

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
за освітньо-професійною програмою
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»

на тему «Дослідження впливу підрізки робочого колеса на
характеристики ступені відцентрового компресора»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Виконавець роботи

Мартим'янов Вадим Сергійович

(прізвище, ім'я по батькові)

_____ (підпис здобувача)

*В роботі не виявлено текстових,
ілюстративних та інших запозичень без
коректного на них посилання*

Керівник роботи _____
(підпис)

Бондаренко Г. А.
(прізвище, ініціали)

к.т.н., проф. кафедри ТТФ
(науковий ступінь, звання, посада)

Завідувач кафедри _____
(підпис)

Ванєєв С. М.
(прізвище, ініціали)

к.т.н., доцент, зав. кафедри ТТФ
(науковий ступінь, звання, посада)

Суми 2022

Зміст

	С.
Вступ.....	3
1 Загальні відомості про методи уніфікації і корекції відцентрових ступенів ...	5
1.1 Поняття уніфікації в техніці.....	5
1.2 Методи уніфікації ступенів.....	7
1.3 Методи корекції ступенів.....	12
2 Метод уніфікації ступенів шляхом підрізки робочого колеса	21
2.1 Постановка задачі дослідження.....	21
2.2 Результати дослідження	26
2.3 Коригування наближеного методу розрахунків	30
2.4 Аналіз результатів.....	34
3 Охорона праці та техніка безпеки	36
Висновки	46
Список літератури	47

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Марти'янов</i>			Дослідження впливу підрізки робочого колеса на характеристики ступені відцентрового компресора	<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>		<i>Бондаренко</i>				2	43	
<i>Реценз.</i>						<i>СумДУ, гр. ХК-81</i>		
<i>Н. контр.</i>		<i>Бондаренко</i>						
<i>Затв.</i>		<i>Вансєв</i>						

Вступ

При розробці й освоєнні виробництва нових зразків техніки коефіцієнт уніфікації, що дорівнює відношенню кількості уніфікованих деталей і вузлів до загальної кількості, є важливим показником ефективності виробництва. В ідеалі коефіцієнт дорівнює 100%, тобто кожний новий зразок виробу складається із готових виробів, подібно до дитячого конструктора.

Цей метод безумовно найсучасніший і найраціональніший метод проектування, що дозволяє економити величезні ресурси працевитрат, матеріалів, скорочувати терміни виконання замовлень і т. ін. Звичайно, такий підхід доцільний для масового, серійного виробництва однотипових компресорів, тобто для великих компаній виробників. Прикладом є транснаціональна корпорація «Дрессер Індастріез» з центром в м. Х'юстон (США), що має ряд великих філій в країнах Європи та Азії. Ще в 60 -70-х роках минулого століття компанія вклала великі кошти у розробку уніфікованого методу проектування, залучивши для цього Массачусетський технологічний інститут та інші високотехнологічні установи. Але це було того варте. Компанія міцно закріпилася багаторічним лідером світового ринку, стала зразком для наслідування. Компанія продала ліцензії на виробництво уніфікованих відцентрових компресорів для хімічної, нафтової і газової промисловості компаніям «Хітачі», «Міцубісі» (Японія), пізніше Казанському компресорному заводу (СРСР) та ін. Це був потужний технологічний прорив в цій галузі техніки.

Принцип побудови уніфікованих рядів устаткування (нас цікавить компресорне обладнання – турбокомпресори, а ще точніше – відцентрові компресори) – з обмеженою кількістю деталей отримувати якомога більшу кількість моделей (варіантів). При цьому використовуються базові деталі, що визначають основу конструкції, а також додаткові деталі, що забезпечують багатоваріантність. Перш, ніж перейти до розгляду суті методу, спробуємо зрозуміти, чим викликана його поява. Двигун прогресу – ринок. У повоєнний

					КМ 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

час на світовому ринку компресорного обладнання встановилася чітка тенденція до постійного зростання попиту. Це було викликано зростанням великотоннажних виробництв у хімічній, нафтохімічній, газовій та нафтовидобувній промисловості.

Розвиток цих галузей зажадав високопродуктивних компресорів відцентрового типу з тиском нагнітання газів 20, 32, 50 МПа і більше. Розробка таких компресорів вимагала великих затрат і часу, а ціна їх була занадто високою. Застосування методу проєктування «від прототипу» трохи полегшувало завдання, але не вирішувало його в повній мірі. Так виник метод уніфікації.

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

1 Загальні відомості про методи уніфікації і корекції відцентрових ступенів

1.1 Поняття уніфікації в техніці

В роботі використані матеріали доступних джерел, наведених у списку літератури [1-8].

Уніфікація в техніці, приведення різних засобів та видів продукції її виробництва до раціонального мінімуму типорозмірів, марок, форм, особливостей тощо. Головна мета уніфікації – усунення невиправданого різноманіття виробів різнотипності та однакового призначення їх деталей та складових частин, приведення до можливої одноманітності способів їх виготовлення, збирання, випробувань тощо.

Уніфікація – відповідальний напрямок у розвитку сучасної техніки, комплексний процес, що охоплює питання проектування, технології, експлуатації та контролю автомобілів, механізмів, апаратів, пристроїв. У разі науково-технічної революції правила уніфікації застосовують у галузях виробництва, а й у ін. сферах людської діяльності.

Найпоширеніша уніфікація у приладобудуванні та машинобудуванні, де розрізняють уніфікацію типову, що стосується виробів одного типу (наприклад, токарно-гвинторізні верстати з різною висотою центрів, токарні верстати з одноманітною висотою центрів, але різних модифікацій: гвинторізні, лоботокарні, двосупортні, операційні), і міжтипову, що охоплює вироби різних типів (наприклад, поздовжньо-фрезерні, поздовжньо-стругальні, поздовжньо-шліфувальні верстати). У ході уніфікації дотримується принцип конструктивної наступності: у вироби нової конструкції великою мірою вводять подробиці і вузли, що вже використовувалися в ін. .

Уніфікація виробів передусє їх типізація – встановлення та розробка типових конструкцій, що містять неспеціалізовані для послідовності виробів (або їх складових частин) конструктивні параметри, а також перспективні, що

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		5

враховують нові технології. технологічних процесів передує розробка розробки виробництва однотипних подробиць або складання однотипних складових частин або цілих виробів певної класифікаційної групи.

Різновид уніфікації – симпліфікація, що полягає у зменшенні кількості типів чи ін. видів виробів до числа, достатнього, щоб задовольнити існуючі нині потреби. На відміну від уніфікації, в об'єкти симпліфікації не вносяться жодних технічних удосконалень.

Одноманітні або різні за своїм функціональним призначенням вироби, їх деталі та вузли, що є похідними від однієї конструкції, забраної за головну, відносять до одного уніфікованого послідовності. Уніфікація дозволяє шляхом застосування неспеціалізованих конструктивних відповідей застосовувати принцип агрегування, створювати на одній базі різні модифікації виробів, виробляти обладнання одноманітного призначення, але різної розмірності з тих самих деталей і вузлів.

Правила уніфікації та агрегування активно використовуються в автоматичних лініях, агрегатних верстатах, багатьох будівельних, дорожніх, с.-г. автомобілях, апаратах хімічного виробництва та ін. технологічному обладнанні. Вони лежать у основі побудови сукупних уніфікованих сукупностей промислової автоматики.

Уніфікація асортименту та марок напівфабрикатів та різних видів матеріалів дає можливість звести їх кількість до доцільної номенклатури, скоротити час переналагодження обладнання, підвищити кількість виробів у партії тощо. Уніфікація технологічних процесів, способів виготовлення, способів виробництва, випробувань та контролю дозволяє істотно скоротити типаж використовуваного обладнання, оснастки, приладів та інструментів.

У промисловості здійснюється уніфікація заводська, галузева і міжгалузева. Заводська уніфікація охоплює номенклатуру виробів, вироблених лише однією підприємством (наприклад, уніфікуються великовантажні автосамоскиди на Білоруському автозаводі). Галузевій уніфікації підлягають вироби кількох чи всіх фабрик не більше однієї галузі (наприклад,

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

уніфікуються трактори різного виробництва, телевізори, виготовлені багатьох фірмах).

Міжгалузева уніфікація поширюється на ті вироби, які випускаються та застосовуються в різних галузях народного господарства (наприклад, деталі та вузли загальномашинобудівного призначення – редуктори, варіатори, мастильні пристрої). Внаслідок міжгалузевої уніфікації близько 100 моделей баштових кранів замінено 8 уніфікованими моделями зі стандартними вузлами, що мають більш високі характеристики порівнювати з минулими.

Широке застосування правил уніфікації автомобілів, обладнання, пристроїв дозволяє істотно зменшити кількість конструкторських робіт та період проектування, скоротити терміни створення нового обладнання, знизити вартість освоєння нових виробів, підвищити автоматизації та рівень механізації виробничих процесів шляхом підвищення серійності, організації та зниження трудомісткості спеціальних фірм. При уніфікації збільшуються рівень якості продукції, її довговічність і надійність завдяки більш ретельному відпрацюванню технології конструкції і технологічності виробів їх виготовлення.

1.2 Методи уніфікації ступенів

В якості базових деталей були прийняті збірні корпуси (корпус + кришки + ущільнення + підшипники). На тиск газу до 6 МПа була прийнята конструкція з горизонтальним роз'ємом, а понад – з вертикальним роз'ємом, типу «барель». Було створено цілий ряд таких корпусів, розрахованих на широкий діапазон продуктивностей і тисків нагнітання. Корпуси типу «барель» мають ряд незаперечних переваг: високу міцність і герметичність, можливість технологічного збільшення діаметра, товщини і довжини корпусу залежно від розмірів проточної частини, кількості ступенів і т ін. Схеми корпусів – представників уніфікованих рядів показано на рис. 1.1 і 1.2.

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

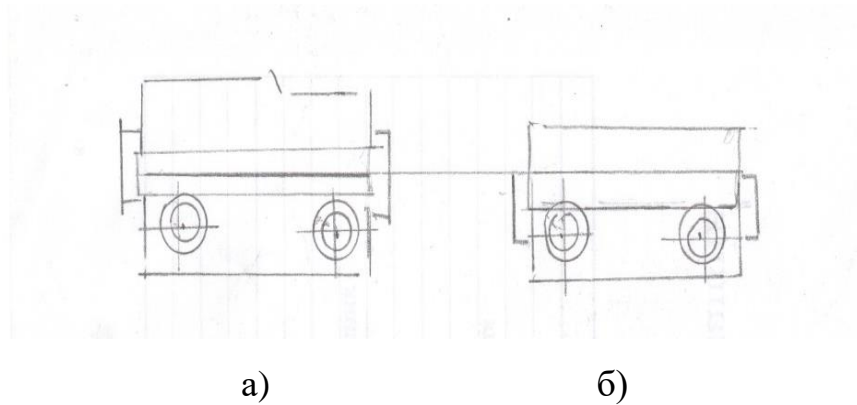


Рисунок 1.1 – Корпуса з горизонтальним роз'ємом (схеми)

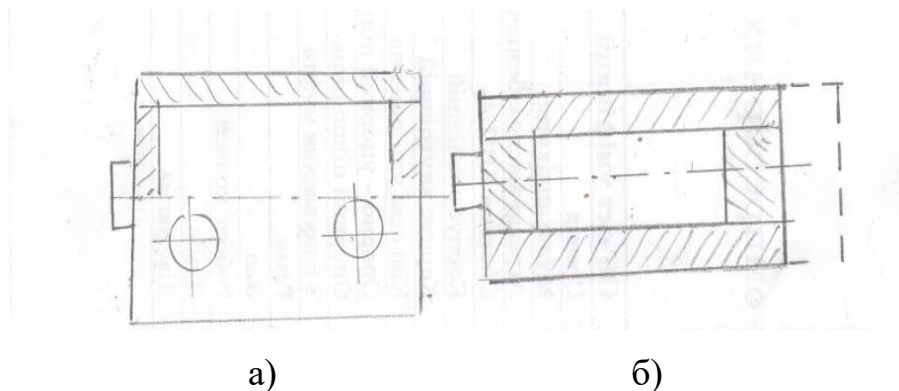


Рисунок 1.2 – Корпуса з вертикальним роз'ємом (схеми)

Як приклад нижче наведені розробки базових уніфікованих відцентрових компресорів(УВКМ) виконані в СКБ-К ім. В. Б. Шнеппа м. Казань.

Базові уніфіковані корпуси (бази), як зазначалося вище, застосовуються двох видів: бази подібно розмірного ряду з горизонтальним роз'ємом корпусу для тисків нагнітання $P_k \leq 4 - 6$ МПа (рис. 1.3) і бази подібно розмірного ряду з вертикальним роз'ємом корпусу для тисків роз'ємом корпусу для тисків $P_k \geq 3$ МПа (рис. 1.4 і 1.5).

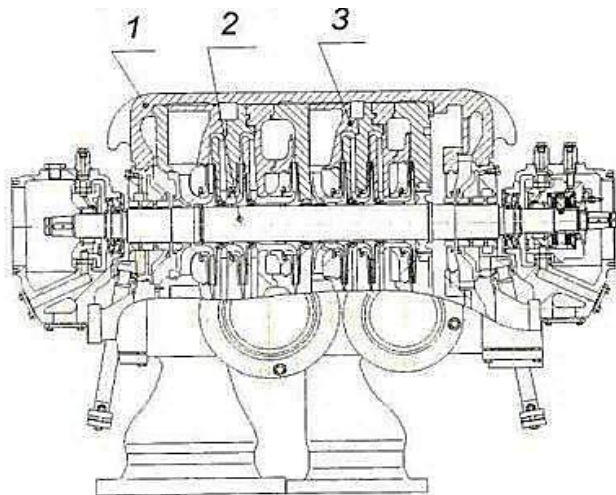


Рисунок 1.3 – Базовий корпус з горизонтальним роз'ємом УВКМ другого покоління:

1 – циліндр; 2 – ротор; 3 – статорна частина газодинамічного вузла (проточної частини)

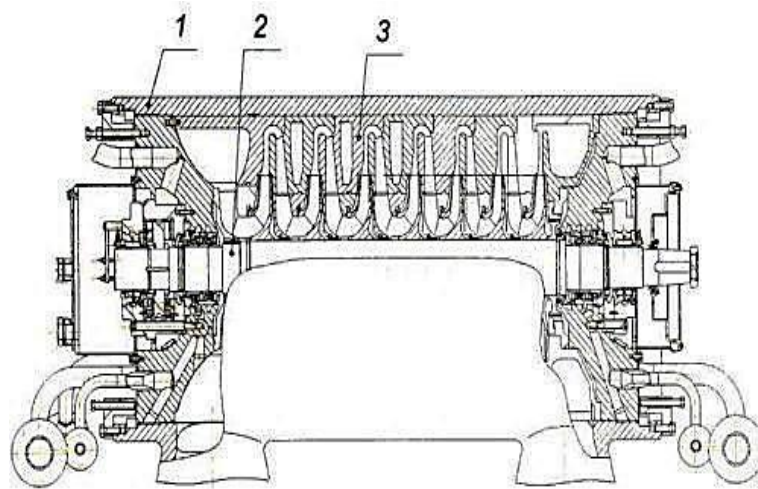


Рисунок 1.4 – Базовий корпус з вертикальним роз'ємом
Позиції див. на рис. 1.3.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КМ 02.00.00.00 ПЗ

Лист

9

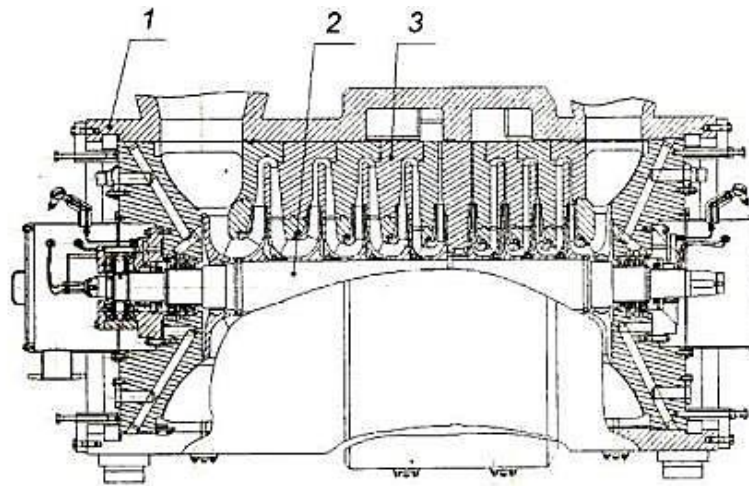


Рисунок 1.5 – Базовий корпус з вертикальним роз’ємом з розташуванням ступенів за схемою «спина до спини»

Позиції див. на рис.1.3.

З метою раціонального покриття поля параметрів «тиск нагнітання – продуктивність» витрати базових корпусів утворюють прогресію зі знаменником q_v , значення якого у різних фірм коливається в межах 1,4...1,6. У УВКМ1 і УВКМ2 (ККЗ) прийнятий ряд витрат $V = 40; 63; 100; 250 \text{ м}^3/\text{хв}$ і т. ін. з коефіцієнтом $q_v = 1,6$. Відповідно ряд діаметрів робочих коліс D_2 має знаменник $q_D = 1,26$.

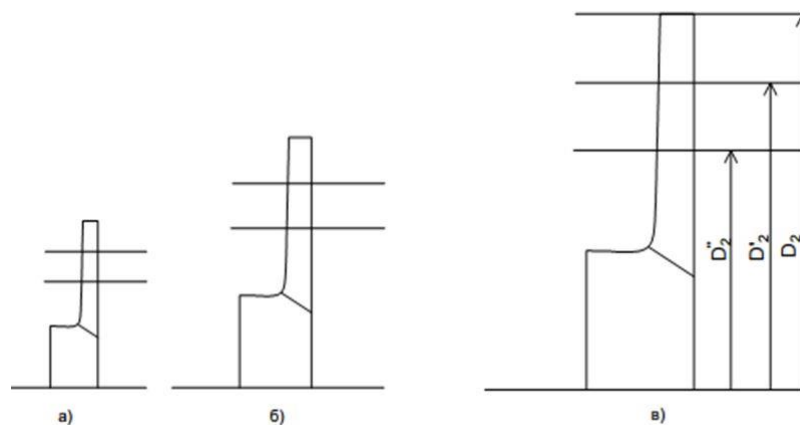
У комплект кожної модифікації корпусу входять також торцеві кришки з корпусами підшипників і кінцевих ущільнень. Опорні та опорно-упорні підшипники колодкового типу, з діаметром шийки валу 70, 90 і 110 мм. З огляду на те, що гази, бувають небезпечні, а тиск всередині корпусу високий, жорсткі вимоги пред’являються до кінцевих ущільнень. Ці ущільнення виконуються маслозапірними, з плаваючими кільцями. Встановлюються вони на хвостовиках валу діаметром 80, 100 і 120 мм. Уніфіковані також системи змащення підшипників і система масляних ущільнень.

Найважливішим елементом є проточна частина компресора. Формується вона з входної камери з входним направляючим апаратом і (ВНА) збірної камери. При цьому ступені застосування всмоктувального, проміжного і кінцевого типів. Різноманіття стискувальних газів, параметрів (тиск,

						Лист
					КМ 02.00.00.00 ПЗ	10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

продуктивність) передбачає багато-варіантність конфігурацій проточної частини. Від правильного підбору елементів залежить ефективність компресора. Який же алгоритм процедур підбору елементів? Отримавши замовлення на поставку компресора, проєктант за спеціальною програмою виконує розрахунковий пошук найбільш придатних поєднань елементів ступенів. У західній технічній термінології проточна частина – це сукупність каналів, в яких тече робоче середовище і відбувається робочий процес перетворення механічної енергії в енергію стисненого газу. А сукупність пристроїв, що формують ці канали (робочі колеса, дифузори і т. ін.) називаються газодинамічним вузлом або картриджем, який вставляється у внутрішню порожнину циліндричного корпусу компресора. В нашій літературі це зазвичай називається внутрішнім корпусом.

Розрахункова програма використовує велику базу даних з газодинамічними характеристиками різних ступенів, що були отримані експериментальним шляхом у вигляді залежностей $\eta = f(\Phi_o, M)$ і $\psi = (\Phi_o, M)$. Варіанти ступенів підбираються автоматично. Існує базовий набір робочих коліс, що мають різну напірність і витратність. Передбачається можливість підрізання коліс по зовнішньому діаметру D_2 (рис. 1.6) і по ширині b_2 (шляхом перенесення покривного диска), що збільшує можливість пошуку найбільш раціонального компоновання проточної частини (рис. 1.7). Під ці колеса відповідно підбираються нерухомі елементи: вхідні камера, лопатевий або безлопатевий дифузор, зворотний направляючий апарат і так до збірної камери після кінцевої ступені.



Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КМ 02.00.00.00 ПЗ

Лист

11

Рисунок 1.6 – Робочі колеса з підрізанням по діаметру D_2 .

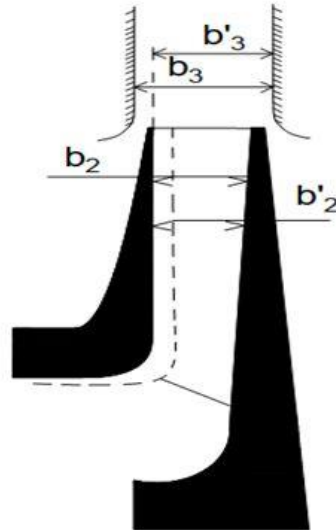


Рисунок 1.7 – Схема звуження каналу робочого колеса перенесенням покривного диску

Сформований таким чином картридж визначає відбір корпусу (за внутрішнім діаметром), що задовольняє умовам міцності.

Іноді доводиться в корпус вставляти вставки, якщо потрібно встановлювати менше число ступенів, за те, на що розрахований корпус. Іноді ж, навпаки, подовжується корпус, щоб встановити більше число ступенів. Технологічно це не є проблемою.

Врешті формується вигляд компресора, схема його внутрішнього устрою, що гарантує споживчі якості параметри (ККД, надійність і т. ін.). Далі заповнюються специфікації потреб деталей і вузлів, з вказанням номерів позицій і креслень, документ носить назву «мастербух» і передається у виробництво.

1.3 Методи корекції ступенів

Виробники компресорів, що працюють на світовому ринку, мають великий досвід розробки, виготовлення і експлуатації компресорів. Такі компанії мають великі технічні архіви – бази даних на паперових (креслення) і цифрових носіях. Отримавши замовлення на поставку компресора, фахівці в першу чергу

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

звертаються до бази даних з метою знайти найбільш близький прототип з минулих розробок. При цьому враховуються головні чинники: газ (або газова суміш), продуктивність, ступінь стиснення, тиск нагнітання. Особливий вплив на конструкцію мають властивості газів: молекулярна вага, агресивність по відношенню до матеріалів, пожежо- та вибухонебезпечність, токсичність та ін. Конструкційні матеріали: сталь, сплави, герметики, змащувальні мастила і охолоджуючі рідини повинні забезпечувати тривалу і безпечну надійність машини.

Потім, з відібраних прототипів вибирається той, в корпусі якого найкращим чином розміщується необхідна проточна частина (тобто внутрішній корпус). Для цього виконують газодинамічний розрахунок проточної частини за необхідними параметрами витрати та напору. Варіюючи характеристиками використовуваних ступенів (ККД, коефіцієнт напору) намагаються вписати нову проточну частину в корпус прототипу, який має певні величини внутрішнього діаметра і довжини. Тут можуть виникнути труднощі: якщо, наприклад, в прототипі передбачалася установка 6 робочих коліс, а в новому варіанті необхідно 5 коліс (тобто ступенів) або, навпаки, потрібно встановити 7 ступенів. У першому випадку допускається на місце «зайвої» ступені встановлювати проставку, а у другому випадку, якщо вичерпані можливості підвищення напірних ступенів (наприклад, збільшенням кута виходу потоку з робочого колеса або вихідного діаметра коліс), то альтернативою може послужити або корпус іншого прототипу, або додатковий корпус компресора. Таке ускладнення конструкції компресора вкрай не бажано. Можливо слід повернутися до вихідних вимог і разом з замовником шукати більш раціональне рішення шляхом коригування параметрів або переглядом всієї схеми турбокомпресорної установки, включаючи привод. Якщо альтернативи немає, то доводиться застосовувати гібридну схему компресора: прототип + додатковий корпус або попередньо включений корпус + прототип. Іноді

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13

доводиться підвищувати частоту обертання валу компресора шляхом установки або заміни зубчастої пари редуктора.

Задаємося питанням: настільки не вигідно використовувати прототип, тобто лише корпус? Звернемо увагу, що в цьому випадку використовується готовий корпус разом з додатковим оснащенням: торцеві кришки (з вертикальним роз'ємом корпусу), вузли кінцевих ущільнень, опорний і опорно-упорний підшипники, з'єднувальні муфти. Але і це ще не все. Використовується складна система кінцевих маслозапірних ущільнень (насоси, фільтри, маслоохолоджувачі, регулятори перепаду тиску, масловідвідники, дегазатори масла, масляні баки і т. ін.). Використовуються також системи змащування підшипників, системи охолодження газу і масла, система КВПіА та ін. Все це дає величезну економію часу, працевитрат і фінансових вкладень. Що стосується системи охолодження газу прототипу, то вона повинна бути перерахована на необхідний склад газу і внесені відповідні корективи конструкції і матеріального виконання.

Гарним прикладом використання прототипів є досвід Сумського НВО м. Суми. Як відомо, об'єднання випускає серійно двоступеневі нагнітачі природного газу ГПА-Ц-6,3 ($P_n = 4 \text{ МПа}$, $P_k = 5,6 \text{ МПа}$, $N = 6,3 \text{ МВт}$) і ГПА-Ц-16 ($P_n = 5,4 \text{ МПа}$, $P_k = 7,6 \text{ МПа}$, $N = 16 \text{ МВт}$), призначені для роботи на газоперекачувальних станціях (КС) з нормальними умовами по тиску і продуктивності. У процесі тривалої експлуатації кушові тиски газу і дебіт свердловин знижуються. Тиск нагнітання і продуктивність КС падає безперервно, досягаючи критичних значень. Це ускладнює режим роботи загальної газотранспортної системи. При помірному падінні тиску можна прямо в корпусах існуючих нагнітачів замінити проточну частину на ступені більш високої напірності, не змінюючи більше нічого. Протягом тривалої експлуатації таку заміну доводиться робити декілька разів. Така проточна частина називається змінною (ЗПЧ) (рис. 1.8, а). Якщо падіння тиску істотне, то доводиться на вході в КС встановлювати дожимні компресори або навіть цілу дожимну станцію (ДКС). Дожимні агрегати – це ті ж вихідні нагнітачі, але вже

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		14

з ЗПЧ (рис. 1.8, б). Заміна проточної частини відбувається прямо на місці експлуатації КС або ДКС з мінімальними затратами.

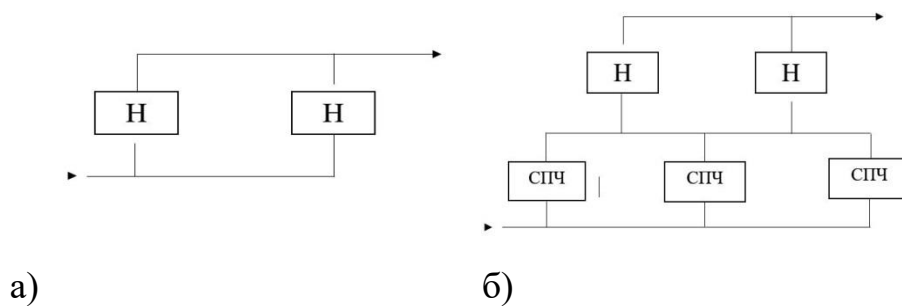


Рисунок 1.8 – Принципова схема газоперекачувальних станцій: а – лінійна КС;
 б – дожимна ДКС;
 н – нагнітачі, ЗПЧ – нагнітачі за змішаними проточними частинами

Обидва наведених вище метода передбачають максимальне використання вже засвоєних у виробництві деталей і вузлів компресорів, тобто по суті це методи часткової уніфікації. Саме такі методи найбільш розповсюджені в практиці компресоробудування. Побудова і засвоєння методології «класичної» уніфікації потребує значних інвестицій і доступна лише для великих кампаній зі значними обсягами випускаємої продукції.

Підводячи підсумок можна сказати, що у будь-якому випадку проектування турбокомпресорів процес нестандартний, не рутинний, але творчий, що потребує глибоких знань з теорії турбокомпресорів, практичного досвіду, володіння сучасним інструментарієм – новітніми технологіями розрахунків, оптимізації та комп'ютерної графіки.

Показовим є досвід використання такого метода проектування в СКБ-К СМНВО м. Суми. На базі двох газотурбінних двигунів авіаційного типу потужності 6,3 і 16 МВт було розроблено більше 30 модифікацій газоперекачувальних агрегатів типу ГПА-Ц-6,3 і ГПА-Ц-16, із яких цілий ряд було проєктовано з використанням базових корпусів нагнітачів і допоміжних вузлів і систем. При цьому в корпусі розташовувалися одна, дві і три ступені

проточної частини. На рис. 1.9 наведено поздовжній переріз базового нагнітача НЦ-16/76-1,44 в двоступеневому виконанні, а на рис. 1.10 а, б – варіанти одно- і трьох ступеневої проточних частини, що встановлені в такому ж корпусі.

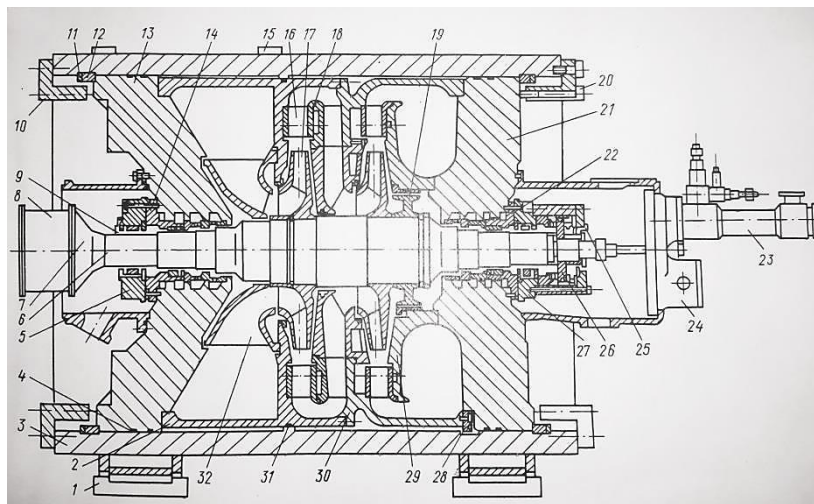
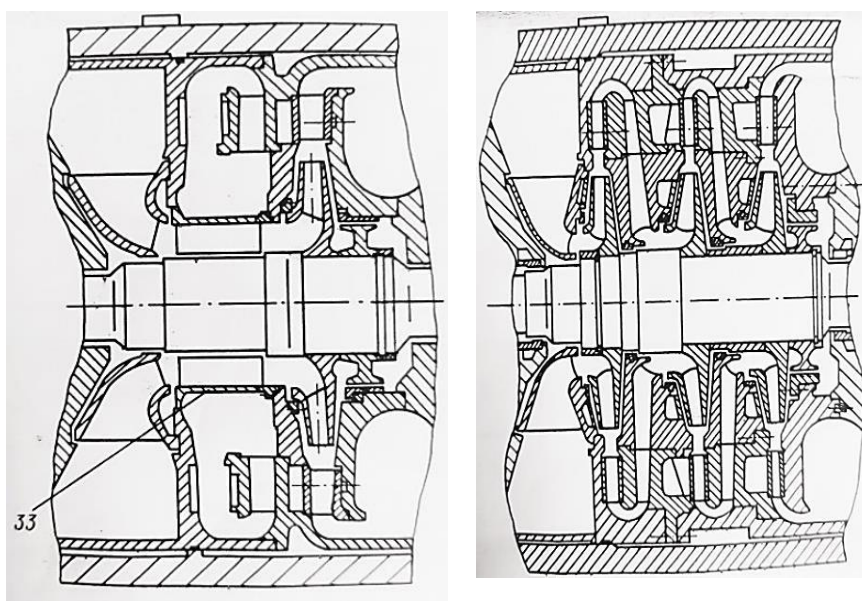


Рисунок 1.9 – Нагнітач ГПА-Ц-6,3 базовий



а)

б)

Рисунок 1.10 – Змінні проточні частини (ЗПЧ)
до нагнітача ГПА-Ц-6,3

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

КМ 02.00.00.00 ПЗ

Лист

16

Параметри цих модифікацій (табл. 1.1) суттєво розширили діапазон застосування агрегатів без значних втрат.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики нагнітачів типорозмірного ряду НЦ/16

Марка нагнітача	Число ступенів	D_2 , м	b_2 , мм	β_2 , град	Ступінь стиснення
НЦ/16 – 1,44	1	800	12	32	1,44
НЦ/16 – 1,5	2	835	15	32	1,5
НЦ/16 – 1,25	3	780	17	34,5	1,25

Підбираючи прототипи (найближчі моделі по газу, параметрам і характеристикам) враховуються наступні фактори:

- робоче тіло (газ, газова суміш);
- параметри (тиск, продуктивність, потужність, частота обертання ротора);
- безрозмірні характеристики (Φ_o , ψ_{ad} , η_{ad}).

Після вибору прототипу визначаємо його параметри (V , π , N). Вважаємо, що безрозмірні характеристики прототипу зберігають свої значення і для нової машини (після перевірки співвідношень чисел M і Re , а також показника адиабати k). Далі виконується попередній розрахунок параметрів нової машини (V' , π' , N').

Розрахунки є наближеними, що ґрунтуються на спрощених поняттях теорії подоби і на деяких штучних прийомах, що не мають суворого теоретичного обґрунтування. Результати розрахунків нової машини тим більш

представницькі, чим ближче значення факторів, властивих прототипу і проєктувальній машині.

На практиці такі наближені розрахунки називають *прикидними*. Вони дозволяють вибирати найбільш відповідний, перспективний прототип. А заключну відповідь отримують строгим термогазодинамічним розрахунком.

Нижче розглянемо деякі з таких розрахунків.

Припускаємо що обрані прототипи, геометричні і режимні параметри якого $D_1, D_2, v_2, n, V, \pi, N$.

Потрібно спроектувати компресор на подібний газ з параметрами V і π

Можливі декілька шляхів використання прототипу:

- 1) без будь якої переробки;
- 2) зміною частоти обертання ротора;
- 3) підрізанням вихідного діаметру коліс D_2 .
- 4) зміною ширини колеса v_2 .
- 5) комбінаціями 2-го, 3-го і 4-го варіантів.

Зміна частоти обертання

Для заданої геометрії компресора усі його робочі характеристики залежать від колової швидкості обертання робочого колеса на виході u_2 чи, внаслідок співвідношення $u_2 = \frac{1}{60} \pi D n$, від частоти обертання ротора. Згідно теорії подоби маємо співвідношення параметрів машини при зміні частоти обертання

$$\frac{V'}{V} = \frac{n'}{n}; \quad \frac{(\pi'^{m-1})}{\pi^{m-1}} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2; \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3, \quad (6.1)$$

де $m = \frac{k-1}{k}$.

Вважається, що при зміні n не відбувається зміна газодинамічних характеристик. Тобто впливом зміни чисел M і Re можна знехтувати.

Якщо величина напору в ступені чи в нагнітачі невелика порівняно з загальним рівнем тиску, то для спрощення розрахунків можна замість другої формули (1) використовувати залежність

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$\frac{\Delta p'}{\Delta p} = \left(\frac{u'_2}{u}\right)^2, \text{ звідки } p'_k = p_H + \Delta p' \quad (6.1')$$

(так як параметри газу на вході не змінні, то $p_H = const$).

Тому співвідношення легко отримати із відомих залежностей

$$V = \Phi_o \frac{\pi D_2^2}{4} u_2, \text{ тобто } V \sim u_2$$

і (6.2)

$$h = \Psi_{ад} u_2^2, \text{ тобто } h \sim u_2^2.$$

Підкреслимо ще раз, що використання залежностей (1) передбачає незмінність газодинамічних характеристик

$$\Phi_o = const, \quad \Psi_{ад} = const, \quad \eta_{ад} = const.$$

Якщо потрібно змінити лише один із параметрів компресора-прототипу за рахунок зміни частоти обертання, то при цьому змінюється і два інших параметри у відповідних пропорціях. Наприклад, якщо потрібно збільшити продуктивність V на 20%, то при цьому напір збільшиться в 1,44 рази, а потужність збільшиться в 1,728 рази. Таким чином, цей метод не володіє необхідною гнучкістю для одержання потрібних сполучень параметрів.

Метод підрізання D_2 робочого колеса

Цей метод застосовується у випадках, коли потрібно зменшити напір компресора, зберігаючи частоту обертання ротора $n = const$. При цьому напір зменшується у пропорції

$$\frac{n'}{n} = \frac{\left(\pi'^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)} \sim \left(\frac{u'_2}{u_2}\right)^2 = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2, \quad (6.3)$$

де D'_2 – діаметр підрізання коліс.

Якщо підрізання колеса не велике, то з певним ступенем наближення можна вважати, що газодинамічні характеристики незмінні. Продуктивність на всмоктуванні незмінна $V = const$, а потужність зменшиться у співвідношенні згідно

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{u'_2}{u_2}\right)^2 = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2. \quad (6.4)$$

Якщо потрібно збільшити напір, то D_2 збільшують, що не завжди можливо з конструктивних обмежень статорної частини компресора.

Метод паралельного перенесення покривного диска колеса

Паралельним переносом покривного диска досягається звуження каналів робочого колеса v'_2/v_2 . Передбачається, що в такій же пропорції відбудеться зменшення продуктивності ступені. При цьому, оскільки частота обертання n і діаметр колеса D_2 залишаються незмінними, то напір ступені h (чи Δp) також вважається незмінним. У цьому випадку:

$$V' = V \frac{v'_2}{v_2}; \quad h = h'; \quad N' = N \frac{v'_2}{v_2}. \quad (6.5)$$

Використовуючи попередні вкладки, легко маємо ($u = const$)

$$\frac{V'}{V} = \frac{v'_2}{v_2}; \quad \frac{\Delta p'}{\Delta p} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2; \quad \frac{N'}{N} = \frac{v'_2}{v_2} \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2. \quad (6.6)$$

Необхідно ще раз підкреслити, що такі розрахунки прикидні, орієнтовні і потребують подальшого уточнення.

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		20

2 Метод уніфікації ступенів шляхом підрізки робочого колеса

2.1 Постановка задачі дослідження

Одержані в попередньому розділі аналітичні залежності справедливі лише для незначних відхилень геометрії (внаслідок підрізання та переносів дисків робочих коліс). Нижче наведені результати розрахунків характеристик для ступені з вихідним робочим колесом.

Розрахунки наведені для умов: повітря, вхідні параметри – атмосферні. Це дозволяє не враховувати вплив чисел Маха та Рейнольдса, а також, вважати повітря нестисненим, що дозволяє в розрахункових формулах виконати спрощуючу заміну

$$\frac{h'}{h} = \frac{\Delta p'}{\Delta p}$$

де $\Delta p = p_n - p_v$ і $\Delta p' = p_n' - p_v'$ для вихідного і варійованого варіантів робочого колеса.

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		21

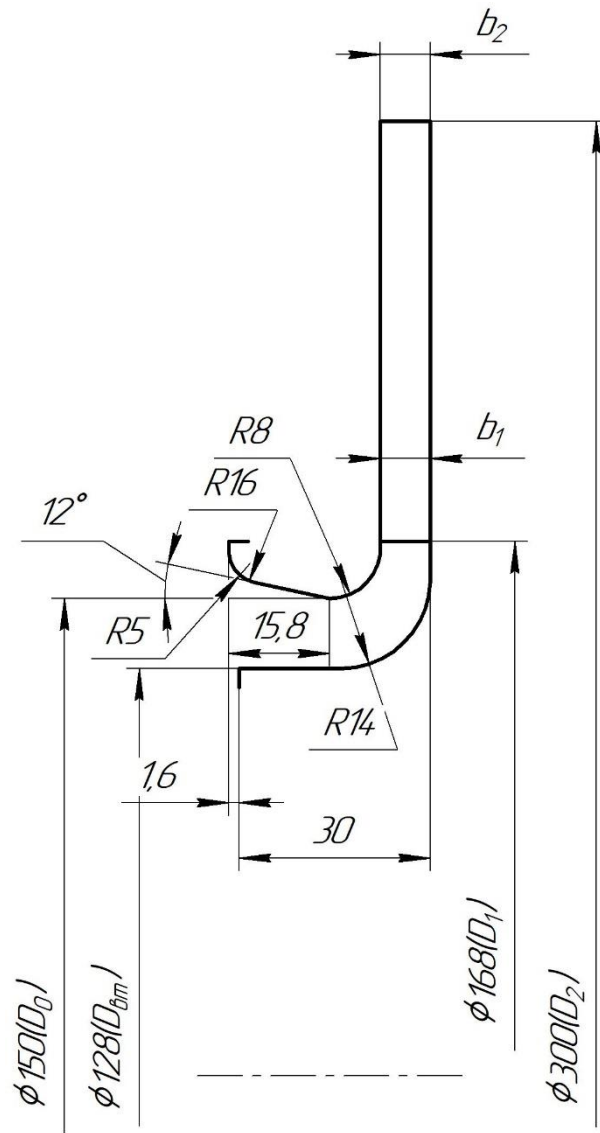


Рисунок 2.1 – Профіль робочого колеса

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КМ 02.00.00.00 ПЗ

Лист

22

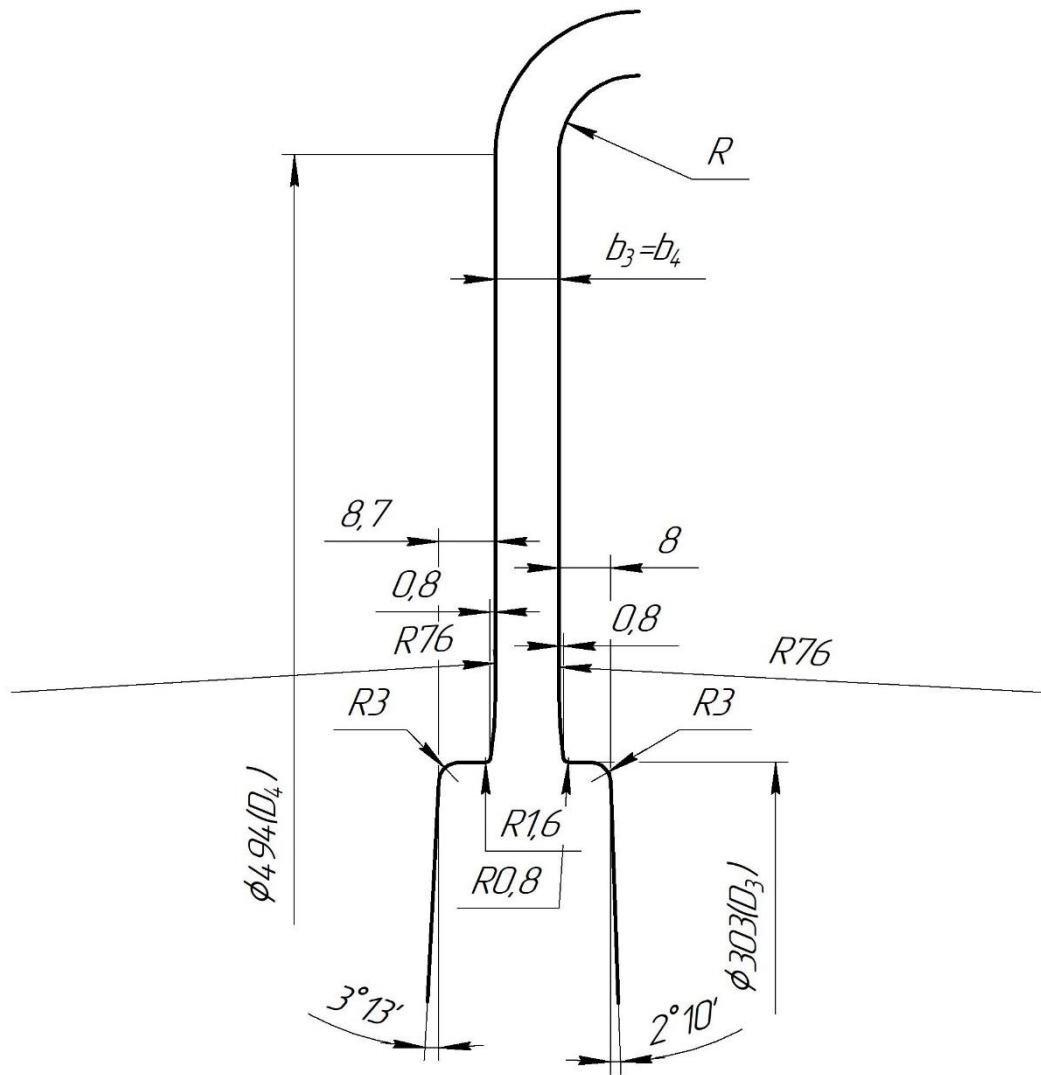


Рисунок 2.2 – Профіль безлопаткового дифузора

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КМ 02.00.00.00 ПЗ

Лист

23

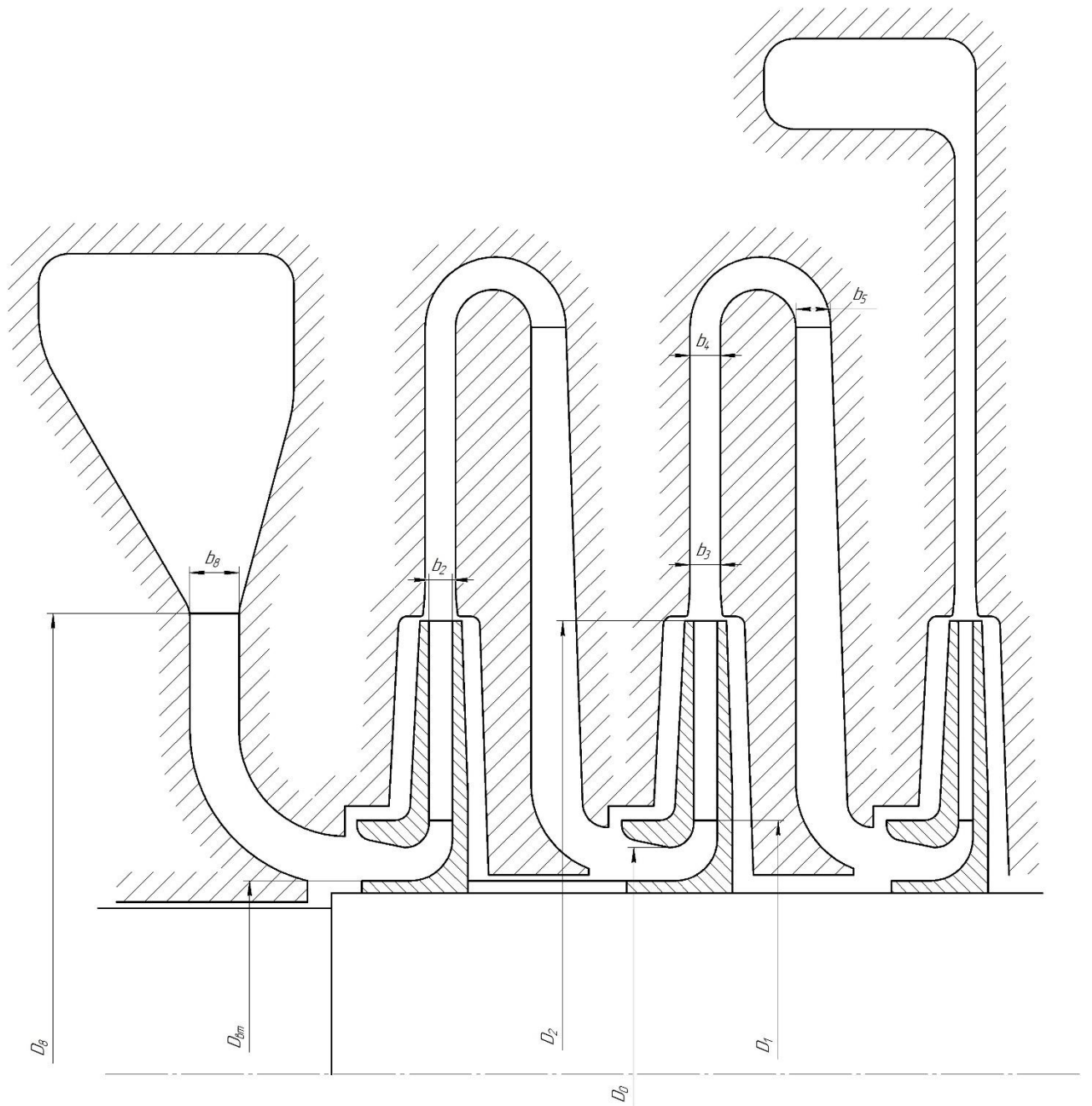


Рисунок 2.3 – Ескіз проточної частини другого корпусу нагнітача НЦ 16/500

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		24

Таблиця 2.1 – Основні конструктивні параметри другого корпусу нагнітача НЦ 16/500

Параметр	Ступінь					
	9 (1)	10 (2)	11 (3)	12 (4)	13 (5)	14 (6)
$d_{\text{вТ}}, \text{ м}$	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128
$D_0, \text{ м}$	0,150	0,150	0,150	0,150	0,150	0,150
$D_1, \text{ м}$	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168
$D_2, \text{ м}$	0,300	0,300	0,300	0,300	0,300	0,300
$D_3, \text{ м}$	0,303	0,303	0,303	0,303	0,303	0,303
$D_4, \text{ м}$	0,494	0,494	-	0,494	0,494	-
$D_5, \text{ м}$	0,492	0,492	-	0,492	0,492	-
$D_6, \text{ м}$	0,188	0,188	-	0,188	0,188	-
$b_1, \text{ м}$	0,0072	0,0072	0,0072	0,0072	0,0065	0,0065
$b_2, \text{ м}$	0,0072	0,0072	0,0072	0,0072	0,0065	0,0065
$b_3, \text{ м}$	0,0051	0,0051	0,0051	0,0051	0,0045	0,0045
$b_4, \text{ м}$	0,0051	0,0051	0,0051	0,0051	0,0045	0,0045
$b_5, \text{ м}$	0,0146	0,0146	-	0,0146	0,0146	-
$b_6, \text{ м}$	0,023	0,023	-	0,023	0,023	-
$\beta_{\text{л1}}, \text{ град.}$	31	31	31	31	31	31
$\beta_{\text{л2}}, \text{ град.}$	42	42	42	42	42	42
$\alpha_{\text{л5}}, \text{ град.}$	13	13	-	13	13	-
$\alpha_{\text{л6}}, \text{ град.}$	90	90	-	90	90	-
$Z_{1-2 \text{ вТ}}$	19	19	19	19	19	19
$Z_{5-6 \text{ вТ}}$	16	16	-	16	16	-

2.2 Результати дослідження

Метод зміни частоти обертів

Для розрахунку прийнято діапазон зміни відношення частоти обертів для вихідного і варійованого варіантів від 0,6 до 1,1. Розрахунок проводимо за формулами, наведеними в пункті 1.3 та результати зводимо до таблиці 2.2 та подаємо на рис. 2.4.

Зміна об'ємної продуктивності

$$\frac{V'}{V} = \frac{n'}{n} = 1,1$$

Зміна величини напору

$$\frac{\Delta p'}{\Delta p} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 = 1,21$$

Зміна потужності

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 = 1,331$$

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку за методом зміни частоти обертів

$\frac{n'}{n}$	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6
$\frac{V'}{V}$	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6
$\frac{\Delta p'}{\Delta p}$	1,2	0,81	0,64	0,49	0,36
$\frac{N'}{N}$	1,331	0,729	0,512	0,343	0,216

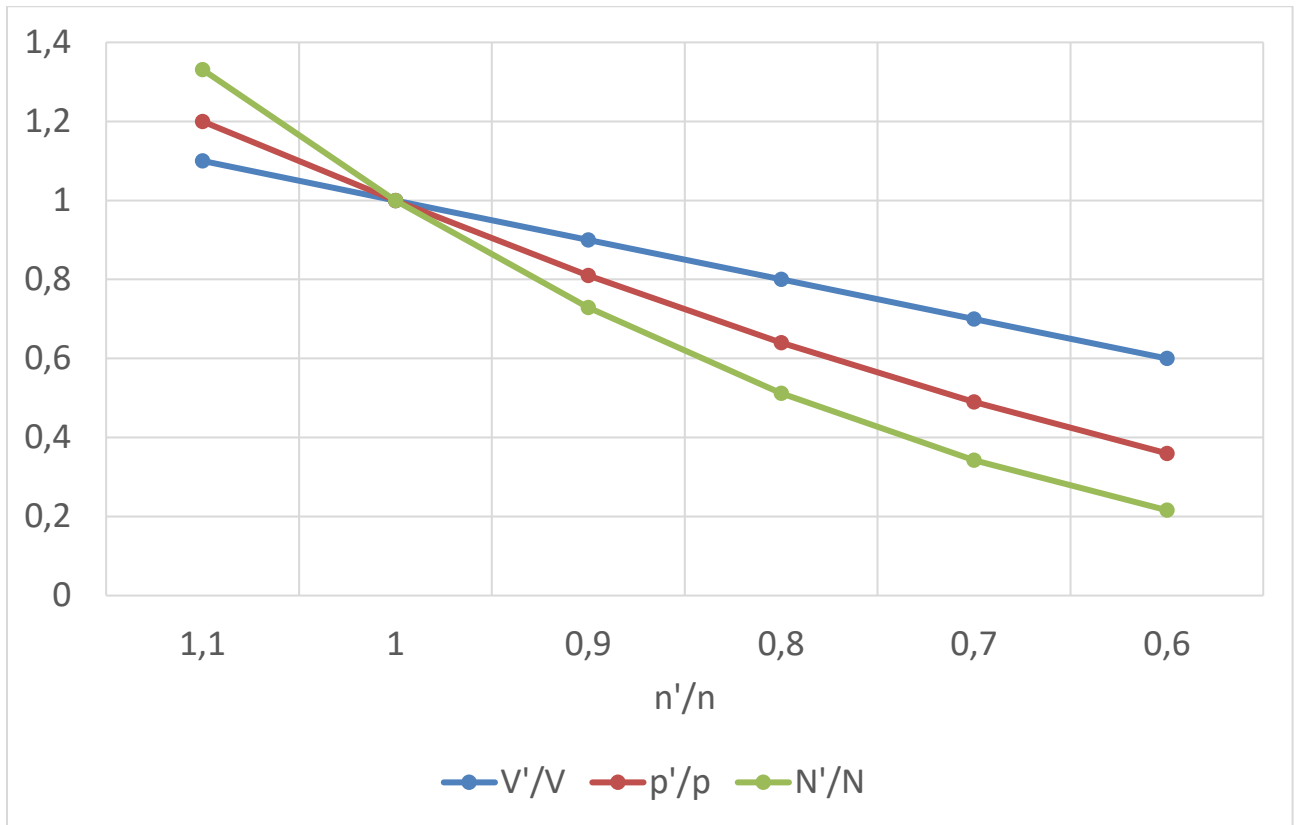


Рисунок 2.4 – Результати розрахунку за методом зміни частоти обертів

Метод підрізки робочого колеса

Для розрахунку прийнято діапазон зміни вихідного діаметра робочого колеса для вихідного і варійованого варіантів від 0,8 до 1. Розрахунок проводимо за формулами, наведеними в пункті 1.3 та результати зводимо до таблиці 2.3 та подаємо на рис. 2.5.

Зміна об'ємної продуктивності

$$\frac{V'}{V_{\phi}} = \frac{D'_2}{D_2} = 0,95$$

Зміна величини напору

$$\frac{\Delta p'}{\Delta p_{\phi}} = \sqrt{\frac{D'_2}{D_2}} = 0,975$$

Зміна потужності

$$\frac{N'}{N_{\phi}} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 = 0,9025$$

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку за методом зміни вихідного діаметра робочого колеса

$\frac{D_2'}{D_2}$	1	0,95	0,9	0,85	0,8
$\frac{V'}{V_{\phi}}$	1	0,95	0,9	0,85	0,8
$\frac{\Delta p'}{\Delta p_{\phi}}$	1	0,975	0,949	0,922	0,894
$\frac{N'}{N_{\phi}}$	1	0,9025	0,81	0,7225	0,64

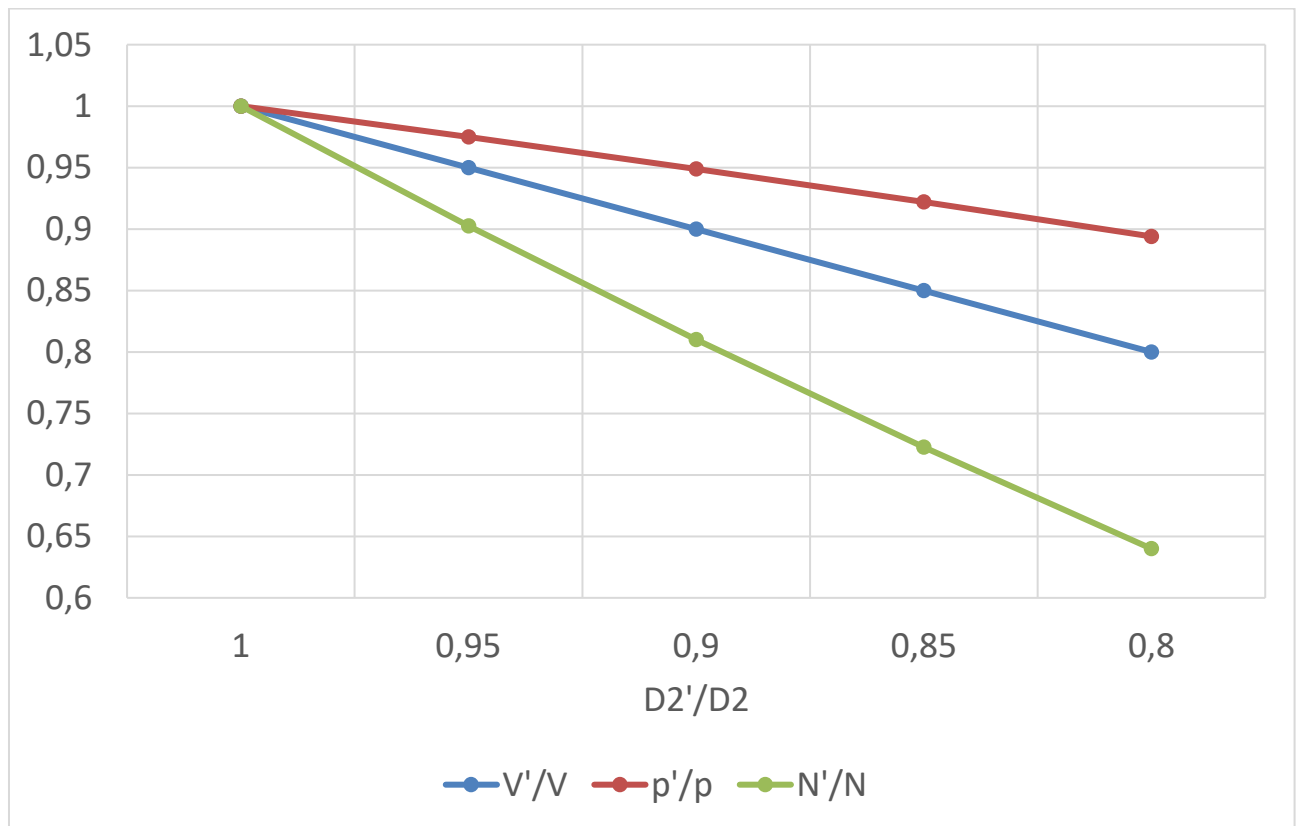


Рисунок 2.5 – Результати розрахунку за методом зміни вихідного діаметра робочого колеса

Метод переносу покривного диску

Для розрахунку прийнято діапазон зміни ширини робочого колеса на виході з нього для вихідного і варійованого варіантів від 1 до 1,2. Розрахунок проводимо за формулами, наведеними в пункті 1.3 та результати зводимо до таблиці 2.4 та подаємо на рис. 2.6.

Зміна об'ємної продуктивності

$$\frac{V'}{V} = \frac{b'_2}{b_2} = 1.05$$

Зміна величини напору

$$\frac{\Delta p'}{\Delta p} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 = 1,1025$$

Зміна потужності

$$\frac{N'}{N} = \frac{b'_2}{b_2} \cdot \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^2 = 0,9025$$

Таблиця 2.4 – Результати розрахунку за методом зміни ширини робочого колеса на виході з нього

$\frac{b'_2}{b_2}$	1	1,05	1,1	1,15	1,2
$\frac{V'}{V}$	1	1,05	1,1	1,15	1,2
$\frac{\Delta p'}{\Delta p}$	1	1,1025	1,21	1,3225	1,44
$\frac{N'}{N}$	1	1,1576	1,331	1,5209	1,728

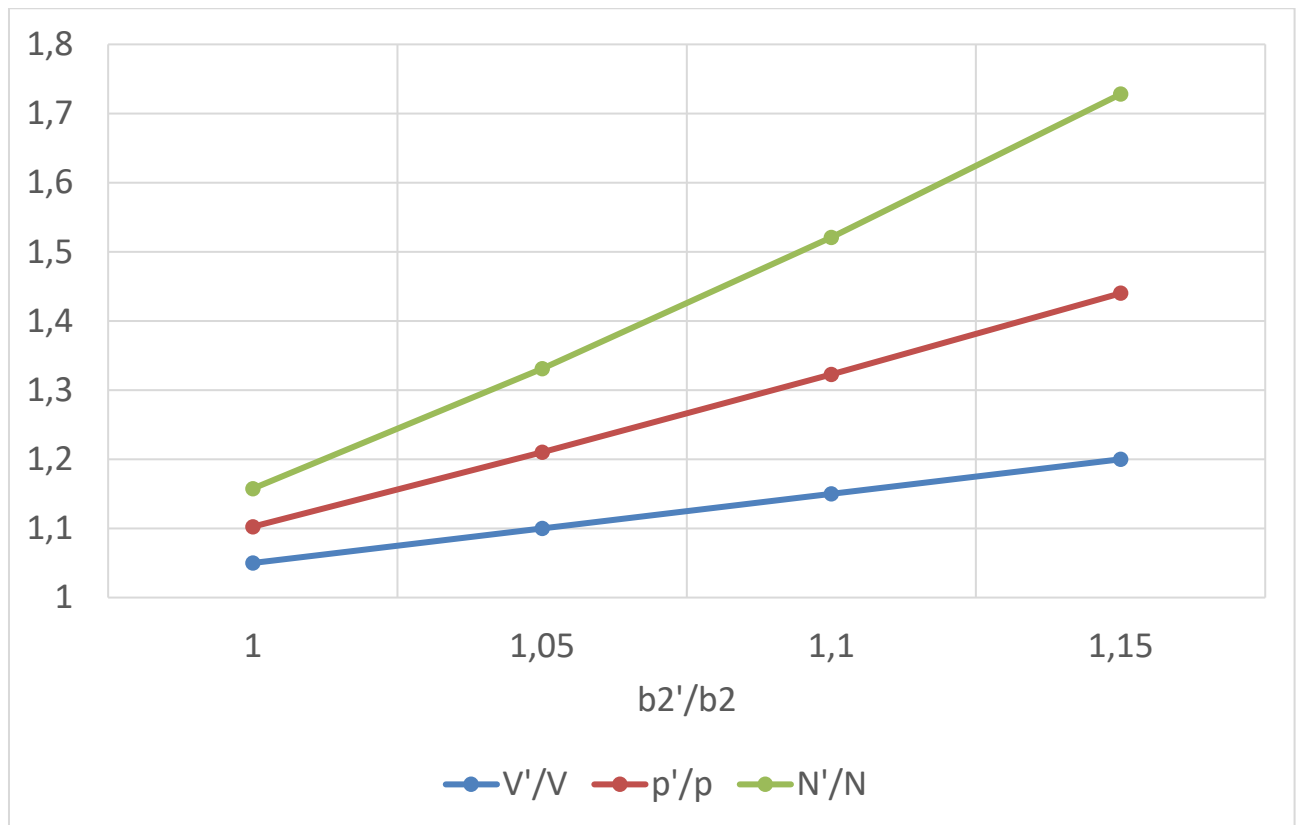


Рисунок 2.6 – Результати розрахунку за методом зміни ширини робочого колеса на виході з нього

2.3 Коригування наближеного методу розрахунків

Одержані вище аналітичні залежності мають бути використані лише в обмеженому інтервалі зміни геометричних і режимних параметрів відносно вихідних значень. Це, насамперед, стосується окружної швидкості робочого колеса U_2 , діаметру D_2 , ширини каналу b_2 . Вплив цих параметрів прийнято характеризувати безрозмірними комплексами

$$M_{U_2} = \frac{U_2}{a_2}, \quad \bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}, \quad \frac{D_1}{D_2} \quad \text{та ін.}$$

Безрозмірні газодинамічні характеристики ступені як раз і залежать від цих комплексів

$$\left. \begin{matrix} \Phi_0 \\ \psi_{ад} \\ \eta_{ад} \end{matrix} \right\} = f_i(M, \bar{b}_2, D_2)$$

При підрізання колеса за діаметром D_2 збільшується величина \bar{b}_2 і зменшується величина $\frac{D_2}{D_1}$. При перенесенні покривного диску величина \bar{b}_2 зменшується. Це призводить до зміни вирахованих характеристик (згідно формул п. 2.1). Якщо вираховані характеристики є Φ_0, ψ_0, η_0 (для спрощення індекси «ад» опустимо), то уточнені, скореговані значення характеристик можна навести у вигляді

$$\Phi^* = k_1 \cdot \Phi_0$$

$$\psi^* = k_2 \cdot \psi_0$$

$$\eta^* = k_3 \cdot \eta_0$$

Постає питання: які прийняти значення коефіцієнтів k_1, k_2, k_3 ? Вочевидь, це можливо зробити двома способами: теоретичним і експериментальним. На даному етапі прийнято другий спосіб. Це потребувало виконати значний об'єм роботи з пошуку, аналізу та узагальнення результатів експериментальних досліджень, опублікованих в доступних джерелах інформації. Це, насамперед, дослідження ВНДІкомпресормаш (м. Суми, Україна), ЛПІ (м. Санкт-Петербург, росія), СБК-К (м. Казань, росія) [3].

Зібрані у вигляді графічних характеристик на кшталт рис.2.1, були згруповані згідно типорозмірів (надмаловитратні, маловитратні, середньовитратні), з урахуванням чисел M_2 (число Рейнольдса вважають автомодельним). Були одержані узагальнюючі результати у вигляді графічних залежностей $k_i = f(\bar{b}_2, M)$. Графіки, одержані для типу надмаловитратних ступенів, які є предметом дослідження даної роботи, наведені на рис. 2.2.

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		31

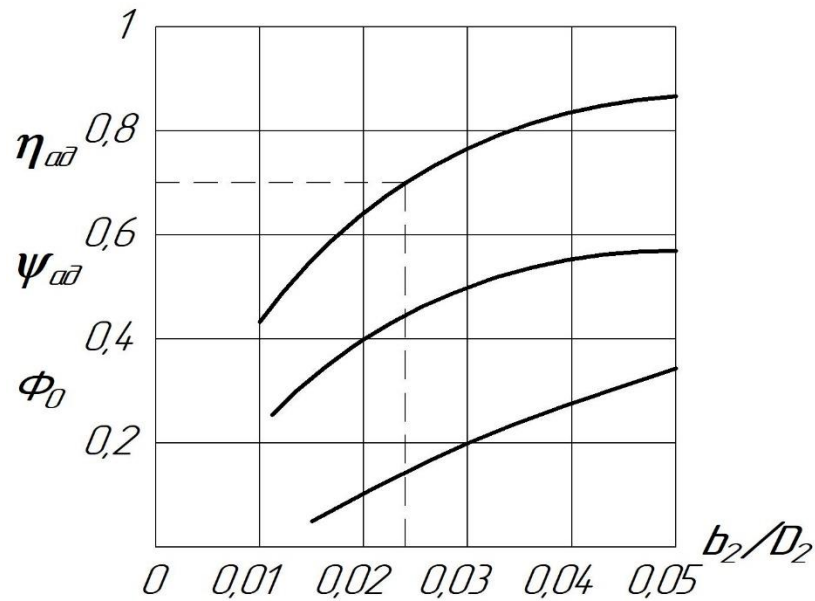


Рисунок 2.1 – Узагальнені залежності впливу $\frac{b_2}{D_2}$ на характеристики ступеня

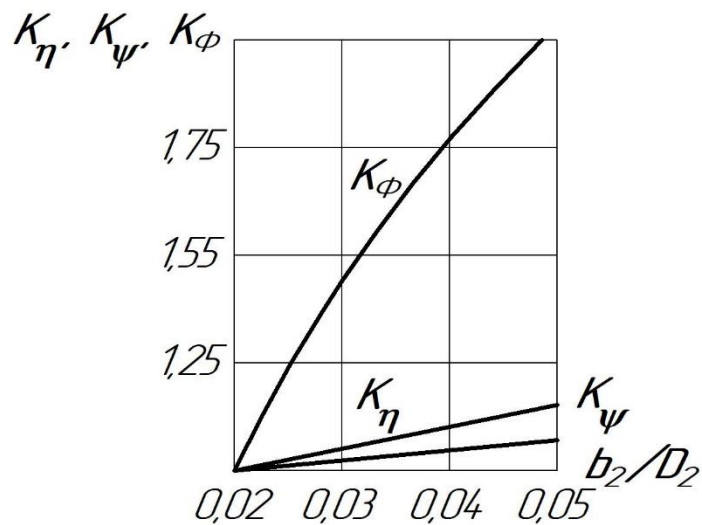


Рисунок 2.2 – Залежність коефіцієнтів коригування від параметру $\frac{b_2}{D_2}$

Метод підрізання досить ефективний і використовується для маловитратних ступенів ВК, тобто до значень коефіцієнту витрати $\bar{\Phi}_0 = 4 \cdot V \cdot \pi \cdot D_2^2 \cdot U_2$ до значень $\bar{\Phi}_0 \leq 0,03$. Узагальнення даних для таких ступенів дозволило одержати графік залежності коефіцієнтів $\Phi_0, \psi_{ад}, \eta_{ад}$ від

параметра завуженості каналів на виході з колеса $\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}$. Цей графік можливо використовувати для коригування газодинамічних характеристик при підрізання колеса за діаметром D_2 . Наприклад, якщо ми маємо вихідний ступінь з $D_2 = 0,3$ м, $b_2 = 0,0065$ м для якої $\Phi_0 = 0,014$, $\psi_{ад} = 0,686$, $\eta_{ад} = 0,457$, то, при підрізання колеса до $D_2 = 0,27$ м одержуємо $\bar{b}_2 = \frac{0,065}{0,27} = 0,0024$. Згідно з графіком, рис. 2.2, для ступеня з підрізаним колесом одержимо підвищення безрозмірних параметрів до значень

$$\Phi^* = 0,016$$

$$\psi^* = 0,478$$

$$\eta^* = 0,727$$

Але, слід мати на увазі, що при збереженні частоти обертання, окружна швидкість зменшується

$$U_2^* = U_2 \cdot \frac{D_2^*}{D_2}$$

і характеристики дещо уточнюються, наприклад

$$h_{ад}^* = \psi_{ад}^* \cdot (U_2^*)^2,$$

а потужність

$$N^* = N \cdot \left(\frac{U_2^*}{U_2}\right)^3$$

В якості прикладу виконуємо дослідження реальної характеристики ступеня, яка є першою в корпусі високого тиску відцентрового компресора для сайклінг-процесу видобування газового конденсату.

					КМ 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		33

2.4 Аналіз результатів

Виконавши розрахунки за допомогою методики наведеної в пункті 1.3 та за допомогою моделювання, проведеного в програмному комплексі Ansys CFX було оцінено вплив зміни геометричних параметрів робочого колеса на його продуктивність, напір та потужність.

При зменшенні частоти обертання робочого колеса ми бачимо, що відбувається зменшення енергетичних характеристик робочого колеса пропорційно зниженню частоти обертання.

При підрізання зовнішнього діаметра робочого колеса також спостерігаємо зменшення продуктивності, напору та потужності робочого колеса.

При збільшенні вихідної ширини робочого колеса, енергетичні параметри збільшуються пропорційно збільшенню цієї величини.

В результаті дослідження впливу підрізки робочого колеса на характеристики ступені відцентрового компресора можна зробити висновок, що цей метод регулювання характеристик ступені потребує зміни геометрії проточної частини порівняно з методом зміни частоти обертання робочого колеса.

Також при застосуванні цього методу енергетичні параметри, такі як продуктивність, напір та потужність зменшуються пропорційно зменшенню вихідного діаметру робочого колеса.

Але порівняно з методом зміни частоти обертів робочого колеса зміна цих параметрів менш відчутна, а якщо врахувати, що при підрізання зовнішнього діаметру робочого колеса буде збільшуватися його вихідна ширина, то цей метод по суті є комбінацією двох методів і дозволяє більш плавно регулювати характеристики робочого колеса.

Зміною частоти обертів також можна виконувати плавне регулювання характеристик, але за умови, що це буде дозволяти робити привідний двигун.

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		34

Якщо ж двигун дозволяє здійснювати лише ступінчасте регулювання, то ми будемо мати окремі режими на всій характеристиці ступені.

Запропонована наближена методика розрахунку характеристик ступеня з підрізанням за вихідним діаметром D_2 є першою частиною дослідження, яке планується продовжити в магістерській роботі з використанням комплексу Ansys-CFX. При цьому головна мета – одержати рекомендації за допустимими межами підрізання.

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		35

3 Охорона праці та техніка безпеки

У приміщеннях компресорних установок не допускається розміщувати апаратуру та обладнання, технологічні та конструктивно не пов'язані з компресорами.

Розміщення компресорів у приміщеннях не допускається, якщо у суміжному приміщенні розташовані вибухонебезпечні та хімічні виробництва, що викликають корозію обладнання та шкідливо впливають на організм людини.

Окремі компресорні установки продуктивністю до 10 м³/хв з тиском повітря до 8 кгс/см² з особливого дозволу органів Держгіртехнагляду та технічної інспекції профспілки можуть встановлюватися в нижніх поверхах багатоповерхових виробничих будівель за наявності достатньої розрахункової міцності перекриттів, що забезпечує неможливість їх руйнування. Ці установки повинні бути відокремлені від виробничих ділянок глухими вогнетривкими стінами.

Забороняється установка компресорних установок під побутовими, конструкторськими та подібними до них приміщеннями.

Загальні розміри приміщення повинні задовольняти умови безпечного обслуговування та ремонту обладнання компресорної установки та окремих її вузлів, машин та апаратів.

Проходи в машинному залі повинні забезпечувати можливість монтажу та обслуговування компресора та електродвигуна та повинні бути не менше 1,5 м, а відстань між обладнанням та стінами будівель (до їх виступаючих частин) не менше 1 м.

Підлоги приміщення компресорної установки повинні бути рівними з нековзною поверхнею, маслостійкими і виконуватися з вогнетривкого зносостійкого матеріалу.

Стіни та стеля повинні бути пофарбовані відповідно до «Вказівок з проектування кольорового оздоблення інтер'єрів виробничих будівель

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		36

промислових підприємств» (СН 181-70), а трубопроводи — відповідно до вимог ГОСТ 14202-69 «Трубопроводи промислових підприємств. Запізнювальне забарвлення, попереджувальні знаки та маркувальні щитки».

Двері та вікна приміщення компресорної установки повинні відкриватися назовні.

У приміщенні компресорної установки має бути майданчик для проведення ремонту компресорів, допоміжного обладнання та електрообладнання. Для виконання ремонтних робіт компресорної установки приміщення повинні обладнуватись відповідними вантажопідйомними пристроями та засобами механізації.

У приміщенні компресорної установки повинні бути передбачені спеціальні місця для зберігання у закритому вигляді обтиральних матеріалів, інструменти, прокладок тощо, а також для зберігання тижневого запасу олії.

Приміщення компресорної установки має бути обладнане вентиляцією відповідно до чинних санітарних норм проектування промислових підприємств.

Канали та отвори в компресорному приміщенні повинні закриватися урівень з підлогою знімними плитами. Отвори, поглиблення та переходи, які не закриваються, повинні обгороджуватися поручнями заввишки не менше 1 м з розташованою внизу суцільною металевою зашивкою заввишки 15 см. Підлоги майданчиків та сходи повинні виготовлятися з рифленої сталі.

Усі трубопроводи компресорної установки повинні відповідати вимогам БНіП та ГОСТ.

Машинний зал компресорної установки має бути обладнаний телефоном, встановленим у шумо-ізольованій будці.

У машинному залі має бути аптечка першої допомоги та питна вода.

Установка компресорів

Для зменшення впливу вібрацій, що викликаються роботою компресора, повинні дотримуватися наступних умов:

а) майданчики між суміжними фундаментами компресорів повинні бути вкладними, що вільно спираються на фундаменти;

					КМ 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		37

б) трубопроводи, що приєднуються до машини, не повинні мати жорсткого кріплення до конструкцій будівель; при необхідності застосування таких кріплень повинні передбачатись відповідні компенсуючі пристрої;

в) трубопроводи, що з'єднують циліндри компресора з обладнанням (буфетні ємності, проміжні холодильники) повинні мати достатню гнучкість, що компенсує деформації.

Температура повітря після кожного ступеня стиснення компресора в нагрівальних патрубках не повинна перевищувати максимальних значень, зазначених в інструкції заводу-виробника, і бути не вище 170° для загальнопромислових (у тому числі використовуваних у вугільній промисловості) компресорів, а для компресорів технологічного призначення повинна відповідати передбаченій у технологічних регламентах, але не вище 180 °С.

Повітряні компресори продуктивністю понад 10 м³/хв повинні бути обладнані кінцевими холодильниками та вологовідділювачами.

Усі рухомі та обертові частини компресорів, електродвигунів та інших механізмів повинні бути надійно захищені.

Для розвантаження електродвигуна при запуску компресора на нагнітальних лініях до повітрозбірника (до зворотних клапанів) повинні бути встановлені індивідуальні відгалуження із запірною арматурою для скидання повітря або газу, або передбачені інші надійно діючі пристрої.

Корпуси компресорів, холодильників та вологомасловідділювачів повинні бути заземлені.

Усі компресорні установки повинні бути забезпечені такими контрольно-вимірювальними приладами:

а) манометрами, що встановлюються після кожного ступеня стиснення та на лінії нагнітання після компресора, а також на повітрозбірниках або газозбірниках; при тиску на останньому ступені стиснення 300 кгс/см² та вище повинні встановлюватися два манометри;

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		38

б) термометрами або іншими датчиками для вказівки температури стисненого повітря або газу, що встановлюються на кожному ступені компресора, після проміжних і кінцевого холодильників, а також на зливів води. Замір температури повинен проводитися стаціонарними ртутними (у металевому кожусі) або електричними термометрами та самопишучими приладами. Застосування переносних ртутних термометрів для постійного (регулярного) вимірювання температури забороняється;

в) приладами для вимірювання тиску та температури масла, що надходить для мастила механізму руху.

Примітка. Рекомендується застосування приладів дистанційного контролю та температур із сигналізацією відхилень від заданих норм, а також застосування реєструючих приладів.

Усі встановлені контрольні-вимірювальні прилади повинні проходити державні випробування відповідно до вимог Державного комітету стандартів Ради Міністрів СРСР.

На повітрозбірниках або газозбірниках повинні застосовуватись манометри діаметром не менше 150 мм, класу точності не нижче 2,5. Висота установки манометра має відповідати ГОСТ 9028-59.

Манометри повинні бути з такою шкалою, щоб при робочому тиску їх стрілка знаходилася в середній третині шкали. На циферблаті манометра повинна бути нанесена червона риса по розподілу, що відповідає вищому допустимому робочому тиску.

Замість червоної риси, що наноситься на циферблаті манометра, дозволяється прикріплювати пайкою або іншим способом до корпусу манометра металеву пластинку, пофарбовану в червоний колір і щільно прилягає до скла манометра над відповідним поділом шкали. Нанесення червоної межі на скло манометра не допускається.

Манометри мають бути забезпечені триходовим краном. При тиску вище 25 кгс/см² замість триходового крана дозволяється установка окремого штуцера із запірним пристроєм для приєднання другого манометра.

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		39

Не рідше одного разу на шість місяців повинна проводитись додаткова перевірка робочих манометрів контрольним манометром із записом результатів цих перевірок до журналу.

Манометри не допускаються до застосування у випадках, коли:

- а) відсутні пломба або тавро;
- б) прострочено термін перевірки манометра;
- в) стрілка манометра при його вимиканні не повертається до нульового показання шкали на величину, що перевищує половину допустимої похибки даного манометра;
- г) розбите скло або інші пошкодження манометра, які можуть позначитися на правильності його показань.

Кожна точка виміру повинна мати окремий термометр. Місця вимірів мають визначатися проектом.

Кожен компресор повинен бути обладнаний системою аварійного захисту, що забезпечує звукову і світлову сигналізацію при припиненні подачі охолоджувальної води, підвищенні температури повітря, що стискається, або газу вище допустимої і автоматичну зупинку компресора при зниженні тиску масла для мастила механізму руху нижче допустимої.

Запобіжні клапани повинні встановлюватись після кожного ступеня стиснення компресора на ділянці охолодженого повітря або газу. Якщо на кожен компресор передбачено один повітрозбірник і на нагнітальному трубопроводі відсутня запірна арматура, запобіжний клапан після компресора може встановлюватись тільки на повітро- або газозбірнику.

Розміри та пропускна здатність запобіжних клапанів повинні бути обрані так, щоб не міг утворитися тиск, що перевищує робоче більше 22 ніж на 0,5 кгс/см при робочому тиску до 3 кгс/см включно, на 15 % при робочому тиску від 3 до 60 кгс/см² та на 10 % при робочому тиску понад 60 кгс/см².

Встановлення запобіжних клапанів має відповідати вимогам «Правил пристрою та безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском».

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		40

Регулювання запобіжних клапанів повинне проводитися на сигнальних стендах особами, допущеними до самостійного обслуговування компресорних установок, із записом про проведене регулювання у ремонтній книзі компресорної установки.

Натяжні гайки пружинних запобіжних клапанів повинні бути запломбовані, а вантажі запобіжних клапанів важеля закріплені, закриті металевими кожухами і запломбовані.

У випадках, коли за родом виробництва або внаслідок дії компресорного газу запобіжний клапан не може надійно працювати, посудина має бути забезпечена запобіжною пластиною, що розриває при перевищенні тиску в посудині не більше ніж на 25% робочого тиску (якщо це підтверджується розрахунком). Запобіжна пластина (мембрана) може бути встановлена перед запобіжним клапаном, за умови, що між ними буде пристрій, що дозволяє контролювати справність пластини. Усі запобіжні пластини повинні мати заводське тавро із зазначенням тиску, що розриває пластину, або спеціальний шифр. Допускається замість тавра нанесення необхідних даних фарбою.

На нагнітальному трубопроводі до повітря або газозбірника повинен бути встановлений зворотний клапан.

При розташуванні арматури, яка потребує систематичного обслуговування, на висоті понад 1,8 м повинні бути передбачені пристрої для обслуговування.

Змащення компресора та застосовувані олії повинні відповідати інструкції заводу-виробника або рекомендації спеціалізованої організації.

Кожна партія компресорної олії, що надійшла на підприємство, повинна мати заводський паспорт-сертифікат із зазначенням фізико-хімічних властивостей олії. Перед застосуванням олія з кожної партії має бути перевірена лабораторним аналізом на відповідність її ДСТУ.

Перевезення та зберігання компресорної та індустріальної олії повинні відповідати вимогам ГОСТ 1510-70 та проводитися у спеціально призначених для цього закритих ємностях, що мають відмітне забарвлення та напис «Чиста

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		41

компресорна (індустріальна) олія марки...». Відповідність зберігання олії вимогам ГОСТ 1510-70 має систематично перевірятися відповідальною особою.

Доставка олії в машинний зал повинна проводитись у спеціальних судинах для кожного виду олії (відрах та бідонах з кришками тощо).

Забороняється використання для інших цілей судин, передбачених для транспортування та зберігання компресорної олії. Судини повинні постійно утримуватися в чистоті та періодично очищатися від опадів. Використання масла забруднених судин забороняється.

У необхідних випадках, що визначаються проектом, компресорні установки повинні забезпечуватись пристроями централізованої подачі олії, а також аварійним зливом олії.

Відпрацьована олія може бути допущена до повторного використання лише після її регенерації та позитивних результатів лабораторного аналізу на відповідність її фізико-хімічних властивостей стандарту на олію.

Відпрацьована олія повинна зливатися в ємність, що знаходиться поза приміщенням компресорної установки.

Примітка. Для компресорів, встановлених на вугільних шахтах застосування регенованого масла забороняється.

Заливка олії в мастильні пристрої повинна здійснюватися через вирви з фільтрами.

Масляні фільтри в системі примусового змащування та приймальна сітка масляного насоса повинні очищатися у строки, передбачені графіком, але не рідше одного разу на два місяці.

Масляний насос і лубрикатор повинні очищатися не рідше одного разу на півтора місяці.

Компресорні установки повинні бути забезпечені надійною системою повітряного чи водяного охолодження. Режим роботи системи охолодження має відповідати вимогам інструкції з експлуатації.

Вода системи охолодження компресорних установок має містити рослинні і механічні домішки у кількості понад 40 мг/л. Загальна жорсткість

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		42

води має бути не більше 7 мг-екв/л. Система охолодження компресорних установок має бути обладнана водоочисниками, якщо відсутня вода необхідної якості.

Для контролю за системою охолодження на трубопроводах, що відводять нагріту воду від компресора та холодильників, на видних місцях повинні встановлюватися: а) скляними оглядовими люками або контрольними краниками з лійками; б) при відкритій циркуляційній системі охолодження - зливні вирви.

Для спуску води із системи охолодження та сорочок компресора повинні бути передбачені відповідні спускні пристрої.

Температура охолоджувальної води, що виходить від компресора та холодильників, не повинна перевищувати 40 ° С.

Розведення охолоджувальної системи трубопроводів у приміщенні компресорна установка повинна виконуватися переважно в каналах (тунелях). Розміри каналів (тунелів) повинні бути зручними для виконання ремонтних робіт та обслуговування розташованих в них арматури та трубопроводів системи охолодження. Канали (тунелі) повинні мати дренаж.

Забір (всмоктування) повітря повітряним компресором повинен проводитися зовні приміщення компресорної станції на висоті не менше ніж 3 м від рівня землі.

Для повітряних компресорів продуктивністю до 10 м³/хв, що мають повітряні фільтри на машині, допускається забір повітря з приміщення компресорної станції.

Для очищення повітря, що всмоктується, від пилу всмоктувальний повітропровід компресора повинен бути обладнаний фільтром, що захищає від потрапляння в нього атмосферних опадів.

Конструкція фільтруючого пристрою повинна забезпечувати безпечний та зручний доступ до фільтра для його очищення та розбирання.

Фільтруючий пристрій не повинен деформуватися та вібрувати у процесі засмоктування повітря компресором.

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		43

Фільтруючі пристрої можуть бути індивідуальними або загальними для кількох компресорів. В останньому випадку для кожного компресора має бути передбачена можливість відключення його (у разі ремонту) від загального трубопроводу, що всмоктує.

Для підприємств гірничодобувної промисловості та інших підприємств, де можлива велика запиленість повітря, що всмоктується, компресорні установки повинні бути обладнані фільтрами заводського виготовлення.

У компресорах, забезпечених кінцевими холодильниками, повинні бути передбачені вологомаслоотделители на трубопроводі між холодильником та повітрозбірником. Допускається суміщення кінцевого холодильника та вологомасловідділювача в одному апараті.

При необхідності мати глибоко осушене повітря, крім кінцевих холодильників, компресори обладнуються спеціальними осушувальними установками. Осушувальні установки, що працюють за методом виморожування вологи за допомогою аміачних холодильних установок, необхідно розташовувати в ізольованих від компресорної установки приміщеннях.

Осушувальні установки, що працюють за методом поглинання вологи твердими сорбентами та з використанням нетоксичних та невибухонебезпечних холодоагентів, можуть розміщуватись у машинному залі компресорної установки.

Для згладжування пульсацій тиску стисненого повітря або газу в компресорній установці повинні бути передбачені повітрозбірники або газозбірники (буферні ємності).

Влаштування та комплектація повітрозбірників повинні відповідати вимогам ГОСТ. Монтаж та експлуатація повітрозбірників, газозбірників та вологомасловідділювачів повинні відповідати «Правилам пристрою та безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском».

Примітка. Для вугільних шахт із розгалуженою пневматичною мережею допускається експлуатація компресорів без повітрозбірників.

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		44

Обсяг повітрязбірників для повітряних компресорів загального призначення приймається згідно з ГОСТ 9028-59, для інших компресорів – за технічним розрахунком.

Повітрязбірник або газозбірник повинен встановлюватися на фундамент поза будівлею компресорної установки та бути огорожений.

Відстань між повітрязбірниками має бути не менше 1,5 м, а між повітрязбірником та стіною будівлі – не менше 1,0 м.

Огороження повітрязбірника повинне знаходитися на відстані не менше 2 м від повітрязбірника у бік проїзду або проходу.

В окремих випадках дозволяється за погодженням з технічною інспекцією профспілок та органами Держгіртехнагляду встановлювати у приміщеннях гідроакумулятори та повітрязбірники, конструктивно вбудовані в компресорний агрегат або інше технологічне обладнання.

Допускається (крім вугільних шахт) приєднання до одного повітрязбірника кількох компресорів з установкою на лініях нагнітальних зворотних клапанів і запірної арматури. Перед запірною арматурою на лініях нагнітання повинні бути встановлені запобіжні клапани.

Для проведення періодичних оглядів та ремонтів повітрязбірників необхідно передбачати можливість відключення від мережі кожного з них.

Олія та вода, що видаляються під час продування вологомаслоотделителей і повітрязбірників, повинні відводитися до спеціально обладнаних пристроїв (збірників), що виключають забруднення виробничих приміщень, стін будівлі та навколишньої території маслом.

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		45

Висновки

1. Виконано огляд та літературний аналіз методів уніфікації проточних частин відцентрових компресорів. Одним з раціональних методів уніфікації є метод підрізання робочих коліс за зовнішнім діаметром.
2. Застосування методу підрізання засновується на результатах експериментальних досліджень ступенів з підрізанням (компанія «Dresser Industries» США).
3. Запропонований наближений метод розрахунку характеристик ступенів, заснований на використанні методу подібності, який придатний для наближених розрахунків.
4. Розроблено графоаналітичний метод коригування (уточнення) характеристик маловитратних ступенів з використанням узагальнених експериментальних даних.
5. Подальшим кроком повинно бути залучення сучасних програмних CFD-комплексів.

					<i>КМ 02.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		46

Список літератури

1. Бондаренко Г. А., Кирик Г. В. Компресорні станції / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. Підручник. — Суми: СумДУ, 2016. — 385 с.
2. Мисарек Д. Турбокомпрессоры / Д. Мисарек, пер. с чешского. – М.: Машиностроение, 1968. – 236 с.
3. Хисамеев И. Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И. Г. Хисамеев. – Казань: Изд-во «ФЭН», 2010. – 671 с.
4. Компресорне устаткування в технологіях видобутку вуглеводнів / за заг. редакцією акад. НАНУ А. Ф. Булата / А.Ф. Булат, Г. В. Кирик, Г. А. Бондаренко та ін. – Суми: вид-во СумДУ, 2016. – 305 с.
5. Апанасенко А. Н. Монтаж, испытания и эксплуатация газоперекачивающих агрегатов в блочно-контейнерном исполнении / А. Н. Апанасенко, Н. Г. Крившич, Н. Д. Федоренко. – Л.: Изд-во «Недра», 1991. – 361 с.
6. Жарков П. Е. Газовые компрессорные станции. Опыт разработки: монография / П. Е. Жарков, Г. А. Бондаренко, В. Н. Радзиевский. – Сумы: изд-во «Університетська книга», 2015. – 285 с.
7. Вопросы расчета и исследования центробежных компрессоров сверхвысокого давления: Сб. статей ВНИИкомпрессормашю – М.: изд-во ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 68 с.
8. Селезнев К. П., Галеркин Ю. Б. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
9. Атаманчук П. С., Мендерецький В. В., Панчук О. П., Білий Р. М. Охорона праці в галузі / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білий. – К.: «Центр учбової літератури», 2017 – 322 с.
10. Винокурова Л. Е., Васильчук М. В., Гаман М. В. Основи охорони праці / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К.: Вікторія, 2001. – 192 с.

					KM 02.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		47