

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
за напрямом підготовки 6.050604 «Енергомашинобудування»
спеціальність 6.05060405 «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
на тему «Розрахунок газодинамічних характеристик ступенів
відцентрового компресора з осерадіальними колесами»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

М. В. Калінкевич

Здобувач
Група

П. О. Клименко
ХК3-61с

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1 АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ	5
1.1 Конструкція осерадіального робочого колеса	6
1.2 Поелементний метод розрахунку газодинамічних характеристик відцентрового компресора	10
1.3 Уточнене моделювання втрат тертя в осерадіальних колесах відцентрових компресорних ступенів.....	14
2 РОЗРАХУНОК ГАЗОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНІВ З ОСЕРАДІАЛЬНИМИ РОБОЧИМИ КОЛЕСАМИ	23
2.1 Визначення залежності коефіцієнта втрат осерадіального робочого колеса від кута атаки.....	23
2.2 Методика розрахунку газодинамічних характеристик ступенів з осерадіальними робочими колесами	26
2.2.1 Схема розрахунку	26
2.2.2 Алгоритм розрахунку ступеня відцентрового компресора	27
3 РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ	37
ВИСНОВОК.....	45
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	46

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Розрахунок газодинамічних характеристик ступенів відцентрового компресора з осерадіальними колесами Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Клименко					2	48
Перевір.		Калінкевич						
Н. контр.		Шарапов				СумДУ, ХКз-61с		
Затв.		Ванєєв						

ВСТУП

Компресори поділяють на дві групи: компресори об'ємного принципу дії та компресори динамічного принципу дії. У компресорах об'ємного принципу дії підвищення тиску досягається за рахунок переміщення рухомого елемента, що забезпечує або зменшення об'єму камери стиснення (внутрішнє стиснення), або різке виштовхування газового середовища в трубопровід нагнітання. У компресорах динамічного принципу дії підвищення тиску досягається за рахунок передачі енергії від лопаток, що обертаються, до безперервного потоку газу.

Кожна із цих груп, у свою чергу, складається з множини відмінних за конструкцією компресорів [1]. До класу турбокомпресорів належать радіальні, діагональні, осеві й вихрові компресори.

Принцип дії турбокомпресорів базується на силовій взаємодії потоку газу з лопатками, що обертаються. Механічна енергія ротора передається потоку газу, при цьому збільшується кінетична й потенціальна енергія газу.

Сила, з якою лопатка діє на газ, приводить до збільшення імпульсу та моменту імпульсу газу, збільшуються тиск газу і його швидкість.

Відцентрові компресори – машини, призначені для стиснення і переміщення газів. Вони є основним технологічним обладнанням і безпосередньо беруть участь у виготовленні продукту в хімічній, нафтохімічній, газовій промисловості і т. ін. Компресори використовуються у виробництві мінеральних добрив, пластмас, при видобутку, транспортуванні і переробці природного газу, нафти, штучних рідких палив та в інших виробництвах. Областю економічно доцільного застосування для відцентрових компресорів є область середньої продуктивності (100...500 м³/хв) і невеликих та середніх ступенів підвищення тиску (до 10) [1].

У машинобудуванні, гірничодобувній, вугільній, харчової та інших галузях промисловості використовуються компресори для стиснення повітря,

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

яке служить енергоносієм для приводу різноманітних машин та інструментів, тобто для механізації трудомістких процесів. У металургійному, коксогазовому та інших виробництвах для інтенсифікації процесів горіння подають стиснене повітря в металургійні печі, коксогазові батареї та інші агрегати.

Тому питання про ефективність дуже важливе для промисловості. Від ефективності роботи робочих коліс в значній мірі залежить ККД машини і тим самим зменшуються витрати на стиснення газу.

Робоче колесо є основним елементом відцентрової ступені компресора, в якому механічна енергія приводу перетворюється в енергію газу. Залежно від області застосування і діапазону параметрів конструкція робочих коліс може бути досить різноманітною.

В даний час в стаціонарних компресорах широко застосовуються робочі колеса з циліндричними лопатками, що обумовлено простотою конструкції та виготовлення. Проте відомо, що робочі колеса з просторовими лопатками є більш ефективними, тому перспективним напрямком в розвитку компресоробудування є застосування робочих коліс з просторовими лопатками.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ

Робочі колеса з просторовими лопатками, хоча і мають більшу конструктивну складність в порівнянні з робочими колесами з циліндричними лопатками, знаходять все більше застосування в промислових відцентрових компресорах. Більш високий ККД цих коліс є суттєвим чинником зростання їх використання, незважаючи на велику вартість виготовлення.

Схема робочого колеса з циліндричними лопатками показана на рисунку 1.1.

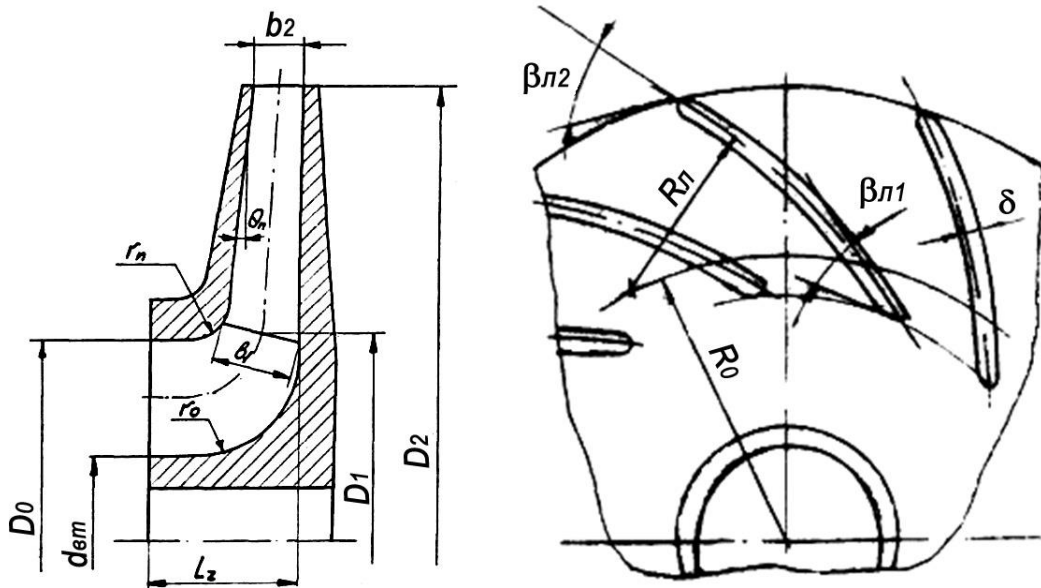


Рисунок 1.1 – Схема та основні розміри робочого колеса з циліндричними лопатками

Газодинамічні недоліки робочих коліс з циліндричними лопатками полягають в тому, що обтікання входної кромки проходить безударно тільки в середній частині цієї кромки. Іншим недоліком є велике значення швидкості потоку w_1 , що набігає, через те, що входна кромка розташована на великій відстані від осі обертання.

Просторові лопатки (рис. 1.2) забезпечують менші ударні втрати на вході в колесо та кращу структуру потоку в міжлопатковому каналі.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



Рисунок 1.2 – Зовнішній вигляд робочого колеса з просторовими лопатками

Одним з типів робочих коліс із просторовими лопатками є осерадіальне робоче колесо.

1.1 Конструкція осерадіального робочого колеса

Зовнішній вигляд осерадіального робочого колеса показаний на рисунку 1.3.

Осерадіальні робочі колеса зазвичай виконуються без покривного диска, тобто є колесами напіввідкритого типу. Схема колеса напіввідкритого типу з осерадіальними лопатками представлена на рисунку 1.4.

Осерадіальні робочі колеса як правило виготовляються з двох частин – передкрилка та крильчатки. Вхідний кут лопаток $\beta_{л1}$ у передкрилку для забезпечення безударного входу потоку в колесо виконується таким, що зменшується від втулки до периферії. Лопатки в крильчатці виконуються у вигляді радіальних ребер. Внаслідок такої конструкції лопаток робочі колеса мають високу міцність.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

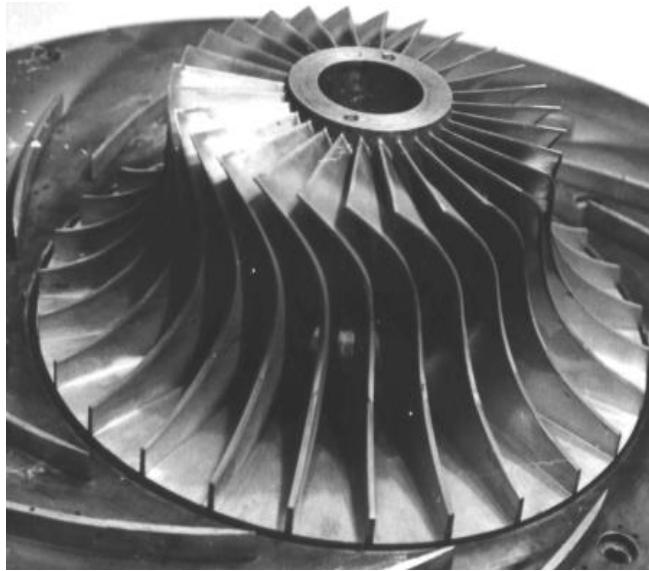


Рисунок 1.3 – Зовнішній вигляд осерадіального робочого колеса

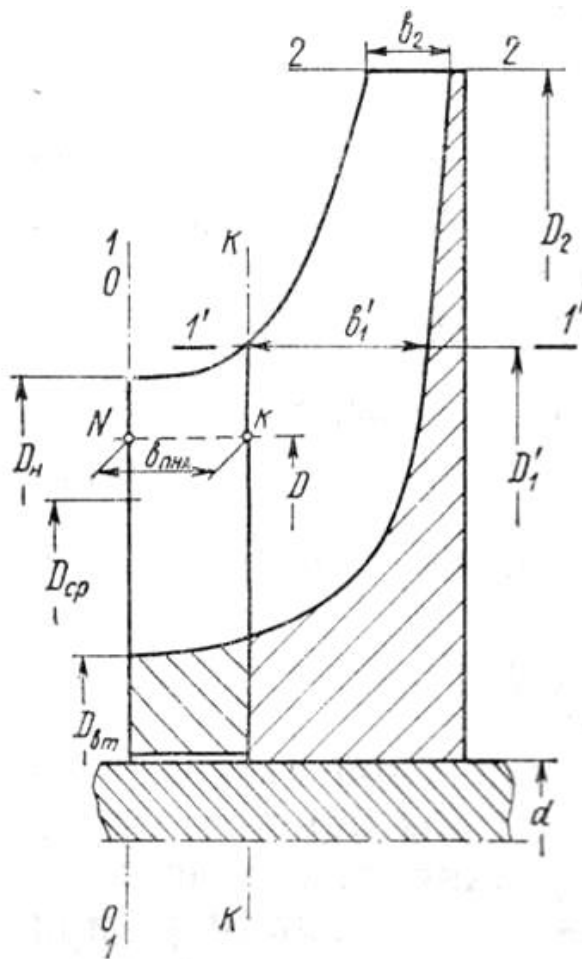


Рисунок 1.4 – Схема робочого колеса напіввідкритого типу з осерадіальними лопатками

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Завдяки осьовому входу потоку на лопатки зменшується середній діаметр входу \bar{D}_1 , при цьому знижуються значення швидкостей потоку w_1 і чисел Маха, що призводить до зменшення втрат.

Передкрилок є дифузорним каналом із криволінійною віссю NK . Цей канал має змінний по радіусу вхідний кут $\beta_{л1}$ і вихідний кут $\beta_{лк} = 90^\circ$. Форма каналу для кожного його циліндричного перерізу буде різна. Визначальним циліндричним перерізом передкрилка є периферійний, так як йому відповідає найменший кут $\beta_{л1}$ і найбільша відносна швидкість w_1 .

На рисунку 1.5 показана схема, яка пояснює методику проектування передкрилка.

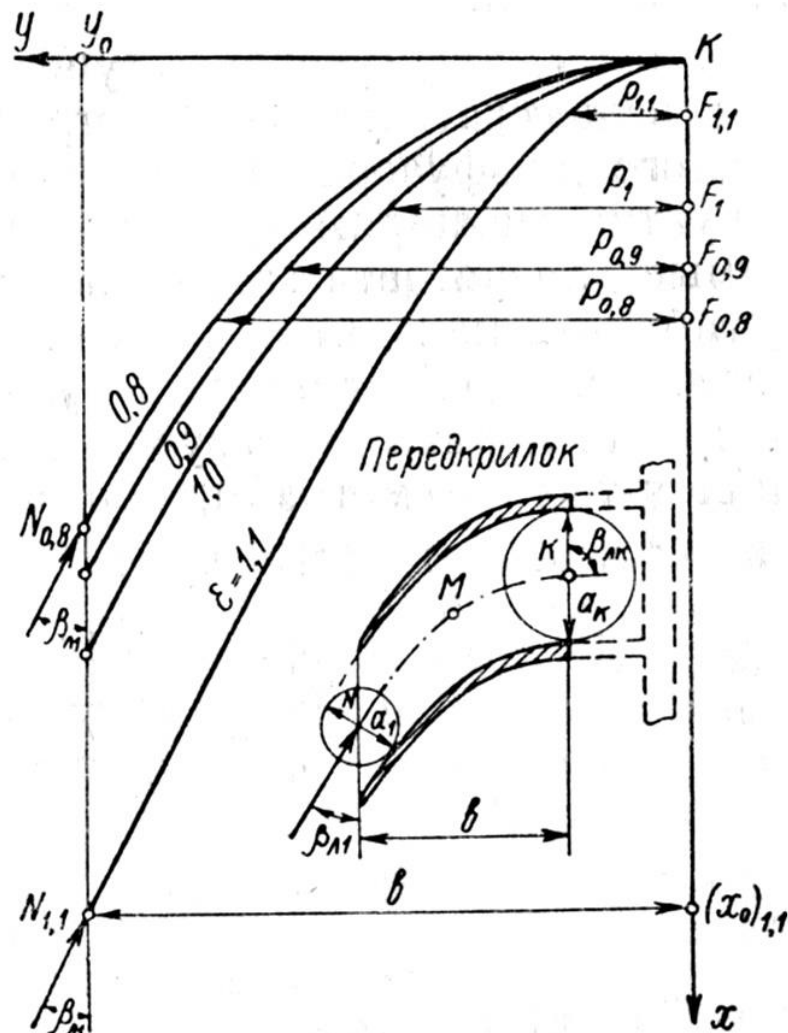


Рисунок 1.5 – Схема до проектування передкрилка

Профіль лопатки передкрилка, особливо його увігнуту частину, рекомендується окреслювати кривою з наростанням кривизни в напрямку руху газу. Такою кривою може бути еліпс, парабола, гіпербола.

Як відомо, еліпс, парабола можуть бути представлені загальним рівнянням. Якщо за початок координат прийняти вершину цих кривих (точка K на рисунку 1.5), то це рівняння має вигляд $y^2 = 2px - (1 - \varepsilon^2)x^2$, де p – параметр (довжина фокальної напівхорди); ε – ексцентриситет для кривих (для гіперболи $\varepsilon > 1$, для параболи $\varepsilon = 1$, для еліпса $\varepsilon < 1$).

Побудова профілю лопаток і осьової лінії передкрилка за вказаним законом можливо лише, коли $1 + \text{tg}^2 \beta_{л1} > \varepsilon^2 > \varepsilon^2$. Таким чином, для еліпса і параболи ця задача завжди має рішення.

Висока напірність осерадіальних робочих коліс дозволяє знизити кількість ступенів в багатоступеневих компресорах, поліпшити масогабаритні характеристики компресора.

Осерадіальні колеса мають переваги при високих значеннях коефіцієнтів витрати Φ_0 і чисел Маха M . Ці переваги роблять їх особливо ефективними в перших ступенях багатоступеневих компресорів.

Важливим напрямком підвищення ефективності відцентрових компресорів є узгодження режимів роботи елементів ступенів. Поліпшити узгодження роботи окремих елементів між собою і за рахунок цього досягти поліпшення газодинамічних характеристик компресора можна шляхом поелементного аналізу характеристик кожного ступеня.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.2 Поелементний метод розрахунку газодинамічних характеристик відцентрового компресора

Газодинамічні характеристики компресора дозволяють оцінити його енергетичні та економічні властивості, прогнозувати значення продуктивності, створюваного тиску газу, споживаної потужності в процесі регулювання компресора під час його експлуатації.

Газодинамічні характеристики це залежності ступеня підвищення тиску Π , політропного ККД η_n і потужності N від об'ємної \bar{V} або масової \bar{m} продуктивності. Кожен відцентровий компресор має індивідуальні характеристики. Газодинамічні характеристики визначаються експериментальним або розрахунковим способом. Вочевидь, що розрахунковий метод є найбільш дешевим і швидким, тобто зручнішим для проектування компресора.

Поелементний метод розрахунку газодинамічних характеристик ступеня заснований на використанні характеристик елементів ступеня. На малюнку 1.6 показана схема відцентрового ступеня проміжного типу.

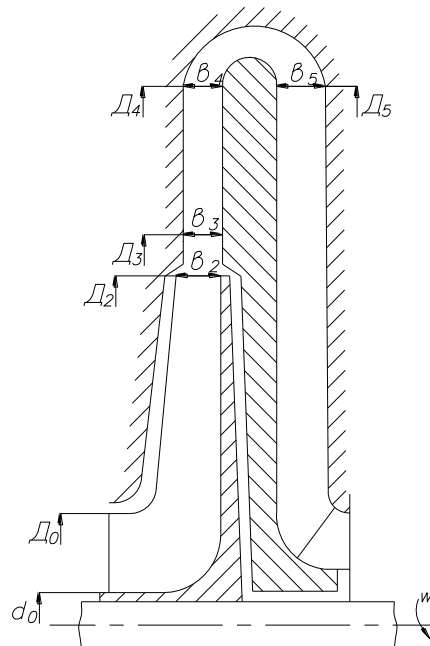


Рисунок 1.6 – Схема ступеня відцентрового компресора

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		10

Елементи ступеня це робоче колесо, дифузор і зворотний напрямний апарат. Дифузор може бути безлопатковим, лопатковим або каналного типу. Ступінь всмоктувального типу додатково має вхідний пристрій. У ступеня кінцевого типу замість зворотного напрямного апарату знаходиться вихідний пристрій.

Величинами, що характеризують властивості окремих елементів ступеня, є коефіцієнт втрат ζ і коефіцієнт відновлення ξ .

Коефіцієнти ζ і ξ придатні для оцінки енергетичних властивостей будь-якого елемента проточної частини. Для оцінки впливу розглянутого елемента на економічність ступеня необхідно встановити, яку частку роботи, що витрачається на стиснення, складають «втрати» енергії в даному елементі, тобто знайти величину зниження ККД ступеня $\Delta\eta$ внаслідок дисипації енергії в тепло в розглянутому елементі.

Для робочого колеса в якості характеристики приймається залежність коефіцієнта втрат від кута атаки $\zeta_{PK} = f(i_1)$.

Для безлопаткового дифузора в якості характеристики приймається залежність коефіцієнта втрат від кута потоку $\zeta_{БД} = f(\alpha_2)$.

Для лопаткового дифузора в якості характеристики приймається залежність коефіцієнта втрат від кута атаки $\zeta_{ЛД} = f(i_3)$.

Для зворотного напрямного апарату в якості характеристики приймається залежність коефіцієнта втрат від кута атаки $\zeta_{ЗНА} = f(i_5)$.

Для вихідного пристрою в якості характеристики приймається залежність коефіцієнта втрат від кута потоку $\zeta_{ВП} = f(\alpha_4)$.

Типовий вид узагальнених залежностей для зазначених елементів показаний на рисунках 1.7 – 1.11.

Наведена на рисунку 1.7 характеристика відповідає робочим колесам із радіальними циліндричними лопатками.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Робоче колесо

$$y = -3E-09x^6 + 2E-07x^5 + 8E-06x^4 + 4E-05x^3 + 0,0008x^2 - 0,0064x + 0,1057$$

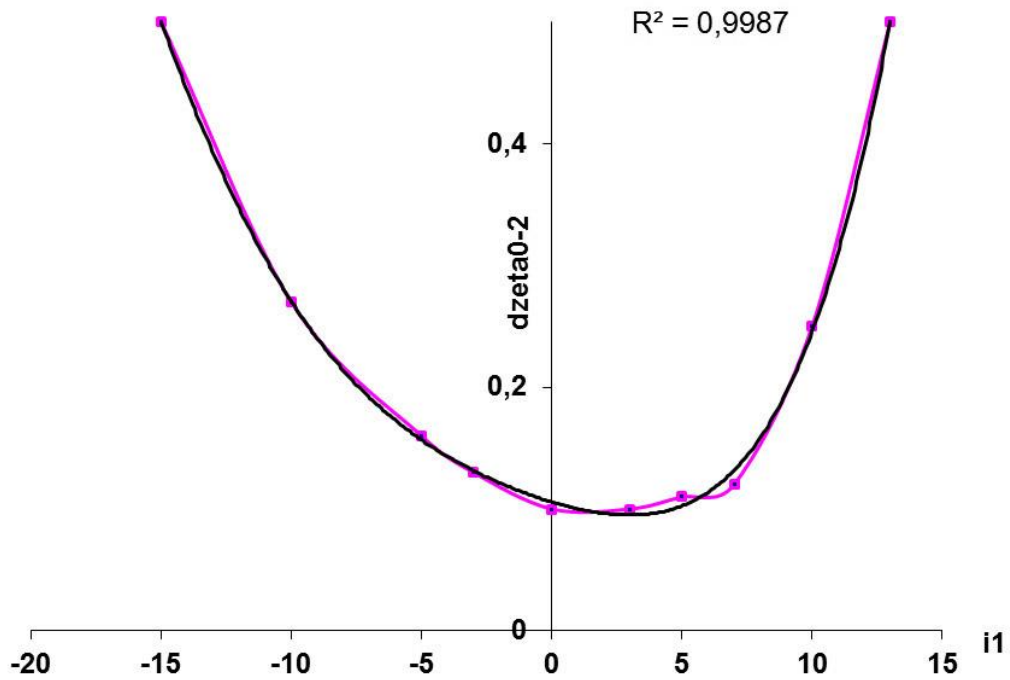


Рисунок 1.7 – Залежність коефіцієнта втрат робочого колеса від кута атаки i_1

Безлопатковий дифузор (основна ділянка)

$$y = 3 \cdot 10^{-7} x^4 - 4 \cdot 10^{-5} x^3 + 0,002x^2 - 0,0489x + 0,648$$

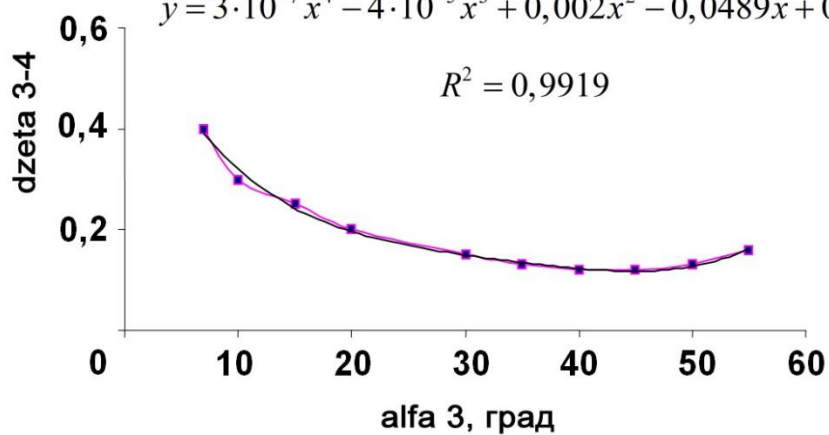


Рисунок 1.8 – Залежність коефіцієнта втрат безлопаткового дифузора від значення кута α_3

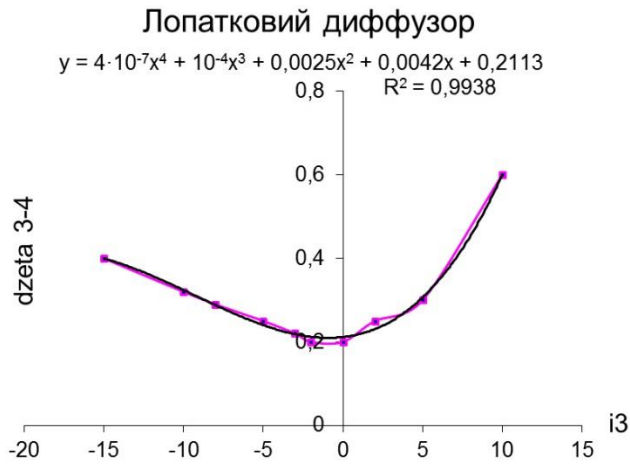


Рисунок 1.9 – Залежність коефіцієнта втрат лопаткового диффузора від кута атаки i_3

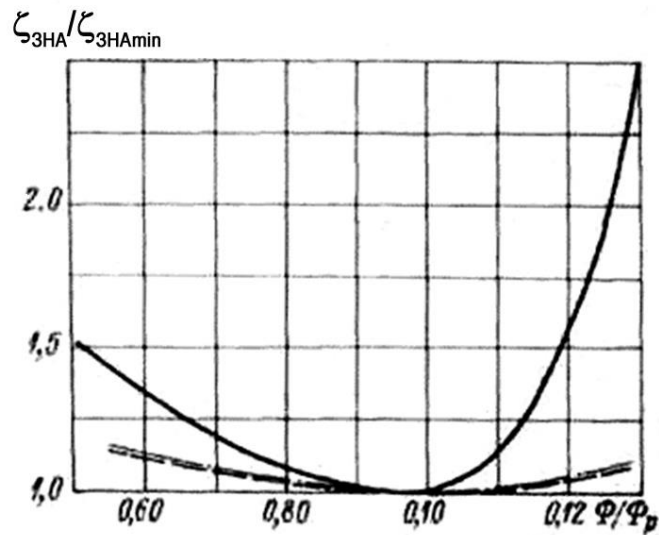


Рисунок 1.10 – Узагальнені характеристики зворотного напрямного апарату для ступенів з безлопатковим і лопатковим диффузорами

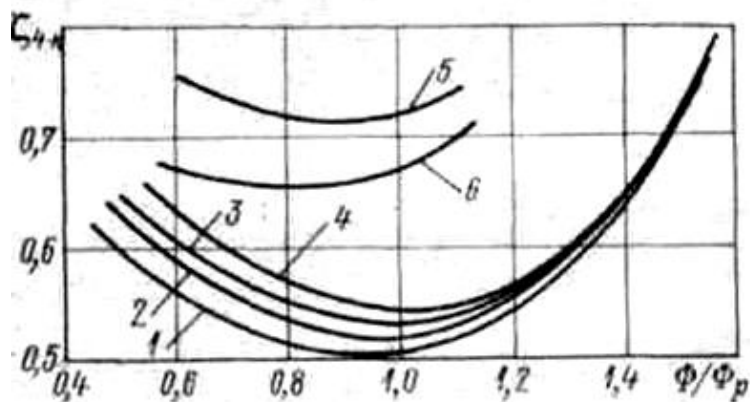


Рисунок 1.11 – Характеристики кільцевих збірних камер

1.3 Уточнене моделювання втрат тертя в осерадіальних колесах відцентрових компресорних ступенів

Відцентрові компресори застосовуються для забезпечення багатьох виробничих процесів. Для вирішення проблеми швидкого і достовірного визначення характеристик компресорів на стадії газодинамічного проектування можна застосовувати комплекс програм Методу універсального моделювання, який розроблений Гальоркіним Ю. Б. (д.т.н., проф.) у Санкт-Петербурзькому державному політехнічному університеті.

Даний комплекс програм дозволяє розраховувати характеристики відцентрових компресорів зі ступенями різної комплектності, зокрема з осерадіальними робочими колесами (ОРК). Раціональною областю застосування осерадіальних робочих коліс з просторовими лопатками є високі коефіцієнти витрати $\Phi_p = 0,08 \div 0,15$, при яких ці колеса показують високі значення ККД. Крім того, застосування даного типу робочих коліс (РК) дозволяє зменшити розміри ступеню. Вони мають більш низькі значення середнього діаметра входу в РК, що призводить до більш низького рівня числа Маха і більш організованого характеру течії в РК. Напіввідкриті ОРК, що мають лопатки з радіальним виходом ($\beta_{л2} = 90^\circ$), за міцнісними характеристиками можуть працювати при великих окружних швидкостях. Все це робить уточнення розрахунку осерадіальних робочих коліс важливим етапом.

Основна складність розрахунку газодинамічних характеристик полягає у визначенні напору, який втрачений у проточній частині. Для цього втрати розділені на складові за місцем їх виникнення. Для кожної зі складових втрат складені алгебраїчні рівняння. Аргументами в цих рівняннях виступають відносини швидкостей нев'язкого потоку в кінці і на початку розглянутих поверхонь (поверхневі швидкості), критерії подібності Маха і Рейнольдса та деякі інші величини. Емпіричні коефіцієнти в рівняннях визначені

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

статистичною обробкою результатів експериментів з десятками модельних ступенів.

У робочому колесі прийнято окремо розглядати, і потім підсумовувати, профільні втрати на поверхнях лопаток, втрати на поверхнях основного і покривного дисків:

$$h_{wPK} = h_{wn} + h_{wz} + h_{wozp}.$$

Існує ряд причин, за якими в робочих колесах промислових відцентрових компресорів поверхні основного і покривного дисків обтікають безвідривно. Відповідно до цієї фізичної схеми, на поверхнях, що обмежують, опір руху газу спричиняється тільки поверхневим тертям. Втрати на поверхнях покривного диска та основного диска вважаються приблизно однаковими і пропорційними коефіцієнту сили опору C_w , площі поверхонь основного й покривного дисків і швидкостям на початку і в кінці лопаткової решітки РК.

Профільні втрати визначаються підсумовуванням коефіцієнтів втрат на передній і задній поверхнях лопаток. На передніх поверхнях лопаток можливий відрив потоку пригнічується силами інерції, що діють по нормалі до поверхонь. Відповідно до цього, на передній поверхні лопаток мають місце тільки втрати тертя, на задній поверхні до втрат тертя додаються втрати змішування. Втрати тертя на передній і задній поверхнях лопаток пропорційні коефіцієнту сили опору C_w і площі поверхні лопатки. Втрати змішування є наслідком виникнення специфічного аналога звичайного відриву потоку при дифузорній течії, низькоенергетичної зони – «сліду». Швидкість потоку в «сліді» дорівнює приблизно 20% від швидкості у «струмені» – решті, активній частині потоку в каналі. На виході з каналу відбувається вирівнювання швидкостей у «сліді» і «струмені» – змішування.

Розрахунковий алгоритм, який застосовується в п'ятому поколінні пакета програм Методу універсального моделювання, припускає уточнений розрахунок втрат напору в осерадіальних робочих колесах. Важливою

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

частиною даного уточнення є максимально точне визначення площі обмежуючих поверхонь і площі лопаток.

У попередніх версіях програми розрахунок довжини і площі лопатки ОРК, а також площі обмежуючих поверхонь основного і покривного дисків проводився зі значними припущеннями. Так площа обмежуючих поверхонь $\bar{S}_{огр}$ приймалася рівною площі кільця, утвореного діаметрами D_1 і D_2 , з урахуванням середнього коефіцієнта стиснення

$$\bar{S}_{огр} = \frac{\pi(1 - \bar{D}_1^2) \cdot (\tau_1 + \tau_2)}{8},$$

а площа лопатки визначалася як добуток довжини лопатки \bar{l}_n на середню висоту лопатки РК

$$\bar{S}_n = 0,5\bar{l}_n \cdot (\bar{b}_1 + \bar{b}_2).$$

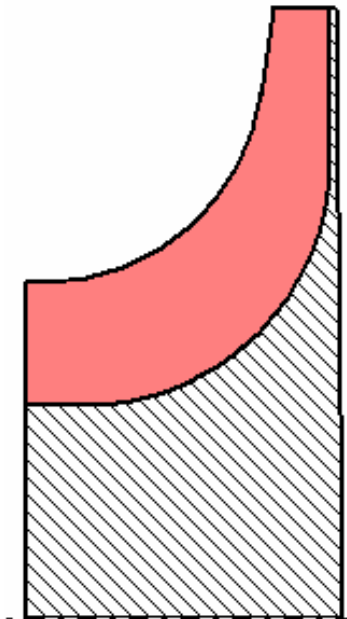


Рисунок 1.12 – Меридіональний переріз ОРК за програмами четвертого покоління (вхідна кромка лопатки починається на вході в ОРК)

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Геометрія ОРК задавалася діаметром робочого колеса на вході D_0 , діаметром втулки D_{BT} , висотою лопатки на виході b_2 , а також кутами установки лопатки $\beta_{л1}$ і $\beta_{л2}$. При цьому вважалося, що вхідна кромка лопатки була розташована в радіальній частині колеса і її висота дорівнювала:

$$\bar{b}_1 = 0,5 \cdot (\bar{D}_0 + \bar{D}_{BT}) .$$

Зовнішній вигляд меридіонального перерізу ОРК за програмою четвертого покоління показаний на малюнку 1.12.

Такий спрощений підхід не дозволяє досить точно оцінити втрати тертя на обмежуючих поверхнях робочого колеса і на його лопатках, і так само не дає можливість в повній мірі проводити оптимізацію геометричних розмірів ОРК при вирішенні зворотної задачі газодинаміки.

Для вирішення даної проблеми в п'ятому поколінні пакета програм Методу універсального моделювання геометрії ОРК задається більш широким набором геометричних параметрів. Крім зазначених вище $D_0, D_{BT}, b_2, \beta_{л1}, \beta_{л2}$, задаються також: осьова довжина колеса L_m , радіуси заокруглення основного і покривного дисків R_h і R_s . Положення вхідної кромки лопатки визначається відношенням меридіональної довжини лопатки до загальної меридіональної довжини середньої лінії ОРК $l_{мл}/l_{мОРК}$. Крім того, задається кут нахилу покривного диска РК φ_2 . Висота лопатки ОРК на вхід \bar{b}_1 і діаметр \bar{D}_1 розраховуються із заданих геометричних величин. Так діаметр \bar{D}_1 визначається виходячи з відношення $l_{мл}/l_{мОРК}$, а величина \bar{b}_1 визначається як довжина відрізка, який перпендикулярний середній лінії лопатки на діаметрі \bar{D}_1 .

Для уточненого розрахунку площі лопатки, необхідно також знати зміну лопаткового кута за довжиною лопатки. Для цього було проведено аналіз зміни лопаткових кутів за довжиною лопатки для декількох варіантів

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

осерадіальних коліс. В результаті лінійної апроксимації в розрахунковому алгоритмі пакета програм Методу універсального моделювання була застосована наступна схематизація зміни лопаткового кута за довжиною лопатки ОРК, яка припускає три різних характеру зміни кута:

- початкова ділянка з $l_{т\ поточне}$ від 0 до $0,45l_{т\ л}$, на якій приймається лінійне збільшення кута від $\beta_{л1}$ до $\beta_{л\ макс}$;
- середня ділянка з $l_{т\ поточне}$ від 0,45 до $0,75l_{т\ л}$ і постійним лопатковим кутом $\beta_{л\ макс} = 1,35\beta_{л2}$;
- кінцева ділянка з $l_{т\ поточне}$ від 0,75 до $1,0l_{т\ л}$, на якій приймається лінійне зменшення кута від $\beta_{л\ макс}$ до $\beta_{л2}$.

Зовнішній вигляд такої схематизації наведено на рисунку 1.13.

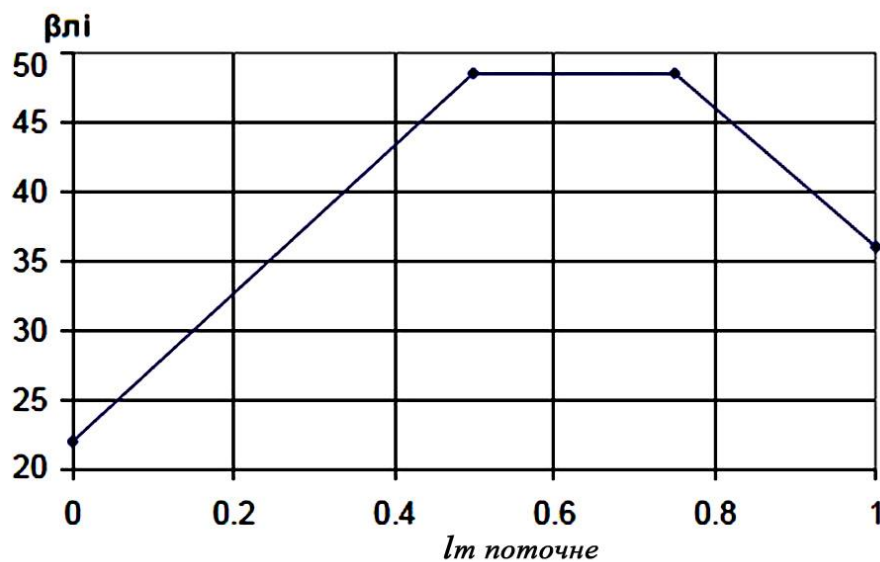


Рисунок 1.13 – Схематизація зміни лопаткових кутів за довжиною лопатки

Задана таким чином форма ОРК дозволяє більш точно, в порівнянні з попередніми версіями програми, визначити площу обмежуючих поверхонь і лопаток ОРК. Для цього меридіональна довжина лопатки розділяється на 40 ділянок (див. рисунок 1.14), для кожної з яких визначається її довжина $\Delta \bar{l}_{mi}$, висота лопатки \bar{b}_i і діаметр \bar{D}_i . Площа всієї лопатки складається із суми

площ кожної ділянки з урахуванням зміни кута лопатки робочого колеса за його довжиною. Таким чином, площа лопатки може бути визначена за формулою

$$\bar{S}_n = \sum_0^i \frac{\Delta \bar{l}_{mi} \cdot \bar{b}_i}{\sin \beta_{ni} \cdot \cos \chi},$$

де χ – кут навалу, який неминуче присутній і дорівнює 20° .

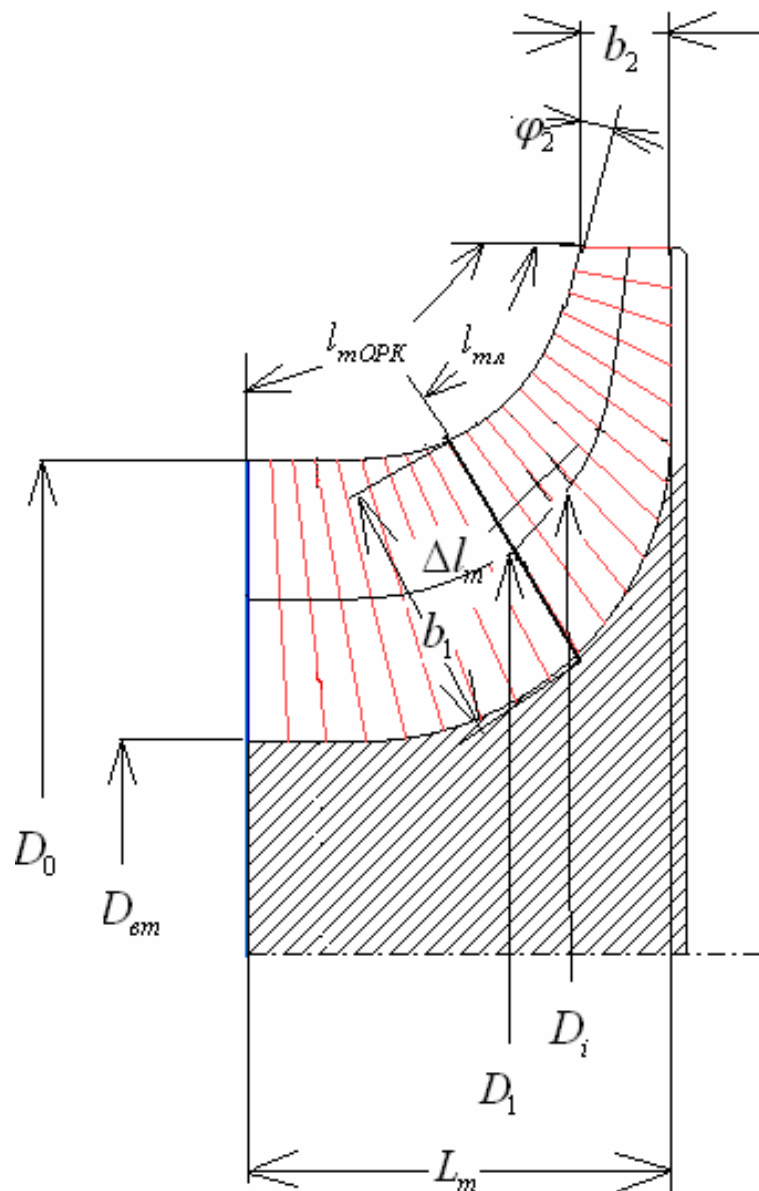


Рисунок 1.14 – Схема проточної частини РК із зазначенням геометричних розмірів

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		19

Площа обмежувачих поверхонь основного і покривного дисків приймаються однаковими і визначаються на середній лінії міжлопаткового каналу в припущенні, що ця поверхня на площині має форму трапеції

$$\bar{S}_{opr} = \frac{\bar{l}_l \pi (\bar{D}_1 \cdot \tau_1 + \tau_2)}{z_{PK}},$$

де z_{PK} – кількість лопаток ОРК.

Таким чином, ОРК, що розраховується, складається з безлопаткової ділянки і лопаткової ґратки. Розрахунок безлопаткової ділянки проводиться за формулами для радіального колеса. Втрати в лопатковій ґратці ОРК поділяються на втрати тертя на лопатках і обмежувачих поверхнях, а також на втрати змішування.

Використання більш точного алгоритму розрахунку площі лопатки ОРК і площі обмежувачих поверхонь основного і покривного дисків призвело до перегляду формул розрахунку втрат тертя на лопатках і на обмежувачих поверхнях.

Потужність, що витрачається на втрати тертя на обмежувачих поверхнях N_{wo} можна виразити через добуток сили тертя R_{wo} на швидкість або через добуток масової витрати \bar{m} на втрати напору в проточній частині через тертя на обмежувачих поверхнях h_{wo}

$$N_{wo} = R_{wo} \cdot w = h_{wo} \cdot \bar{m}.$$

Масову витрату можна виразити через умовний коефіцієнт витрати за формулою

$$\bar{m} = \Phi \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \cdot u_2 \cdot \rho_0^*.$$

Перетворивши рівняння N_{wo} з урахуванням \bar{m} отримуємо остаточну формулу для розрахунку втрат на обмежувачих поверхнях

$$\zeta_0 = c_w \cdot \varepsilon_{cp} \cdot \frac{z}{\pi \Phi} (1 + \dot{w})^2 \cdot \bar{S}_{opr} \cdot (\bar{w}_1'' + \bar{w}_2'),$$

де ε_{cp} – середній коефіцієнт стискуваності;

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

c_w – коефіцієнт тертя на поверхнях в лопатковій гратці ОРК;

\bar{w}_1'' – швидкість в горлі міжлопаткового каналу ОРК;

\bar{w}_2' – швидкість на виході з ОРК;

\dot{w} – відношення швидкостей на вході і виході ОРК.

Потужність, що витрачається на втрати тертя на лопатках N_{wl} можна виразити через добуток сили тертя R_{wl} на швидкість або через добуток масової витрати \bar{m} на втрати напору в проточній частині через тертя h_{wl} , так само необхідно врахувати той факт, що втрати тертя відбуваються на передній і задній поверхнях лопатки

$$N_{wl} = R_{w_{lz}} \cdot w + R_{w_{ln}} \cdot w = h_{wl} \cdot \bar{m},$$

де $R_{w_{lz}}$ – сила тертя на задній поверхні лопатки;

$R_{w_{ln}}$ – сила тертя на передній поверхні лопатки.

Перетворивши рівняння N_{wl} з урахуванням \bar{m} отримуємо остаточну формулу для розрахунку втрат на поверхнях лопатки

$$\zeta_{тр.л} = c_w \cdot \frac{2z_{ПК}}{\pi} \cdot \varepsilon_{cp} \cdot \frac{\bar{S}_{огр}}{\Phi} \cdot \left(\left(\frac{\bar{w}_3}{\bar{w}_1''} \right)^2 \cdot \bar{w}_3 + \left(\frac{\bar{w}_n}{\bar{w}_1''} \right)^2 \cdot \bar{w}_n \right),$$

де \bar{w}_3 – середня швидкість на задній поверхні лопатки;

\bar{w}_n – середня швидкість на передній поверхні лопатки.

Внесені в розрахунковий алгоритм уточнення дозволили більш коректно розраховувати втрати тертя на лопатках і обмежуючих поверхнях ОРК та враховувати вплив різних геометричних параметрів ОРК на ККД ступеня. Приклад впливу осьової довжини колеса на ККД ступеня показаний на рисунку 1.15.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

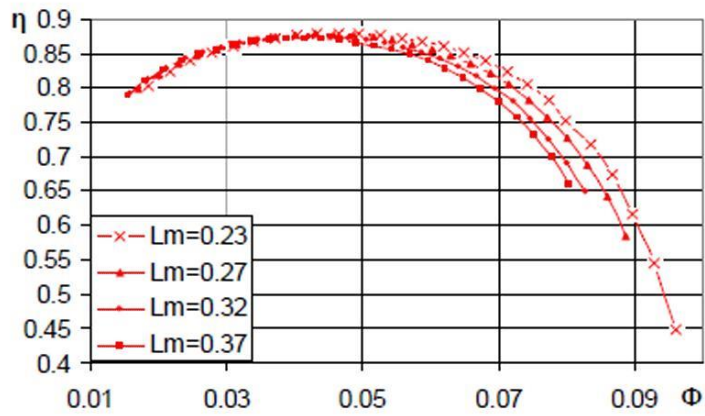


Рисунок 1.15 – Вплив осевої довжиною колеса \bar{L}_m на характеристику ККД проміжного ступеня з осерядіальним РК

Розглянуті зміни підвищили точність і достовірність розрахункових даних як для моделювання характеристик ступеня компресора, так і для багатоступеневого компресора.

РОЗРАХУНОК ГАЗОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТУПЕНІВ З ОСЕРАДІАЛЬНИМИ РОБОЧИМИ КОЛЕСАМИ

2.1 Визначення залежності коефіцієнта втрат осерадіального робочого колеса від кута атаки

Розрахункові характеристики і моделювання за допомогою програм повинні бути підтверджені експериментальним способом.

Тому для визначення залежності коефіцієнта втрат осерадіального робочого колеса від кута атаки використовувалися результати газодинамічних досліджень ступенів з осерадіальними робочими колесами, які були виконані на стенді ЕЦК-3 на кафедрі компресорних і холодильних машин Ленінградського політехнічного інституту.

На рисунку 2.1 представлені характеристики для 10 різних ступенів.

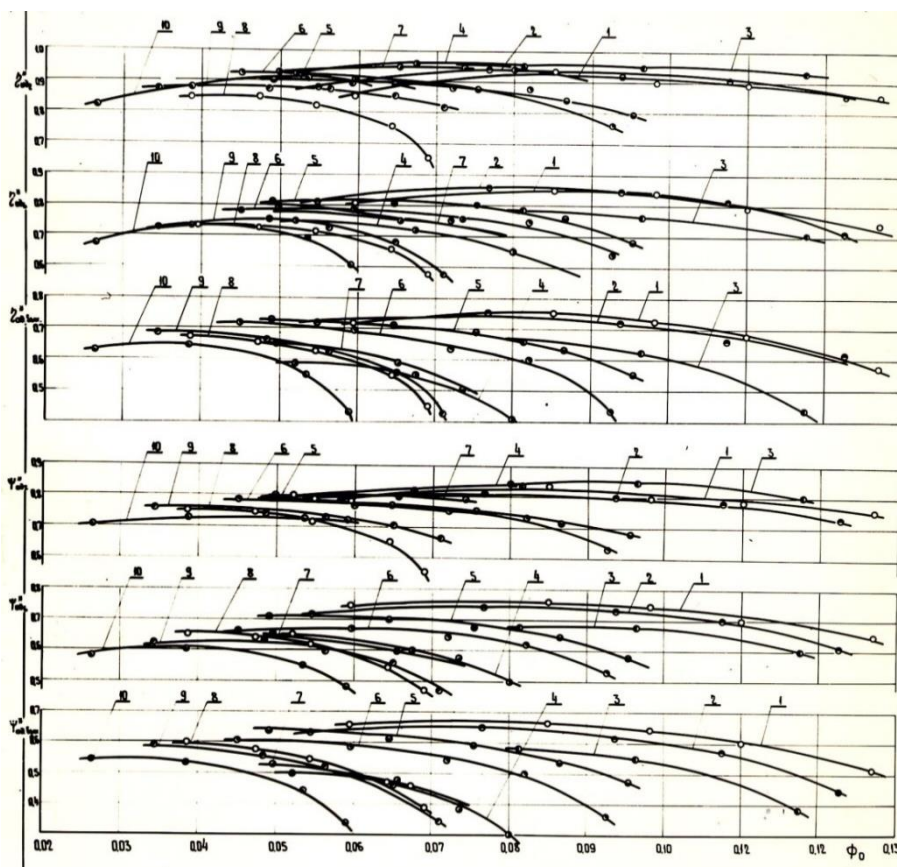


Рисунок 2.1 – Характеристики ступенів з осерадіальними
робочими колесами

Розглянуто результати випробувань 10 ступенів з різними значеннями відносної ширини робочих коліс b_2/D_2 і зовнішнього діаметра лопаток на вході $\bar{D}_{н1}$. Значення b_2/D_2 змінюються в діапазоні $0,04 \div 0,015$, а $\bar{D}_{н1}$ змінюється в діапазоні $0,061 \div 0,0468$.

За результатами випробувань побудовані залежності коефіцієнтів втрат від кута атаки. На рисунку 2.2 показані залежності $\zeta_{PK} = f(i_1)$ для шести ступенів.

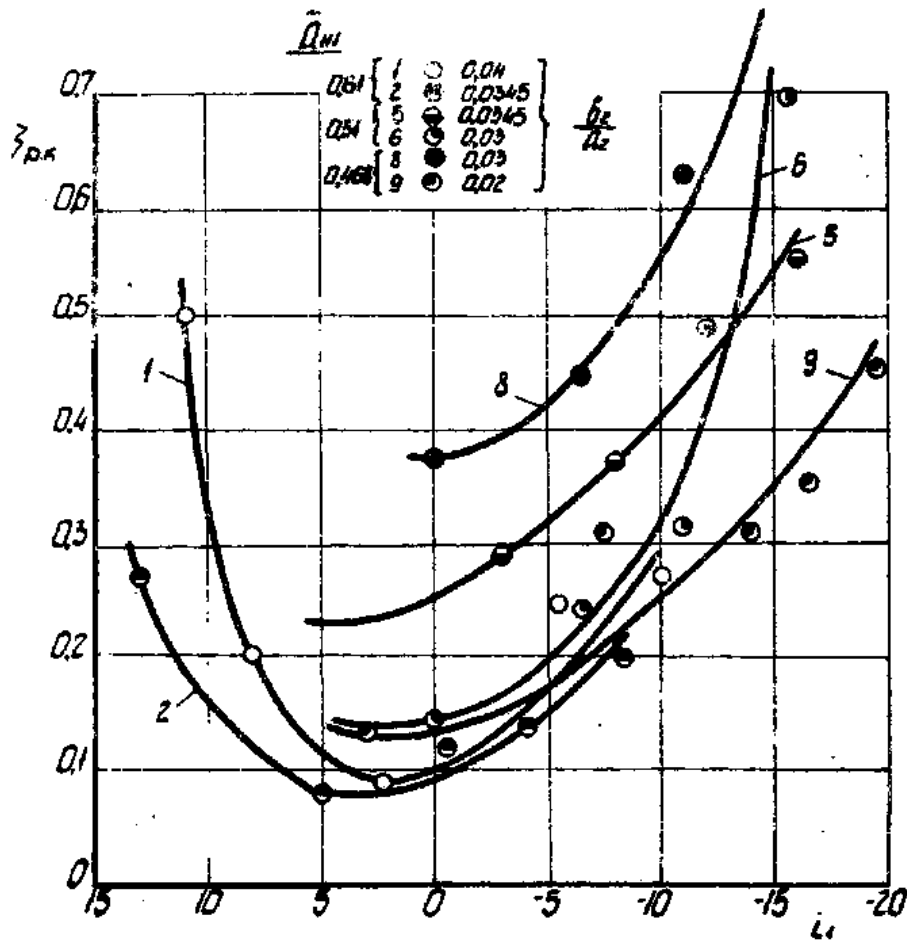


Рисунок 2.2 – Залежності $\zeta_{PK} = f(i_1)$ для ступенів з осерадіальними робочими колесами

Для отримання узагальненої залежності були взяті дані для ступенів 1, 2, 6 і 9. Ступені 5 і 8 не включені в банк даних, тому що конструктивні параметри цих ступенів мають неоптимальні значення.

Для зручності автоматизації розрахунків виконана апроксимація експериментальних даних за допомогою програми "UniApprox2004" та отримано аналітичний вид узагальненої характеристики $\zeta_{PK} = f(i_1)$. Була обрана апроксимаційна функція у вигляді $y = ax^2 + vx + c$. На рисунку 2.3 показані результати апроксимації.

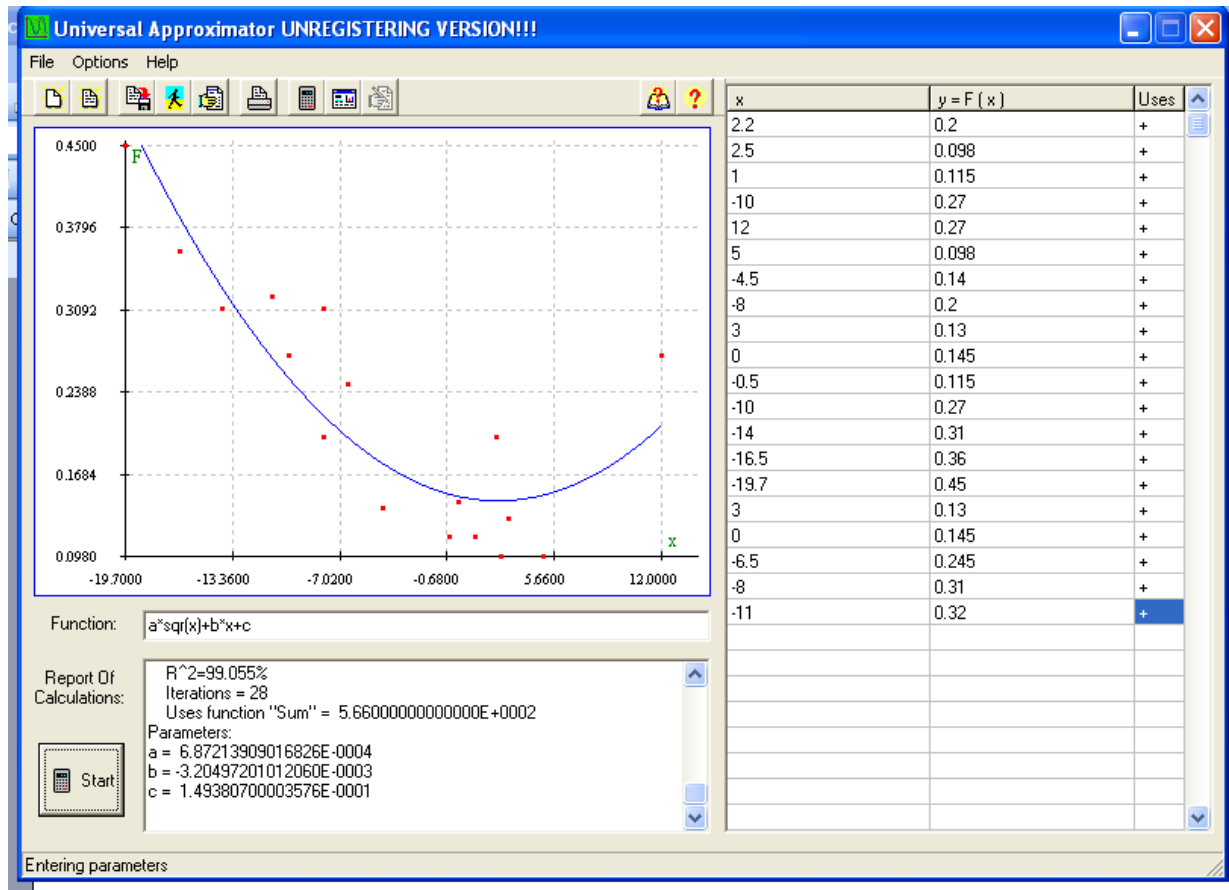


Рисунок 2.3 – Результати апроксимації

Рівняння для розрахунку значень коефіцієнта втрат має такий вигляд

$$\zeta_{0-2} = 6,872 \cdot 10^{-4} \cdot i_2^2 - 3,205 \cdot 10^{-3} \cdot i_1 + 0,149.$$

Отримане рівняння може використовуватися для розрахунку газодинамічних характеристик ступенів з осерадіальними робочими колесами.

2.2 Методика розрахунку газодинамічних характеристик ступенів з осерядіальними робочими колесами

2.2.1 Схема розрахунку

Розрахунок виконується для заданого діапазону витрат (не менше 6-ти режимів за витратою)

$$\bar{V}_{ex.i} = \left[a + \frac{b-a}{N_1-1} \cdot (i-1) \right] \cdot \bar{V}_{ex.ном.},$$

де N_1 – кількість розрахункових режимів (зазвичай приймають $6 \div 10$);

$\bar{V}_{ex.ном.}$ – продуктивність на вході в компресор на номінальному режимі;

a и b – коефіцієнти для мінімальної і максимальної продуктивності (наприклад, $a = 0,5$; $b = 1,5$).

Послідовно від входу до виходу визначаються параметри потоку газу в контрольних перерізах і підсумовуються показники Π, ψ_n, η_n, N для ступенів і компресора в цілому. Будуються розмірні і безрозмірні характеристики для ступенів і компресора в цілому. Вказуються характеристики елементів і режими роботи елементів.

Аналіз отриманих результатів дозволяє дати рекомендації для поліпшення газодинамічних характеристик за рахунок поліпшення узгодженості роботи елементів ступеня між собою, узгодженості роботи ступенів компресора, або за рахунок поліпшення характеристик будь-якого елемента (елементів) ступеня.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		26

2.2.2 Алгоритм розрахунку ступеня відцентрового компресора

Визначення параметрів на вході в компресор

1. Об'ємна витрата газу на вході в компресор

$$\bar{V}_{н.і} = \left[a + \frac{b-a}{N_1-1} \cdot (i-1) \right] \cdot \bar{V}_{н.ном.}$$

2. Швидкість газу на вході в компресор

$$c_n = \frac{\bar{V}_n}{f_n},$$

де $f_n = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}$ – площа вхідного патрубку компресора.

3. Густина газу на вході в компресор

$$\rho_n = \frac{P_n}{z_n \cdot R \cdot T_n}.$$

4. Масова витрата газу

$$\bar{m} = \bar{V}_n \cdot \rho_n.$$

Визначення параметрів на вході в робоче колесо

5. Втрати повного тиску у вхідному пристрої

$$\Delta p_{н-о}^* = \zeta_{вх.у} \cdot \rho_n \frac{c_n^2}{2}.$$

6. Повний тиск на вході в робоче колесо

$$p_0^* = p_n + \rho_n \frac{c_n^2}{2} - \Delta p_{н-о}^*.$$

7. Повна температура на вході в робоче колесо

$$T_0^* = T_n + \frac{c_n^2}{2 \cdot c_p}$$

(це справедливо за умови, що $i_o^* = i_n^*$, тобто відсутній зовнішній теплообмін).

					ХКЗ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$8. a_0 = \frac{4 \cdot \bar{m}}{\pi \cdot (D_0^2 - d_0^2) \cdot \sin \alpha_1}, \text{ де } \alpha_1 - \text{ кут потоку при абсолютному русі на}$$

вході в РК. Якщо $c_{u1} = 0$, то $\alpha_1 = 90^\circ$.

9. Густина газу за повними параметрами на вході в РК

$$\rho_0^* = \frac{p_0^*}{z \cdot R \cdot T_0^*}.$$

10. Густина за статичними параметрами на вході в РК

$$\rho_0 = 0,5 \left(\rho_0^* + \sqrt{\rho_0^{*2} - \frac{2 \cdot a_0^2}{k \cdot R \cdot T_0^*}} \right).$$

11. Об'ємна витрата газу на вході в РК

$$\bar{V}_0 = \frac{\bar{m}}{\rho_0}.$$

12. Витратна складова швидкості на вході в РК

$$c_{r0} = \frac{a_0}{\rho_0}.$$

13. Абсолютна швидкість на вході в РК

$$c_0 = \sqrt{c_{r0}^2 + c_{u0}^2},$$

де c_{u0} – закрутка потоку на вході в РК.

14. Температура (за статичними параметрами) на вході в РК

$$T_0 = T_0^* - \frac{c_0^2}{2c_p}.$$

*Визначення параметрів на вхідний кромці лопаток
осерадіального робочого колеса*

У осерадіальному робочому колесі перерізи 0–0 і 1–1 співпадають.

15. Витратна складова швидкості на вході на лопатки

$$c_{r1} = c_{r0}.$$

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

16. Окружна швидкість на середньгеометричному діаметрі:

$$u_{1cp} = \omega \cdot \frac{D_{1cp}}{2},$$

де $D_{1cp} = \sqrt{0,5(D_0^2 + d_0^2)}$.

17. Кут потоку при відносному русі на середньгеометричному діаметрі

$$\beta_{1cp} = \arctg\left(\frac{c_{r1}}{u_{1cp} - c_{u1}}\right), \quad c_{u1} = c_{u0}.$$

18. Швидкість потоку при відносному русі

$$w_{1cp} = \frac{c_{r1}}{\sin \beta_{1cp}}.$$

19. Кут атаки РК

$$i_1 = \beta_{n1cp} - \beta_{1cp}.$$

20. Визначення коефіцієнта втрат РК

$$\zeta_{0-2} = f(i_1),$$

$$\zeta_{0-2} = 6,872 \cdot 10^{-4} \cdot i_1^2 - 3,205 \cdot 10^{-3} \cdot i_1 + 0,149$$

Параметри на виході з робочого колеса

21. Окружна швидкість на діаметрі D_2 :

$$u_2 = \omega \cdot \frac{D_2}{2}.$$

22. У першому наближенні приймається

$$\varepsilon_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0} = 1,1.$$

У наступних наближеннях приймається $\varepsilon_2 = \varepsilon_2'$.

23. Витратна складова абсолютної швидкості на виході з РК

$$c_{r2} = \frac{\bar{V}_0}{\varepsilon_2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2}.$$

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

24. Коефіцієнт витрати

$$\varphi_{r2} = \frac{c_{r2}}{u_2}.$$

25. Коефіцієнт теоретичного напору: для осерадіальних робочих коліс за формулою Казанджана

$$\psi_{T2} = (1 - \varphi_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{r2}) \cdot K,$$

$$\text{де } K = \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (D_{cp}/D_2)^2} \right)^{-1}.$$

26. Коефіцієнт напору

$$\psi_T = \psi_{T2} - \frac{c_{u1} \cdot u_1}{u_2^2}.$$

27. Коефіцієнт повного напору

$$\psi_i = \psi_T \cdot (1 + \alpha).$$

Для осерадіальних робочих коліс

$$(1 + \alpha) = 1,03 - 1,08.$$

28. Абсолютна швидкість на виході з РК

$$c_2 = u_2 \sqrt{\varphi_{r2}^2 + \psi_{T2}^2}.$$

29. Коефіцієнт реактивності колеса

$$\Omega_i = 1 - \frac{c_2^2 - c_0^2}{2 \cdot \psi_i \cdot u_2^2}.$$

30. Температура за повними параметрами на виході з РК

$$T_2^* = T_0^* + \frac{\psi_i \cdot u_2^2}{c_p}.$$

31. Температура за статичними параметрами на виході з РК

$$T_2 = T_2^* - \frac{c_2^2}{2c_p}.$$

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

32. Коефіцієнт

$$\sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \left(1 - \zeta_{0-2} \frac{w_1^2}{2 \cdot \psi_i \cdot u_2^2} \right).$$

33. Відношення тисків

$$\left(\frac{p_2}{p_0} \right) = \left(\frac{T_2}{T_0} \right)^\sigma.$$

34. Статичний тиск газу на виході з РК

$$p_2 = \left(\frac{p_2}{p_0} \right) \cdot p_0.$$

35. Густина газу на виході з РК

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2 \cdot z}.$$

36. Відношення густин

$$\varepsilon'_2 = \frac{\rho_2}{\rho_0}.$$

Якщо $\left| \frac{\varepsilon'_2 - \varepsilon_2}{\varepsilon'_2} \right| < 0,001$, то розрахунок продовжується з п. 37. Якщо ні, то розрахунок повторюється, починаючи з п. 23.

37. Повний тиск газу на виході з РК

$$p_2^* = p_2 + \rho_2 \cdot \frac{c_2^2}{2}.$$

38. Повний напір

$$h_i = \psi_i \cdot u_2^2.$$

39. Втрати ККД в РК

$$\Delta \eta_{0-2} = \zeta_{0-2} \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot h_i}.$$

40. Кут потоку при абсолютному русі на виході з РК

$$\alpha_2 = \text{arctrg} \frac{\varphi_{r2}}{\psi_{T2}}.$$

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Початкова ділянка БЛД

41. Коефіцієнт втрат на початковій ділянці БЛД

$$\zeta_{2-3} = f(\alpha_2).$$

42. Втрати ККД на початковій ділянці БЛД

$$\Delta \eta_{2-3} = \zeta_{2-3} \cdot \frac{c_2^2}{2 \cdot h_i}.$$

43. Повний тиск в перерізі 3–3

$$p_3^* = p_2^* - \zeta_{2-3} \cdot \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho_2.$$

44. Кут потоку в перерізі 3–3

$$\alpha_3 = \arctg \left(\frac{b_2}{b_3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 \right).$$

$$45. a_3 = \frac{\bar{m}}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \sin \alpha_3}.$$

46. Густина газу за повними параметрами в перерізі 3–3

$$\rho_3^* = \frac{p_3^*}{z \cdot R \cdot T_3^*},$$

де $T_3^* = T_2^*$.

47. Густина газу

$$\rho_3 = 0,5 \cdot \left(\rho_3^* + \sqrt{\rho_3^{*2} - \frac{2a_3^2}{k \cdot R \cdot T_3^* \cdot z}} \right).$$

48. Швидкість в перерізі 3–3

$$c_3 = \frac{a_3}{\rho_3}.$$

Основна ділянка БЛД

49. Коефіцієнт втрат $\zeta_{3-4} = f(\alpha_3)$,

$$\zeta_{3-4} = 3 \cdot 10^{-7} \cdot \alpha_3^4 - 4 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha_3^3 + 0,002 \cdot \alpha_3^2 - 0,0489 \cdot \alpha_3 + 0,648.$$

					ХКЗ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

50. $tg\alpha_4 = tg\alpha_3 \cdot \frac{b_3}{b_4}$, звідки визначаємо кут потоку в перерізі 4–4.

Для лопаткового дифузора

51. Кут атаки

$$i_3 = \alpha_{л3} - \alpha_3.$$

52. Коефіцієнт втрат лопаткового дифузора

$$\zeta_{3-4} = f(i_3).$$

53. Втрати ККД дифузора

$$\Delta\eta_{3-4} = \zeta_{3-4} \cdot \frac{c_3^2}{2h_i}.$$

54. Повний тиск на виході з дифузора

$$p_4^* = p_3^* - \zeta_{3-4} \cdot \rho_3 \cdot \frac{c_3^2}{2}.$$

55. Густина газу за повними параметрами на виході з дифузора

$$\rho_4^* = \frac{p_4^*}{z \cdot R \cdot T_4^*},$$

де $T_4^* = T_2^*$.

$$56. a_4 = \frac{\bar{m}}{\pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \sin \alpha_4}.$$

57. Густина газу на виході з дифузора

$$\rho_4 = 0,5 \left(\rho_4^* + \sqrt{\rho_4^{*2} - \frac{2a_4^2}{k \cdot R \cdot T_4^* \cdot z}} \right).$$

58. Швидкість газу на виході з дифузора

$$C_4 = \frac{a_4}{\rho_4}.$$

					ХКЗ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

59. Коефіцієнт тертя ЗНА:

$$K_{TP} = \frac{1}{0,075 \cdot \left(\frac{b_5}{b_4}\right)^2 - 0,15 \cdot \frac{b_5}{b_4} + 1,075}.$$

60. Кут потоку на вході на лопатки ЗНА

$$\alpha_5 = \arctg \left(\operatorname{tg} \alpha_4 \cdot \frac{D_4 \cdot b_4}{D_5 \cdot b_5} \cdot K_{TP} \right).$$

61. Кут атаки ЗНА

$$i_5 = \alpha_{i5} - \alpha_5.$$

62. Коефіцієнт втрат ЗНА

$$\zeta_{4-0'} = f(i_5),$$

$$63. a_{0'} = C_{0'} \cdot \rho_{0'} = \frac{4\bar{m}}{\pi \cdot (D_{0'}^2 - d_{0'}^2) \cdot \sin \alpha_{0'}}.$$

$$64. \bar{\operatorname{tg}} \alpha_4 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_4}{(\operatorname{tg} \alpha_4)_{\text{ОПТ}}}, \text{ де } (\operatorname{tg} \alpha_4)_{\text{ОПТ}} = (\operatorname{tg} \alpha_2)_{\text{ОПТ}} \cdot \frac{b_2}{b_4}.$$

65. Коефіцієнт втрат вихідного пристрою

$$\zeta_{\text{вих.у.}} = f(\bar{\operatorname{tg}} \alpha_4).$$

$$66. a_{0'} = \frac{\bar{m}}{f_{\text{вих.}}}$$

67. Втрати ККД ЗНА

$$\Delta \eta_{4-0'} = \zeta_{4-0'} \cdot \frac{C_4^2}{2h_i}$$

68. Гідрравлічний ККД ступеня

$$\eta_{\text{вст}} = 1 - \sum_j \Delta \eta_j.$$

Для ступеня всмоктувального типу враховуються втрати ККД вхідного пристрою $\Delta \eta_{н-0}$, для ступеня кінцевого типу – втрати ККД вихідного пристрою $\Delta \eta_{\text{вих.у.}}$, для ступеня проміжного типу – втрати ККД ЗНА.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Втрати ККД робочого колеса і дифузора враховуються для ступенів усіх типів.

69. Політропний ККД ступеня

$$\eta_{пст} = \eta_{вст} - \frac{\alpha}{1 + \alpha}.$$

70. Коефіцієнт політропного напору ступеня

$$\psi_{пст} = \psi_i \cdot \eta_{пст}.$$

71. Умовний коефіцієнт витрати

$$\Phi_0 = \frac{4 \cdot \bar{V}_0}{\pi \cdot D_2^2 \cdot u_2}.$$

Визначення параметрів газу на виході із ступеня

72. Повний тиск газу

$$p_{0'}^* = p_4^* - \zeta_{4-0'} \cdot \rho_4 \cdot \frac{c_4^2}{2}.$$

73. Густина газу за повними параметрами

$$\rho_{0'}^* = \frac{p_{0'}^*}{z \cdot R \cdot T_{0'}^*},$$

де $T_{0'}^* = T_4^* = T_2^*$.

74. Густина газу

$$\rho_{0'} = 0,5 \left(\rho_{0'}^* + \sqrt{\rho_{0'}^* - \frac{2a_{0'}^2}{k \cdot R \cdot T_{0'}^*}} \right).$$

75. Об'ємна витрата

$$\bar{V}_{0'} = \frac{\bar{m}}{\rho_{0'}}.$$

76. Тиск (статичний) газу

$$p_{0'} = p_{0'}^* - \rho_{0'} \cdot \frac{c_{0'}^2}{2}.$$

					ХКЗ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		35

77. Відношення тисків в ступені

$$П_{ст} = \frac{P_{\sigma}}{P_0}.$$

Для першого ступеня $П_{ст} = \frac{P_{\sigma}}{P_n}$.

Отримані параметри дозволяють побудувати графічні залежності для ступеня $П_{ст} = f(\bar{V}_0)$, $\eta_{пст} = f(\bar{V}_0)$, $\psi_{пст} = f(\Phi_0)$, $\eta_{пст} = f(\Phi_0)$.

За вказаним алгоритмом визначаються параметри для всіх ступенів компресора.

78. Відношення тисків для компресора

$$П_{к} = \frac{P_{к}}{P_n}.$$

79. Політропний ККД компресора

$$\eta_{нк} = \frac{\sum_i \psi_i \cdot \eta_{ni}}{\sum_i \psi_i},$$

де i – номер ступеня.

По закінченню розрахунків будуються графічні залежності для всього компресора $П_{к} = f(\bar{V}_n)$, $\eta_{нк} = f(\bar{V}_n)$.

					ХКЗ 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		36

РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Закон України «Про охорону праці» [16] визначає основні положення щодо реалізації конституційного права працівників на охорону їх життя і здоров'я у процесі трудової діяльності, на належні, безпечні і здорові умови праці, регулює за участю відповідних органів державної влади відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

Охорона праці – це система законодавчих актів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці, і відповідні їм соціально-економічні, організаційні, технічні та санітарно-гігієнічні заходи. Завдання охорони праці – зведення до мінімуму ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Поліпшення умов праці, підвищення її безпеки впливає на продуктивність праці, якість, собівартість продукції.

На людину в процесі її трудової діяльності можуть впливати небезпечні виробничі фактори, які в певних умовах призводять до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я, і шкідливі виробничі фактори, які призводять до захворювання або зниження працездатності.

Залежно від рівня і тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори [17] (ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.) поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

До небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться: забрудненість повітря виробничим пилом і шкідливими речовинами; погане освітлення; шум і вібрація, що перевищують допустимі норми; підвищений

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

рівень іонізуючих випромінювань; рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, виробни, які рухаються (матеріали, заготовки), конструкції, що руйнуються, і ряд інших чинників.

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливе тільки при строгому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених Санітарними нормами, відповідними главами Будівельних норм і правил (СНіП) і Державними стандартами (ДСТУ та ГОСТ).

Надійність і безпека обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті [18].

Обладнання повинно відповідати встановленим вимогам технічної безпеки, загальних правил вибухо- і пожежобезпеки виробничих комплексів, правилам будови і безпечної експлуатації повітряних чи газових компресорів.

Відцентрові компресори повинні задовольняти вимогам ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ [19].

Влаштування і розміщення електроприводу відцентрових компресорів і пускової апаратури повинні відповідати ГОСТ 12.2.007.0-75 ССБТ [20] і вимогам «Правил улаштування електроустановок (ПУЕ)».

Електрообладнання відцентрових компресорів, які розміщуються у вибухонебезпечних приміщеннях і на зовнішніх вибухонебезпечних установках, має відповідати класу приміщення, категоріям і групам вибухонебезпечних середовищ згідно з вимогами «Правил виготовлення вибухозахищеного і рудникового електрообладнання (ПВВРЕ)», затвердженим Держнаглядом України та ГОСТ 12.2.020-76 ССБТ [21].

Конструкція турбокомпресорів, які працюють на вибухонебезпечних і токсичних газах, повинна забезпечувати їх герметичність. Величина витоків повинна бути в допустимих межах.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Кожна працююча компресорна установка являє собою обладнання, яке працює під тиском. Компресорні установки є вибухонебезпечними і пожежонебезпечними установками. З огляду на специфічні умови роботи, до обслуговування компресорної установки допускають осіб не молодше 18 років, визнаних придатними за станом здоров'я, навчених за відповідною програмою і за умови наявності посвідчення кваліфікаційної комісії на право обслуговування компресорної установки.

Персонал, допущений до обслуговування компресорної установки повинен знати:

- пристрій і принцип дії обладнання установки;
- місця встановлення допоміжного обладнання, схему трубопроводів стиснутого повітря, води, масла;
- схему і місця встановлення контрольно-вимірювальних приладів;
- правила влаштування і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском;
- пристрій і принцип дії автоматичної апаратури;
- інструкцію з безпечного обслуговування обладнання компресорної установки;
- заходи щодо попередження аварій і заходи щодо усунення несправностей при роботі компресорної установки.

Щоб створити умови безпечної роботи обслуговуючого персоналу, необхідно, щоб в приміщенні компресорної майданчика просвіти, поглиблення і переходи були огорожені поручнями висотою не менше 1 м і забезпечені знизу суцільною металевою обшивкою висотою 10 см. Сходи повинні бути встановлені під кутом не менше 50 ° до вертикалі . Сходи майданчики виготовляють з рельєфної сталі. Ширина сходів повинна бути не менше 600 мм, відстань між сходами не менше 80 мм. Всі рухомі і обертові частини компресора і електродвигуна повинні бути надійно огорожені. Виводи обмоток і кабельні вводи електродвигунів закриті

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

огороженнями, зняття яких вимагає відкручування гайок або вилучення гвинтів. Усі обертові частини двигунів – шків, муфти, вентилятори повинні бути також огорожені.

Основними потенційними небезпеками при роботі компресора, що проектується, можуть бути:

- вибухонебезпечність;
- пожежонебезпека;
- ураження електричним струмом.

До потенційних шкідливих факторів відносять:

- шум при роботі агрегату;
- вібрація;
- підвищена запиленість;
- підвищена або понижена температура поверхонь обладнання;
- підвищена або понижена температура повітря робочої зони;
- підвищений або понижений барометричний тиск у робочій зоні;
- підвищена або понижена вологість повітря;
- підвищена або понижена рухливість повітря.

Пожежонебезпека. Джерелами виникнення пожежі можуть бути: зупинка апарату і його пуск, куріння в недозволених місцях, джерела запалювання, пов'язані з електричною енергією; перевантаження мереж, яке тягне за собою сильний розігрів струмоведучих провідників і загоряння ізоляції.

Вплив пожежі на людину може викликати несприятливі наслідки: опіки, задуха, отруєння димом, а також смерть.

Вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки регламентовані ГОСТ 12.1.004-75 «Система стандартів безпеки труда. Пожарная безопасность. Общие требования» [22].

Пожежна безпека повинна забезпечуватися: системою запобігання пожежі; системою пожежного захисту.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Запобігання пожежі повинне досягатися: запобіганням утворення горючого середовища; запобіганням утворення в займистому середовищі джерел запалювання; підтриманням температури горючого середовища нижче максимально допустимої до горючості; підтриманням тиску в займистому середовищі нижче максимально допустимого по горючості; зменшенням визначального розміру займистого середовища нижче максимально допустимого по горючості.

Попередження утворення горючого середовища повинно забезпечуватися регламентацією: допустимої концентрації горючих газів, пари і (або) суспензій в повітрі; допустимої концентрації кисню або іншого окислювача в газі. Запобігання утворенню в займистому середовищі джерел запалювання має досягатися: застосуванням електрообладнання, відповідного класу пожежо-вибухонебезпечності приміщення або зовнішньої установки, групі і категорії вибухонебезпечної суміші; застосуванням технологічного процесу і обладнання, які відповідають вимогам електростатичної іскробезпеки; регламентацією максимально допустимої температури нагрівання поверхні устаткування, застосуванням неіскристого інструменту при роботі з легко займистими речовинами; ліквідацією умов для теплового, хімічного самозаймання речовин, що обертаються, матеріалів.

Пожежний захист повинен забезпечуватися: максимально можливим застосуванням негорючих і важкогорючих речовин і матеріалів замість пожежонебезпечних; обмеженням кількості горючих речовин та їх розміщенням; ізоляцією горючого середовища; запобіганням поширенню пожежі за межі вогнища; застосуванням засобів пожежогасіння; застосуванням конструкцій об'єктів з регламентованими межами вогнестійкості та горючістю; евакуацією людей; застосуванням засобів колективного та індивідуального захисту людей; системою протидимного захисту; застосуванням засобів пожежної сигналізації та засобів сповіщення про пожежу; організацією пожежної охорони об'єкта.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Обмеження кількості горючих речовин і їх розміщення повинно досягатися регламентацією: кількості (маси, об'єму) горючих речовин і матеріалів, що знаходяться одночасно в приміщенні, на складі; наявності аварійного зливу пожежонебезпечних рідин та аварійного стравлювання горючих газів з апаратури; протипожежних розривів та захисних зон; періодичності очищення приміщень, комунікацій апаратури від горючих відходів, відкладень пилу, пуху і т. ін.

Ізоляція горючого середовища повинна забезпечуватися одним або кількома з перелічених засобів: максимальною механізацією і автоматизацією технологічних процесів, пов'язаних з обігом пожежонебезпечних речовин; установкою пожежонебезпечного устаткування в ізольованих приміщеннях або на відкритих майданчиках; застосуванням для пожежонебезпечних речовин герметизованого і герметичного обладнання і тари; застосуванням пристроїв захисту виробничого обладнання з пожежонебезпечними речовинами від пошкоджень та аварій; застосуванням ізольованих відсіків, камер, кабін і т. ін.

Запобігання розповсюдженню пожежі повинно забезпечуватися: влаштуванням протипожежних перешкод (стін, зон, поясів, захисних смуг, завіс); влаштуванням аварійного відключення і перемикання апаратів і комунікацій; застосуванням вогнеперегороджувальних пристроїв (вогнеперепинювачів, затворів, клапанів, заслінок); застосуванням розривних запобіжних мембран на апаратурі і комунікаціях.

Засоби колективного та індивідуального захисту повинні забезпечувати безпеку людей протягом всього часу дії небезпечних факторів пожежі. Колективний та індивідуальний захист повинен здійснюватися в тих випадках, коли евакуація людей ускладнена або недоцільна.

Система протидимного захисту повинна забезпечувати незадимленість шляхів евакуації протягом часу, достатнього для евакуації людей.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Шум. Діючи на орган слуху, центральну і вегетативну нервові системи, а через них на внутрішні органи, шум є причиною розвитку хвороби, спричиненої шумом. Знижуючи загальну опірність організму, він сприяє розвитку інфекційних захворювань. При роботі за умов шуму спостерігаються підвищена стомлюваність і зниження працездатності, погіршуються увага і мовна комутація, створюються передумови до помилкових дій робітників. Внаслідок цього шум може спричинити зниження рівня безпеки праці, а результати його негативного впливу на операторів таких служб цивільної авіації, як зв'язок керування повітряним рухом та інші, можуть позначатися на безпеці польотів. Будучи причиною головного болю, дратівливості, неврівноваженого емоційного стану, шум створює передумови до погіршення психологічного стану [23].

Прояви хвороби, викликані шумом, поділяються на специфічні, що виникають в периферичній частині слухової системи людини (в органі Корті), і неспецифічні, що характерні для інших органів і систем організму людини.

Під впливом шуму відбувається зниження слухової чутливості. Чим значніший шум, тим вище його інтенсивність і експозиція. Стійка втрата слуху настає через п'ять-вісім років роботи за умов, що характеризуються високими рівнями шуму. Механізм впливу шуму слуховим шляхом носить назву кохлеарного, і він є переважним при рівнях нижче 110 дБ.

Акустична енергія звукових хвиль при рівнях шуму понад 125 дБ і частоті 250-1000 Гц настільки велика, що звук здатний викликати тотальний струс тіла людини (повітряні вібрації). У цьому випадку підвищується роль проходження звука до внутрішнього вуха через кістки, і захист тільки привушних областей виявляється недостатнім.

Чим відповідальніші функції виконує яка-небудь зона центральної нервової системи і чим складніше вона організована, тим більше вона страждає від впливу шуму. Шум змінює функціональний стан багатьох

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

систем і органів людини внаслідок їхньої взаємодії через центральну нервову систему. Такий взаємозв'язок призводить до впливу шуму на органи зору людини, вестибулярний апарат і рухові функції, зокрема, до зниження м'язової працездатності.

Фізичні характерні ознаки шуму, які можуть впливати на індивідуальну суб'єктивну реакцію, включають: гучність або інтенсивність шуму, форму спектра, наявність дискретних частотних компонентів, крутизну або імпульсивність прояву звукової події (наприклад проліт літака або проїзд автомобіля), переривчастість, тривалість і часові зміни.

Гучність є суб'єктивним враженням людини від впливу шуму. Одиницею рівня гучності є фон. Один фон шуму (звука), який оцінюється, є рівноцінним рівню звука 1 дБ для звукового тону з частотою випромінювання 1000 Гц, якщо він оцінюється однаково гучно.

Звуки частотою 2 кГц або вище (особливо звуки з дискретними частотними компонентами) є взагалі найбільш подразнюючими і спричиняють різні порушення, хоча шуми, що є раптовими, переривчастими або коливаються з часом, також можуть бути справжнім подразником. Взагалі, гучніший шум сприяє більшому подразненню.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ВИСНОВОК

Раціональною сферою застосування осерадіальних робочих коліс із просторовими лопатками є діапазон продуктивностей зі значеннями коефіцієнтів витрати $\Phi_p = 0,08 \div 0,15$, при яких ці колеса показують високі значення ККД. Крім того, застосування даного типу робочих коліс дозволяє зменшити розміри ступеня. Просторові лопатки забезпечують менші ударні втрати на вході в колесо і кращу структуру потоку в міжлопатковому каналі.

Робочі колеса з просторовими лопатками, хоча і мають велику конструктивну складність порівняно з робочими колесами із циліндричними лопатками, знаходять все більше застосування в промислових відцентрових компресорах, а також, в даний час, в авіа- та автомобілебудуванні. Більш високий ККД цих коліс є суттєвою причиною зростання їх використання, незважаючи на більш високу вартість виготовлення.

Розроблено алгоритм розрахунку газодинамічних характеристик ступеня відцентрового компресора з робочими колесами напіввідкритого типу поелементним методом. Підібрані характеристики елементів ступеня і залежності для визначення коефіцієнтів втрат для цих елементів.

Для визначення залежності коефіцієнта втрат осерадіального робочого колеса від кута атаки використовувалися результати газодинамічних досліджень ступенів з осерадіальними робочими колесами. Для зручності автоматизації розрахунків була виконана апроксимація експериментальних даних і отримано аналітичний вид узагальненої характеристики.

Отримане рівняння може використовуватися для розрахунку газодинамічних характеристик ступенів з осерадіальними робочими колесами.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Калінкевич М. В., Гусак О. Г. Теорія турбокомпресорів : навч. посіб. – Суми : СумДУ, 2014. – 269 с.
2. Калинкевич Н. В., Бобров А. Н., Михайлова Ю. Ю. Программное обеспечение поэлементного расчета газодинамических характеристик центробежного компрессора // Труды XIII Международной научно-технической конференции по компрессоростроению «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке», том 1. Сумы: Изд-во СумГУ, 2004. – С. 190-197.
3. Калинкевич Н. В. Исследование высоконапорных ступеней с осерадиальными колесами для стационарных компрессоров общего назначения: Дисс. канд. техн. наук: 05.04.03. – Л., 1976. – 252 с.
4. Калинкевич Н. В., Бобров А. Н., Калашников А. Н. Повышение экономичности центробежных компрессоров за счет улучшения газодинамических характеристик неподвижных элементов ступени // Вісник Сумського державного університету, Суми, СумДУ. Серія Технічні науки (Машинобудування) – 2002. – №9 (42). – С. 34-39.
5. Калінкевич М. В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: навчальний посібник / М.В. Калінкевич. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 55 с.
6. Методичні вказівки до практичних занять з курсу «Випробування турбокомпресорів» / Укладач М. В. Калінкевич. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 44 с.
7. Галеркин Ю. Б. Методы расчета, обработки экспериментальных данных и проектирования центробежных компрессоров промышленного назначения: учебное пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. Я. Стрижак – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – 2003. – 93 с.

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

8. Галеркин Ю. Б. Совершенствование метода универсального моделирования и развитие опыта оптимального газодинамического проектирования промышленных центробежных компрессоров / Ю. Б. Галеркин. – Компрессорная техника и пневматика. – 2007. – №3. – С. 10-13.

9. Галеркин Ю. Б. Теория, расчет и конструирование компрессорных машин динамического действия: учебное пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. – Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2007. – 60 с.

10. Анисимов С. А. Газодинамический расчет центробежных компрессоров поэлементным методом: учебное пособие / С. А. Анисимов. – Ленинградский политехнический институт. – Л.: Изд-во ЛПИ, 1974.– 135 с.

11. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.

12. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.

13. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.

14. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. – М.; Л.: Машгиз, 1963. – 335 с.

15. Никитин Е. Г., Галеркин Ю. Б., Кожухов Ю. В. Методика построения расчётной сетки осерадиального рабочего колеса центробежного компрессора для расчёта вязкого течения с использованием пакета программ ANSYS CFX. XXXIX Неделя науки СПбГПУ. Материалы международной научно-практической конференции.– Ч. III., 2010.– с. 91-93.

16. Закон України «Про охорону праці» № 2695-ХІІ від 14.10.1992.

17. ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

18. ДСТУ-Н Б А 3.2-1:2007 Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів та захисту від їх впливу при виробництві будівельних

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

матеріалів і виробів та їх використанні в процесі зведення та експлуатації об'єктів будівництва.

19. ГОСТ 12.2.003-91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности.

20. ГОСТ 12.2.007.0-75 ССБТ. Изделия электротехнические. Общие требования безопасности.

21. ГОСТ 12.2.020-76 ССБТ. Электрооборудование взрывозащищенное. Термины и определения. Классификация. Маркировка.

22. ГОСТ 12.1.004-91 «Система стандартов безопасности труда. Пожарная безопасность. Общие требования».

23. ГОСТ 12.1.036-81 «Система стандартов безопасности труда. Шум. Допустимые уровни в жилых и общественных зданиях».

					ХКз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		