робочого колеса

Моделювання визначає наявність сідлової форми з відповідним розподілом швидкості, що відповідають появі двох вихорів, початок яких знаходиться поблизу передньої крайки лопаті. Лінія поділу може зміщуватися в той чи інший бік у залежності від витрати через турбомашину.

Векторні розподіли швидкості показують, що область поділу існує і саме перед переднім фронтом. Величина даної області залежить від співвідношення вхідних геометричних параметрів лопаті. Зі збільшенням товщини лопаті вторинні вихори переміщуються далі по довжині лопаті і зменшує зону відриву потоку від неї. Зона відриву також залежить від радіусу кривизни лопаті.

Площина, у якій здійснювалися вимірювання була перпендикулярною до осьового напрямку, а обчислення здійснюються вздовж комірок заданої сітки. У будь-якому випадку вихор, що утворюється, завжди має розвиток від всмоктування до нагнітання у робочому колесі, що пояснюється зменшенням значення градієнту тиску у тому ж напрямку.

У динаміці оглянутий вихор перетинається та змішується з вторинними потоками, що призводить до його загасання.

Моделювання дозволяє теоретично визначити найкращу картину розподілу швидкостей, втрати на тертя на поверхнях, досягати найбільшого значення загального коефіцієнту корисної дії турбомашини. Можна отримати загальні статичні характеристики досліджуваних агрегатів при проектних та допроектних витратах та зривання стабільності роботи.

Дослідження показують, що низькі масові витрати знижують ефективність роботи відцентрового лопатевого колеса.

Моделювання дозволяє дослідити зміну втрат, що викликаються турбулентним та в'язким розсіюванням на стінках прохідних каналів. Для спрощення приймалося, що теплова енергія через стінки не відводиться, що дещо не відповідає дійсності у реальних умовах.

Візуалізація процесу протікання потоку дозволяє побудувати поля швидкостей у проточних каналах у залежності від розрахункової масової витрати потоку. Можна побачити, де потік починає прискорюватися і яким чином на це прискорення впливає форма крайки та форми лопаті. У більшості змодельованих випадків, прискорення розпочинається біля задньої крайки лопаті. Також можна побачити низькоенергетичні області, які здебільшого розташовуються поблизу задньої крайки на стороні всмоктування робочого колеса.

При зміні значень кутів атаки, потік починає швидко відхилятися від дотичної до лопаті і чим більший цей кут, тим більша область відриву, а потік починає розділятися.

Загальне значення коефіцієнту корисної дії робочого колеса залежить від вигляду та потужності вторинних потоків, що спричиняють втрати при русі потоку.

При стаціонарних потоках розрахунки базуються на основі рівняння безперервності, який визначає однаковість масової витрати через кожен

поперечний перетин робочого колеса. Збільшення середнього значення швидкості можна пояснити зменшенням ефективної площі потоку або зменшенням його щільності. Зважаючи на те, що швидкості знаходяться у дозвуковій області, наявність ударних хвиль можна виключити, а зміна значень температури і тиску не є достатньо впливовими.

Значення середньої швидкості у проточних каналах буде найбільшою у разі створення довшого проходу у робочому колесі між сусідніми лопатями, що отримується шляхом відповідного профілювання, а найменшою – у разі коротких ходів. При однакових значеннях діаметра робочого колеса і однакових товщинах лопатей, найдовші канали матимуть найменшу середню площу поперечного перерізу.

Втрати на утворення вихорів суттєво залежать від обраної форми лопаті і є значно вищими за втрати на тертя.

При забезпеченні виключення появи вихорів на передній крайці, можемо отримати його появу біля задньої крайки через прискорення тут потоку. І відбувається це незалежно від збільшення площі поперечного перетину каналу. Більш того, ефективна площа поперечного перетину повинна плавно зменшуватися через можливість розділення потоку на окремі шари.

Функція, за якою будується профіль лопаті відцентрового робочого колеса є визначальною у досягненні високих енергетичних показників роботи агрегату. Ефективна форма лопаті дозволяє усунути поділ потоку на шари і отримати кращі параметри продуктивності турбоагрегату. Тривимірне моделювання показує можливість оптимізації існуючих та проектуємих відцентрових конструкцій у двовимірній інтерпретації. Ефективна конструкція лопаті та їхня кількість визначає ефективний аеродинамічний профіль, що дозволяє отримати менші втрати тиску та збільшити загальне значення коефіцієнту корисної дії.

Результати моделювання не визначають остаточної форми лопаті, а лише визначають подальше проектування з введенням відповідних коригувань з використанням існуючого досвіду проектувальника для отримання високої продуктивності та стабільності роботи турбомашини.

ВИСНОВКИ

При проектуванні відцентрових турбомашин та науковому пошуку ефективних конструкцій необхідно враховувати безліч факторів та зміну характеристик під впливом зовнішніх факторів та часу експлуатації агрегатів. Увесь зміст проектування полягає у пошуку та виборі бажаних вихідних параметрів у залежності від зміни вхідних.

Для будови адекватної картини протікання потоків у порожнинах відцентрової турбомашини необхідно досконало визначити та усвідомити процеси, що відбуваються у них.

Викладені у загальній теорії турбомашин рівняння, що описують процеси у даних агрегатах, є досить досконалими і підтверджуються експериментальними дослідженнями. Дані рівняння дозволяють реалізувати різноманітні підходи для пошуку методів їхнього розв'язання, встановлюючи межі припущень та спрощень. Зазначені рівняння дозволяють застосувати у якості методу дослідження моделювання, який у теперішній час є найдосконалішим та найдоступнішим з усіх існуючих інструментів дослідження.

У якості засобів моделювання досить гарно підходить метод обчислювальної гідродинаміки, який дозволяє ефективно здійснювати розв'язання диференціальних рівнянь, складених для опису руху потоку у проточних каналах відцентрових турбомашин.

Поле потоку навколо лопатей турбіни має складну форму і ілюструє та вміщує різні типи явищ, що супроводжують протікання потоку.

Процес проектування лопатей відцентрових турбомашин є дуже трудомісткий та клопітким процесом, який вимагає постійної оптимізації через свою складність. Метод, що було запропоновано у даній роботі дозволяє здійснити цей процес з точки зору оптимізації та швидкості за умови підлаштування під змінні характеристики у реальному часі і може

бути рекомендований до подібних аеродинамічних конструкцій, і відрізняється своєю економічністю та можливістю оптимізації.

У якості прикладного програмного середовища була використана програма SolidWorks з використанням методу кінцевих елементів у розмірній сітці.

У роботі було здійснено порівняльний аналіз варіативних наборів характерних параметрів – кількості лопатей робочого колеса, кута входу і кута виходу потоку на лопать, величини радіального зазору. Проведені дослідження та аналіз їх результатів показав який з набору параметрів є найкращим.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Калинкевич Н. В. Турбомашины. Основы теории : учебник / Н. В. Калинкевич, И. А. Мельник. – Сумы: Сумский государственный университет, 2017. – 311 с.
2. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учеб. пособие для теплоэнерг. спец. вузов / Киев; Одесса: Вища шк., 1985. – 262с.
3. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М., Стройиздат, 1990. – 336 с.
4. Основи наукових досліджень: навч. посіб. / за заг. ред. Т. В. Гончарук. – Тернопіль, 2014. – 272 с.
5. Приходько О. А., Сьомін Д. О. Технічна аеромеханіка: Навчальний посібник. – Луганськ: Вид-во Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля, 2002. – 170 с.
6. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1987. – 840 с.
7. Бетчелор Д. Введение в динамику жидкости. – М.: Мир, 1973. – 758 с.
8. Гарбарук А.В. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
9. Бударин В.А. Метод расчета движения жидкости. Одесса, Астропринт, 2006. – 140 с.
10. Reuben R.L., The role of acoustic emission in industrial condition monitoring. International Journal of COMADEM, 1998. 1(4): p. 35-46.
11. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов. С. В. Ершов. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.

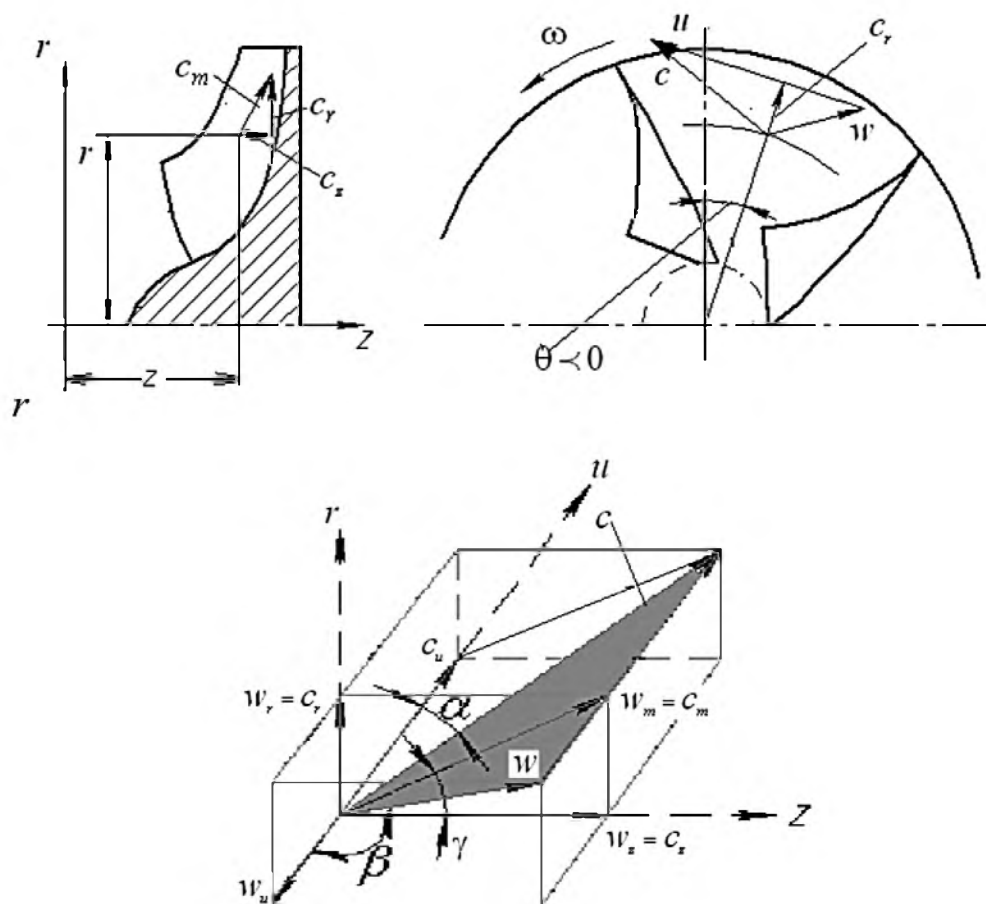
12. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. – М.: Мир, 1991. – Т1. – 418 с.
13. Роуч П. Вычислительная гидродинамика / Роуч, П. // М.: Мир, 1980. – 618 с.
14. D. Holmes, B. Mitchell and C. Lorence, "Three-Dimensional Linearized Navier-Stokes Calculations for Flutter and Forced Response," in Proceedings of 8th International Symposium on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachinery (ISUAAT), Stockholm, Sweden, 1997.
15. Гостелой Дж. Аэродинамика решеток турбомашин: пер. с англ. Н.М. Савина, А.П. Кадетова. Под ред. В.Т. Митрохина / Дж. Гостелой. – М.: Мир, 1987. – 391 с.
16. Фабер Т.Е. Гидроаэродинамика. – М.: Постмаркет, 2001.
17. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://cutt.ly/zR43tBa>
18. Фокин В. М. Расчет и эксплуатация теплоэнергетического оборудования котельных: Учеб. пособ. – Волгоград, 2004. – 228 с.
19. Бузников Е.Ф. Производственные и отопительные котельные. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.
20. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / коллектив авторов; под ред. Н.В. Кузнецова и др. – 2-е изд., перераб. / Репринтное воспроизведение издания 1973 г. – М. : ЭКОЛИТ, 2011. – 296 с.
21. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://systemax.ua/ua/ventilyatory/ventiljatori-dutja/vdn/vdn-6-3-isp1.html>
22. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://systemax.ua/ua/ventilyatory/dimososi/dn/dn-11-2-isp1.html>
23. Кириллов И. И. Теория турбомашин / И. И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 536 с.
24. Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах // Вестник СумГУ. – Сумы, 2003. – №13(59). – с. 195-210.

25. Inoue, M. and Cumpst, N. A., “Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless Vaned Diffusers”, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 455-467, April 1984.
26. Бударин В.А. Метод расчета движения жидкости. Одесса, Астропринт, 2006. – 140с.
27. Голованов Н.Н. Геометрическое моделирование М.: Физматлит, 2002. – 472 с.
28. Русанов А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов. С. В. Ершов. – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
29. Белоцерковский О. М. Численное моделирование в механике сплошных сред: 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Физматлит, 1994.– 448 с.
30. Михайлов Г. А. Численное статистическое моделирование. Методы Монте-Карло: Учебное пособие для вузов – М.: ИЦ Академия, 2006.
31. Бойко А.В. Применение вычислительной аэродинамики к оптимизации лопаток турбомашин / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, М. В. Бурлака. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 192 с.
32. Lakshminarayana, B. An Assessment of Computational Fluid Dynamics Techniques in the Analysis and Design of Turbomachinery – the 1990 Freeman Scholar Lecture, ASME J. Fluids Eng., 113, pp. 315–352, 1991.
33. Бате Н., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.
34. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат, 1984. – 124 с.
35. Потемкин А. Е. Трехмерное твердотельное моделирование М.: Компьютер Пресс, 2002 . – 395 с.
36. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Понамарев Н.В.– СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 800 с.

37. Алямовский А.А. SolidWorks/CosmosWorks Инженерные анализ методом конечных элементов М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.

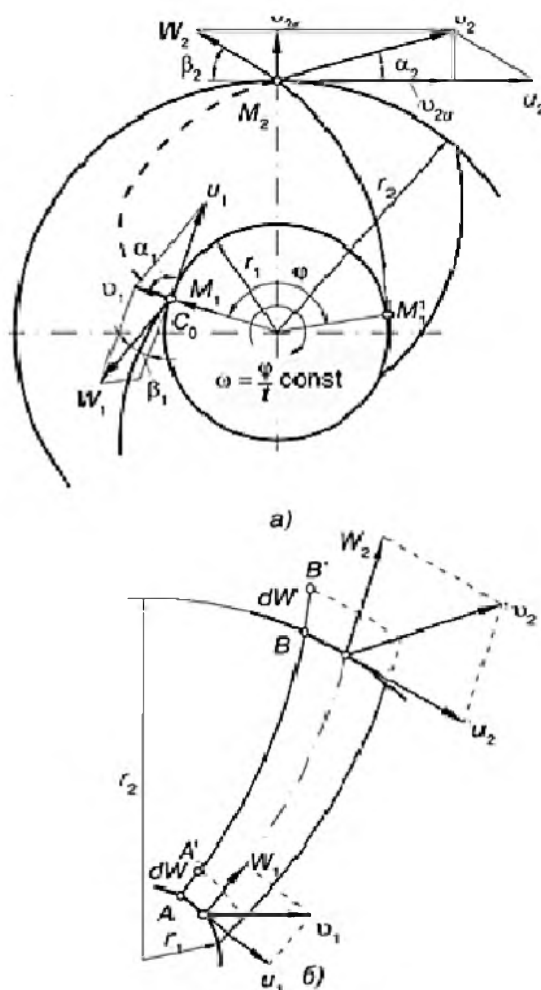
38. Програмный комплекс SolidWorks [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.solidworks.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=174&Itemid=34.

ДОДАТОК А. ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

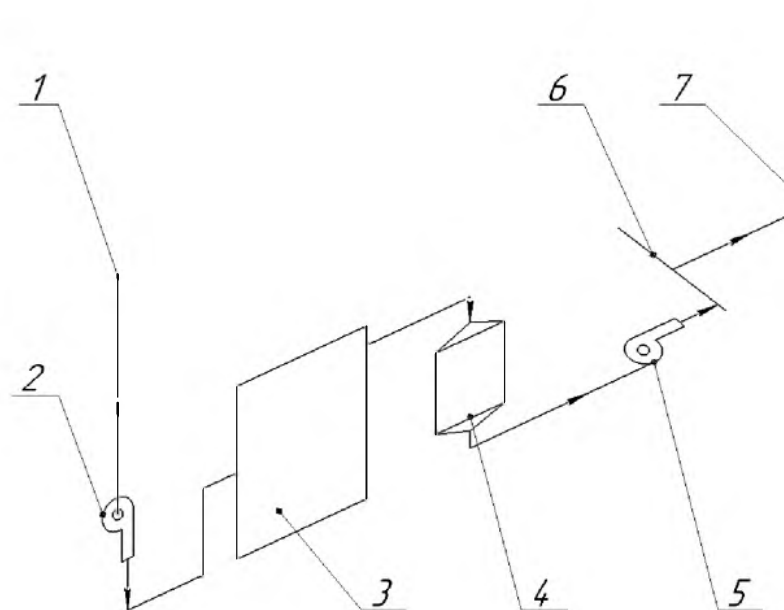


r – відстань від осі ротора до обраної частки потоку, θ – кут у радіальній площині, c – вектор абсолютної швидкості, u – вектор переносної швидкості, w – вектор відносної швидкості, c_m , w_m – меридіональні складові відповідних швидкостей, $c_r = w_r$ – радіальні складові відповідних швидкостей, $c_z = w_z$ – осьові складові відповідних швидкостей

Взаємне розташування векторів швидкості у робочому колесі відцентрової турбомашини



Огляд руху елементарної цівки вздовж лопаті відцентрової турбомашини



1 – вхід повітря, 2 – дутьовий вентилятор, 3 – котел, 4 – економайзер, 5 – димосос, 6 – колектор, 7 – димар

Схема повітряного тракту

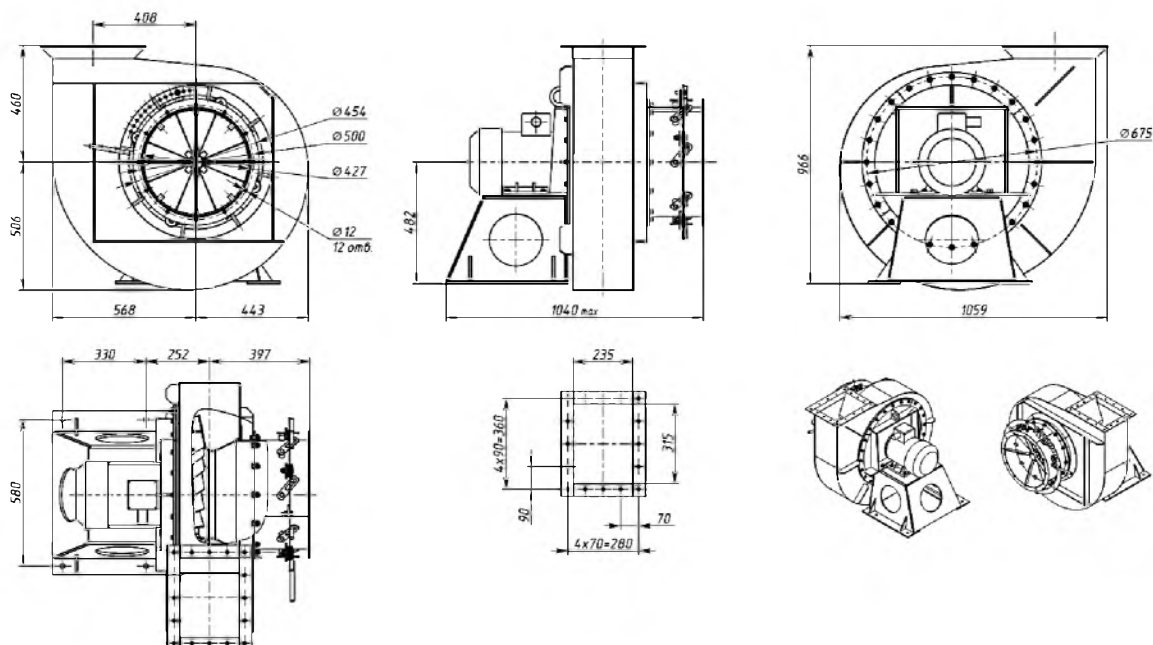
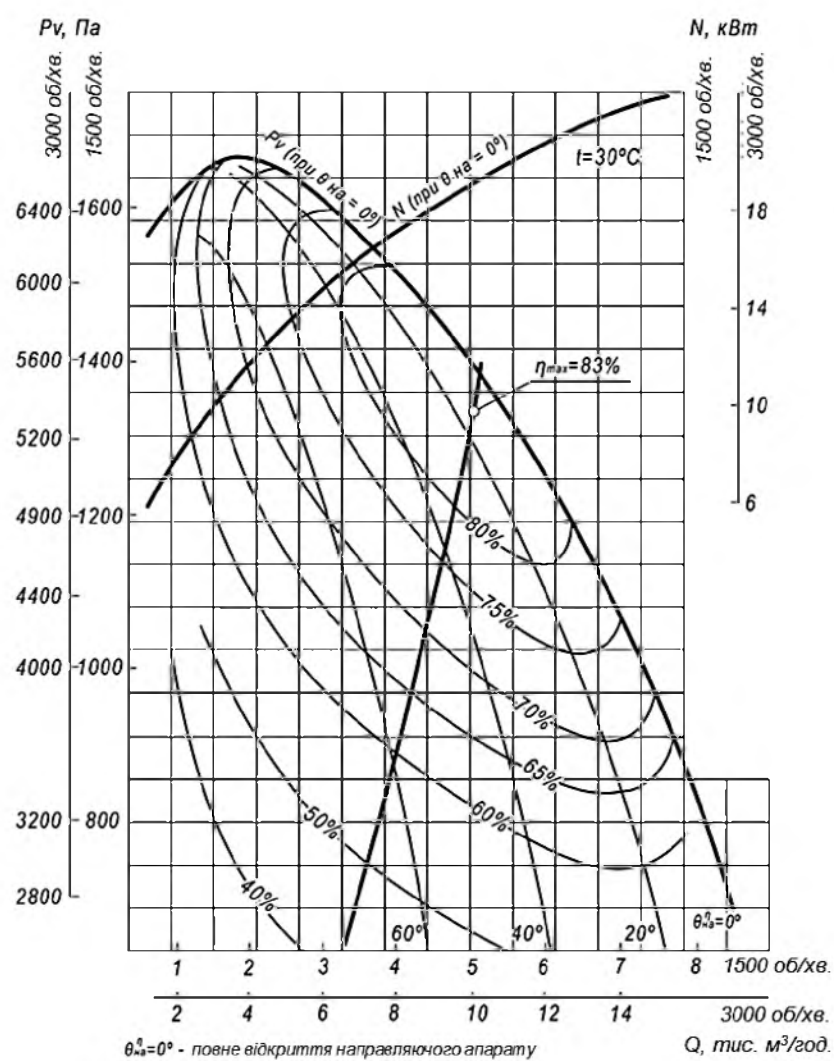


Схема №1 вентилятора ВДН-6 з приєднувальними розмірами



Аеродинамічні характеристики вентилятора ВДН-6

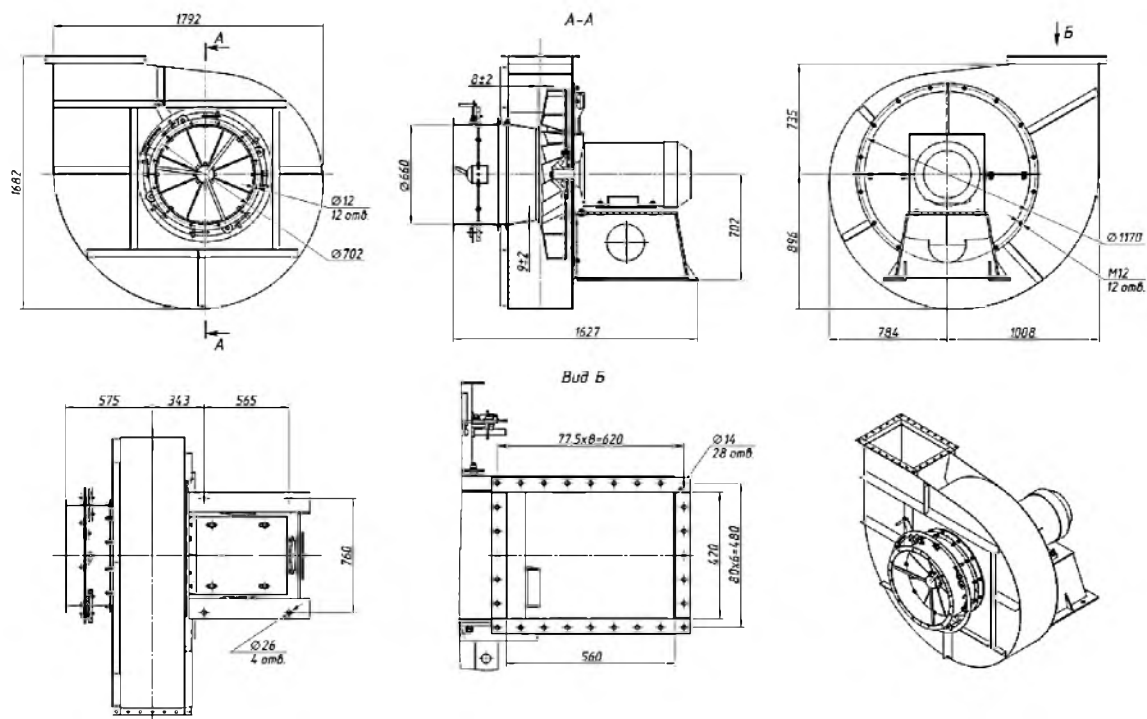
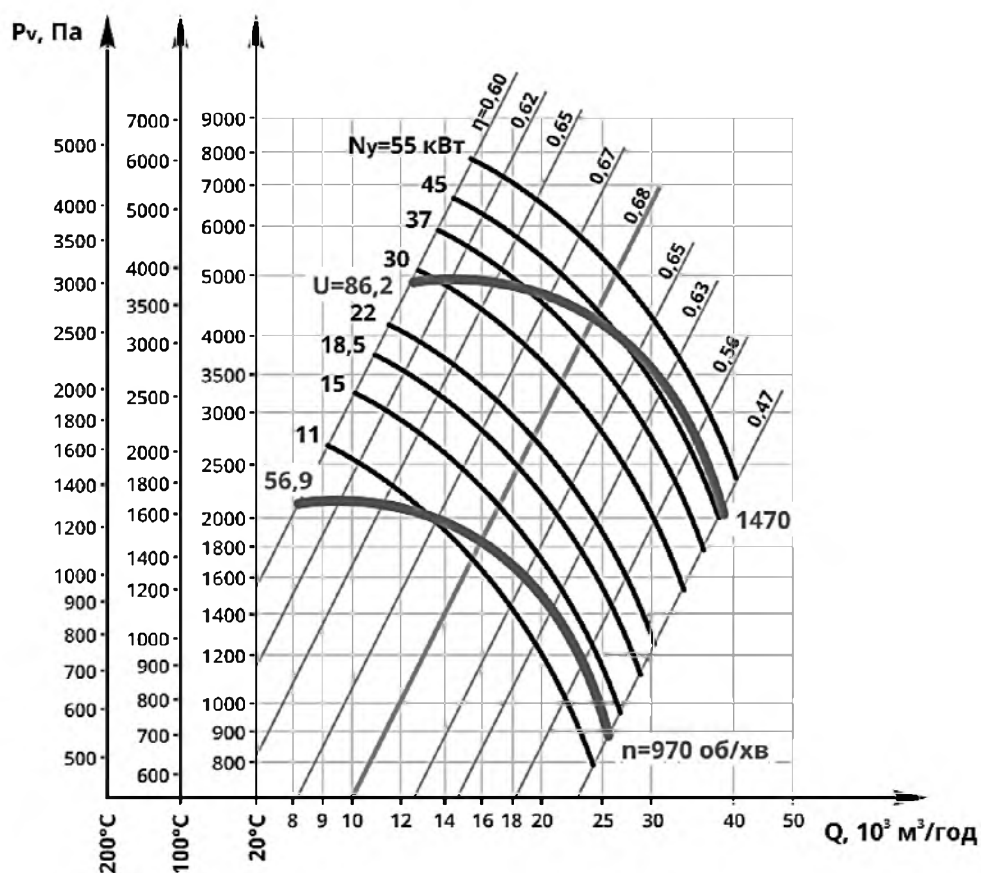


Схема №1 димососа ДН-11,2 з приєднувальними розмірами



Аеродинамічні характеристики димососа ДН-11,2



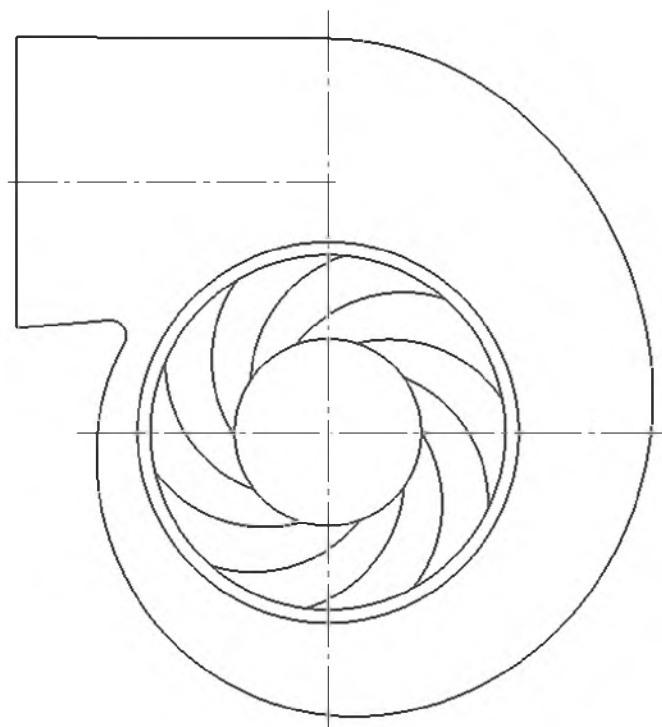
Лінії току потоку та моделювання зміни статичного тиску навколо лопаті



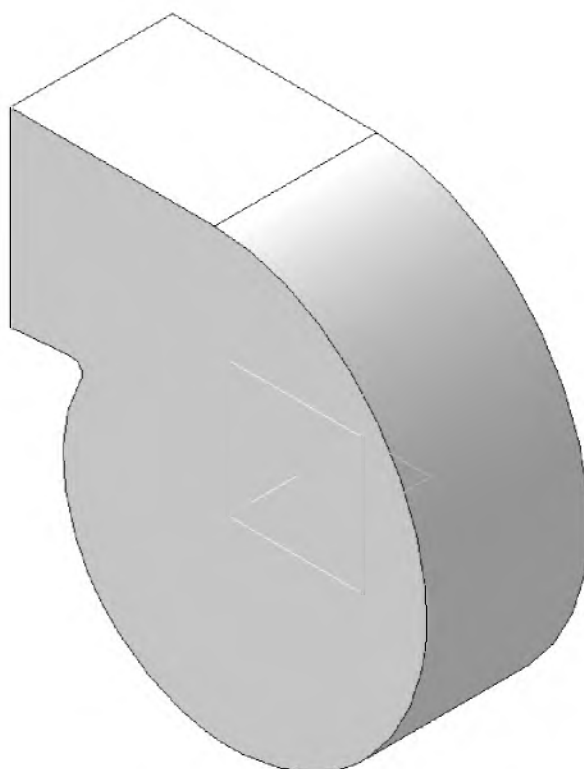
Лінії току потоку та моделювання зміни статичного тиску навколо лопаті
при зменшених витратах



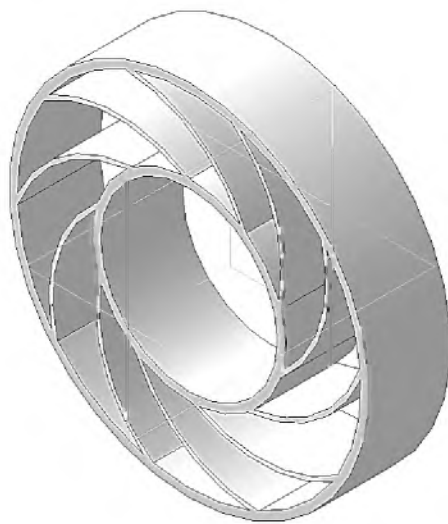
Лінії току потоку та моделювання зміни статичного тиску навколо лопаті
при збільшених витратах



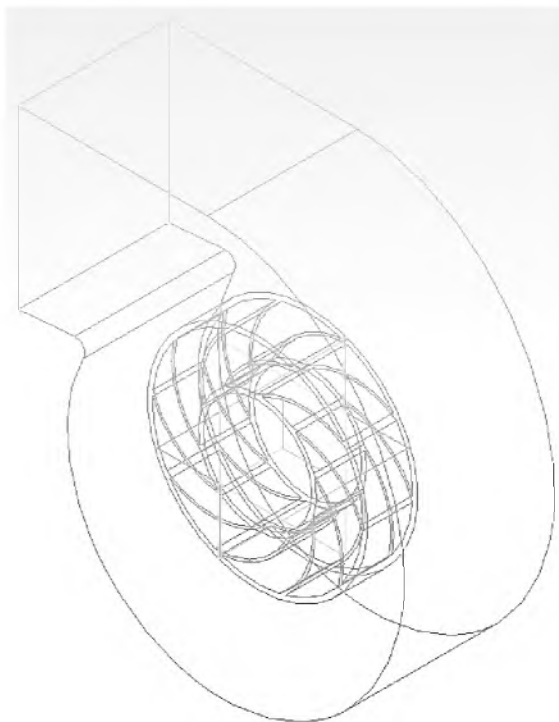
Схематичне зображення відцентрової турбомашини



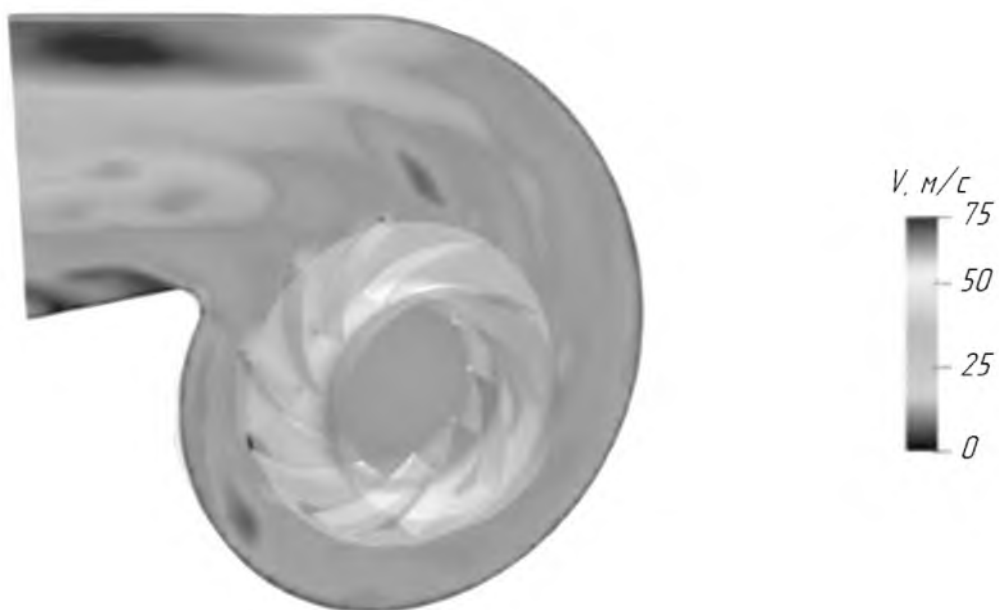
Просторова модель кожуха відцентрової турбомашини



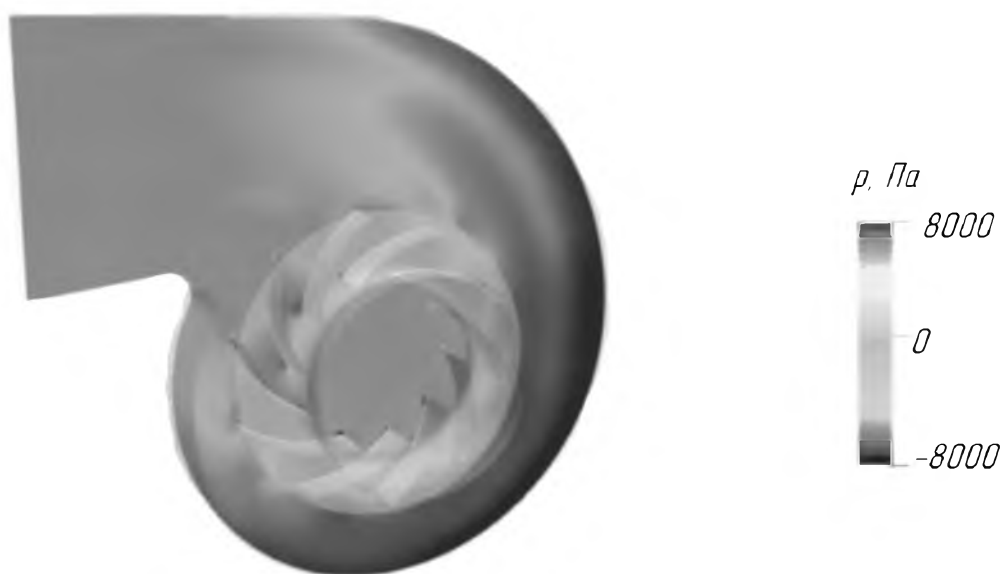
Просторова модель робочого колеса відцентрової турбомашини



Збирання просторової моделі відцентрової турбомашини



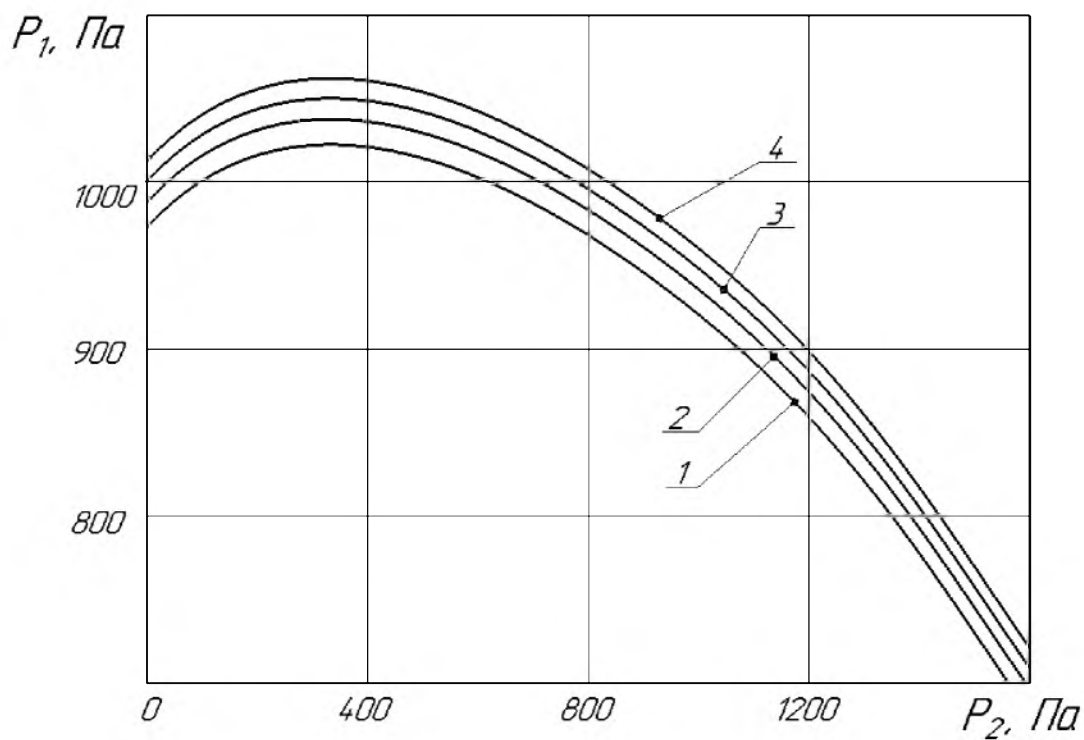
Картина розподілу швидкостей у досліджуваному об'єкті



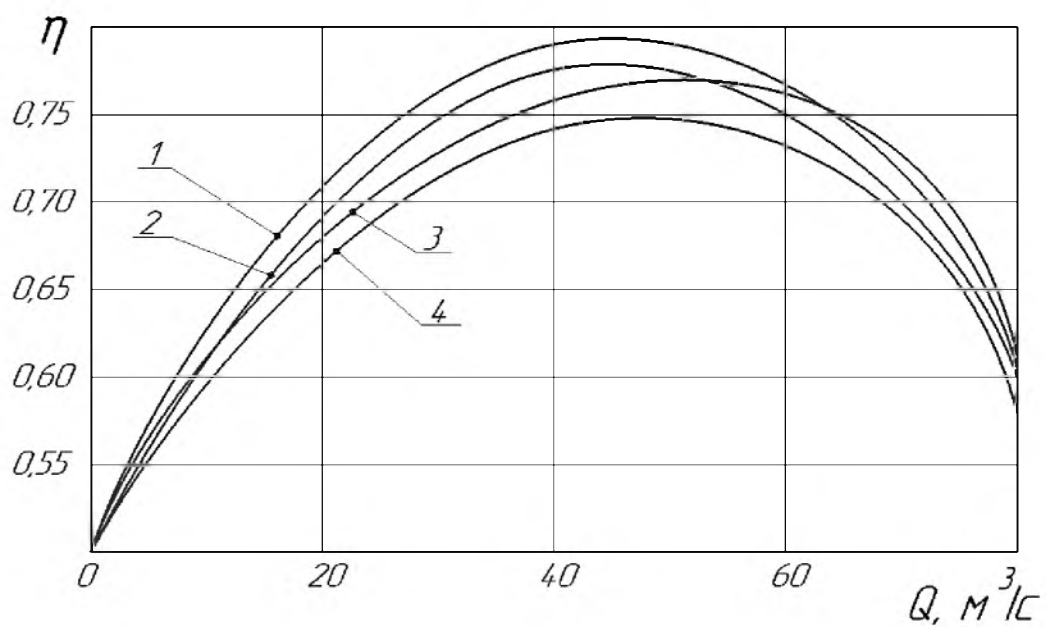
Картина розподілу тисків у досліджуваному об'єкті



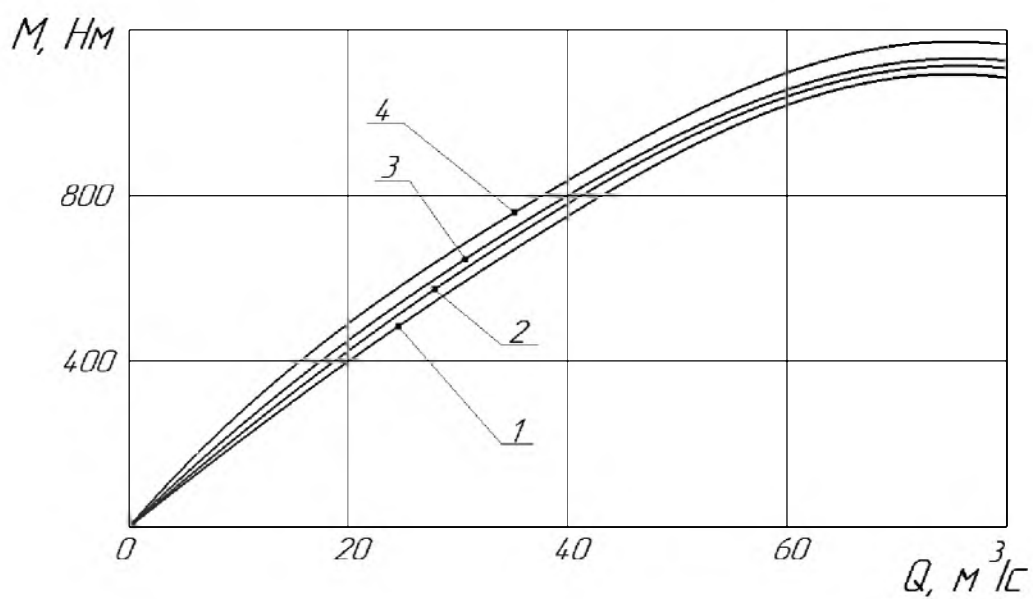
Розмірна сітка навколо спроектованих лопатей відцентрового робочого колеса



Графік зміни тисків на вході та виході з робочого колеса



Графік зміни ККД



Графік зміни крутного моменту

ДОДАТОК Б. ОГЛЯД ПИТАНЬ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Наявність високого тиску і температури води та пари у водогрійних і парових установках створюють підвищену небезпеку при їх експлуатації. «Правила будови і безпечної експлуатації парових і водогрійних колів» встановлюють вимоги до проектування, будови, виготовлення, монтажу, ремонту і експлуатації парових котлів, автономних перегрівачів і економайзерів з робочим тиском більше 0,07 МПа (0,07 кгс/см²), водогрійних колів і автономних економайзерів з температурою води вище 115 °С. Дані Правила не поширюються на котли з електричним підігрівом, котли з об'ємом парового і водяного простору 0,01 м³ (л) і не перевищує 0,02 м³ (200 л), пароперегрівачі трубних печей підприємств хімічної, нафтопереробної та нафтохімічної промисловості та деякі інші.

Котли до пуску роботи повинні бути зареєстровані в органах Держнаглядохоронпраці.

Такої реєстрації не підлягають котли, у яких

$$(t_s - 100) \cdot V < 5,$$

де t_s – температура насиченої пари при робочому тиску, °С;

V – водяний об'єм котла, м³.

Кожен котел піддається технічному опосвідченню інспектором (експертом) органів Держнаглядохоронпраці до пуску в роботу, періодично в процесі експлуатації, а в необхідних випадках – позачерговому опосвідченню. Технічне опосвідчення котлів складається із зовнішнього і внутрішнього оглядів (не рідше одного разу в 4 роки) та гідравлічного випробовування (не рідше одного разу в 8 роки).

Мінімальна величина пробного тиску $P_{\text{п}}$ при гідравлічному випробуванні приймається:

– при робочому тиску p не більше 0,5 МПа (5 кгс/см^2) $P_{\text{п}} = 1,5p$, але не менше 0,2 МПа;

– при робочому тиску p не більше 0,5 МПа $P_{\text{п}} = 1,25p$, але не менше $p \pm 0,3$ МПа.

Час витримки під пробним тиском повинен бути не меншим ніж 10 хв. Після цього тиск знижується до робочого, при якому і проводиться огляд всіх зварних, вальцювальних, клепальних і роз'ємних з'єднань.

Основні заходи щодо запобігання аварій та вибухів спрямоване на точне дотримання норм експлуатації парових і водогрійних котлів. Для забезпечення безпечних умов і розрахункових режимів експлуатації та керування роботою всі котли повинні бути оснащені: запобіжними клапанами (не менше двох); манометрами; термометрами; показчиками рівня води (не менше двох, за винятком прямоточних котлів); запірною та регулювальною апаратурою; приладами безпеки і пристроями, для живлення котлів водою.

Парові і водогрійні котли при камерному спалюванні палива повинні бути обладнані автоматичними пристроями для припинення подачі палива у топку в наступних випадках; погасання факела у топці; вимкнення всіх димососів; вимкнення всіх дуттьових вентиляторів; зниження рівня води (для прямоточних котлів – витрати води через котел) нижче допустимого. На котлах необхідно встановити звукові сигналізатори верхнього і нижнього граничних рівнів води, які вмикаються автоматично.

Причинами аварій (вибухів) балонів із зрідженим, стисненими та розчиненими газами є: дефекти та неточності, допущені при їх виготовленні (дефекти зварних швів, різьби вентиля, горловини балона); перевищення тиску газу в балоні внаслідок його заповнення понад норму; нагрівання балона під дією сонячних променів, нагрівальних приладів, відкритого вогню, надзвичайно швидкого наповнення газом; падіння та удари балонів; помилкове наповнення балону іншим газом; швидкий відбір газу з балона, який може викликати іскри в струмені газу; попадання газу

на вентиль кисневого балона та інші. Нещасні випадки (травмування), зазвичай, стаються при транспортуванні, завантаженні та падінні балонів.

Основними причинами аварій при експлуатації парових та водогрійних котлів можуть бути: різке зниження рівня води внаслідок порушення герметичності системи; перевищення робочого тиску при несправних запобіжних пристроях та контрольно-вимірювальних пристроях; порушення водного режиму (утворення накипу внаслідок використання води); дефекти, допущені при виготовленні та ремонті котлів; зниження механічної міцності котлів в процесі експлуатації (корозія металу); порушення правил експлуатації та режимів роботи котлів. Нещасні випадки, в основному, пов'язані з доторканням до нагрітих поверхонь котлів та інших частин систем теплопостачання.

До основних причин аварій та вибухів компресорних установок належать: дефекти, допущені при виготовленні та ремонті (тріщини, пропуски у зварних швах, розриви прокладок і т. п.); підвищення температури стисненого повітря або нагрівання частин компресорної установки вище допустимої внаслідок незадовільного охолодження; підвищення тиску вище допустимого внаслідок несправності засобів захисту; потрапляння вологи, пилу, парів мастильних речовин, гасу, бензину, в камеру стискання; накопичення зарядів статичної електрики (пасові передачі, тертя струменю стисненого повітря об стінки); незадовільні експлуатація та нагляд за установками.

Причинами розгерметизації в системах трубопроводів для стисненого повітря, газу чи пари можуть бути: дефекти при зварюванні труб; корозія металів, і, як наслідок, зменшення товщини стінок труб; підвищення тиску вище допустимого; замерзання конденсату; деформації внаслідок теплового розширення; механічні пошкодження трубопроводу.

Пожежа – це неконтрольоване горіння, яке наносить великі матеріальні збитки. Вона виникає як стихійне лихо або як результат необережного поводження з вогнем.

Горіння – це швидкопротікаючий процес окислення горючої речовини, супроводжується виділенням великої кількості тепла і світла. Окислювачем, як правило, являється кисень.

Загорання – це виникнення горіння під дією джерел запалювання, що супроводжується появою полум'я.

Самозагорання – виникнення горіння без джерела запалювання, що супроводжується появою полум'я.

Основними причинами пожеж в котельнях є:

- недотримання вимог по улаштуванню і експлуатації основного і допоміжного обладнання;
- утворення вибухонебезпечної суміші в топці і газоходах котлоагрегатів;
- несправність електрообладнання, електропроводів (виникненням коротких замикань), освітлювальних приладів і порушення правил їх експлуатації;
- самозагорання промасленого спецодягу, сміття, загорання мастил, та інших легкогорючих матеріалів при порушенні правил їх зберігання;
- порушення правил проведення зварювальних і вогневих робіт в місцях зберігання горючих матеріалів і речовин;
- витоки газів через нещільності в роз'ємних з'єднаннях газопроводів і арматури;
- утворення іскри при роботі з слюсарним інструментом в загазованому приміщенні;
- поломка приладів автоматики;
- куріння і викидання горючих недопалків і сірників;
- неправильне розміщення технічних засобів захисту від статичної електрики і атмосферних розрядів.

Загальні вимоги пожежної безпеки.

При експлуатації і ремонті обладнання котельних установок необхідно дотримуватись :

- «Типові правила пожежної безпеки для промислових підприємств»;
- «Пожежна безпека. Загальні вимоги»;
- «Правила влаштування електроустановок»;
- «Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів»;
- «Правила техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів»;
- «Правила безпеки в газовому господарстві»;
- «Технічні вимоги небезпечності котельних установок, які працюють на мазуті або природному газі»;
- «Типова інструкція по організації безпечного проведення вогневих робіт на вибухонебезпечних і вибухопожежонебезпечних об'єктах».

В приміщеннях котельні необхідно дотримуватись чистоти, не допускати захащення проходів і робочих місць. Легкозаймисті матеріали (бензин, керосин, мастила) зберігати в приміщеннях котельні не дозволяється. Невелика кількість цих матеріалів в межах не більше тижневого постійного експлуатаційного розходу дозволяється зберігати в приміщенні котельні в спеціальних коморах в міцній металічній тарі. Мастила в кількості добової потреби можуть зберігатись біля робочих місць в спеціальних металічних бачках, ящиках.

Особи, яких приймають на роботу з обслуговування тепломеханічного обладнання, повинні пройти попередній медичний огляд і надалі проходити його періодично в терміни, встановлені для персоналу енергопідприємств.

Осіб, які не досягли 18-річного віку, забороняється залучати до наступних робіт з важкими і шкідливими умовами праці:

- котлоочисним;
- ремонту обладнання котлотурбінних і пилоприготувальних цехів, паливоподачі;
- експлуатації газотурбінних установок, обладнання пилоприготувальних цехів, паливоподачі, котлотурбінних цехів теплових електростанцій;
- обслуговування контрольно–вимірювальних приладів і автоматики в діючих цехах теплових електростанцій;
- обслуговування підземних теплопроводів і споруд теплових мереж, теплофікаційних вводів;
- експлуатації та ремонту обладнання в зоні іонізуючих випромінювань;
- газоелектрозварювальні;
- постійним земляних робіт;
- експлуатації рухомого складу, переїздів, стрілочних постів, шляхів і земляного полотна на залізничному транспорті паливно–транспортних цехів;
- обслуговування хлораторного обладнання;
- обслуговування вантажопідіймальних машин і механізмів як кранівників, машиністів, стропальників, такелажників;
- обслуговування газового обладнання та підземних газопроводів;
- обслуговування посудин і трубопроводів;
- водолазним і обслуговування водолазних і підводних робіт;
- водіння автотранспортних засобів, електро- і автонавантажувачів; ремонту автомобілів, що працюють на етильованому бензині, по монтажу і демонтажу шин;
- рентгено-гама-дефектоскопії;
- верхолазним;
- зберігання, транспортування та застосування вибухонебезпечних речовин;

- із застосуванням пневматичного інструменту і будівельно–монтажного пістолета;
- з відкритою ртуттю;
- обслуговування спеціалізованих складів з паливно–мастильними та вибуховими матеріалами, отрутохімікатами, кислотами і лугами, хлором і хлорним вапном;
- з нафтопродуктами;
- пов'язаних з підйомом і переміщенням вантажів вище норм, встановлених для підлітків.

Жінки не допускаються до робіт, зазначених у Списку виробництв, професій і робіт з важкими і шкідливими умовами праці, на яких забороняється застосування праці жінок.

Особи, які обслуговують обладнання цехів електростанцій і теплових мереж, повинні знати і виконувати ці Правила стосовно до займаної посади або до професії.

Персонал, який використовує в своїй роботі електрозахисні засоби, зобов'язаний знати і виконувати Правила застосування та випробування засобів захисту, які використовуються в електроустановках, технічні вимоги до них.

У осіб, які обслуговують обладнання основних цехів електростанцій і теплових мереж, і осіб, допущених до виконання спеціальних робіт, повинна бути зроблена про це запис у посвідченні про перевірку знань.

Спеціальними роботами слід вважати:

- верхолазні;
- обслуговування посудин, що працюють під тиском;
- вогневі і газонебезпечні;
- роботи з ртуттю;
- роботи з електро-, пневмо- і абразивним інструментом;
- стропальні;
- обслуговування устаткування;

- роботи з вантажопідійомними механізмами, керованими з підлоги;
- переміщення вантажів із застосуванням авто– і електронавантажувачів;
- роботи на металообробних і абразивних верстатах.

Перелік спеціальних робіт може бути доповнений рішенням керівництва підприємства з урахуванням місцевих умов.

Навчання і підвищення кваліфікації персоналу електростанцій і теплових мереж повинно здійснюватися у відповідності з Правилами організації роботи з персоналом на підприємствах і в установах енергетичного виробництва, Правилами експлуатації тепловикористовуючих установок і теплових мереж споживачів і Правилами техніки безпеки при експлуатації тепловикористовуючих установок і теплових мереж.

Персонал, що допускається до обслуговування тепломеханічного обладнання, в якому для технологічних потреб застосовуються горючі, вибухонебезпечні і шкідливі речовини, повинен знати властивості цих речовин і правила безпеки при поводженні з ними.

Персонал, який обслуговує обладнання в газонебезпечних місцях, а також дотичний з шкідливими речовинами, повинен знати:

- перелік газонебезпечних місць у цеху (районі);
- отруйну дію шкідливих речовин і ознаки отруєння ними;
- правила виконання робіт і перебування в газонебезпечних місцях;
- правила користування засобами захисту органів дихання;
- пожежонебезпечні речовини і способи їх гасіння;
- правила евакуації осіб, які постраждали від шкідливих речовин, з газонебезпечних місць і способи надання їм долікарської допомоги.

Персонал, який обслуговує котельні установки, що працюють на природному газі, і газове господарство, крім вимог, викладених в цих Правилах, повинен знати відповідні розділи Правил безпеки в газовому господарстві і виконувати їх вимоги.

Увесь персонал повинен бути забезпечений за діючими нормами спецодягом, спецвзуттям та засобами індивідуального захисту відповідно до характеру виконуваних робіт і зобов'язаний користуватися ними під час роботи.

ДОДАТОК В.
ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА

Позначення документа	Документ	Умовне позначення	Зміст зауваження

Дата _____