

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Ю. Л. МОШЕНЦЕВ, О. А. ГОГОРЕНКО

**РОЗРАХУНОК СТУПЕНЯ
ВІДЦЕНТРОВОГО
НАДДУВНОГО КОМПРЕСОРА**

Навчальний посібник

Рекомендовано Вченою радою НУК



ВИДАВНИЦТВО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМ. АДМІРАЛА МАКАРОВА

2021

УДК 621.515(075.8)

М 87

Автори: Ю. Л. Мошенцев, канд. техн. наук, проф.;
О. А. Гогоренко, канд. техн. наук, доц.

Рецензенти: Б. Г. Тимошевський, д-р техн. наук, проф.;
Р. А. Варбанець, д-р техн. наук, проф.;
Б. В. Димо, канд. техн. наук, проф.

*Рекомендовано Вченою радою НУК ім. адмірала Макарова
як навчальний посібник
(протокол № 09 від 27.09.2018 р.)*

Мошенцев Ю. Л.

М 87 Розрахунок ступеня відцентрового наддувного компресора : навчальний посібник / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко. – Миколаїв : НУК, 2021. – 160 с.

ISBN 978-966-321-419-1

Навчальний посібник містить методику розв'язання оберненої задачі розрахунку ступеня відцентрового наддувного компресора на основі двовимірної моделі течії повітря та відповідної замкненої системи інтегральних рівнянь.

Призначено для виконання курсового та дипломного проєктів, а також для самостійної роботи студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування" освітньої програми "Двигуни внутрішнього згоряння".

УДК 621.515(075.8)

© Мошенцев Ю. Л., Гогоренко О. А., 2021
© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2021

ISBN 978-966-321-419-1

ВСТУП

Відцентровий компресор сьогодні є домінуючим типом компресорної машини, що застосовується для наддуву поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Відповідно вивчення цієї машини має велике значення для майбутніх фахівців у галузі двигунобудування. Сьогоднішні турбопоршневі двигуни є дуже досконалими машинами, які мають неперевершені показники економічності серед двигунів усіх існуючих типів. Такі якості забезпечуються високим рівнем проєктування та виробництва всіх елементів цих двигунів, зокрема агрегатів наддуву, в тому числі відцентрових компресорів як основних елементів цих агрегатів. Відцентрові компресори у системах наддуву сучасних двигунів звичайно мають привід від газових турбін, які поєднуються з ними в єдиному агрегаті – турбокомпресорі. Можливі й інші конструктивні рішення, але вони мають відносно малу розповсюдженість. Проєктування та виробництво агрегатів наддуву у всьому світі виділене у спеціалізовану галузь – турбокомпресоробудування. Розвиток цієї галузі сприяв створенню чисельних розрахункових методик, відповідних конструкторських наробок і виробничих технологій. При виконанні курсового проєкту пропонується розглядати компресор у складі турбокомпресора, відповідно застосовуючи існуючі рекомендації щодо проєктування саме

таких машин. Таке рішення не виключає можливості створення компресора для іншої схеми, зокрема для схеми з механічним наддувом, але у цьому випадку можливі відхилення від запропонованої схеми проектування не будуть істотними. До того ж прив'язка схеми проектування до системи турбокомпресорів не тільки не виключає, але й обов'язково передбачає використання найбільш сучасних методів проектування, які застосовуються для лопаткових машин, до яких належить відцентровий компресор. Складність проектування відцентрових компресорних машин пов'язана з тим, що через проточну частину компресора проходить середовище, яке може стискуватися. До того ж на більшості довжини проточної частини компресора має місце розширення перерізу вздовж руху потоку повітря. Відповідно такий канал є дифузорним, а течія у ньому звичайно має відривний характер, або межує з цим режимом. Тож математичний опис процесів у проточній частині компресора має бути дуже складним. Чим вище вимоги до точності розрахунків, тим більш складним стає математичний апарат для їх реалізації.

Курсовий проект з дисципліни "Газова динаміка та агрегати наддуву двигунів внутрішнього згоряння" виконується для визначення попереднього конструктивного визначення основних розмірів конструкції відцентрового компресора. В межах лекційного курсу, що викладається для майбутніх фахівців з двигунів внутрішнього згоряння, неможливо розглянути найбільш досконалі серед діючих розрахункових методик, де розрахунки виконують на підставі застосування рівнянь у диференціальній формі, а течії робочих тіл описують тривимірними моделями. Такі методики дають досить точний результат щодо об'єкта проектування, але потребують дуже складного математичного апарату та застосування потужної обчислювальної техніки. Проте використання дво-

мірної моделі течії та звичайної системи рівнянь в інтегральних формах дозволяють зрозуміти основні фізичні особливості робочих процесів у компресорах та визначати їх основні розміри з такими відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочних побудов агрегату та подання більшості особливостей його конструкції та роботи. Крім вказаного слід урахувати, що засвоєння теоретичного і практичного матеріалу, побудованого на застосуванні відносно простих моделей на навчальному рівні, забезпечує можливість швидкого та якісного опанування більш складних розрахункових методик, які можуть опрацьовуватись вже на професійному рівні. Саме ці задачі є метою виконання курсового проекту з даної дисципліни.

1. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

Проєкт виконується на 30...40 сторінках розрахунково-пояснювальної записки та на одному аркуші креслення формату А1. Розрахунково-пояснювальна записка (РПЗ) повинна бути надрукована. При оформленні РПЗ необхідно дотримуватися існуючих вимог відносно якості тексту та його розташування на сторінках. Текст пишеться чітко, коротко, простими реченнями. Скорочення слів у тексті, як правило, не припускається, крім окремих винятків, що відповідають існуючим стандартам.

Усі аркуші повинні мати рамки та штампи. З усіх сторін аркуша необхідно залишати чисті поля між текстом та рамкою. Звичайно над текстом залишається поле між ним та рамкою розміром 10 мм, відстань від рамки до початку абзаців (відступів у рядках) становить теж 10 мм, поля між боковими сторонами рамки та основним текстом повинні мати розмір 5 мм, поле між текстом та нижньою стороною рамки повинно мати розмір 10 мм. Відстань між заголовками та послідуєчим текстом має бути 10 мм. Відстань між останнім рядком попереднього тексту та заголовком наступного підрозділу повинна мати розмір 10 мм.

На першій (титульній) сторінці РПЗ повинен бути штамп з назвою проєкту та відомостями про автора і викладача, який буде перевіряти проєкт, згідно з існуючими вимогами до текстових конструкторських документів.

Проєкт слід поділяти на розділи, підрозділи, пункти та підпункти. На першій сторінці РПЗ слід зробити зміст документу, де мають бути названі усі розділи та підрозділи, а також вказані сторінки, з яких вони починаються.

На другій сторінці РПЗ пишеться вступ до всього проєкту. Вступ пишеться без назви, починається з абзацу. У вступі слід коротко сформулювати мету проєктування, засіб досягнення мети та основні результати проєктування.

Після вступу йде викладення матеріалу проєктування по розділах. Кожен розділ відокремлюється чистою сторінкою з штампом, де вказується його назва. Перед назвою розділу слід ставити його порядковий номер з крапкою. Кожен розділ повинен мати свій власний вступ, де формулюється мета розрахунку чи конструювання та характеризується засіб виконання. Вступ починається з відступу на рядку, пишеться чітко й коротко, на один-два абзаци, він не позначається ніякими цифрами. За вступом йдуть підрозділи, якщо розділ взагалі поділяється на підрозділи. Кожен підрозділ позначається двома цифрами через крапку, наприклад: 1.1, 1.2 і т. п. Цифри пишуть після відступу, з початку рядка. Перша цифра означає номер розділу, а друга – номер підрозділу. Якщо підрозділ може бути поділений на додаткові елементи (пункти та підпункти), то вони мають позначатися цифрами через крапку, наприклад: 1.2.1 або 1.3.2 чи 1.2.1.1 і т. п., які також пишуть з абзацу. Відповідно цифри у таких назвах будуть означати послідовно номер розділу, потім підрозділу, далі пункту і далі підпункту. Взагалі слід уникати системи нумерації з кількістю цифр більше

трьох – це робить текст важким для читання. Усі підрозділи повинні мати власні назви, які слід писати одразу за цифрами. Текст підрозділу слід починати з абзацу після назви. Пункти та підпункти звичайно можуть не мати назв. Їхній текст пишеться з великої літери після цифр нумерації. Виділення пунктів і особливо підпунктів через систему нумерації роблять для підкреслення істотних елементів документу. Виділення у тексті менш істотної інформації можливо робити просто застосуванням абзаців без нумерації.

Кожен розділ повинен закінчуватися висновком. Висновок може бути виділений як підрозділ, пункт або підпункт, якщо застосована система відповідного поділу розділу. Якщо розділ не має названого поділу, то висновок йде просто як окремий абзац, що пишеться з нового рядка та звичайно починається словами: "Таким чином, ...", або: "Тож, на підставі виконаного вище маємо ..." і т. п.

Після останнього розділу потрібно зробити загальний висновок по проєкту, який виділяється у РПЗ як усі попередні розділи, і може мати будь-яку назву згідно змісту проєкту, або так і називатися: "Загальний висновок по проєкту". У висновку потрібно коротко сформулювати основні результати проєктування – перелічити основні параметри спроектованого компресора, вказати його найважливіші якості, переваги та недоліки, зробити порівняльний аналіз спроектованого компресора з можливими аналогами.

Графічні елементи РПЗ, звичайно фотокопії, ксерокопії, рисунки та креслення, якими супроводжується текст РПЗ, мають загальну текстову назву "рисунок" (скорочено Рис.). Рисунки у тексті слід виконувати з дотриманням вимог до відповідних елементів конструкторської документації. Якщо вони робляться по ходу тексту, то їх слід розташовувати якомога ближче до місця, де на них вперше посилаються. Над

рисунками, під ними та з обох боків потрібно забезпечити необхідні поля, вільні від тексту, розміром по 10 мм. Кожен такий графічний елемент повинен мати власний підпис, який робиться під рисунком на відстані 10 мм та центрується відносно поля рисунку над ним. Кожен підпис позначається аббревіатурою "Рис.", та арабською цифрою з крапкою за нею, яка визначає наскрізний номер рисунку з початку РПЗ, без урахування нумерації розділів та підрозділів. За крапкою пишеться власна назва рисунку, наприклад: Рис. 12. Трикутник швидкостей на вході в колесо компресора.

При необхідності назва рисунку може супроводжуватися пояснювальним текстом, який теж розміщується під рисунком. Текст розділу, який йде після рисунку, повинен починатися через 10 мм. Пропонується краще не робити графічні елементи по тексту, а виносити їх на окремі чисті аркуші, по декілька графічних елементів на аркуш. Аркуші вставляються після згадування означених елементів у тексті РПЗ. Усі графічні елементи повинні обов'язково бути згаданими у тексті, бо якщо на них нема посилання, то їхня присутність не має сенсу. Посилання на згаданий вище у тексті рисунок надаються у дужках у скороченому вигляді, наприклад: (див. рис. 5).

Якщо у тексті присутні таблиці, то рамки цих таблиць не повинні співпадати з рамками аркушів, а відходити від останніх на такі ж самі відстані, яких вимагають при розташуванні тексту. Кожна таблиця повинна мати свою назву, що складається зі слова "Таблиця", яке супроводжується номером, записаним за тим же правилом, що й номери рисунків, але без крапки за цифрою, і з самої назви, що пояснює зміст матеріалу, внесеного у таблицю. Після назви крапку не ставити. Назва таблиці пишеться курсивом, наприклад: *Таблиця 15. Основні параметри спроектованого компресора.*

Назва таблиці пишеться ліворуч над рамкою таблиці з пропуском 10 мм зверху від рамки аркуша або від попереднього тексту. Назву таблиці писати, відступаючи вгору від рамки таблиці на 10 мм. Текст документу нижче таблиці пишеться на відстані 10 мм від її рамки. Посилання на таблиці у тексті можна давати скорочено у скобках: (див. табл. 2).

Формули у тексті пишуть, розташовуючи їх по центру аркуша. Відстані між рядком формули, нижніми та верхніми рядками тексту повинні бути 10 мм. Відстані між самими формулами (якщо їх декілька) повинні відповідати відстаням для рядків тексту. Роз'яснення символів та числових коефіцієнтів, що входять у формулу, повинно наводитися в експлікації (переліку символів з роз'ясненням) безпосередньо під формулою у тій послідовності, в якій вони застосовані у формулі. Перший рядок експлікації починається словом "де", наприклад:

$$b = m + n + k,$$

де b – висота лінійок; m – значення хорди; n – висота кільця; k – поправочний коефіцієнт.

Звичайно роз'яснення кожного символу в документі виконується один раз, особливо якщо формули розміщені в тексті порівняно поряд. Якщо формули розташовані далеко одна від одної, то для зручності читання можливе подвійне роз'яснення. Припускається надання повного переліку застосованих у проєкті символів з відповідним роз'ясненням на окремому аркуші, який розміщують перед вступом. Такий перелік повинен мати власну назву (без нумерації) і поділятися на підпункти залежно від призначення застосованих символів для зручності використання. Наявність такого переліку не забороняє використовувати з застосованими формулами додаткових експлікацій по тексту в разі необхідності.

У тексті проєкту слід посилатися на джерела інформації, з яких беруться формули, коефіцієнти, та інші відомості, що застосовуються виконавцем проєкту на підставі запозичення, а не власної розробки. Посилання робляться як запис певної арабської цифри у квадратних скобках одразу за посиланням у тексті, наприклад: [23]. Цифра означає порядковий номер джерела, який вказується у переліку джерел. Перелік джерел слід виконати на останньому аркуші РПЗ під загальною назвою "Література". Кожне джерело починається з прізвища автора. Відповідно першим буквам прізвищ обирається алфавітний порядок запису джерел. Інформація про кожне джерело повинна бути достатньо повною, за зразок можна брати записи назв джерел у підручниках.

2. ЗАВДАННЯ ТА СТРУКТУРА ПРОЄКТУ

Звичайне завдання на виконання проєкту має вигляд: "Спроектувати наддувний відцентровий компресор з $P_k = \dots$ (вказується числове значення, наприклад: 3,2) для двигуна ... (вказується назва двигуна за ДСТ, наприклад: 16ЧН 26/27)".

Відповідно розрахунково-пояснювальна записка повинна мати розділи:

1. Основа розрахунків проточної частини.
2. Визначення основних параметрів двигуна та компресора.
3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки.
4. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора.
5. Розрахунок та конструювання ділянки безлопаткового дифузора.
6. Розрахунок та конструювання лопаткового дифузора.
7. Розрахунок та конструювання повітрязбірної завитки.
8. Розробка загальної компоновки компресора та його основних елементів.
9. Опис спроектованого компресора.

Звичайно, РПЗ повинна мати загальний вступ і висновок.

3. ЗМІСТ ВСТУПУ

Слід вказати назву за ДеСТом компресора, обраного як прототип. Дати коротку характеристику його особливостей, вказати на можливі позитивні якості та недоліки. Вказати, які зміни у параметрах та конструкції робляться згідно з проектом і чому. Дати коротку характеристику розрахунковій методиці та назвати основні результати проектування, які відрізняються від відповідних параметрів прототипу. Саме слово "Вступ" як назва розділу не пишеться.



4. ЗМІСТ ПЕРШОГО РОЗДІЛУ

Назва розділу: "Основа поелементного розрахунку ступеня відцентрового компресора".

Розрахунки компресорного ступеня виконуються, як і розрахунки інших, досить складних технічних об'єктів, на підставі так званого спадного способу проектування. Цей спосіб полягає в тому, що об'єкт, який проектується, з самого початку проектування вважають визначеним у більшості основних параметрів, а далі виконується розрахункова перевірка відповідності цих параметрів вимогам до забезпечення необхідних якостей спроектованого об'єкта. Можна також сказати, що при розрахунках ступеня розв'язується так звана обернена задача, коли відомі всі конструктивні параметри об'єкту та параметри енергопостачання і параметри робочого тіла на вході, а обчислюються параметри робочого тіла на виході усіх елементів проточної частини та на виході самого об'єкта. У разі невідповідності отриманих параметрів виконують наступне розрахункове наближення, коригуючи конструктивні параметри та параметри енергопостачання об'єкта проектування. Отже, такий спосіб проектування потребує виконання ряду наближень, ітерацій. І ці, можливо багаторазові повернення до початку розрахунків, не слід вважати помилками проектувальника, а необхідністю дотримування певної

методології, якій немає альтернативи при проєктуванні складних технічних об'єктів.

Згідно з викладеним вище при проєктуванні компресорного ступеня необхідно спочатку задати всі основні геометричні параметри проточної частини цього ступеня, а також параметри енергопостачання, які мають забезпечити заданий розхід повітря G , заданий ступінь підвищення тиску P_k та нормоване значення адіабатного ККД компресора $\eta_{ад}$. Треба чітко зрозуміти, що всі геометричні параметри компресора є тими параметрами, які треба визначити на підставі розрахунку, але ж не існує іншого способу їх встановити, як назначити попередньо, а потім перевірити, чи правильно зроблено вибір. Для зменшення кількості можливих ітерацій при розрахунках існують розроблені рекомендації щодо попереднього вибору потрібних параметрів у вигляді довідникових таблиць, діаграм, графіків та ін.

Одна з подібних рекомендацій реалізовується вже у наступному розділі при виборі оптимального типорозміру. На цій підставі було отримано значення зовнішнього діаметра колеса компресора D_2 . Доцільно звернути увагу на те, що цей вибір слід вважати попереднім, бо наприкінці розрахунків ступені може виникнути ситуація, коли буде необхідно змінити обраний типорозмір, якщо він не зможе задовольнити встановлені обмеження.

Пропонований підхід до встановлення параметрів компресора, який буде проєктуватися, дозволяє розглядати об'єкт проєктування як частину системи наддуву ДВЗ з відповідним встановленням зв'язків між основними параметрами компресора та двигуна. Постановка задачі, при якій параметр P_k є заданим для компресора, не є типовою. У проєкті така постановка обрана як найбільш зручна для навчального варіанта.

Для реальних умов проектування Π_k знаходять звичайно як функцію заданої потужності двигуна та інших відомих його параметрів. Проте запропонований варіант задачі має право на існування не тільки в умовах навчальної схеми. Наприклад, його можливо використати при проектуванні турбокомпресорів для типорозмірних рядів, коли компресори проектується не під конкретний двигун, а під покриття певного діапазону потужностей двигунів. Взагалі слід сказати, що постановка задачі проектування компресора може мати багато варіантів. При опануванні того чи іншого з них важливо не тільки вивчити єдине можливе рішення наданої задачі, а й усвідомити наявність певних зв'язків між основними параметрами двигуна та компресора і вміти їх застосовувати. Наданий нижче матеріал дозволяє рахувати параметри двигуна приблизно, але з достатньою точністю. Якщо змінити форму завдання, йдучи від відомих параметрів двигуна, то наведені нижче залежності можна використати або для розуміння існуючих зв'язків між параметрами компресора та двигуна, або для розрахунків тих параметрів, які лишилися невизначеними на підставі наданої інформації. При необхідності ці залежності з деякими змінами та доповненнями можна пристосувати для вирішення основної задачі першого розділу у будь-якій можливій постановці.

Для виконання розрахунків ступеня зазначеним вище методом проточну частину компресора схематично зображують у вигляді послідовно з'єднаних елементів (рис. 1).

На рис. 1,2 схематично представлена проточна частина компресора, де вказані границі кожної ділянки. Так, переріз (а–1) обмежує вхідну ділянку, (1–2) – робоче колесо, (2–3) – безлопатковий дифузор, (3–4) – лопатковий дифузор, (4–5) – повітрозбірну завитку.

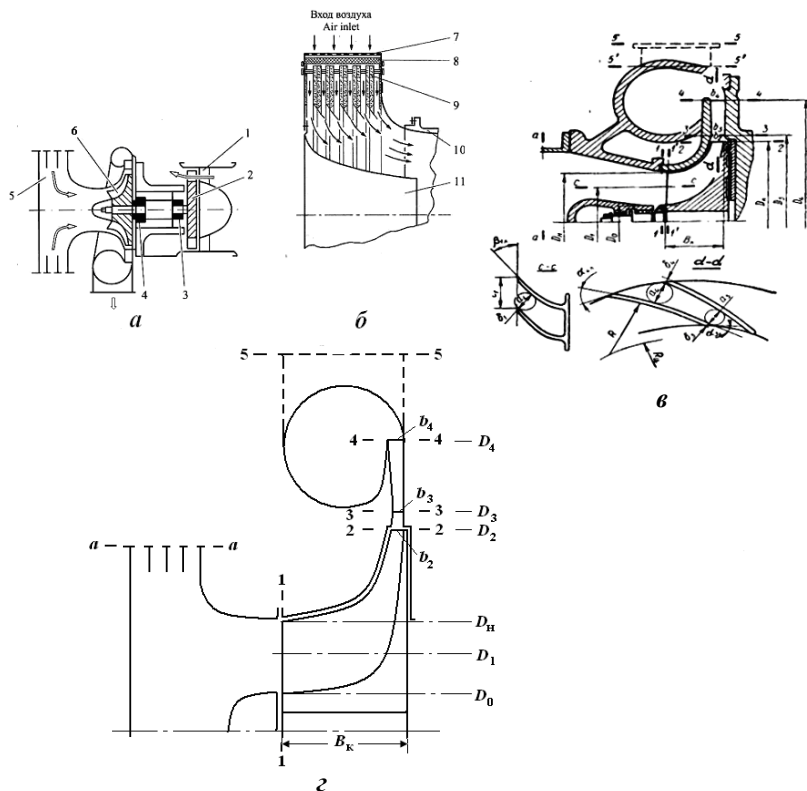


Рис. 1. Турбокомпресор та схеми проточної частини компресора з різними ступенями спрощення:

a – схема турбокомпресора; *б* – вхідна частина компресора;
в – перерізи проточної частини компресора; *г* – схематичне зображення проточної частини компресора

Для всіх вказаних елементів існують приблизні значення основних раціональних розмірів, які рекомендовані у частках розміру D_2 на підставі існуючого статистичного матеріалу, згідно з чим ці розміри будуть обиратися для розрахунків першого наближення.

Усі розрахунки базуються на основній системі рівнянь теорії компресорних машин, які пропонуються тут в інтегрованій формі. Ці рівняння трансформовані у вирази, які зручно використовувати для необхідних розрахунків. Система основних виразів, які з незначними змінами використовуються для розрахунків усіх ділянок ступеня, має вигляд:

$$G = f \rho r, \quad (1)$$

$$\rho = \frac{P}{RT}, \quad (2)$$

$$P'' = P' \left(\frac{T''}{T'} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (3)$$

$$T'' = T' \left(\frac{P''}{P'} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (4)$$

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} - \frac{L_r \Big|_1^n}{R(T'' - T')}, \quad (5)$$

$$T'' = T' + \frac{c'^2 - c''^2}{2C_p}, \quad (6)$$

$$T'' = T' + \frac{u_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + \alpha_{\text{т.в}}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \overline{C}_m^2 \right], \quad (7)$$

$$T'' = T' + \frac{u_2^2}{C_p} \times \left\{ \mu \left(1 - \frac{\Phi_{2r}}{tg\beta_{2л}} \right) + \alpha_{т.в} - 0,5 \left(\Phi_{2r}^2 + \mu^2 \left(1 - 2 \frac{\Phi_{2r}}{tg\beta_{2л}} + \left(\frac{\Phi_{2r}}{tg\beta_{2л}} \right)^2 \right) + \overline{C}_m^2 \right) \right\}, \quad (8)$$

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \eta_{п}, \quad (9)$$

$$\frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \frac{1}{\eta_{п}}, \quad (10)$$

$$L_r = \xi \frac{c'^2}{2}, \quad (11)$$

$$L_r = \xi \frac{c''^2}{2}, \quad (12)$$

де знак (') означає початок ділянки, а ('') – її кінець; f – площа перерізу каналу ділянки, нормальна до напрямку швидкості c ; c – абсолютна швидкість потоку повітря; ρ – густина повітря у місці перерізу; n – показник політропи процесу зміни стану повітря на ділянці; L_r – втрати енергії у газодинамічних процесах, пов'язаних з робочим процесом ступені; C_p – ізобарна теплоємність; ξ – коефіцієнт опору руху потоку повітря для ділянки; $\overline{C}_m$ – коефіцієнт витрат ступені, $\overline{C}_m = c_{1a}/u_2$; Φ_{2r} – коефіцієнт витрат колеса, $\Phi_{2r} = c_{2r}/u_2$; $\eta_{п}$ – політропний коефіцієнт корисної дії ділянки; c_{1a} – осьова складова абсолютної швидкості на вході у колесо; c_{2r} – радіальна складова абсолютної швидкості на виході з колеса; μ – коефіцієнт циркуляції; $\alpha_{т.в}$ – коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію.

У записаній системі вирази (9) та (11) застосовуються для розрахунків дифузорних ділянок, а вирази (10) та (12) – кон-фузорних течій; вираз (6) – кінцевих температур на ділянках, де немає підведення енергії (усі ділянки, крім робочого ко-ле-са); вирази (7) та (8) – кінцевої температури за колесом.

5. ЗМІСТ ДРУГОГО РОЗДІЛУ

Назва розділу: "Визначення основних параметрів двигуна, типорозміру компресора і колової швидкості на зовнішньому діаметрі колеса".

Основними параметрами двигуна в нашому випадку слід вважати його потужність, частоту обертів колінчастого вала, питому ефективність або середній ефективний тиск та питому витрату пального. Для розрахунків системи повітропостачання та її агрегатів необхідно також знати такий параметр двигуна, як витрата наддувного повітря через нього. Цей параметр разом зі ступенем підвищення тиску повітря (вже заданим) Π_k є основними розрахунковими параметрами турбокомпресора, через які визначають його основний конструктивний параметр – зовнішній діаметр колеса компресора D_2 , а також можливу належність до ТК чи ТКР.

Безпосередньо з довідникових даних, або на підставі узагальненого підходу до двигуна як до представника певної групи та класу машин, слід визначити й обґрунтувати для нього можливу питому витрату палива, коефіцієнт надлишку повітря при згорянні, коефіцієнт залишкових газів та їх температуру, ступінь стиску, температуру повітря у ресивері, втрату тиску повітря на вході його у циліндр, або значення відношення P_s/P_a (у частках одиниці), втрату тиску повітря на шляху від компресора до ресивера, або значення відношення P_s/P_k ,

коефіцієнт продувки. На підставі цих даних можливо обрахувати витрату повітря через двигун та компресор відповідно і визначити потужність двигуна та середній ефективний тиск його робочого циклу. Для вирішення задачі використовується система з двох рівнянь. Перше є рівняння витрати повітря через двигун як через конструкцію з певними розмірами відомих змінних об'ємів та відомими умовами проходження повітря крізь них. Друге є рівнянням витрати повітря з урахуванням відомих умов згоряння палива у певних кількостях повітря:

$$G = V_s \frac{P_s}{RT_s} \eta_n i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \varphi_a (1 - \psi), \quad (13)$$

$$G = N_e L_o g_e \alpha \frac{1}{3600}, \quad (14)$$

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S,$$

де V_s – повний об'єм циліндра, м³; P_s – тиск повітря у ресивері двигуна, Па; $R = 287$ Дж/(кг·К) – питома газова стала повітря; T_s – температура повітря у ресивері, К; η_n – коефіцієнт наповнення циліндра; i – кількість циліндрів; χ – коефіцієнт тактності (дорівнює 2 для 4-тактних та 1 для 2-тактних двигунів); n – частота обертів колінчастого вала, хв⁻¹; φ_a – коефіцієнт продувки; ψ – частка ходу поршня, витрачена на продувку; N_e – потужність двигуна, кВт; $L_o = 14,3$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг дизельного палива середнього складу; g_e – питома витрата пального, кг/(кВт·год); α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива у циліндрі; D – діаметр циліндра, м; S – хід поршня, м.

Коефіцієнт наповнення циліндра обчислюється за формулою

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}, \quad (15)$$

де ε – степінь стиску; P_a/P_s – оцінює втрату тиску повітря на вході у циліндр; T_a , T_s – температури повітря у циліндрі на початку стискання та в кінці відповідно, К; γ_r – коефіцієнт залишкових газів.

Значення T_a визначається за формулою

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}, \quad (16)$$

де ΔT_a – підігрів повітря внаслідок теплообміну та переходу в теплоту газодинамічних втрат енергії під час проходження через впускні клапани, К; T_r – температура залишкових газів у циліндрі, К.

Значення параметрів для розрахунків за формулами (13)–(16) слід визначати за відомостями, які надаються в курсах по вивченню робочих процесів ДВЗ, а також використовуючи літературу, яка є першоджерелом з названого курсу.

При обчисленні розходу повітря за рівнянням (13) значення T_s слід визначати з урахуванням того, що повітря за компресором охолоджується звичайною рекуперативною системою охолодження, де холодоагентом є навколишнє повітря або забортна вода. Температура таких холодоагентів, T_{o1} , може досягати 300...310 К і навіть дещо більших значень для найбільш спекотних періодів року та для низьких широт. Значення T_s обчислюється за формулою

$$T_s = T_k - \eta_o (T_k - T_{o1}), \quad (17)$$

де $\eta_0 = 0,9 \dots 0,97$ – коефіцієнт корисної дії системи охолодження по зовнішньому теплоносію; T_k – температура повітря після компресора.

Температура T_k обчислюється за формулою

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\Pi_k^{0,286} - 1}{\eta_{ад}} \right), \quad (18)$$

$$\Pi_k = \frac{P_k}{P_0},$$

де Π_k – ступінь підвищення тиску повітря у компресорі; $\eta_{ад}$ – адіабатний ККД компресора; P_k – тиск повітря за компресором, Па; P_0 – тиск повітря навколишнього середовища, Па.

Значення P_s знаходиться за виразом

$$P_s = \Pi_k P_0 \frac{P_s}{P_k},$$

де P_s/P_k слід обирати як довідникове чисельне значення, що згідно з попереднім характеризує втрату тиску на шляху від компресора до ресивера і становить у середньому $0,98 \dots 0,99$.

Для обчислення розходу повітря слід застосувати рівняння (13), де всі складові слід встановити з урахуванням зроблених рекомендацій. Для визначення потужності двигуна вирішуються рівняння (13) і (14) відносно N_e . Відповідно будемо мати

$$N_e = 3600 G \frac{1}{L_0 g_e \alpha} \quad (19)$$

або

$$N_e = \frac{60}{RL_0} \frac{P_s \eta_H V_s \ln(1 - \psi)}{g_e \alpha T_s \chi}. \quad (20)$$

Для визначення середнього ефективного тиску слід урахувати зв'язок цього параметра з потужністю двигуна, який може бути представлено виразом

$$N_e = P_e \frac{\pi D^2}{4} S i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} 10^{-3} = P_e V_s i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} 10^{-3}, \quad (21)$$

де P_e – середній ефективний тиск, МПа.

На підставі (20)–(21) маємо

$$P_e = \frac{3600}{RL_o} \frac{P_s \eta_n (1 - \psi)}{g_e \alpha T_s} 10^3. \quad (22)$$

Для сучасних ДВЗ значення P_e повинні відповідати рівням наддуву та форсування за α , які у сукупності визначатимуть рівень форсування робочого процесу та можливість забезпечення відповідного рівня питомих показників компактності двигунів. Для осереднених показників можна назвати такі значення P_e : якщо $\Pi_k = 1,5 \dots 2$, то для 4-тактних машин $P_e = 0,8 \dots 1,4$ МПа, для 2-тактних відповідно $P_e = 0,6 \dots 1,1$ МПа; якщо $\Pi_k = 2 \dots 3$, то для 4-тактних $P_e = 1,1 \dots 2,1$ МПа, для 2-тактних $P_e = 0,8 \dots 1,6$ МПа; для $\Pi_k = 3 \dots 4$ у 4-тактних ДВЗ $P_e = 1,7 \dots 2,7$ МПа, для 2-тактних машин $P_e = 1,2 \dots 2,0$ МПа.

На підставі значень витрат повітря та ступеня підвищення тиску визначається можливий прототип турбокомпресора, використовуючи так звані поля витрат або області застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів. Такі поля друкують виробники сучасних турбокомпресорів. Для зразка в навчальному посібнику наводиться приклад поля розходів (рис. 2), що пропонує СКБТ.

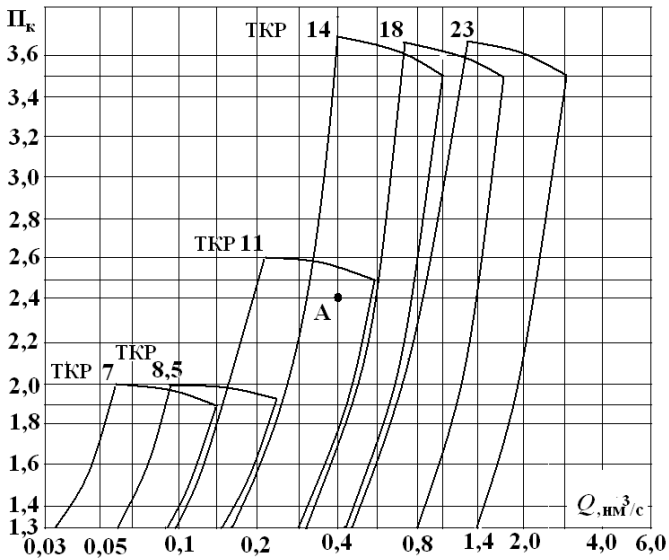
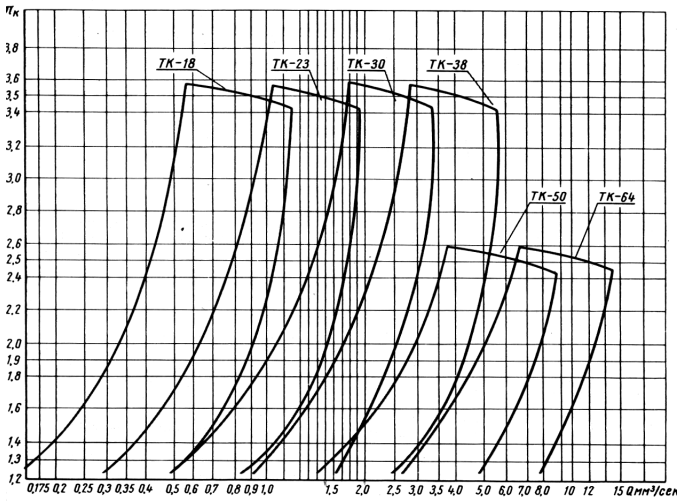


Рис. 2. Области застосування турбокомпресорів типорозмірних рядів типу ТК та ТКР залежно від витрат і ступеня підвищення тиску

Вісь абсцис у таких полях може визначатися як через масові, так і через об'ємні витрати $Q = G/\rho_o$, ($\text{м}^3/\text{с}$), при обчисленні яких густина повітря ρ_o звичайно розраховується для умов на вході у компресор, що відповідають умовам оточуючого повітря. Ці умови, природно, можуть змінюватися для різних періодів експлуатації та різних кліматичних зон. Для уникнення неоднозначності при виборі типорозмірів турбокомпресорів параметри повітря для відповідних розрахунків обирають однаковими і, згідно з діючими стандартами, вони повинні відповідати так званим "нормальним" умовам. Для таких умов температура повітря $T_o = 300 \text{ К}$, тиск $P_o = 10^5 \text{ Па}$, відносна вологість $\phi_o = 60 \%$. Розмірність об'ємних витрат, розрахованих для "нормальних" умов, – $\text{нм}^3/\text{с}$.

На підставі значень Π_k та G (або Q) знаходиться точка у полі витрат (див. рис. 2, точка A). Типорозмір турбокомпресора визначається згідно з позначенням тієї фігури (косокутного чотирикутника на рис. 2), у межах якої знаходиться точка. За основу типорозмірів турбокомпресорів, як відомо, обирають діаметр колеса компресора. Визначення типорозміру складається з букв та цифр. Букви ТК означають, що турбокомпресор має осьову турбіну, а букви ТКР означають, що турбіна радіальна. Цифри визначають величину зовнішнього діаметра колеса компресора (D_2) у сантиметрах (значення приблизне, $\pm 6 \%$). Діаметри коліс турбіни та компресора мають приблизно однаковий розмір. Якщо точка одночасно знаходиться у межах двох фігур, то допустиме застосування обох типорозмірів. Для нашого прикладу це типорозміри ТКР-14 та ТКР-11. При виборі одного варіанта з двох можливих ураховують особливості двигуна, для якого підбирають турбокомпресор, а також можливості реалізації обраного типорозміру з найкращими результатами в умовах можливих обмежень. Так, наприклад, для компактних високообертних двигунів більш доцільно обрати менший з можливих варіантів. Якщо

розміри ТК не мають вирішального значення при виборі, є сенс обрати той типорозмір, для якого робоча точка (з координатами розрахованих Q та P_k) лежить якнайдалі від лівої та правої границь зони. Така умова сприятиме більш простим можливостям дотримуватися у ході виконання проєкту всіх довідникових вимог та рекомендацій, якими звичайно керується проєктант для забезпечення необхідного рівня ККД та нормальної працездатності конструкції.

Таким чином, визначивши типорозмір турбокомпресора, ми знаходимо попереднє значення зовнішнього діаметра колеса компресора, D_2 , яке має бути оптимальним для обчислених значень витрат та ступеня підвищення тиску. Відповідність оптимальному рішенню забезпечує використання рекомендацій розробників типорозмірних рядів турбокомпресорів. Втім значення D_2 може коригуватися в процесі розрахунку, якщо обраний типорозмір не задовольнятиме умовам контролю параметрів кожної ділянки проточного тракту або всього компресора. При коригуванні можливо або міняти обраний розмір у межах $\pm 6\%$, або навіть переходити до сусіднього типорозміру, якщо інакше неможна задовольнити вимогам контролю.

Розрахунковими результатами даного розділу повинні бути значення розходу повітря G , потужності двигуна N_e , середнього ефективного тиску циклу P_e . Останній параметр повинен відповідати середнім існуючим значенням для сучасних двигунів. Крім цього, треба обґрунтувати вибір D_2 та тип турбокомпресора.

Наступним параметром, який теж визначається попередньо і також може бути заміненим іншим значенням після отримання кінцевого результату, є колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 . Це параметр, який визначає умови енергопостачання компресорного ступеня. З рівняння Ейлера відомо, що u_2 є основним фактором, який визначає

величину повної внутрішньої роботи L_i , яку компресор виконує над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i , у свою чергу, пов'язаний зі ступенем підвищення тиску ступеня Π_k складними залежностями, які можна точно обрахувати тільки після виконання повного розрахунку всіх елементів ступеня. Проте існує приблизна залежність між Π_k , u_2 та L_i , яка враховує саме існування певного зв'язку між названими параметрами, а також наявність проміжних факторів, головним чином пов'язаних з чисельними втратами енергії у газодинамічних процесах протягом усього робочого тракту компресорного ступеня. Вплив цих факторів на початку розрахунків можна визначити дуже приблизно на підставі адіабатного коефіцієнта напору компресора $\bar{H}_k$, який обирається орієнтовно та забезпечує функціонування прибливної залежності між названими параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресора L_i використовується адіабатна робота компресорного ступеня $L_{ад}$, яка прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі розрахунку ступеня. Отже, приблизне значення u_2 знайдемо з виразу

$$u_2 = \sqrt{\frac{2L_{ад}}{\bar{H}_k}},$$

$$\text{де } L_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right); \quad k = 1,41 - \text{показник адіабати для}$$

повітря;

$$\bar{H}_k = \frac{L_{ад}}{\frac{u_2^2}{2}}.$$

Коефіцієнт $\bar{H}_k$ для компресорів з колесом типу "радіальна зірка" пропонується вибрати з табл. 1, де значення цього параметра пов'язане з зовнішнім діаметром колеса D_2 , а також з наявністю або відсутністю лопаткового дифузора. Для коліс з загнутими назад лопатками відповідної таблиці не існує, тому можна скористатися тією ж таблицею, а значення $\bar{H}_k$ зменшувати приблизно на 20 %.

Таблиця 1. Середні значення $\eta_{ад}$ та $\bar{H}_k$ компресорів різних типорозмірів з колесами типу "радіальна зірка"

D_2 , мм	Безлопатковий дифузор		Лопатковий дифузор	
	$\eta_{ад}$	$\bar{H}_k$	$\eta_{ад}$	$\bar{H}_k$
85...110	0,68...0,72	1,18...1,25	0,72...0,76	1,25...1,30
140...180	0,72...0,75	1,22...1,28	0,75...0,80	1,30...1,35
230...380	0,74...0,77	1,25...1,32	0,77...0,83	1,35...1,42
500...640	0,75...0,78	1,30...1,35	0,78...0,84	1,38...1,45

Після визначення u_2 частота обертів ротора за хвилину розраховується за виразом

$$n_{тк} = \frac{60u_2}{\pi D_2}.$$

Коли швидкість u_2 визначається перший раз, то при її обчисленні виконуються дії, відповідні зазначеному вище. При виконанні розрахунків у наступних наближеннях значення швидкості u_2 слід задавати просто числом, ураховуючи отриманий раніше результат і відповідно збільшуючи або зменшуючи попереднє значення. Але, у разі користування готовою програмою розрахунків компресорного ступеня, небажано змінювати цю програму. В такому випадку коригування u_2 слід виконувати за рахунок зміни коефіцієнта $\bar{H}_k$. Тільки в такому разі цей коефіцієнт не слід обирати з табл. 1, а змінювати його довільно, враховуючи бажані зміни параметру u_2 .

6. ЗМІСТ ТРЕТЬОГО РОЗДІЛУ

Назва розділу: "Розрахунок та конструювання вхідної ділянки".

Вхідна ділянка компресорів (див. рис. 1 *а–1*) для виконаних конструкцій звичайно називається вхідним патрубком, який часто з'єднується з шумоглушником та повітряним фільтром. З великого різноманіття застосовуваних вхідних патрубків можна виділити три основних види: осьовий (рис. 3, *а*), радіально-коловий (рис. 3, *б*) та коліноподібний (рис. 3, *в*).

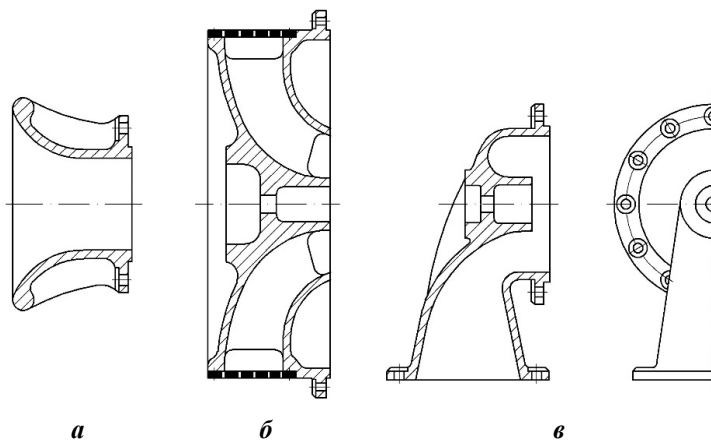


Рис. 3. Схеми вхідних патрубків компресорів

З метою забезпечення найменшого значення втрат енергії у самих патрубках та створення рівномірного поля швидкостей на вході в робоче колесо компресора (це підвищує ефективність роботи останнього), а також задля отримання високої швидкості на вході в колесо (якщо швидкість буде низькою, то колесо матиме великі розміри) вхідним патрубкам надають форму конфузорів (каналів, що звужуються вздовж напрямку потоку). Завдяки такій формі потік повітря зазнає безперервного прискорення вздовж осі патрубка. Відповідно швидкість повітря перед колесом буде більше, ніж на вході, температура знизиться, тиск впаде. Така зміна стану відповідатиме процесу розширення повітря. Для розрахунків та проектування вхідної ділянки необхідно задатися параметрами повітря на вході у вхідний патрубок, параметрами інтенсивності втрат енергії на ділянці, параметрами повітря, які бажано забезпечити на вході у робоче колесо компресора, та деякими додатковими конструктивними параметрами і співвідношеннями.

Температура повітря на вході у вхідний патрубок T_a обирається рівною температурі навколишнього повітря T_0 , тиск $P_a = P_0$. Швидкість повітря на вході c_a звичайно не повинна перевищувати значень 30...40 м/с для того, щоб мати достатньо низький рівень шуму і якісну фільтрацію та водночас задовольнити вимогам до норм компактності. Цього достатньо для визначення розмірів на вхідному зрізі вхідного патрубка через використання рівнянь витрат (1) та стану (2), якщо він має осьову форму. Для радіально-колового патрубка необхідно задатися зовнішнім діаметром конструкції, яка не повинна перевищувати габарити повітрозбірної завитки, а ширину входу знайти з рівняння витрат. У патрубку цієї форми та у коліноподібному патрубку прискорення потоку слід забезпечувати у частині, що йде після повороту з радіального на-

прямку в осьовий, а місце повороту виконувати зі збереженням мінімальної швидкості.

Для наддувних компресорів ДВЗ перед входом повітря на колесо звичайно не встановлюють систему скеровуючих лопаток, які б забезпечували закрутку потоку перед входом, у перерізі 1–1 (див. рис. 1). Відповідно потік повітря перед входом не має колової складової швидкості, і тому осьова проекція абсолютної швидкості потоку на вході у колесо c_{1a} повністю збігається з абсолютною швидкістю на вході c_1 . Величину цієї швидкості обирають з умов забезпечення усталеного режиму течії повітря через робоче колесо. Згідно з цією умовою $c_1 = \bar{C}_m u_2$, де $\bar{C}_m$ звичайно не повинен виходити за межі 0,20...0,35.

Для визначення розмірів вхідного патрубку у перерізі 1–1 через рівняння розходу, крім швидкості та густини повітря, необхідно знати розмір втулки колеса – діаметр D_0 (згідно з рис. 1). Цей розмір задається у частках діаметра D_2 . Для ряду ТК з консольними колесами та ряду ТКР $D_0 = (0,22...0,30)D_2$; для ТК з консольними підшипниками $D_0 = (0,25...0,35)D_2$. Осьова довжина вхідного патрубку обирається конструктивно, але з урахуванням можливої мінімізації втрат енергії в газодинамічних процесах з одного боку та досягнення потрібної компактності з іншого.

Для визначення густини повітря у перерізі 1–1 необхідно визначити умови зміни стану повітря від перерізу $a-a$ до зазначеного перерізу з урахуванням особливостей процесу зміни цього стану. Зміна температури може бути визначена згідно з рівнянням збереження енергії для нерухомих елементів ступеня (6). Зміна тиску визначиться через рівняння політропи (3), де показник політропи можна знайти або через рівняння (5) та (11), або через рівняння (10). При використанні рівняння (11) значення коефіцієнтів опору для осьового

патрубка $\xi = 0,05 \dots 0,10$; для радіально-осьового та коліноподібного $\xi = 0,1 \dots 0,2$. При використанні рівняння (10) відповідно політропний ККД η_{Π} може приймати значення $0,91 \dots 0,94$ для осьового патрубка, або $0,94 \dots 0,98$ для інших видів. Значення показника політропи n , визначене будь-яким способом, звичайно лежить в інтервалі $1,35 \dots 1,39$.

Формули, які застосовуються додатково для розрахунків даної ділянки, крім основної системи виразів:

$$F_1 = \frac{G}{\rho_1 c_1}; \quad D_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi} + D_0^2}; \quad D_1 = \sqrt{\frac{D_{\text{н}}^2 + D_0^2}{2}},$$

де D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо.



7. ЗМІСТ ЧЕТВЕРТОГО РОЗДІЛУ

Назва розділу: "Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора".

Призначенням робочого колеса є передача енергії потоку повітря, яка відбувається в кінетичній формі. Лопатки колеса розганяють частки повітря, надаючи йому обертовий рух. Водночас відцентрові сили змушують повітря рухатися від осі обертання до периферії колеса через міжлопаткові канали. Канали мають дифузорну форму, тож рухаючись по цих каналах, повітря зменшує швидкість порівняно з тією, яка була б у нього, якщо воно б рухалось через канали з постійною площею перерізу. При зменшенні швидкості тиск повітря і його температура зростають. Перехід повітря з зон менших колових швидкостей до зон з більшою коловою швидкістю також забезпечує зростання тиску і температури повітря. Таким чином, у колесі відбувається передача енергії від лопаток потоку повітря і водночас відбувається перетворення переданої кінетичної енергії в потенційну – зростає тиск і температура. Звичайно, у колесах відбувається неповне перетворення кінетичної енергії на потенційну. Повітря за колесом має суміш двох енергій. Перетворення кінетичної енергії, що лишилася у потоці, в потенційну відбувається далі у нерухомих частинах проточної частини компресора.

У турбокомпресорах для наддуву ДВЗ найбільшого розповсюдження отримали напіввідкриті колеса типу так званої радіальної зірки, які складаються з системи робочих лопаток, що мають вигляд плоских радіальних пластин, та поєднаного з лопатками в осьовій частині колеса скеровуючого апарата, що обертається разом з колесом (обертового скеровуючого апарата, ОСА). Схема такого колеса зображена на рис. 4.

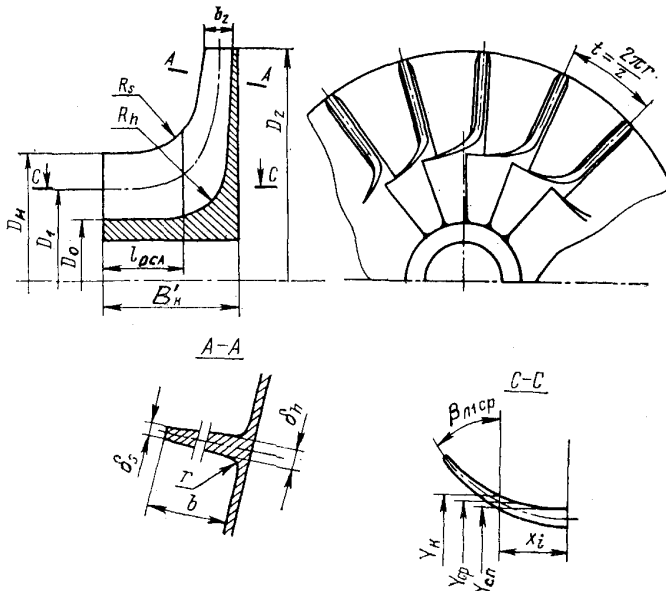


Рис. 4. Схема напіввідкритого робочого колеса типу радіальної зірки

Повітря з вхідної ділянки виходить з вільного від лопаток перерізу до перерізу, який загромождається лопатками колеса. Щоб уникнути надмірної стрибкової зміни швидкості у перерізі 1–1 (див. рис. 1), робочі лопатки колеса у сучасних

компресорах "вирізають" через одну на глибину приблизно 0,8...1,0 від осової довжини ОСА (рис. 5).



Рис. 5. Напіввідкрите робоче колесо з лопатками, "вирізаними" на вході через одну; кут лопаток на виході менше 90°

Також сьогодні робоче колесо компресора для транспортних двигунів часто роблять з відгином вихідної частини лопаті назад, тобто з кутом виходу $\beta_{2л}$ менше 90° (див. рис. 5). Це робиться задля того, щоб підняти ККД робочого колеса, хоча при цьому, якщо P_k незмінне, підвищується колова швидкість на зовнішньому діаметрі колеса. Відомо, що це негативно впливатиме на міцність колеса. До того ж лопатки з відгином підлягають складному навантаженню на відміну від радіальних лопаток. Проте негативні явища компенсують якістю матеріалів та новітніми технологіями виготовлення коліс. Зрозуміло, що це можна робити до певних P_k , і що кут відгину має зменшуватися зі зростанням P_k . ККД колеса з лопатками, що мають відгин назад, підвищується, оскільки таке колесо має більшу степінь реакції, ніж радіальне колесо. Відповідно у такому колесі проходить перетворення більшої

частини кінетичної енергії в потенціальну, ніж у радіальному. Нагадаємо, що будь-яке робоче колесо, як система рухомих дифузорів, що обертаються, має найвищий ККД з усіх елементів проточного тракту. З урахуванням цього, чим більша буде частина енергії, яка перетворюватиметься в колесі, тим більший ККД буде у такого компресора. У колесах з відгином вихідної частини лопаті назад середня лінія радіальної частини лопаті у плані створюється однією або двома дугами кола [1]. Підвищення степені реакції колеса з загнутими назад лопатками забезпечується при однакових Π_k , головним чином, через зростання такої складової у розгорнутому рівнянні Ейлера, як

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2},$$

яка зростатиме з підвищенням u_2 та u_1 , що буде пов'язано з необхідністю підвищення обертів ротора порівняно з радіальним колесом однакового діаметра.

Зростання степені реакції колеса супроводжується підвищенням тиску повітря за таким колесом порівняно з варіантом радіального колеса при рівних Π_k та інших однакових умовах. Враховуючи, що колесо завжди має більший політропний ККД, ніж інші ділянки, підвищення тиску повітря за колесом сприятиме зростанню ККД такого компресора. У компресора з таким колесом інші ділянки проточної частини, які матимуть менші ККД, будуть мати менші Π_k , ніж у компресора з однаковим Π_k та радіальними лопатками колеса. Якщо ефективність колеса встановлювати через вибір η_n , то з відгином лопаток назад значення η_n щонайменше треба лишати без змін порівняно з радіальним колесом. У такому разі підвищення ККД компресора обов'язково відбудеться через підви-

щення Π_k на колесі. Якщо зміни ККД колеса рахувати в залежності від газодинамічних втрат, то відміни ККД такого колеса можуть бути враховані точніше через зміни швидкостей на виході з колеса.

Якщо враховувати реальні особливості течії потоку повітря в такому колесі, можна вважати, що показник політропи стиску повітря повинен лишитися практично незмінним. Відповідно $\eta_{п2}$ не зменшиться, а навіть зросте. У той же час збільшення Π_k на колесі дасть позитивні відміни у ККД всього компресора порівняно з таким, де колесо буде радіальним.

Для того, щоб внести у потік необхідну кількість енергії на одиницю маси повітря L_p , лопатки робочого колеса взаємодіють з повітряним потоком, який проходить через його канали. Кількісні параметри взаємодії визначаються за рівнянням Ейлера, згідно з яким основним чинником надходження енергії до потоку повітря є швидкість u_2 . Кількість необхідної енергії та відповідне значення u_2 будуть функціями не тільки кінематичних параметрів потоку та колеса, але й параметрів газодинамічних, які характеризують особливості взаємодії потоку повітря з усіма елементами проточної частини компресора. Відповідно доводиться забезпечувати такі внески енергії у потік повітря, які не тільки задовольняють потреби ідеального енергоізольованого термодинамічного циклу компресора за заданими кінцевими параметрам, а й компенсують можливі втрати енергії як у каналах колеса, так і в інших елементах проточної частини компресора. Оскільки визначення додаткових витрат енергії остаточно знаходиться тільки в кінці розрахунку ступені, то зрозуміло, що прийняте у першому наближенні u_2 може виявитися як достатнім, так і невідповідним, якщо з урахуванням необхідних витрат енергії на кожній ділянці кінцеві параметри повітря за компресором не будуть відповідати заданим.

Витрати енергії у реальному колесі суттєво залежать від певних особливостей взаємодії потоку з елементами колеса, які виникають за рахунок небажаних газодинамічних ефектів, викликаних названою взаємодією. Оптимальним вважається колесо, яке при заданих витратах повітря може забезпечити задані параметри повітря за колесом при мінімально можливих витратах енергії. Небажані додаткові витрати енергії пов'язують з виникненням відривів потоку, вихроутворенням, проявом зворотних течій, силами тертя, що виникають при взаємодії потоку з робочими поверхнями проточних частин колеса та корпусу, втратами енергії на поворот потоку, на удар та деякими іншими. Для мінімізації названих втрат застосовують спеціальні методи розрахунків, конструювання та доводку робочих коліс. Більшість відповідних сучасних методів дуже складна і не може бути розглянута на рівні курсового про-

ектування. Основні напрямки цих методів спрямовані на забезпечення сприятливих форм ОСА та оптимальних форм меридіанного перерізу колеса. Параметри ОСА, що підлягають оптимізації, показані на рис. 6.

Варіанти можливих контурів меридіанного перерізу робочого колеса, які застосовують з метою отримання оптимального результату, показані на рис. 7.

При проектуванні ОСА намагаються уникнути відриву течії при обтіканні вхідних кро-

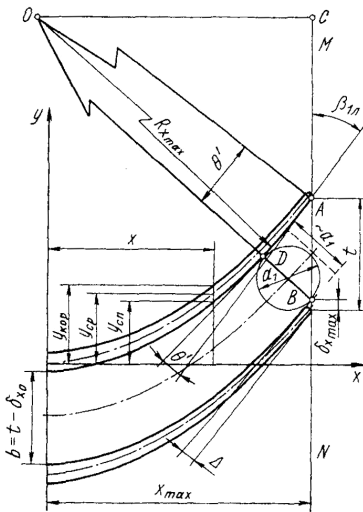


Рис. 6. Схема перерізу лопаток ОСА

мок та вторинних відривів за рахунок збільшеної дифузорності міжлопаткових каналів. При проєктуванні меридіанних обводів колеса намагаються забезпечити оптимальний закон зміни відносної швидкості повітря вздовж лопаток на лобовій та тильній поверхнях. Цей закон повинен виключити перш за все можливість виникнення відривів потоку у певному місці каналу (одразу за поворотом з осьового напрямку в радіальний), та

зворотних течій (головним чином на тильній поверхні лопатки поблизу виходу потоку з колеса). Крім того, забезпечується певне значення параметру $\hat{w} = w_2/w_1$. Відомо, що зниження $\hat{w}$ веде до збільшення реактивності колеса. Це позитивно, бо колесо як перетворювач кінетичної енергії на потенціальну є найбільш ефективним елементом ступеня, але при $\hat{w} < 0,7 \dots 0,75$ спостерігається інтенсивне зростання газодинамічних втрат за рахунок течії потоку в умовах збільшеної дифузорності. Збільшення u веде до мінімізації газодинамічних втрат у колесі, але водночас зростає значення кінетичної енергії за колесом, що веде до зростання втрат енергії у нерухомих елементах проточної частини ступеня за колесом. Залежність коефіцієнта газодинамічних втрат у колесі від параметру u показана на рис. 8.

Слід сказати, що закон зміни раціональних значень відносних швидкостей на лобовій та тильній поверхнях колеса дещо відмінний. Він має відповідати залежності, схематично показаний на рис. 9.

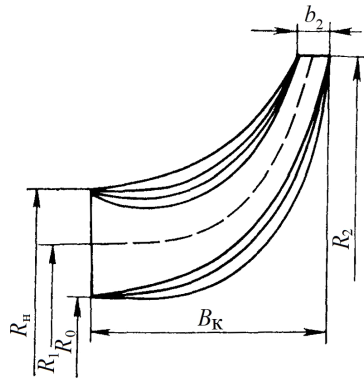


Рис. 7. Варіанти можливих контурів меридіанного перерізу робочого колеса

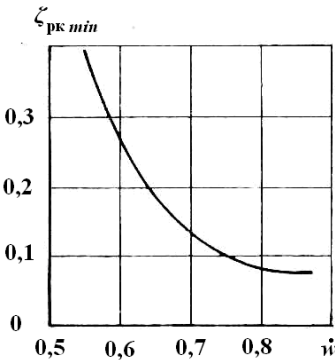


Рис. 8. Залежність мінімального коефіцієнта газодинамічних втрат від зміни середніх відносних швидкостей у радіальному колесі u

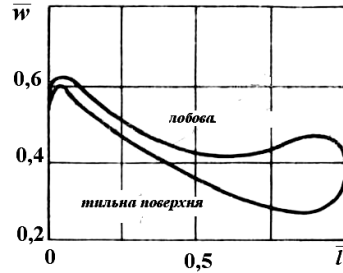


Рис. 9. Типовий розподіл відносних швидкостей на периферійній вісесиметричній поверхні току високоефективного радіального колеса

Типовий розподіл w на тильній поверхні відповідає її поступовому зниженню приблизно вдвічі майже на 0,9 довжини каналу, з майже постійним законом зниження, далі йде стрімке зростання в кінці каналу приблизно до $2/3$ початкової швидкості. На лобовій поверхні w також інтенсивно знижується до приблизно вдвічі менших значень на 0,6 довжини каналу, потім дещо зростає і знову знижується приблизно до попереднього найменшого значення в кінці, сягаючи приблизно до $2/3$ початкової швидкості. В кінці лопаті відносні швидкості на лобовій та тильній поверхнях стають однаковими. Параметр $\bar{w}$ враховує осереднені зміни відносної швидкості з обох боків лопатки. У практиці проєктування компресорів приблизне забезпечення оптимальної зміни відносної швидкості у колесі пов'язують з певним значенням коефіцієнта витрат колеса за відотною швидкістю φ_{2r} . Якщо цей параметр, а також параметр $\bar{C}_m$ обирати у рекомендованих довідниках межах,

то зміна відносної швидкості буде наближатися до оптимуму. Слід зазначити, що такий підхід дає приблизні результати, достатні лише для рівня ескізного проектування.

Різниця між відносними швидкостями з обох боків лопатки має назву навантаження на лопатку. Звичайно цей параметр визначають у безрозмірному вигляді, де відповідні відносні швидкості можуть бути як осередненими, так і місцевими. Для осереднених швидкостей навантаження на лопатку $\Delta w_{\text{ср}} = (w_{\text{лоб}} - w_{\text{тил}}) / u_2$ повинно наближатися до 0,25, якщо цей параметр брати для всього колеса одразу; в той же час для осьової частини колеса (для ОСА) він повинен бути меншим або рівним 0,2, а для радіальної – приблизно 0,30...0,35.

Крім цих параметрів, ретельній оптимізації підлягає вибір зовнішнього діаметра на вході у колесо (D_n на рис. 1). Його вибір впливає на умови обтікання вхідних кромek ОСА при інших рівних умовах проектування цього елемента.

Виходячи з основних висновків, отриманих у ході практичного проектування та доводки численних компресорів, які виготовлялися з використанням згаданих вище методик, можна вказати основні тенденції, яких слід дотримуватися при проектуванні робочих коліс для того, щоб результати ескізного (в даному випадку курсового) проектування були максимально наближені до результатів робочого проектування з елементами відповідної оптимізації. Такі рекомендації дозволяють отримати контури елементів, що проєктуються, з наближенням, достатнім для розробки компоновочних креслень з відносно невеликими відхиленнями від можливого кінцевого результату. Зрозуміло, що отримані результати не придатні для використання робочих креслень самого колеса та його елементів, якщо мати за кінцеву мету створення реальної конструкції на такій основі. Саме для такої мети слід використовувати згадані складні методи. Загальні ж рекомендації

щодо обґрунтування прийнятих рішень, вибору та обрахування основних розмірів і контурів елементів, указаних на рис. 6 та 7, які можна більшою або меншою мірою реалізувати в рамках курсового проекту, викладено нижче.

Оптимальні розміри ОСА встановлюються як функція оптимального кута дифузорності міжлопаткових каналів на вході θ' (див. рис. 6) та кута встановлення лопаток на вході $\beta_{1л}$. Кут θ' залежить від кута $\beta_{1л}$, а також від числа лопаток Z_k та осьової довжини вигнутої частини лопаток, $x_{\max}$. Його можна обчислити для діаметра D_1 за формулою

$$\theta' = \arctg \frac{\sin^2 \beta_{1л} \cos^2 \beta_{1л}}{\sin^3 \beta_{1л} \cos^2 \beta_{1л} + \frac{x_{\max}}{t - \delta_{x \max}}},$$

де $\delta_{x \max}$ – товщина перерізу вхідної кромки лопатки у коловому напрямку; $\delta_{x \max} = 1 \dots 5$ мм залежно від D_2 (див. рис. 6); t – коловий крок лопаток на діаметрі D_1 ; $t = \pi D_1 / Z_k$.

Оптимальний кут дифузорності міжлопаткового каналу на вході θ' не повинен бути більше $8 \dots 15^\circ$. Для оцінки якості всього каналу ОСА враховують не тільки кут дифузорності на вході, а й середній кут дифузорності циліндричного перерізу каналу ОСА θ_{cp} від його вхідного перерізу до вихідного. Цей кут визначається, як і для будь-якого плоского дифузора, за формулою

$$\theta_{cp} = 2 \arctg \frac{b-a}{2l},$$

де b та a – відповідно ширина каналу на вході та виході; l – довжина середньої лінії каналу.

Якщо робити профіль циліндричного перерізу ОСА за параболічним законом, то цей кут можна обчислити за формулою

$$\theta_{\text{cp}} = 2 \arctg \left\{ \frac{t(1 - \sin \beta_{1\text{л}}) - (\delta_{x=0} - \delta_{x\text{max}} \sin \beta_{1\text{л}})}{x_{\text{max}} \left[\frac{1}{\sin \beta_{1\text{л}}} + \operatorname{tg} \beta_{1\text{л}} \ln \left(\frac{1 + \cos \beta_{1\text{л}}}{\sin \beta_{1\text{л}}} \right) \right]} \right\},$$

де $\delta_{x=0}$ – товщина лопатки на діаметрі D_1 у місці перетинання з заднім диском.

Як видно з записаної формули, на цей кут порівняно з кутом θ' впливає закон зміни товщини лопаток в осьовому напрямку. Звичайно на периферії ОСА цей кут лежить у межах $8 \dots 15^\circ$, а у кореневих перерізах лопаток він наближується до нуля та навіть може бути від'ємним через швидке збільшення товщини лопаток у цьому перерізі. Останнє пов'язано з забезпеченням міцності лопаток.

Кут $\beta_{1\text{л}}$, який є одним з основних факторів, що визначають дифузорність каналів ОСА, звичайно становить $26 \dots 36^\circ$ і регулюється вибором діаметра $D_{\text{н}}$ при інших незмінних умовах. Цей діаметр підлягає оптимізації у функції дотримання потрібного кута дифузорності θ' та забезпечення сприятливого режиму течії, але з урахуванням прийнятих спрощень можна обрати його рівним aD_2 , де $a = (0,55 \dots 0,65)$.

Кількість лопаток $Z_{\text{к}}$ обирають рівною $12 \dots 23$. Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток l_z (рис. 10), якщо немає жорстких обмежень щодо маси та габаритів компресора, обирається приблизно рівною $(0,35 \dots 0,36)D_2$, осьова довжина ОСА на тому ж діаметрі x_{max} повинна становити $(0,23 \dots 0,24)D_2$. Ці розміри

дещо коригують залежно від призначення та компоновочної схеми ТК.

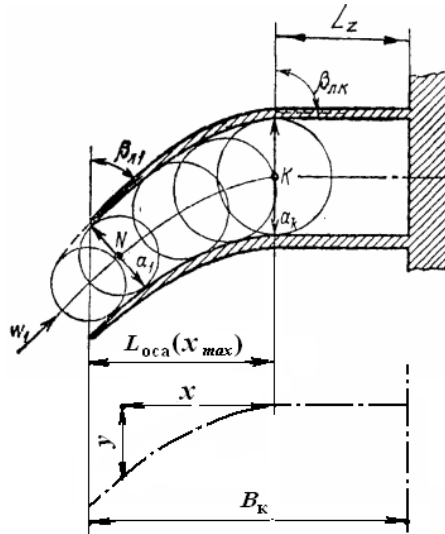


Рис. 10. Розгортка на площину циліндричного перерізу колеса по діаметру D_1

Для ТК середньообертних ДВЗ з підшипниками по кінцях ротора осьову довжину проточної частини колеса B_k (див. рис. 7) намагаються зробити якомога меншою для зменшення габаритів ТК, зниження критичної частоти обертів ротора та підвищення його динамічності. Відповідно у таких схемах $B_k = (0,25 \dots 0,30)D_2$. Для ТК з консольним розташуванням коліс ці обмеження дещо знижуються, але теж ураховуються, і тим більше, чим більші вимоги до компактності двигуна та його елементів. Відповідно $B_k = (0,25 \dots 0,34)D_2$. Пропорційно зменшуються l_z та x_{max} .

Забезпечення оптимального режиму течії повітря на вході у колесо пов'язують з неперевищенням місцевої швидкості

звуку на зовнішньому діаметрі ОСА (D_n) по відносній швидкості повітря w . Заради спрощення відповідних розрахунків у даному випадку пропонується тільки зробити відповідну перевірку без проведення ретельної оптимізації. Для цього обчислюється значення параметра λ_{nw} , який є коефіцієнтом швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо і який на розрахунковому режимі роботи компресора не повинен перевищувати значень $0,85 \dots 0,95$. Вже при $\lambda_{nw} = 0,95 \dots 1,15$ виникають умови, які викликають водночас помпаж компресора і замикання ступеня по витратах. Цей коефіцієнт розраховується за формулою

$$\lambda_{nw} = \frac{w'_n}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^*}},$$

де w'_n – відносна швидкість потоку на діаметрі D_n у перерізі 1–1 з урахуванням стиснення потоку,

$$w'_n = \frac{c'_1}{\sin \beta_{1n}},$$

T_1^* – температура загальмованого потоку в перерізі 1–1, $T_1^* = T_0$; c_{21} – швидкість повітря на вході в колесо з урахуванням стиснення,

$$c'_1 = \frac{c_1}{\tau_1},$$

де τ_1 – коефіцієнт захаращення потоку на вході в ОСА;

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_{x\max} Z_k}{\sin \beta_{1n} \pi D_1}.$$

$\beta_{1н}$ – кут входу повітря на колесо на діаметрі $D_н$ у перерізі 1–1;

$$\beta_{1н} = \arctg \frac{c_1}{u_2} \frac{D_2}{D_н}, \quad D_н = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi} + D_0^2};$$

$$F_1 = \frac{G}{\rho_1 c_1}; \quad \rho_1 = \frac{P_1}{RT_1};$$

$\beta_{1л} = \beta_{11} + i$ – кут встановлення лопатки на вході у колесо на середньому квадратичному діаметрі входу D_1 ; i – кут атаки; обирається у межах $2 \dots 5^\circ$ при $\bar{C}_m = 0,25 \dots 0,30$ та $4 \dots 10^\circ$ при $\bar{C}_m = 0,30 \dots 0,35$; β_{11} – кут входу потоку на лопатку ОСА у перерізі 1–1,

$$\beta_{11} = \arctg \frac{c_1}{u_1},$$

u_1 – колова швидкість на діаметрі D_1 , $u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2}$.

Як було вже сказано вище, з метою зниження швидкостей повітря у вхідній частині ОСА інколи доречно "вирізати" лопатки через одну на довжині $(0,8 \dots 1,0)$ ОСА. Такий захід водночас дещо збільшує кут θ' . Для фрезерованих коліс цей кут збільшується до $12 \dots 15^\circ$, а для литих – до $6 \dots 7^\circ$.

Для закінчення формування конструкції колеса в області ОСА потрібно визначити подробиці кінематики потоку перед входом в ОСА, у перерізі 1–1. Для цього слід обчислити колові швидкості колеса на діаметрах $D_н$ та D_0 :

$$u_н = u_2 \frac{D_н}{D_2}, \quad u_0 = u_2 \frac{D_0}{D_2}.$$

Відповідно ще не визначений кут входу потоку на вході в колесо на діаметрі D_0

$$\beta_{10} = \arctg \frac{c_1}{u_0}.$$

Відносні швидкості входу потоку в цьому перерізі такі:

$$w_n = \frac{c_1}{\sin \beta_{1n}}, \quad w_1 = \frac{c_1}{\sin \beta_{11}}, \quad w_0 = \frac{c_1}{\sin \beta_{10}}.$$

Якщо відома осьова довжина ОСА $x_{\max}$, що обирається з урахуванням наданих вище рекомендацій, то профіль осової лінії перерізу лопатки ОСА на цій довжині (див. рис. 10) будується за рівнянням параболи

$$y = \frac{x^m}{p},$$

де m звичайно дорівнює 2; p – так званий параметр параболи; при $m = 2$ $p = 2x_{\max} \operatorname{tg} \beta$.

Кут β кожен раз обирається різним відповідно для середнього діаметра D_1 , діаметра біля втулки D_0 та зовнішнього діаметра D_n на вході в ОСА.

Для остаточного формування вхідної частини ОСА слід визначити розмір "горла" міжлопаткового каналу ОСА a_1 . З урахуванням орієнтації перерізу "горла" (див. рис. 1 та 10) можна записати:

$$\sin \beta_{11} = m_1 \frac{a_1}{t_1},$$

де m_1 – коефіцієнт, що враховує вплив різкої зміни параметрів каналу на потік між перерізами 1–1 та 1'–1':

$$m_1 = w_1' \rho_1' / w_1 \rho_1$$

де w'_1, ρ'_1 – відносна швидкість та густина повітря у горловинах каналів ОСА.

На розрахунковому режимі роботи параметр $m_1 = 0,9 \dots 1,0$. Враховуючи записане для кута β_1 та використовуючи рівняння витрат для перерізу повітряного каналу ОСА по горловинах, отримаємо вираз для визначення a_1 :

$$a_1 = \frac{2G \sin \beta_{11}}{m_1 c_1 \rho_1 Z_k (D_n - D_0)}.$$

Для конструювання ОСА необхідно зробити розгортки на площину його перерізів циліндричною поверхнею. Перерізи робляться щонайменше на трьох діаметрах: D_n, D_1, D_0 . Виконання циліндричних перерізів ОСА на різних діаметрах у проєкті виконувати з урахуванням того способу побудови параболічних профілів, які розглядалися вище (див. рис. 10). У проєкті креслення робиться на форматі А4.

Поряд з перерізами будуються трикутники швидкостей на вході в колесо для тих трьох діаметрів, на яких робляться перерізи. Поряд з трикутниками вказується масштаб побудови. Масштаб довільний, обирається зручним для креслення. На кресленні слід дати таблицю з координатами осьових ліній профілів лопаток ОСА, які розраховуються у проєкті і застосовуються у побудові креслень перерізів.

При конструюванні ОСА слід враховувати наступне.

- Осьові лінії лопаток ОСА виконуються кривими, які починаються як продовження сторін кутів установки лопатки на вході у колесо β_{il} для відповідних діаметрів, а закінчуються як дотичні до осьових ліній на відстані від входу, що дорівнює $x_{\max}$ (на осьовій довжині ОСА, див. рис. 6, 10).

- Побудова кривих виконується по чотирьох точках, координати яких розраховуються згідно з наведеним вище. Від-

повідно довжина $x_{\max}$ для визначення проміжних координат абсцис поділяється на 3.

- Зміну товщини лопатей виконувати приблизно за лінійним законом, маючи за основу збільшення δ_x від входу до виходу приблизно у 1,5...2,0 рази.

- На кресленні робити три лопатки для перерізів на діаметрах D_0 , D_1 , D_H , дотримуючись стандартного масштабу у зображенні як лопаток, так і відстаней між ними.

Кінцеві параметри повітря за колесом пропонується визначати з використанням формул (2), (3), (7), (9). Замість формули (9) можна використати (5) та (12). При використанні формули (7) для колеса типу "радіальна зірка" коефіцієнт циркуляції розраховується за формулою П. К. Казанджана

$$\mu = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}}.$$

Якщо врахувати, що для колеса типу "радіальна зірка" $c_{2u\infty} = u_2$, то коефіцієнт Казанджана приймає форму

$$\mu = \frac{c_{2u}}{u_2}.$$

Сама напівемпірична формула має вигляд

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_k} \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2}}.$$

Для коліс з кутом $\beta_{2л} < 90^\circ$ цей коефіцієнт може обчислюватися за формулами різних авторів. Зокрема, використовують формулу Екка

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\pi \sin \beta_{2л}}{2Z_k(1 - D_1/D_2)}},$$

або

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1,5 + 1,1\beta_{2л}^{\circ}/90}{2Z_k(1 - D_1/D_2)}}.$$

Остання формула враховує зменшення площі перерізу потоку на виході з міжлопаткового каналу колеса через наявність зривної області. Автор вважає, що зривна область займає у меридіанному перерізі 20...30 % від ширини каналу.

З урахуванням того, що для коліс з кутом $\beta_{2л} < 90^{\circ}$ $c_{2u\infty} \neq u_2$, повна внутрішня робота колеса, що визначається на підставі формули Ейлера, не буде такою простою, як вона виглядає для радіальної зірки. Зокрема, повна внутрішня робота для такого колеса буде обчислюватися за формулою

$$L_i = \mu \left(u_2 - \frac{\Phi_{2r} u_2}{\operatorname{tg} \beta_{2л}} \right) u_2 + \alpha_{т.в} u_2^2 = u_2^2 \left[\mu \left(1 - \frac{\Phi_{2r}}{\operatorname{tg} \beta_{2л}} \right) + \alpha_{т.в} \right].$$

Відтоді формула для розрахунку кінцевої температури повітря за колесом буде вже іншою. Цю температуру слід рахувати за формулою (8).

Коефіцієнт витрати колеса обчислюється за формулою

$$\Phi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}.$$

Коефіцієнт $\alpha_{т.в}$ обертається у межах 0,04...0,08, причому зменшується для більших типорозмірів компресорів

$$\alpha_{т.в} = \frac{\psi}{\pi \cdot 10^3} \frac{1}{(b_2 / D_2)(c_{1a} / u_2)},$$

де ψ – коефіцієнт, що залежить від типу колеса, коефіцієнта тертя та числа Рейнольда. Для напіввідкритих радіальних коліс $\psi = 2 \dots 4$.

Коефіцієнт ϕ_{2r} теоретично знаходиться у межах $0,16 \dots 0,22$, а практично для радіальних коліс може складати $0,25 \dots 0,35$. Для коліс з відгином лопаті назад цей коефіцієнт дещо зменшується, вони будуть мати менший розхід при інших рівних умовах. Значення ϕ_{2r} у цьому випадку слід обирати так, щоб задовольнити допустимі межі відношення $u = w_2/w_1$, яке повинно лишатися в межах $0,70 \dots 0,75$, тобто як і у радіальному колесі.

Коефіцієнт $\bar{C}_m = 0,25 \dots 0,35$, причому для компресорів зі збільшеною осьюовою довжиною колеса $\bar{B}_k > 0,3$, більші ККД колеса відповідають більшим $\bar{C}_m$. Вибір коефіцієнтів $\bar{C}_m$ та ϕ_{2r} у пропонованих межах певною мірою впливає на забезпечення оптимальної дифузорності потоку у відносному русі всередині каналів колеса (оптимального параметра u).

При використанні формул (5) та (11) для визначення показника політропи стиску втрати енергії на всьому колесі розраховуються як сума втрат на ОСА та радіальній частині колеса (РК). Відповідно

$$l_{r|1}^2 = l_{rОСА} + l_{rРК} = \xi_{ОСА} (w_1^2 / 2) + \xi_{РК} (c_{2r}^2 / 2),$$

де коефіцієнти опору руху повітря в ОСА та РК лежать у межах: $\xi_{ОСА} = 0,1 \dots 0,3$; $\xi_{РК} = 0,10 \dots 0,14$.

Враховуючи, що для раціонально спроектованого колеса u має бути в межах $0,70 \dots 0,75$, можна записати, якщо базуватися на рис. 8, що

$$\xi_{PK} = -0,6891\hat{w} + 0,6155.$$

При використанні формули (9) для тих же цілей значення поліпропного ККД η_{Π} пропонується обирати у межах $0,88 \dots 0,92$. Для великих типорозмірів компресорів та середніх значень Π_K (до 2,5) η_{Π} може навіть доходити до 0,95. Водночас збільшення Π_K негативно впливає на значення η_{Π} , яке вже для $\Pi_K = 2,5 \dots 3,5$ становить відповідно $0,82 \dots 0,88$. Орієнтовні значення показника політропи стиску для колеса n , які можуть бути визначені тим або іншим із запропонованих способів, знаходяться у межах $1,44 \dots 1,55$.

Кінематичні параметри потоку повітря на виході з колеса визначаються за формулами:

для колеса з радіальними лопатками –

$$c_{2u} = \mu u_2;$$

для колеса з лопатками, загнутими назад –

$$c_{2u} = \mu c_{2u\infty}; \quad c_{2u\infty} = u_2 - w_{2\infty} \cos \beta_{2л}; \quad w_{2\infty} = c_{2r} / \sin \beta_{2л};$$

для усіх інших коліс –

$$c_{2r} = \varphi_{2r} u_2; \quad c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}; \quad \alpha_2 = \arctg \frac{c_{2r}}{c_{2u}}.$$

Кут виходу повітря з колеса

$$\alpha_2 = \arctg \left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}} \right).$$

Оптимальні значення $\alpha_2 = 15 \dots 5^\circ$.

Маючи всі значення швидкостей на виході з колеса, можна побудувати трикутники швидкостей на виході. Загальний вигляд трикутників показаний на рис. 11.

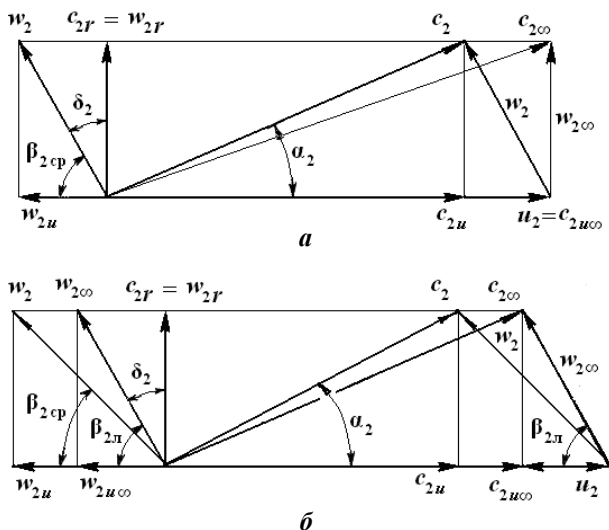


Рис. 11. Схеми трикутників швидкостей:
a – трикутник швидкостей на діаметрі D_2 для колеса типу "радіальна зірка"; **б** – трикутник швидкостей на діаметрі D_2 для колеса з лопатками, загнутими назад

У проєкті ці трикутники виконуються на листі формату А4 із зазначенням відповідного масштабу. Масштаб довільний, обирається такий, щоб був зручним для побудови.

Для обчислення ширини каналу колеса на виході застосовують рівняння витрат

$$b_2 = \frac{G}{\pi D_2 \rho_2 c_{2r}},$$

де ρ_2 – густина повітря на виході з колеса.

З урахуванням досвіду конструювання компресорів вважають, що звичайно $b_2/D_2 = 0,04 \dots 0,08$.

При конструюванні проточної частини колеса компресора слід також урахувувати вплив зазору між лопатками колеса та стінкою корпусу компресора. Зменшення цього зазору при постійній ширині b_2 позитивно впливає на ККД компресора, але цей зазор не слід робити менше $0,05b_2$, бо менші зазори вже ведуть до зниження ККД через надмірні втрати тертя.

При виконанні креслення у рамках курсового проекту від студента не вимагається побудова меридіанного перерізу колеса з використанням методів сучасної оптимізації. Для приблизного визначення профілю меридіанного перерізу, придатного для розробки компоновочного креслення загального вигляду компресора, достатньо виконати профіль з урахуванням таких вимог:

- поверхня заднього диска колеса, обернена до входу потоку, окреслюється лекальною кривою, що починається з вертикальної лінії на виході з колеса, на діаметрі D_2 , і закінчується горизонтальною лінією на діаметрі D_0 . Осьова довжина кривої повинна дорівнювати $0,75 V_k$;

- передня кромка меридіанного перерізу лопатки виконується на тій же підставі, маючи початок на діаметрі D_n та закінчуючись перетином з лінією b_2 ;

- отриманий профіль перерізу повинен у загальних рисах відповідати наведеним вище рекомендаціям відносно залежності зміни площі перерізу каналу вздовж по течії потоку. Меридіанний профіль колеса виконувати на листі формату А4, маючи за зразок рис. 7. Потім цей профіль повторюється на кресленні компресора;

- передній зазор між лопаткою та корпусом компресора на кресленні робиться з порушенням масштабу, бо він суттєво менший, ніж це можливо відобразити у масштабі 1:1, або зменшеному. Проте умовно збільшений на кресленні зазор не

слід робити більшим, ніж 0,5 мм, щоб уникнути непотрібних та небажаних надмірних перекручень.

Основні розрахункові формули, які використовуються для розрахунків робочого колеса, крім тих, що входять у зазначену основну систему, наводилися вище, разом з поясненнями процесів, які протікають у робочому колесі. Нижче наводиться табл. 2 з основними контрольними параметрами, яких необхідно дотримуватися при розрахунках колеса.

Таблиця 2. Основні контрольні параметри робочого колеса

№	Параметр	Бажані границі	Назва
1	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,50...0,65	Відносний зовнішній діаметр входу
2	$\bar{C}_m = C_1/u_2$	0,20...0,35	Коефіцієнт витрати ступені компресора
3	φ_{2r}	0,16...0,22 практично 0,25...0,35	Коефіцієнт витрати робочого колеса
4	ψ	2...4	Коефіцієнт для обчислення $\alpha_{тв}$
5	z_k	12...23	Кількість лопаток робочого колеса компресора
6	$\eta_{п2} = \frac{\frac{n_2}{n_2-1}}{\frac{k}{k-1}}$	0,82...0,92	Політропний ККД колеса
7	$\xi_{оса}$	0,10...0,30	Коефіцієнт опору руху повітря в ОСА
8	n_2	1,44...1,55	Показник політропи стиску повітря на ділянці 2

Продовж. табл. 2

№	Параметр	Бажані границі	Назва
9	$\beta_{11} = \arctg\left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right)$	30...40°	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
10	$\beta_{1л} = \beta_{11} + i_1$	32...50°	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
11	$\lambda_{\text{нв}} = \frac{w_{\text{н}}^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}}$	< 0,95	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
12	$\alpha_{\text{тв}} = \frac{\psi}{\pi} \frac{1}{10^3} \frac{1}{(b_2/D_2) \bar{c}_m}$	0,04...0,08	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію у першому наближенні
13	$\theta' = \arctg \frac{\sin^2 \beta_{1л} \cos^2 \beta_{1л}}{\sin^3 \beta_{1л} \cos^2 \beta_{1л} + \frac{l_{\text{OCA}}}{t - \delta_{\text{xmax}}}}$	< 15°	Кут дифузорності міжлопаткового каналу на вході
14	$\theta_{\text{cp}} = 2 \arctg \left\{ \frac{t(1 - \sin \beta_{1л}) - (\delta_{x=0} - \delta_{x\text{max}} \sin \beta_{1л})}{x_{\text{max}} \left[\frac{1}{\sin \beta_{1л}} + t g \beta_{1л} \ln \left(\frac{1 + \cos \beta_{1л}}{\sin \beta_{1л}} \right) \right]} \right\}$	< 15°	Середній кут дифузорності циліндричного перерізу каналу ОСА
15	$\dot{w} = w_2/w_1$	0,70...0,75	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі
16	b_2/D_2	0,04...0,08	Відношення ширини колеса на виході до зовнішнього діаметра

8. ЗМІСТ П'ЯТОГО РОЗДІЛУ

Назва розділу: "Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора".

Потік за робочим колесом (РК) утримує енергію, пов'язану зі збільшенням тиску повітря (потенціальну), та енергію, пов'язану зі швидкістю потоку (кінетичну). Радіальні колеса на виході мають ступінь реактивності, наближений до 0,5, тобто вміст обох видів енергії за колесом приблизно рівний. Колеса з загнутими назад лопатками мають ступінь реактивності дещо більший. Для подальшого перетворення кінетичної енергії у потенціальну за колесом звичайно встановлюють розвинену систему дифузورних каналів (безлопатковий дифузор БЛД, або лопатковий дифузор ЛД), де швидкість потоку гальмується, а тиск підвищується. Дослідження структури потоку на виході з робочого колеса показало, що швидкість на виході з нього дуже нерівномірна по колу. Відповідно встановлювати у такий потік безпосередньо за колесом лопатковий дифузор недоречно, бо його ефективність в умовах набігаючого нерівномірного потоку буде низькою, зважаючи на змінні кути набігання такого потоку в умовах фіксованих кутів встановлення лопаток.

З метою зниження швидкості на вході у лопатковий дифузор та її вирівнювання, між РК та лопатковим дифузором робиться кільцевий простір з радіальною довжиною приблизно

$(1,16\dots1,20)D_2$ з паралельними або непаралельними стінками, який і має назву безлопаткового дифузора (БЛД). Слід зазначити, що інколи лопатковий дифузор не встановлюється зовсім, і тоді перетворення кінетичної енергії відбувається тільки у безлопатковому дифузорі. У такому випадку його радіальна довжина доходить до $(1,8\dots2,0)D_2$, а застосування звичайно пов'язане з дуже малими розмірами компресора, коли виготовлення дуже малих лопаток з необхідною якістю важко й дорого забезпечувати, або з низькими ступенями підвищення тиску у ступені. Саме для таких умов використання компресора з БЛД забезпечує такі ККД, які не будуть суттєво перевищені в разі використання ЛД. Слід також додати, що компресори без лопаткового дифузора у притаманному їм діапазоні Π_k мають більш сприятливий вигляд характеристики, який дозволяє працювати без істотного зниження ККД на режимах, відмінних від номінального. Порівняно з такими компресорами компресори зі звичайними ЛД забезпечують більші ККД у вузькій зоні параметрів, наближених до розрахункового режиму, а у віддалених зонах мають інтенсивне зниження ККД.

Структура потоку в БЛД складна. Згідно з поглядом більшості дослідників основна маса (ядро) потоку рухається за спіралеподібною траєкторією, яка характеризується змінним кутом α між абсолютною швидкістю c та нормаллю до радіуса (рис. 12).

Значення кута можна розрахувати за формулою

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b_2}{b} \frac{\rho_2}{\rho} \operatorname{tg} \alpha_2, \quad (23)$$

де b_2, b – ширини каналу в меридіанному перерізі на виході з колеса та на довільному радіусі за ним; ρ_2, ρ – густини потоку, відповідні вказаним ширинам.

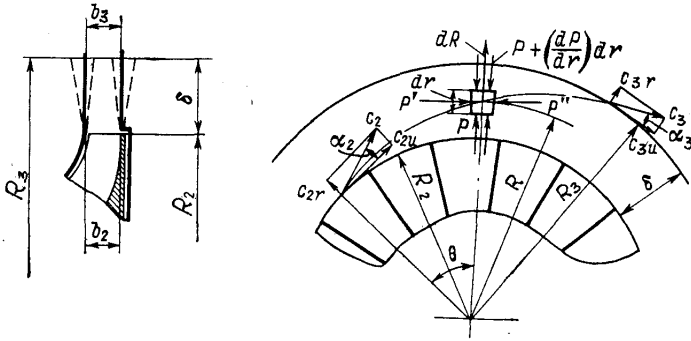


Рис. 12. Схема траєкторії руху ядра потоку в БЛД

Враховуючи вірогідність неповного заповнення потоком газу каналу на виході з БЛД (діаметр D_3), приблизне визначення кута α на цьому діаметрі знаходять зі співвідношення

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_2 + \alpha'_3}{2},$$

де α'_3 – розраховується за формулою (23).

У той же час на рух потоку у пристінних зонах сильно впливають сили тертя. З урахуванням цього впливу траєкторія руху в цих зонах може бути оцінена через кут α за формулою

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b_2}{b} \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b} (R - R_2), \quad (24)$$

де $\lambda_{\text{БЛД}}$ – коефіцієнт тертя; R_2 , R – радіуси на діаметрі D_2 та довільному $D > D_2$.

Закон зміни кута траєкторії руху ядра потоку суттєво залежить також від структури потоку за колесом. Колеса різних конструкцій створюють різні умови течії перед дифузором. Напіввідкриті колеса турбокомпресорів транспортних засобів

створюють потік з певними особливостями, відповідно до яких пропонується своя формула [11, 15] для визначення кута α_3 , відмінна від попередніх

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = \frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \left\{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \right. \\ \left. \times \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\}, \quad (25)$$

де M_{c_2} – число Маха по абсолютній швидкості на виході з колеса, $M_{c_2} = c_2/a_2 = c_2/\sqrt{kgRT_2}$; n_3 – показник політропи стиску у БЛД.

Згідно з формулами (23)–(25) кут α у різних зонах потоку може змінюватися як у одному, так і у протилежних напрямках залежно від режиму течії та параметрів ступені. Так, для постійної ширини каналу при малих числах Маха спостерігається інтенсивне зростання α вздовж радіуса в пристінній зоні, а в ядрі потоку цей кут буде зменшуватися з урахуванням співвідношень густин повітря. При $M_{c_2} > 1$, що властиве компресорам транспортних засобів, у БЛД відбувається зменшення c_2 з переходом через швидкість звуку. Цей перехід проходить без стрибків ущільнення, що є дуже корисною властивістю безлопаткового дифузора порівняно з іншими видами дифузоров. При $M_{c_2} > 1$ у зв'язку зі стисливістю повітря на початковій ділянці дифузора густина повітря інтенсивно зростає, що приводить до зменшення кута α , якщо ширина каналу b постійна. Відповідно площа перерізу каналу f_2 , нормальна до вектора c_2 , буде зменшуватись, бо у виразі

$f_2 = \pi D_2 b_2 \sin \alpha_2$ вплив кута буде переважним. При $M_{c_2} = 1$ та інших незмінних умовах розмір площі перерізу буде незмінним, а при $M_{c_2} < 1$ він почне зростати. Слід нагадати, що надзвуковий потік зменшує свою швидкість у каналі, що звужується, тому БЛД буде виконувати функцію зменшення швидкості як для дозвукового, так і для надзвукового потоків. Втрати енергії при течії через БЛД можна приблизно розрахувати за формулою

$$L_r \left| \frac{3}{2} = \xi_{\text{роз}} \frac{c_2^2 - c_{2\text{д}}^2}{2} + \int_2^3 \lambda_{\text{БЛД}} \frac{c^2}{4b \sin \alpha} dR, \right. \quad (26)$$

де перший член враховує раптове розширення потоку в дифузорі після виходу з каналів колеса, а другий – тертя. Звичайно $\xi_{\text{роз}} = 1,0$, а $\lambda_{\text{БЛД}} = 0,015 \dots 0,3$ (навіть $0,0075 \dots 0,01$ за деякими джерелами) для великих ТК і $0,025 \dots 0,4$ для малих ТК.

З формули (26) видно, що втрати у БЛД інтенсивно зростатимуть зі зменшенням α . При малих кутах α ($< 15^\circ$) потік газу в дифузорі може стати хитким. У зв'язку з цим при малих α_2 з метою підвищення стабільності потоку в дифузорі його ширину зменшують вздовж радіусу. Слід додати, що при числах $M_{c_2} > 1$ розширення дифузора на вході веде до різкого погіршення структури потоку і до зростання втрат. Плавне звуження БЛД на початковій ділянці сприяє швидкому вирівнюванню епюри швидкостей. Залежно від характеру цієї епюри для запобігання відриву в області входу інколи виконують відносно зміщення осей симетрії каналів колеса та дифузора (рис. 13).

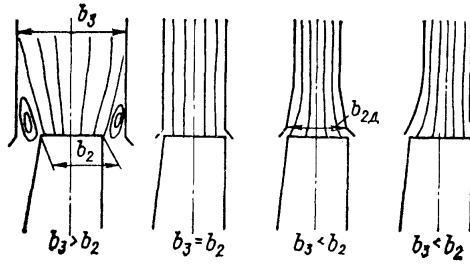


Рис. 13. Структура потоку в БЛД різних конструкцій

За ділянкою звуження стінки БЛД у меридіанному перерізі звичайно виконують чисто радіальними. Для напіввідкритих РК транспортних компресорів типу "радіальна зірка" підходить саме останній варіант, причому "підтискування" потоку пропонується робити з боку передньої стінки (з боку входу потоку на колесо). Його виконання пропонується робити згідно з рис. 14.

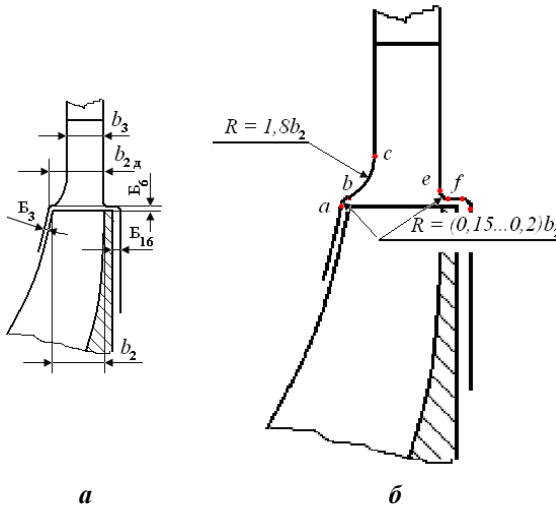


Рис. 14. Схема меридіанного перерізу БЛД:
 a – розміри перерізу; b – схематичний розподіл ліній перерізу на складові

Профіль перерізу, як це видно зі схеми, побудований на основі системи ліній, що окреслюють зазори по контуру колеса, двох радіальних паралельних ліній на відстані b_3 , та ділянок дуг, що їх поєднують. Радіальна лінія, що йде вгору від точки e , продовжує лінію задньої стінки колеса. Дуга ef забезпечує плавний перехід до стінки корпусу за колесом. Друга стінка дифузора виконується паралельною першій, починаючи з точки c у напрямку збільшення діаметра. Тут $b = (0,77 \dots 0,80)b_2$. Криві cb і ba окреслюють ділянку "підтискування" з боку передньої стінки. Крива cb виконується радіусом $R = 1,8b_2$ (див. рис. 14). Криві ba і всі інші виконуються радіусом $R = (0,15 \dots 0,20)b_2$. Зазор B_3 повинен бути не меншим 0,06 мм, але може бути дещо більшим, якщо це вказано у інструкціях до певних компресорів. Наприклад, для ТКР-18 він може складати 0,5...0,8 мм [16]. Зазор B_6 для того ж компресора повинен бути 1,25...1,54 мм [16]. Зазор B_{16} обирається конструктивно, але не повинен бути меншим за B_3 .

Вважають, що вирівнювання потоку за колесом до рівня, коли той вже практично не впливає на втрати на наступній ділянці каналу, відбувається приблизно при $R/R_2 = 1,16 \dots 1,20$. Очевидно, що найменші співвідношення D_3/D_2 повинні відповідати вказаним цифрам. Взагалі ж відношення D_3/D_2 обирають з таким розрахунком, щоб забезпечити зниження абсолютної швидкості потоку на діаметрі D_3 до припустимих значень числа Маха. Звичайно обирають $M_{c_3} \leq 0,80 \dots 0,85$. Більш розвинені вздовж радіуса дифузори роблять у вже вказаних вище випадках, причому задовільна їх робота забезпечується при $\alpha_2 \geq 20^\circ$. Якщо це не забезпечується, кут α слід збільшити за рахунок звуження початкової ділянки БЛД. Далі стінки каналу виконуються паралельними. Для таких дифузоров оптимальне значення $D_3/D_2 \leq 1,50 \dots 1,65$. Перевищення вказаних значень небажане, оскільки у разі виникнення відповідної потреби краще звернутися до використання ЛД, який здатен

для таких умов забезпечити більші ККД на розрахунковому режимі.

Таким чином, режим течії повітря у БЛД є дуже складним. Відповідно не існує простих математичних моделей для адекватного відображення процесів у БЛД. При звичайному ході проєктування метою розрахунку БЛД є отримання кінцевих параметрів повітряного потоку і водночас встановлення таких розмірів БЛД, які б забезпечили бажані значення цих параметрів. Приблизні розрахунки на рівні курсового проєктування доцільно робити на підставі викладеного вище. Зокрема, кінцеву температуру T_3 рахувати за формулою (6). Кінцеву швидкість c_3 у цій формулі – за рівнянням витрати (1), у якому площа перерізу f_3 обчислюється з урахуванням кута α_3 , визначеного за формулою (25). Значення ширини каналу b_3 при розрахунках кута слід брати з креслення каналу, яке слід виконати у масштабі згідно з рис. 14. Показник політропи стиску можна визначити за формулою (5) або (9). При використанні (5) втрати L_r знаходити за формулою (26). Менш точно ці втрати можна розрахувати за виразом (11), тоді $\xi_3 = 0,15 \dots 0,30$, якщо БЛД використовується без ЛД. При використанні БЛД разом з ЛД приймати $\xi_3 = 0,05 \dots 0,10$. При розрахунках за (9) $\eta_3 = 0,6 \dots 0,8$. Зв'язок між коефіцієнтами ξ_3 та η_3 встановлюється за співвідношенням

$$\eta_3 = 1 - \frac{\xi_3 c_2^2}{c_2^2 - c_3^2}.$$

Більші значення η_3 відповідають ТК більших типорозмірів, а також меншим довжинам БЛД. Орієнтовні значення показника політропи мають бути у межах $n = 1,55 \dots 1,90$. Кінцевий тиск та густину повітря визначають за (3) та (2). Якщо БЛД планується як ділянка перед ЛД, то розрахунки закінчуються визначенням такого D_3 , для якого число Маха M_{c_3} за

абсолютною швидкістю c_3 , буде у рекомендованих межах. При цьому пропонується завжди мати $D_3 > 1,2D_2$, а при великих P_k слід навіть доводити D_3 до $1,4D_2$, незважаючи на значення M_{c_3} . Це розширює діапазон робочих режимів з відносно великими ККД. Якщо БЛД планується мати як єдиний перетворювач енергії перед завиткою, то його розрахунок повинен закінчитися встановленням такого D_3 , при якому параметри повітря за ним відповідали б заданим параметрам повітря за компресором з урахуванням невеликих змін у повітрязбірній завитці. У такому випадку ці параметри повинні бути отримані при $D_3 \leq 1,8D_2$. Якщо це неможливо, слід перейти на конструкцію з ЛД, бо інакше важко забезпечити необхідний рівень ККД компресора. Як і для розрахунків попередньої ділянки, спосіб розв'язання зазначеної системи рівнянь відносно кінцевих параметрів пропонується робити на підставі метода послідовних наближень, який відображено у табличній формі розрахунку, що надається у середовищі *Excel* у вигляді програми. В табл. 3 надані параметри БЛД, які можна вважати основними.

Таблиця 3. Основні контрольні параметри безлопаткового дифузора

№	Параметр	Бажані границі	Назва
1	D_3 , м	$(1,2 \dots 1,4)D_2$	Зовнішній діаметр (ЛД присутній)
2	D_3 , м	$\leq 1,8D_2$	Зовнішній діаметр (ЛД відсутній)
3	ξ_3	0,14...0,26	Коефіцієнт опору у БЛД
4	$\lambda_{\text{БЛД}}$	0,015...0,03, навіть 0,0075...0,010 для крупних ТК, 0,25...0,04 для малих ТК	Коефіцієнт тертя у БЛД
5	$\eta_{\text{пз}}$	0,6...0,8	Політропний ККД БЛД
6	M_{c_3}	$< 0,85$	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

9. ЗМІСТ ШОСТОГО РОЗДІЛУ

Назва розділу: "Розрахунок та конструювання лопаткового дифузора компресора".

Лопатковий дифузор (ЛД) встановлюють за ділянкою БЛД для перетворення кінетичної енергії потоку у потенціальну. Лопатки ЛД спрямовують потік по такій траєкторії, яка забезпечує збільшення кута α на виході з ЛД порівняно з кутом входу. Це значно скорочує шлях руху частинок повітря порівняно зі шляхом у БЛД такої ж радіальної довжини. Водночас збільшується і відношення площин перерізу входу та виходу, нормальних до лінії течії, або дифузорність лопаткового дифузора, порівняно з дифузорністю БЛД з рівним радіальним розміром. Збільшення дифузорності у даному випадку не веде до появи суттєвих додаткових газодинамічних втрат, якщо дифузорність не перевищує допустимих меж, бо наявність лопаток позитивно впливає на особливості режиму течії, тамуючи виникнення відривів потоку на розрахунковому режимі. Доцільність застосування ЛД залежить від двох факторів: від значення кута α_2 та умов роботи компресора. При зменшенні кута α_2 довжина руху частинок повітря у БЛД буде довшою, отож сенс застосування ЛД відповідно зростає. Звичайно ЛД застосовують, коли $\alpha_2 \leq 20^\circ$, хоча відомі приклади його застосування в ефективних конструкціях і при більших кутах (до 27°).

Зміни режимів роботи компресора викликають зміни кутів входу потоку на лопатки ЛД. Якщо кут установки лопаток на вході незмінний, то це приведе до виникнення відривів потоку в області входу в ЛД, і відповідно до зниження ККД на режимах, відмінних від розрахункового. У зв'язку з цим інколи застосовують конструкції ЛД з поворотними лопатками, де можна весь час змінювати кут установки на вході з метою забезпечення наближених до 0° кутів атаки на всіх режимах роботи. Проте такі схеми не отримали широкого розповсюдження у зв'язку з суттєвим ускладненням конструкції, зниженням надійності роботи та необхідністю мати додаткову систему керування лопатками.

Звичайні конструкції ЛД з нерухомими лопатками здатні забезпечити зменшення радіальних розмірів компресорних машин та збільшення ККД на режимах, наближених до розрахункового. При цьому порівняно з варіантом застосування тільки безлопаткового дифузора збільшуються динамічні навантаження на робоче колесо компресора, звужується зона робочих режимів характеристики компресора, погіршуються параметри на режимах, відмінних від розрахункового.

Основні конструктивні параметри ЛД: кількість лопаток z_d , кути установки лопаток на вході та виході – $\alpha_{3л}$ та $\alpha_{4л}$ відповідно, співвідношення ширин входу та виходу у меридіанному перерізі b_4/b_3 , співвідношення діаметрів колеса та виходу з ЛД D_4/D_2 . Усі вони обираються з умов досягнення максимально можливого тиску за дифузоров P_4 , мінімально можливої абсолютної швидкості потоку за ЛД c_4 , забезпечення мінімальних кутів атаки на вході у ЛД при розрахунковому режимі, а також оптимальних параметрів міжлопаткових каналів (значення дифузорності, кута розкриття еквівалентного дифузора та ін.)

Кут розкриття еквівалентного дифузора

$$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3л}}{D_3 z_d}} \frac{\sqrt{f-1}}{D_4 / D_3 - 1} 2 \sin \alpha_{cp} \right),$$

де f – дифузорність, $f = \frac{f_4}{f_3} = \frac{D_4}{D_3} \frac{b_4}{b_3} k_\tau \frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3}$; $f_{3,4}$ – площі перерізу ЛД на вході та виході, нормальні рухи потоку; k_τ – враховує наявність сліду за лопатками, $k_\tau = \tau_4 k_\alpha$; $\tau_{3,4}$ – коефіцієнти захарашення входу та виходу ЛД:

$$\tau = 1 - sz_d / \pi D \sin \alpha_l,$$

звичайно $\tau_3 = 0,8 \dots 0,9$; $\tau_4 = 0,86 \dots 0,94$; $s_{3,4}$ – діаметри заокруглення відповідно вхідної та вихідної кромок профілю лопатки; k_α – враховує відставання потоку, $k_\alpha = 1,05 \dots 1,07$:

$$\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_{3л} + \alpha_{4л}),$$

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3; \quad \alpha_{4л} = \alpha_{3л} + (12^\circ \dots 18^\circ);$$

$$\sin \alpha_4 = \frac{\sin \alpha_{4л}}{k_\alpha}; \quad (27)$$

i_3 – кут атаки на вході в ЛД; $\alpha_{3,4}$ – відповідно кути входу потоку в ЛД та виходу з нього.

Кут входу потоку в ЛД дорівнює куту виходу потоку з БЛД. Кут виходу потоку з ЛД залежить від кута установки лопатки на виході та відставання потоку.

Оптимальний кут атаки i_3 , виходячи з умови мінімізації втрат на стабільному режимі, рекомендують визначати з виразу

$$i_{3\text{опт}} = 1,9^\circ(1,2 - K_{\text{к.з}}),$$

де $K_{\text{к.з}}$ – коефіцієнт, що характеризує геометричні параметри косого зрізу на вході у ЛД:

$$K_{\text{к.з}} = a_3 b_r z_d / (\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3),$$

де a_3 – мінімальний (горловий) розмір міжлопаткового каналу ЛД на вході у радіальній площині, $a_3 = f_{3\text{д}} / (b_3 z_d)$; b_r – ширина ЛД у меридіанній площині, що відповідає a_3 ; $f_{3\text{д}}$ – сумарна площа горловин дифузора на вході: $f_{3\text{д}} = G / \rho_3 c_3 m_3$; m_3 – коефіцієнт, що враховує зміну швидкості та густину у косому зрізі ЛД, $m_3 = c'_3 \rho'_3 / c_3 \rho_3$, звичайно $m_3 = 0,9 \dots 1,1$; $K_{\text{к.з}} = 1 \dots 1,2$; $i_{3\text{опт}} = 0 \dots 0,4^\circ$.

При проектуванні компресорів транспортних засобів вибір кута атаки інколи роблять, виходячи з інших міркувань, зокрема з умови забезпечення максимального розширення діапазону стабільної роботи компресорів для змінних режимів. У такому випадку пропонується брати $i_{3\text{опт}} = 2 \dots 5^\circ$.

Ширина дифузора на виході b_4 звичайно обирається або рівною b_3 , або одна зі стінок дифузора відхиляється у меридіанній площині назовні під кутом $\delta_m = 4 \dots 6^\circ$. Якщо для першого випадку вважати $\delta_m = 0$, то в усіх випадках

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m. \quad (28)$$

При коефіцієнті тертя у ЛД $\lambda_{\text{лд}} = 0,015 \dots 0,045$ оптимальне значення кута розкриття дифузора $\delta_{\text{опт}} = 6 \dots 12^\circ$. Із записаної

формули для δ зрозуміло, що цей кут буде зменшуватися зі зменшенням $\alpha_{4л}$, b_4/b_3 та збільшенням z_d і $\alpha_{3л}$.

Число лопаток дифузора, яке відповідає умові забезпечення $\delta = \delta_{\text{опт}}$, можна обчислити за формулою

$$z_d = \frac{360}{\delta_{\text{опт}}} \left[\left(\frac{f_4}{f_3} \right)^2 \left(\frac{b_3}{b_4} \right)^2 - 1 \right] \frac{\sin^2 \alpha_3}{\left(\frac{R_4}{R_3} \right)^2 - 1}.$$

Зазвичай число лопаток дифузора лежить у межах 13...35. Для зменшення вірогідності вібрації лопаток колеса приймають $z_d = 13, 17, 19, 23, 29, 31$ і т. д., тобто обирають прості числа. Враховуючи інтенсивність шуму компресора, небажано обирати $z_k/z_d = 0,5 \dots 1,5$. Для підвищення ККД та розширення зони стабільної роботи ЛД його лопатки зазвичай виконуються у вигляді крилових профілів. Стандартні крилові профілі мають відомі геометричні та газодинамічні параметри. На рис. 15 показаний вигляд перерізу такого профілю, що має вигин подібно лопаткам лопаткового дифузора, а на рис. 16 надані схеми перерізів крилових компресорних профілів, що мають широке застосування.

Для точної побудови обраних крилових профілів можна застосовувати табл. 4.

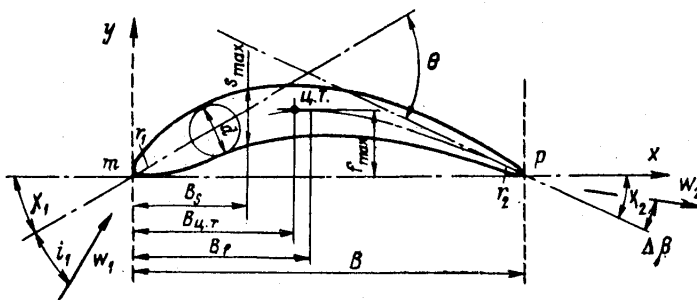


Рис. 15. Схематичний переріз стандартного крилового профілю з вигином

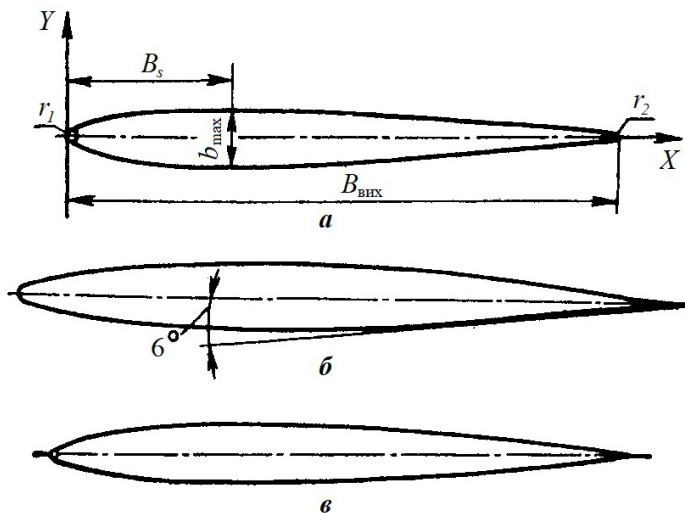


Рис. 16. Схеми перерізів

вихідних крилових компресорних профілів:

- a* – профіль С-4; $r_1 = 0,12d_{\max}$; $r_2 = 0,06d_{\max}$; $d_{\max}/B_{\max} = 0,1$; $B_s/B_{\max} = 0,3$;
б – профіль NASA 65-010; $d_{\max}/B_{\max} \approx 0,1$; $r_1/B_{\max} = 0,666\%$;
в – профіль А-40; $d_{\max}/B_{\max} = 0,1$; $B_s/B_{\max} = 0,4$

Таблиця 4. Розміри крилових профілів (відносні)

Профіль	x/b %	1,25	2,5	5,0	7,5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	95	100
C – 4		1,65	2,27	3,08	3,62	4,02	4,55	4,83	5,00	4,89	4,57	4,05	3,37	2,54	1,6	1,06	00
NASA 0010		1,58	2,18	2,96	3,5	3,9	4,46	4,78	5,00	4,84	4,41	3,8	3,06	2,18	1,2	0,67	0,1
EC 1240	c/b %	1,49	2,09	2,9	3,5	3,97	4,68	5,2	5,81	6,00	5,83	5,32	4,48	3,32	1,87	1,03	0,12
NASA 16-009		0,97	1,35	1,88	2,27	2,59	3,1	3,5	4,06	4,39	4,5	4,38	3,95	3,15	1,89	1,06	0,09

The diagram illustrates the geometry of an airfoil cross-section. A horizontal dashed line represents the chord, with a dimension line below it labeled b . A coordinate system is centered on the leading edge (the front-most point of the airfoil). The vertical axis is labeled Y and the horizontal axis is labeled X . The airfoil's upper and lower surfaces are shown as solid lines, and the leading edge is at the origin of the X -axis.

Зазвичай середні лінії цих профілів вигинають по дугах кіл з радіусом $R_{\text{л}}$. Центри кіл вигину середніх ліній профілів у такому випадку розміщуються на дузі кола з радіусом $R_{\text{ц}}$ (рис. 17).

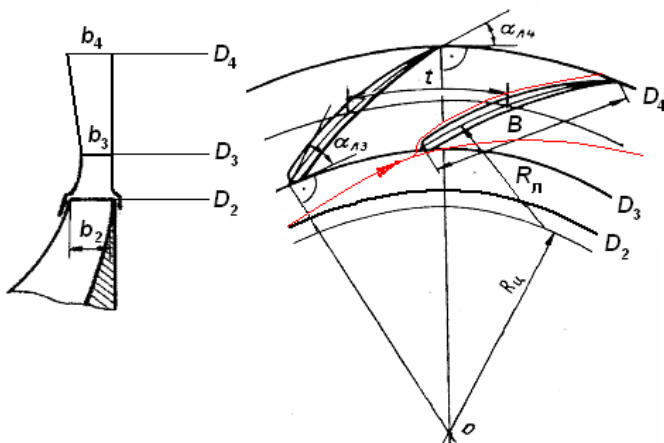


Рис. 17. Схема перерізу лопаткового дифузора

Обидва радіуси визначаються за формулами

$$R_{\text{л}} = \frac{R_4^2 - R_3^2}{2(R_4 \cos \alpha_{4\text{л}} - R_3 \cos \alpha_{3\text{л}})};$$

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_4^2 - 2R_{\text{л}}R_4 \cos \alpha_{3\text{л}}}.$$

Втрати енергії у ЛД обчислюються за формулою (11), де коефіцієнт втрат враховує вплив розширення та тертя потоку об лопатки та стінки каналу. Відповідно

$$\xi_4 = \xi_4^{\text{розш}} + \xi_4^{\text{тер}} = j \left(1 - \frac{1}{f} \right)^2 \operatorname{tg} \frac{\delta^{1,25}}{2} + \frac{\lambda_{\text{лд}}}{8 \sin \frac{\delta}{2}} \left(1 - \frac{1}{f^2} \right), \quad (29)$$

де j – експериментальна константа, $j = 6 \dots 8$; $\lambda_{\text{лд}}$ – коефіцієнт тертя в ЛД, зазвичай $\lambda_{\text{лд}} = 0,015 \dots 0,045$.

Кінцеві параметри повітря за ЛД розраховують із застосуванням системи рівнянь (1)–(11), враховуючи, що на ділянці ЛД відсутнє підведення енергії та відведення теплоти. Кінцеву температуру T_4 слід визначати за формулою (6), кінцева швидкість c_4 у якій розраховується за рівнянням витрати (1), у якому площа перерізу f_4 обчислюється з урахуванням кута α_4 , визначеного з (27). Значення ширини каналу b_4 при розрахунках площі слід визначати з урахуванням указаних рекомендацій, зокрема за формулою (28). Показник політропи стиску можна розрахувати за виразом (5) або за (9). При використанні (5) втрати L_r визначаються за (11) з урахуванням (29). При розрахунках по (29) або на підставі експерименту $\xi_4 = 0,15 \dots 0,35$. Зв'язок між ξ_4 та η_4 можна визначити за формулою

$$\eta_4 = 1 - \frac{\xi_4 c_3^2}{c_3^2 - c_4^2}.$$

Значення η_4 , розраховані або знайдені експериментально, становлять $0,75 \dots 0,85$. Більші значення η_4 відповідають ТК більших типорозмірів, а також меншим довжинам ЛД. Орієнтовні значення показника політропи мають бути у межах $n = 1,5 \dots 1,7$. Кінцевий тиск та густину повітря визначають за виразами (3) та (2).

Після закінчення розрахунків ЛД слід зробити аналіз отриманих параметрів. Для досягнення високих значень ККД компресора бажано мати за ЛД значення $P_4 \approx (1,05 \dots 1,07)P_{\text{к}}$, а швидкість $c_4 \approx (0,6 \dots 1,1)c_1$. Якщо вказані значення тиску не досягнуті, а значення швидкості перебільшують зазначені, то

слід збільшувати розмір D_4 , а також, якщо цього не достатньо, змінювати інші конструктивні параметри ЛД для збільшення його дифузорності. Якщо при максимально можливому розмірі D_4 та максимальній дифузорності вказані значення тиску не досягнуті, а швидкість потоку більша за вказану вище, то пропонується для даного компресора застосувати повітрозбірну завитку, яка буде працювати як кінцевий перетворювач кінетичної енергії. При цьому бажано, щоб останній переробляв не більше 20 % загальної кількості енергії, що знаходиться у потоці за колесом. У випадку, коли при максимальному D_4 одночасно не досягнуті і тиск, і швидкість, має місце невірне обране значення швидкості u_2 , яке треба відповідно збільшити та повторити розрахунки у наступному наближенні. У разі перевищення тиску та швидкості, вказаних за мету, попереднє значення швидкості u_2 обрано надмірним. Відповідно його слід зменшити і також повторити розрахунки. Таким чином, усі можливі значення необхідних параметрів компресора досягаються за рахунок забезпечення відповідних значень u_2 та конструктивних параметрів ЛД і повітрозбірної завитки.

Після завершення усіх розрахунків компресора схематичне креслення ЛД у розрахунково-пояснювальній записці виконувати із застосуванням масштабу як фрагмент для двох лопаток, маючи за зразок рис. 17 з урахуванням рис. 15, 16 та табл. 4. На кресленні позначити всі основні розміри ЛД. Основні контрольні параметри лопаткового дифузора наведені в табл. 5.

Таблиця 5. Основні контрольні параметри лопаткового дифузора

№	Параметр	Бажані границі	Назва
1	δ_m	$6 \dots 12^\circ$	Кут відхилення передньої стінки дифузора
2	D_4	$(1,6 \dots 1,8)D_2$	Діаметр на виході з ЛД
3	k_a	$1,05 \dots 1,07$	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
4	i_3	$0 \dots 5^\circ$	Кут атаки на вході в ЛД
5	$\Delta\alpha$	$12 \dots 18^\circ$	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
6	ξ_4	$0,15 \dots 0,35$	Коефіцієнт опору в ЛД
7	n_4	$1,5 \dots 1,7$	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3–4 (ЛД)
8	$\eta_{п4}$	$0,70 \dots 0,85$	Політропний ККД ЛД
9	z_k/z_d	$0,5 > z_k/z_d > 1,5$	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаткового дифузора
10	Δ	$< 10^\circ$	Кут розкриття еквівалентного дифузора
11	$\left \frac{P_K - P_4}{P_K} \right $	$\leq 0,05$	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД

10. ЗМІСТ СЬОМОГО РОЗДІЛУ

Назва розділу: "Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки".

Повітрозбірна завитка (див. рис. 1, ділянка 4–5) застосовується для збирання повітря, яке виходить з кільцевої щілини попередньої ділянки. Якщо взяти довільну точку на вихідному діаметрі дифузора (рис. 18, точка a) і почати утворювати від неї збірну камеру, в якій точка a є за початком збору повітря (кут $\theta = 0$), а кінець збору відповідає умові замикання кола (кут $\theta = 360^\circ$), то через переріз $a-c$ такої камери буде виходити все зібране по колу повітря.

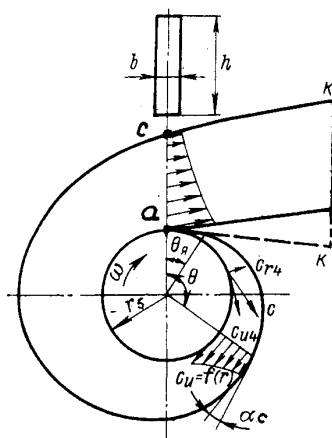


Рис. 18. Схема побудови повітрозбірної завитки

За цим перерізом до камери приєднується тангенціальний патрубок, який може бути водночас вихідним дифузором. Місце з'єднання цього патрубка та збірної камери має назву язика завитки або розділювального ребра (точка a). Переріз $k-k$ відповідає перерізу 5–5 на рис. 1. Відповідно переріз $a-c$ є виходом з завитки, а $k-k$ виходом з компресора.

Незалежно від форми зовнішнього контуру такої камери або закону зміни перерізу камери від кута θ витрата повітря через щілину дифузора у секторі з довільним кутом θ буде пропорційною значенню цього кута, тобто

$$G_{\theta} = G \frac{\theta^{\circ}}{360^{\circ}}. \quad (30)$$

Якщо у кожному перерізі завитки забезпечити середню інтегровану швидкість потоку, яка дорівнює швидкості на виході з дифузора, то в такому випадку зміна тиску в завитці не відбудеться і вона працюватиме просто як повітрярозбірник. Якщо ж забезпечити зменшення цієї швидкості, то, згідно з законом збереження енергії, тиск у завитці зростатиме. В обох випадках доцільно забезпечувати однакові швидкості по всіх точках кола навкруги дифузора. Коловий потік з такою особливістю має назву симетричного відносно осі обертання або вісесиметричного. У ньому тиск повітря з усіх боків дифузора буде однаковим, отже радіальне навантаження на колесо від цього тиску буде відсутнє.

Закон руху повітря в завитці дуже складний. Розподіл швидкостей для завитки у меридіанному перерізі та у плані залежить від форми перерізів завитки. Для перерізу в плані закон зміни швидкостей наближається до $c_u R = \text{const}$, якщо переріз має прямокутну форму з шириною b_4 і вплив тертя відсутній (див. рис. 18). Цей закон суттєво порушується у реальних каналах з різними формами перерізів через впливи

тертя та відриви потоку на стінках. У меридіанному перерізі спостерігається вихрова течія з різною мірою впорядкованості руху. Для симетричної форми перерізу каналу не-впорядкований рух більш розвинений (рис. 19,*а*, 20,*б*). Для каналу, зверненого набік, рух набагато більше впорядкований, втрати тертя відповідно набагато менші (рис. 19,*в*, *г*, 20,*а*). Варто звернути увагу на різницю структур потоків на схемах рис. 19,*в*, *г*.

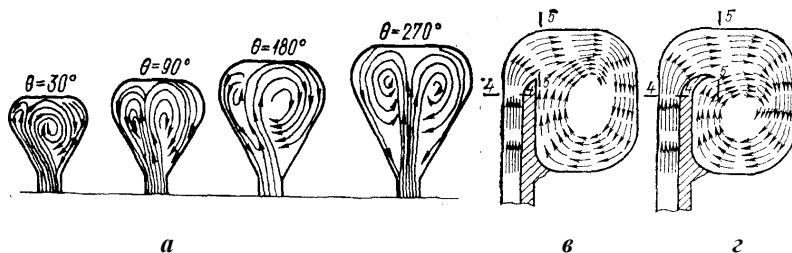


Рис. 19. Схеми руху потоку у перерізах повітрозбірників неколових форм

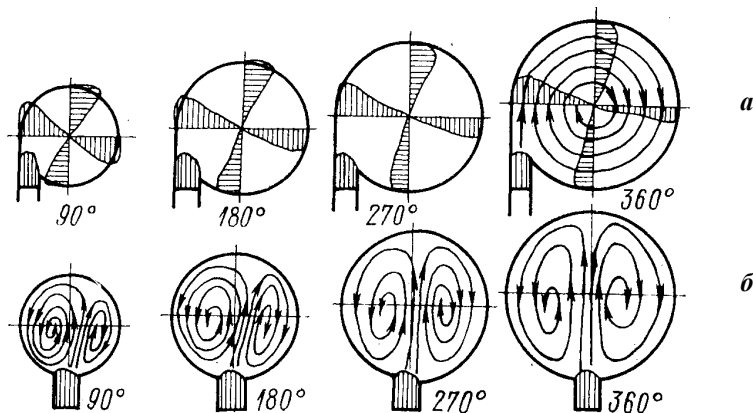


Рис. 20. Схеми руху потоку у перерізах повітрозбірників колової форми

Видно, що наявність козирка на ділянці 4–5 позитивно впливає на впорядкування меридіанного руху. Всі розглянуті вище особливості руху потоку в завитках характеризують його як надто складний за структурою, тому зрозуміла велика складність визначення середніх інтегрованих швидкостей у довільних перерізах з достатньою точністю, відповідно важко встановити необхідний закон зміни площ перерізів, який обґрунтовано відповідав би бажаним змінам інтегрованих швидкостей.

Звичайно забезпечують бажані значення швидкостей потоку в перерізах завитки приблизно через встановлення обраної швидкості c'_5 у вихідному перерізі завитки ($\theta = 360^\circ$, див. рис. 18, переріз $a-c$), причому розраховують її як середньовитратну; далі визначають через рівняння витрати необхідну площу цього перерізу (f'_5), а площі інших рахують пропорційно куту охоплення з урахуванням (30):

$$f_\theta = f'_5 \frac{\theta^\circ}{360^\circ}. \quad (31)$$

Середньовитратні швидкості c_{cp} , нормальні площам перерізів завитки, при такому підході мають бути однаковими для будь-яких кутів охоплення θ_i . Таке проектування має назву "розрахунок за законом $c_{cp} = \text{const}$ ". Крім нього, застосовують більш складний спосіб проектування завитки, що забезпечує приблизне дотримання розподілу швидкостей по радіусу в перерізах завитки за законом $Rc_u = \text{const}$. В існуючій літературі відсутня переконлива аргументація відносно доцільності застосування цього способу проектування завиток транспортних компресорів замість більш простих методів.

Враховуючи відносно невелику густину повітря і порівняно невеликі тиски у завитці, інколи нехтують можливістю вдосконалення колової структури потоку за рахунок закономір-

ної зміни площі перерізу каналу повітрозбірника. У такому випадку його роблять у вигляді кільцевої збиральної камери з постійною площею перерізу (рис. 21).

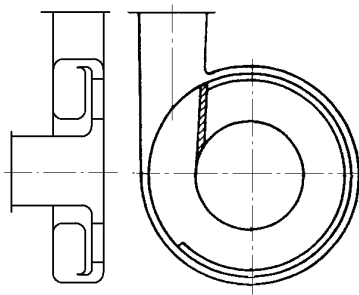


Рис. 21. Кільцева збиральна камера

Геометричні параметри меридіанного перерізу каналу кільцевої камери можуть мати такі значення: $R_s/b_4 = 1,125$; $R_h/b_4 = 1,875$; $\Delta r/b_4 = 0,833$; $l/b_4 = 1,458$; $b = h - \Delta r$. Меридіанний переріз каналу такої камери зображений на рис. 22.

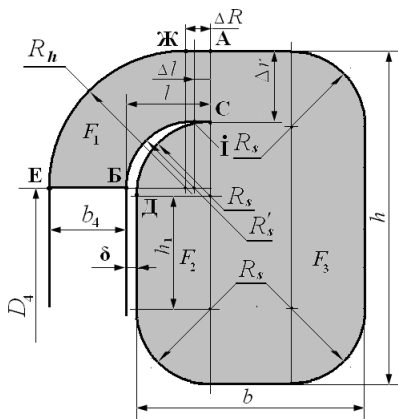


Рис. 22. Меридіанний переріз каналу кільцевої збиральної камери

Можливі форми перерізів каналу завиток наведені на рис. 23. Вибір конкретної форми залежить від вимог до економічності компресора, умов його виготовлення та застосування. Найменші газодинамічні втрати забезпечує завитка з перерізом за схемою рис. 23, *u*.

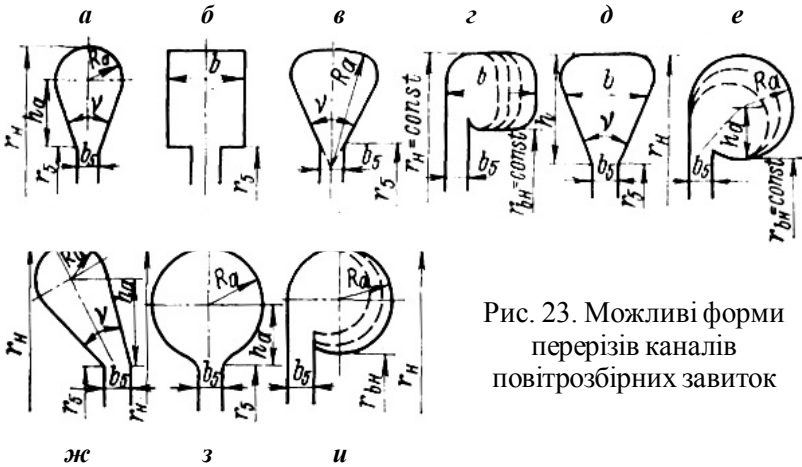


Рис. 23. Можливі форми перерізів каналів повітрязбірних завиток

Форма перерізу каналу на рис. 23, *u* наближена до рекомендованих у цій роботі перерізів завиток. Величина коефіцієнта втрат для нього $\xi_5 = 0,20 \dots 0,25$. Для трапецієподібних завиток $\xi_5 = 0,30 \dots 0,35$. Для кільцевих збірних камер втрати вище, для них $\xi_5 = 0,50 \dots 0,72$. Застосування завиток забезпечує задовільну колову рівномірність потоку на режимах, наближених до розрахункового, але на відмінних режимах структура потоку суттєво порушується, що впливає як на ефективність роботи компресора, так і на навантаження на колесо. Кінцева площа перерізу завитки (а також постійна площа перерізу камери) обирається у залежності від повної витрати повітря через компресор.

Для поперечних перерізів завитки можна обрати форму, рекомендовану для перерізу кільцевої збиральної камери. Якщо ж обрати вид поперечного перерізу, більш придатний до завитки, то можна поєднати рекомендації щодо перерізу збиральної камери (див. рис. 22) та найкращих видів перерізів завиток (див. рис. 23). Відтоді вона прийме вигляд, зображений на рис. 24. Для такої завитки можна дотримуватися рекомендацій: $R_s/b_4 = 1,125$; $R_h/b_4 = 1,875$; $\Delta r/b_4 = 0,833$; $l/b_4 = 1,458$.

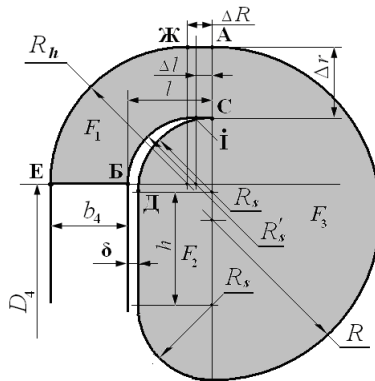


Рис. 24. Переріз завитки, звернутої у бік всмоктування

Враховуючи, що переріз утворюється прямими лініями та дугами кіл, його побудова виконуватиметься наступним чином. По-перше, відомі розміри R_s , R_h , Δr , l . Вони залишаються незмінними для всіх перерізів завитки. В залежності від витрати повітря через переріз змінюється тільки R . Спосіб його обчислення буде розглянутий нижче.

Розглянемо побудову незмінних елементів перерізу. Початок верхньої лінії повітряного каналу після ЛД (див. рис. 24, лінія ЕЖ) окреслюється дугою з радіусом R_h . Дуга з цим

радіусом має центр на продовженні лінії **ЕБ**. Дуга починається від точки **Е** і закінчується точкою **Ж**. Далі ця дуга продовжується відрізком горизонтальної прямої довжиною ΔR до точки **А** (до закінчення козирка). Щоб знайти положення точки **А**, від точки **Б** відкладається відома довжина козирка l . Через кінець цієї лінії проводиться вертикаль до точки стику **А** (див. рис. 24). По вертикалі вниз відміряти ширину повітряного каналу в цьому місці, Δr , яка теж є відомою. На кінці вертикалі буде точка кінця козирка **С**. Радіусом R_s , значення якого відоме, окреслити внутрішню поверхню козирка. Для цього з центра, що лежить на вертикалі, проведений через кінець козирка, слід провести дугу довжиною в 90° радіусом R_s , починаючи з точки **С**, до точки **Д**. Через точку **Д** провести вертикаль, яка буде паралельною внутрішній стінці каналу **ЛД**, на відстані δ від неї. Значення δ , виходячи з наданих розмірів, має складати $0,333b_4$. Верхня (зовнішня) поверхня козирка окреслюється дугою з радіусом R'_s . Дуга з радіусом R'_s повинна мати центр на продовженні лінії **ЕБ**. Враховуючи рис. 24, будемо мати $R'_s = R_h - \Delta r$. Дуга з цим радіусом починається від точки **Б** і закінчується на вертикалі, що йде від центру цієї дуги до точки **І** на верхній лінії козирка. Для завершення козирка до довжини l необхідно подовжити лінію дуги радіуса R'_s від точки **І** до точки **С** прямим горизонтальним відрізком Δl .

Протилежна сторона перерізу завитки окреслюється дугою з радіусом R , центр якої знаходиться на вертикалі, що проходить через кінець козирка. Значення радіуса змінюється залежно від площі перерізу. Верхня частина дуги починається з точки **А**. Нижня частина дуги доходить до вертикалі, де вона продовжується дугою з радіусом R_s , яка поєднує цю лінію з вертикальною лінією внутрішньої стінки перерізу завитки. Ця частина перерізу повністю симетрична верхній частині.

Площа перерізів завитки, як зазначалося раніше, пропорційна дузі охоплення. Маючи розраховані площі кіл для різних кутів (щонайменше для 360° , 270° , 180° і 90°), вважаємо, що площі звернутих набік та деформованих перерізів дорівнюють їм. У площу одного перерізу входить все, що знаходиться вище верхньої лінії лопатки БЛД (лінія **ЕБ**, розмір b_4). Значення площ перерізів обчислюють по формулі

$$F_{\Sigma} = \frac{\pi(R_h^2 - R_s'^2)}{4} + \Delta r(b_4 + l - R_h) + \\ + \frac{\pi R_s^2}{2} + 2R_s(R - 0,5\Delta r - R_s) + \frac{\pi R^2}{2}.$$

Знаючи площу, можна знайти радіус R , використовуючи записану формулу. Знаючи R , можна побудувати перерізи завитки на підставі записаного вище.

Якщо поперечні перерізи завитки виконуються як перерізи кільцевої збиральної камери, то тоді площі перерізів обчислюють по формулі

$$F_{\Sigma} = \frac{\pi(R_h^2 - R_s'^2)}{4} + \Delta r(b_4 + l - R_h) + \frac{\pi R_s^2}{2} + \\ + R_s(h - \Delta r - 2R_s) + h(b - R_s) - \frac{R_s^2(4 - \pi)}{2}.$$

Розміри, застосовані у формулі, позначені на рис. 22. При відомих площах можна знайти розміри b та h , використовуючи записану формулу і співвідношення між ними, які надані вище.

Зовнішній вигляд завитки у разі використання повернутого асиметричного перерізу виглядає дещо інакше, ніж класична форма. Його зовнішній діаметральний габарит буде незмінним, у той час як внутрішня поверхня завитки отримує спіральну форму (рис. 25).

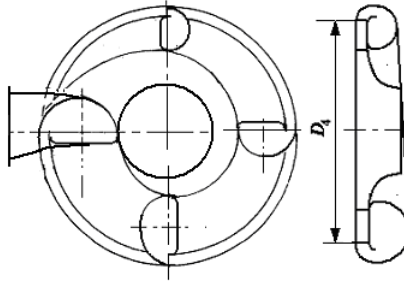


Рис. 25. Схема побудови завитки з каналом, звернутим у бік всмоктування

Канал за повітрозбірником (кінцевий патрубок) призначений для під'єднання компресора до системи повітропостачання двигуна. Відповідно його конструкція повинна забезпечити можливість виконання необхідної стиковки. Інколи цей канал роблять дифузорним, і у ньому продовжується процес перетворення енергії. Таке рішення може мати свої причини, але для транспортних компресорів, виходячи з умов максимальної компактності, цей патрубок звичайно виконують дуже коротким, прямолінійним або зі згином, залежно від умов компоновки на двигунах, і з постійною площею перерізу. У такому випадку можна вважати швидкість на виході з перерізу 5–5 (вихід з компресора) $c_k = c_5$.

При розрахунках кінцевих параметрів потоку повітря за по-вітрозбірником можна застосувати ті ж рівняння, що й при

розрахунках дифузорів, якщо планується зміна швидкості у перерізі 5'–5' порівняно з попереднім перерізом. Згідно з викладеним вище цю швидкість слід обирати рівною $c'_5 = (0,6 \dots 0,9)c_1$. У такому разі кінцева температура рахується за формулою (6), тиск – за (3), показник політропи – за (5) або (9). При застосуванні (9) значення політропного ККД $\eta_5 = 0,30 \dots 0,65$. Найбільші значення відповідають конструкціям з найменшими ξ_5 . Можливо визначати η_5 за залежністю

$$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5'^2}.$$

Густина повітря розраховується за формулою (2), площі перерізу – за (31).

Якщо швидкості потоку повітря за ЛД та за завиткою однакові, то відповідно до рівняння Бернуллі для такої ділянки передбачається ізотермічний рух. Величина зміни тиску при наявності газодинамічних втрат у цьому випадку може бути знайдена з того ж рівняння Бернуллі:

$$L_i = L_{\Pi} + \Delta L_r + \frac{c_5^2 - c_4^2}{2}.$$

Якщо $c_4 = c_5$, то $L_{\Pi} = L_{i3}$. При $L_i = 0$, що властиво ділянці без підведення енергії, попереднє рівняння матиме вигляд

$$L_{i3} + \Delta L_r = 0. \quad (32)$$

При цьому L_{i3} та ΔL_r знаходяться з відомих виразів

$$L_{i3} = RT_4 \ln \frac{p_5}{p_4}, \quad \Delta L_r = \xi_5 \frac{c_4^2}{2}.$$

Після підстановки цих виразів у (32) і виконання перетворень тиск за завиткою виявиться рівним

$$P_5 = P_4 e^{-\xi_5 \frac{c_4^2}{2} \frac{1}{RT_4}}. \quad (33)$$

Для побудови завитки за законом $c_{\text{ср}} = \text{const}$ треба спершу побудувати так званий теоретичний профіль завитки. Він дасть відповідь на запитання, які площі перерізу матиме канал завитки на різних кутах охоплення. Площі обчислюються за формулою (31), а на рис. 26 ці площі показані як колові, симетричні відносно ЛД.

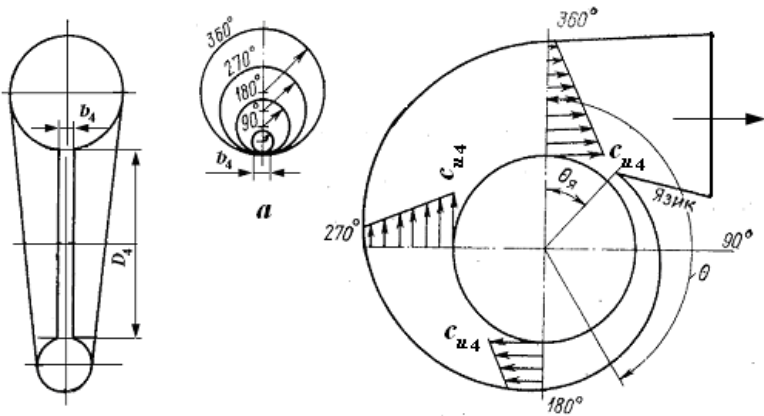


Рис. 26. Схема побудови теоретичного профілю завитки з симетричним розташуванням перерізу відносно ЛД

Зокрема, позиція *a* на рис. 26 дає у відповідному масштабі площі перерізу каналу завитки на вказаних кутах охоплення θ . Спіраль зовнішнього обводу завитки тут виконується як обвідна кіл перерізів, побудованих як дотичні до кола діаметром D_5 на чотирьох кутах θ (90° , 180° , 270° і 360°).

Початок язика рекомендується робити на куті $\theta_{\text{я}} = 22 \dots 30^\circ$, що розширює зону роботи компресора з високими ККД.

Далі будується завитка з профілем, зверненим у бік всмоктування та відповідно деформованим. Це робиться згідно зі сформульованими вище рекомендаціями, які забезпечують зменшення габаритів завитки компресора та зменшення газодинамічних втрат у завитці. За зразок такого деформованого перерізу рекомендується обрати схему на рис. 22 або 24. Площі деформованих перерізів на всіх кутах охоплення повинні дорівнювати вказаним на рис. 26, *a*. У ці площі повинно входити все, що забарвлене сірим кольором на рис. 22 або 24. Основні контрольні параметри завитки наведені в табл. 6.

Таблиця 6. Основні контрольні параметри завитки

№	Параметр	Бажані границі	Назва
1	c_5/c_1	0,5...1,0	Відношення швидкостей
2	c_5/c_4	0,8...1,0	Відношення швидкостей
3	ξ_5	0,2...0,25	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
4	$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right $	< 0,02	Перевірка на умову постійної швидкості потоку повітря в завитці
5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 C_4^2}{C_4^2 - C_5^2}$	0,4...0,6	ККД завитки у випадку змінної швидкості потоку повітря в ній
6	$\left \frac{P_K - P_5}{P_K} \right $	< 0,03	Оцінка значення тиску повітря на виході з компресора
7	$\eta_{\text{ад}} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$	Не менше значень, вказаних у ДСТ для даного типорозміру (D_2)	Адіабатний ККД компресора

11. ВИКОНАННЯ КРЕСЛЕННЯ ПЕРЕРІЗУ ТУРБОКОМПРЕСОРА

За зразок конструкції вибирається турбокомпресор, установлений як прототип при виконанні розрахунків. Можливі конструкції турбокомпресорів наведені в [1, 4–6, 12]. При виконанні креслення спочатку виконується проточна частина компресора з дотриманням усіх визначених розмірів. Далі виконуються інші елементи конструкції. Їх розміри у цьому проєкті треба встановлювати, дотримуючись пропорцій прототипу. Стандартизовані елементи (підшипники, ущільнення, кріплення і т. п.) виконувати з використанням довідників. При розробці кожного елемента турбокомпресора необхідно забезпечити принципову відповідність усіх його елементів їхньому призначенню. На цій підставі незрозумілі для проєктанта елементи конструкції прототипу мають бути замінені на такі, що принципово можуть відповідати функціональному призначенню та які повинні бути сконструйовані виконавцем проєкту на підставі відповідних рекомендацій [4–6, 12]. Виконане креслення повинно відповідати діючим вимогам до загальних видів (перерізів і виривів) механізмів та їх елементів.

12. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ КОМПРЕСОРА

Опис спроектованого компресора треба робити системно. Спочатку слід з'ясувати особливості загальної будови турбокомпресора, визначити його конструктивну схему [1, 6, 12]. Потім треба виділити й перелічити основні елементи конструкції – елементи корпусу, ротор, підшипники, ущільнення, додаткові елементи та системи. Далі виконується опис виділених елементів, де слід указувати відмінності спроектованої конструкції від прототипу, а також характерні особливості конструкції, які відрізняють її від стереотипів. Зразки виділення відповідних елементів та їх опису можна знайти в [6]. Опис бажано супроводжувати схематичними рисунками. Загальний обсяг опису 2–3 сторінки.

13. ВИСНОВОК ПО ПРОЄКТУ

У загальному висновку треба навести всі найважливіші параметри спроектованого компресора – конструктивні і термодинамічні. Слід вказати можливі особливості застосування спроектованого турбокомпресора з урахуванням зміни режимів, умов експлуатації, умов зовнішнього середовища. Остання інформація подається в узагальненому вигляді на підставі існуючих рекомендацій, які можна знайти в [1, 6, 12, 13]. Обсяг висновку 0,5–1 сторінка.



14. ПРИКЛАД КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

(Нумерація розділів, таблиць і рисунків та посилання на них починається з 1 і не відноситься до розділів, таблиць і рисунків навчального посібника без спеціального уточнення)

Відповідно до завдання кафедри виконано розрахунок проточної частини компресора для наддуву двигуна з такими параметрами: тип двигуна – 16ЧН 26/26 з частотою обертання колінчастого вала 900 хв^{-1} ; ступінь підвищення тиску – $\Pi_{\text{к}} = 3,5$.

Метою розрахунку є визначення типорозміру компресора, з допомогою якого повинен виконуватися наддув запропонованого двигуна і виконання розрахунку його проточної частини. Розрахунок проточної частини виконується для того, щоб відповідний типорозмір турбокомпресора мав оптимальну проточну частину, оскільки реальні типорозміри спроектовані приблизно з 16 варіантами проточних частин. При підборі турбокомпресора для двигуна обирають найбільш відповідну проточну частину. Її розміри повинні відповідати результатам розрахунку, виконаним у проєкті.

Розрахунок заснований на вирішенні так званої зворотної задачі. Відповідно всі розміри проточної частини, які потрібно визначати, попередньо задаються з використанням

спеціальної системи підказок. Після вибору розмірів виконується розрахунок параметрів компресора з обраними розмірами проточної частини. Якщо параметри не задовольняють завданням, розміри змінюються з урахуванням їх впливу на кінцеві параметри компресора. У розрахунку вибираються і змінюються не тільки розміри проточної частини, але і частота обертання ротора, а також деякі інші параметри, наприклад, швидкість повітря на вході в колесо.

В результаті розрахунків встановлено, що для даного двигуна повинен бути застосований турбокомпресор типу ТК-30. За прототип конструкції прийнятий варіант турбокомпресора під маркою ТК-38. При розробці турбокомпресора в проєкті принципів змін у конструкцію турбокомпресора не вносилося. Змінено основні розміри і пропорції проточної частини компресора відповідно до розрахунків на задані параметри.

За результатами розрахунку наддувний компресор задовольняє значенню витрати повітря, ступеню підвищення тиску і величині адіабатного ККД. Потужність, споживана компресором, становить майже 370 кВт, частота обертання ротора – 27840 хв^{-1} .

1. Основа розрахунків проточної частини

У даному розділі курсового проєкту необхідно описати загальні відомості про методику розрахунку. Відомості про спадний спосіб проєктування, який застосовується для складних технічних об'єктів, до яких належить і турбокомпресор, детально викладені в розділі 4 навчального посібника.

Крім того, в цьому ж розділі необхідно записати систему рівнянь теорії компресорних машин в інтегрованій формі, яка застосовується для розрахунків усіх ділянок проточної части-

ни компресора. Дана інформація також детально викладена в розділі 4 навчального посібника.

2. Визначення основних параметрів двигуна, типорозміру компресора і колової швидкості на зовнішньому діаметрі колеса

В даному розділі курсового проєкту визначаються основні параметри двигуна, зовнішній діаметр колеса компресора та окружна швидкість на цьому діаметрі. Параметри двигуна встановлюються за заданим значенням P_k , найменуванням двигуна по ДСТУ і частотою обертання колінчастого вала. Теоретична основа даного розділу курсового проєкту детально викладена в розділі 5 навчального посібника.

2.1 Розрахунок основних параметрів двигуна

Розрахунок основних параметрів двигуна заснований на використанні простих виразів, запозичених з теорії ДВЗ [7, 8].

Метою розрахунку є визначення витрати наддувного повітря через двигун, його потужності і середнього ефективного тиску.

Система необхідних рівнянь даного пункту курсового проєкту викладена в розділі 4 навчального посібника.

Дано: $D, S, n, i, g_e \dots$

Визначити: Q, N_e, P_e .

Розрахунок основних параметрів двигуна виконується в табличній формі і наведений у табл. 1.

При розрахунках враховується наступне.

1. Для визначення витрати повітря через двигун орієнтовно, в залежності від типу і призначення двигуна, за [7, 8], приймаються значення $g_e, \varphi_a, \psi, \varepsilon, \alpha, \gamma_r, \Delta T_a, T_r, T_{w1}, \eta_{ox}$, де перераховані в табл. 1 позначення відповідають прийнятим

у [7, 8]; g_e – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год); φ_a – коефіцієнт продувки; ψ – частка ходу поршня, втрачена на продувку (для двотактних двигунів відмінна від нуля); ε – ступінь стиску; α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні; γ_r – коефіцієнт залишкових газів; ΔT_a – підігрів повітряного заряду від стінок циліндра, К; T_r – температура залишкових газів, К; T_{wl} – температура охолоджуючої рідини на вході в охолоджувач наддувного повітря (ОНП), К; η_{ox} – ККД ОНП.

Слід мати на увазі, що величини g_e і α не впливають на параметри проточної частини компресора і використовуються тільки для наближеної оцінки параметрів двигуна.

Масова витрата наддувного повітря через двигун визначається в (1.26, табл. 1) і об'ємна в (1.27). Тут і далі в круглих дужках вказуються рядки таблиць, наведених як копії розрахунків у даному проєкті. На підставі поданого в табл. 1 маємо

$$Q = 1,96 \text{ м}^3/\text{с}, \quad N_e = 920 \text{ кВт}, \quad P_e = 1,48 \text{ МПа}.$$

Таблиця 1. Визначення основних параметрів двигуна та компресора

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.1.	$D, \text{ м}$	Згідно завдання на проектування	0,26	Діаметр циліндру
1.2.	$S, \text{ м}$		0,26	Хід поршня
1.3.	$n, \text{ хв}^{-1}$		900	Обороти колінчатого вала
1.4.	i		6	Кількість циліндрів
1.5.	$q_{\text{в}}, \text{ кг/кВт}\cdot\text{г}$		0,18	Питома ефективна витрата пального
1.6.	χ		2	Коефіцієнт тактності
1.7.	$\varphi_{\text{в}}$		1,05	Коефіцієнт продувки
1.8.	ψ		0	Доля ходу поршня, витрачена на продувку
1.9.	ξ		12,5	Ступінь стиску
1.10.	α		3,15	Коефіцієнт надлишку повітря
1.11.	γ_i		0,04	Коефіцієнт залишкових газів
1.12.	$\Delta T_{\text{в}}, \text{ К}$		20	Підігрів заряду наддувного повітря від стінок циліндру
1.13.	$T_{\text{в}}, \text{ К}$		750	Температура залишкових газів
1.14.	$T_{\text{в1}}, \text{ К}$		313	Температура навколишнього середовища
1.15.	$P_{\text{в0}}, \text{ Па}$		100000	Тиск навколишнього середовища
1.16.	$T_{\text{в11}}, \text{ К}$		323	Температура охолоджуючої рідини на вході в ОНП
1.17.	$\Pi_{\text{в}}$	Згідно завдання на проектування	3,5	Ступінь підвищення тиску в компресорі
1.18.	$\Pi_{\text{ад}}$		0,83	Адіабатний ККД компресора
1.19.	$\Pi_{\text{ок}}$		0,97	ККД охолоджувача наддувного повітря (ОНП)
1.20.	$Z_{\text{вк}}$		1	Кількість паралельно з'єднаних турбокомпресорів
1.21.	$P_{\text{в1}}, \text{ Па}$	$P_{\text{с}} = 0,98 \cdot P_{\text{в0}} \cdot \Pi_{\text{в}}$	343000	Тиск наддувного повітря в ресивері
1.22.	$T_{\text{к}}, \text{ К}$	$T_{\text{к}} = T_{\text{в1}} \left(1 + \frac{\Pi_{\text{в}}^{0,286} - 1}{\Pi_{\text{ад}}} \right)$	475,49	Температура наддувного повітря за компресором
1.23.	$T_{\text{с}}, \text{ К}$	$T_{\text{с}} = T_{\text{к}} - \eta_{\text{ок}} (T_{\text{к}} - T_{\text{в1}})$	327,57	Температура наддувного повітря в ресивері

Продовж. табл. 1

1.24.	T_a, K	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	363,05	Температура наддувного повітря на початку стиску
1.25.	η_H	$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_s} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r}$	0,9147	Коефіцієнт наповнення циліндру
1.26.	$G, кг/с$	$G = \pi \frac{D^2}{4} S \frac{P_s}{RT_s} \eta_H i \frac{1}{\chi} \frac{n}{60} \phi_s (1 - \psi)$	2,18	Масовий розхід наддувного повітря
1.27.	$Q, м^3/с$	$Q = \frac{G}{\rho} = \frac{G \cdot R \cdot T_{0H}}{P_{0H}}$	1,96	Об'ємний розхід наддувного повітря
1.28.	$N_e, кВт$	$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot I_o \cdot \alpha \cdot \varphi_a}$	920	Ефективна потужність двигуна
1.29.	$P_e, Па$	$P_e = \frac{3,6 \cdot P_s \cdot \eta_H}{R \cdot g_e \cdot I_o \cdot \alpha \cdot T_s}$	1,48	Середній ефективний тиск циклу

2.2 Визначення типорозміру компресора

Можливий типорозмір компресора знаходимо на підставі поля витрат СКБТ за параметрами P_k і Q . Відповідно до рис. 1, типорозмір турбокомпресора визначається в залежності від положення точки A .

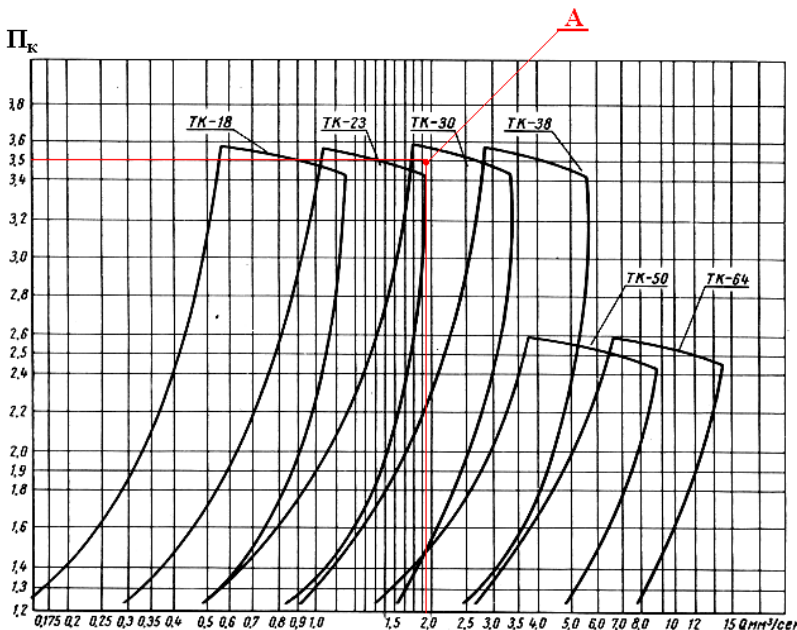


Рис. 1. Области застосування турбокомпресорів

Положення точки відповідає типорозміру ТК-30. З огляду на вимоги ДСТУ, зовнішній діаметр колеса компресора D_2 може становити $300 \text{ мм} \pm 6 \%$.

Після ряду ітераційних розрахунків було остаточно встановлено, що діаметр D_2 має дорівнювати 300 мм.

2.3 Попереднє визначення колової швидкості u_2

Колова швидкість визначається спочатку попередньо. В основі визначення u_2 лежить зв'язок, встановлений рівнянням Ейлера. В різних джерелах прямий зв'язок u_2 і витрат енергії на зміну параметрів стану повітря в компресорі зазнає ряд змін, що не змінює суті сказаного. Зокрема, для обчислення u_2 в проєкті використовується параметр $\bar{H}_k$, так званий коефіцієнт напору компресора.

Теоретична основа даного пункту курсового проєкту детально викладена в розділі 5 навчального посібника, а система необхідних рівнянь – у розділі 4.

Метою розрахунку є визначення колової швидкості колеса u_2 на зовнішньому діаметрі D_2 .

Дано: P_k .

Визначити: u_2 .

Розрахунок колової швидкості виконується в табличній формі і наведений у табл. 2.

При розрахунках враховується, що величина встановлюється в функції D_2 і типу дифузора компресора по [1]. В нашому випадку цей параметр повинен знаходитися в межах 1,35...1,42. На початку розрахунків він приймається попередньо.

Таблиця 2. Попереднє визначення колової швидкості u_2

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
2.1.	$\dot{H}_K$	$\dot{H}_K = f(D_2)$	1,39	Коефіцієнт напору компресора
2.2.	$L_{сз}, \text{Дж/кг}$	$L_{сз} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (\Pi_K^{\frac{k}{k-1}} - 1)$	132954,2	Адиабатна робота компресорної ступені
2.3.	$u_2, \text{м/с}$	$u_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{сз}}{\dot{H}_K}}$	437,38	Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса

3. Розрахунок та конструювання вхідної ділянки

На ділянці $a-1$ (див. рис. 1 навчального посібника) виконується фільтрація повітря, глушіння шуму всмоктування і збільшення швидкості потоку повітря до початкової швидкості на вході в робоче колесо компресора. Конструктивні варіанти вхідних ділянок представлені на рис. 3.

Теоретична основа даного розділу курсового проекту детально викладена в розділі 6 навчального посібника.

Початкова швидкість повітря приймається в межах 30...40 м/с, щоб забезпечити необхідний рівень шуму і якісну фільтрацію. При проходженні повітря через вхідну ділянку швидкість зростає, тиск і температура падають. У нашому випадку прийнята $c_a = 30$ м/с.

Розрахунок ділянки $a-1$ заснований на використанні виразів (1–6, 11), записаних у розділі 4 навчального посібника.

Метою розрахунку є визначення параметрів потоку повітря перед колесом компресора (за конфузором).

Дано: $P_a, T_a, c_a, \bar{c}_m, \xi_1$.

Визначити: c_1, n_1, P_1, T_1 .

При розрахунках враховується наступне.

1. При розрахунках ділянки $a-1$ і при подальших розрахунках проточної частини може змінюватися параметр ξ . Він обирається в межах 0,2...0,35 і конкретизується в залежності від результатів розрахунків, у результаті ряду послідовних наближень. У нашому випадку остаточно отримано 0,28 (3.1).

При розрахунку ділянки $a-1$ контролюється величина показника політропи. Показник політропи зміни параметрів n_1 на даній ділянці повинен становити 1,33...1,45 (контрольні значення, середньостатистичні по експериментальній оцінці). У нашому випадку він дорівнює 1,444 (3.11), що входить в допустимі межі.

В результаті розрахунків маємо зазначені в табл. 3 значення температури, тиску, щільності і швидкості повітря за ділянкою $a-1$.

Таблиця 3. Розрахунок вхідної ділянки а-1

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
3.1.	$\bar{C}_m$		0.28	Коефіцієнт розходу ступеня компресора
3.2.	C_a , м/с		30	Швидкість повітря на вході
3.3.	C_a , Дж/(кг·К)		1005	Ізобарна теплоємність повітря
3.4.	C_1 , м/с	$C_1 = \bar{C}_m \cdot u_2$	122.5	Швидкість повітря перед колесом компресора
3.5.	T_a , К	$T_a = T_o + (2 \dots 5) \text{ К}$	315	Температура після глушника
3.6.	T_1 , К	$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}$	308.0	Температура повітря перед колесом
3.7.	P_a , Па	$P_a = (0.97 \dots 0.99) \cdot P_o$	98000	Тиск після глушника
3.8.	ξ_i		0.05	Коефіцієнт опору для осового патрубкa
3.9.	L_{r1} , Дж/кг	$L_{r1} = \xi_i \cdot \frac{C_1^2}{2}$	374.95	Газодинамічні втрати енергії на вхідній ділянці 1
3.10.	k_{r1}	$k_{r1} = \frac{n_1}{n_1 - 1} \cdot \frac{k}{k - 1} + \frac{L_{r1}}{R \cdot (T_1^* - T_a)}$	3.25	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 1 (вхідна ділянка)
3.11.	n_1	$n_1 = \frac{k_{r1}}{k_{r1} - 1}$	1.444	Показник політропи стиску повітря на ділянці 1
3.12.	P_1 , Па	$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1 - 1}}$	91078.5	Тиск повітря перед колесом

4. Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Теоретична основа даного розділу курсового проекту детально викладена в розділі 7 навчального посібника.

4.1 Загальні відомості про процеси на ділянці

Робоче колесо відцентрового компресора призначене для передачі енергії потоку повітря і часткового перетворення кінетичних параметрів потоку в статичні. Особливістю роботи колеса є те, що одночасно з передачею енергії в ньому відбувається часткове перетворення кінетичної енергії в потенційну. Колесо слід розглядати як набір обертових дифузорів, в яких проходить передача енергії потоку повітря в кінетичній формі (у вигляді підвищення швидкості молекул за рахунок залучення їх лопатками в обертальний рух; при цьому виникає відцентрова сила, яка змушує частинки одночасно з обертотворим рухом переміщатися від центру обертання до периферії). Одночасно з передачею кінетичної енергії в колесі відбувається уповільнення потоку в напрямку осі його руху (у відносному русі) за рахунок того, що міжлопаткові канали колеса мають перерізи, які збільшуються від входу потоку до виходу, тобто є дифузорними. Притому, що абсолютні швидкості потоку повітря на виході з колеса за рахунок передачі енергії в колесі стають значно вище вхідних, їх величина була б істотно вище, якби канали колеса не були б дифузорними. Їх дифузорність і є причиною часткового перетворення енергії в колесі таким чином, що на виході з колеса в потоці має місце як кінетична енергія (за рахунок високої абсолютної швидкості потоку), так і приблизно така ж частина потенційної енергії (за рахунок збільшеного статичного тиску повітря).

Робоче колесо компресора в процесі роботи не охолоджується. З усіх ділянок проточної частини саме робоче колесо має найбільший ККД, що пояснюється особливостями течії повітря на цій ділянці (при інших рівних умовах дифузори, що обертаються, є найбільш ефективними перетворювачами енергії).

Розглянемо колесо, яке виконано складеним: окремо виготовляється литтям під тиском з виплавленої моделі обертово-скеровуючий апарат (ОСА), який стикується з основним колесом, лопатки якого мають чисто радіальний напрямок (тип – радіальна зірка). Основне колесо виконується фрезеруванням з попередньо багаторазово кованої алюмінієвої заготовки, що робить метал позбавленим кристалічних утворень. Колесо компресора напіввідкрите. ОСА має складну просторову форму, його лопатки відігнуті в осьовому напрямку, причому кут відгину змінюється з радіусом деталі.

4.2 Розрахунок колеса компресора

Метою розрахунку є визначення ширини колеса b_2 на виході і параметрів повітряного потоку за колесом. Зовнішній діаметр колеса відомий (оскільки обраний типорозмір турбокомпресора) і в його залежності обрана ширина колеса B_k . Розрахунок колеса компресора заснований на використанні рівнянь (1–5, 7, 11) в розділі 4 навчального посібника.

Дано: $P_1, T_1, c_1, u_2, D_0, D_n, D_1, D_2, B_k, z_k, \xi_{OCA}, \xi_k, \xi_{pk}, \alpha_{tv}, \varphi_{2r}, \bar{c}_m$.

Визначити: $P_2, T_2, c_2, \rho_2, \eta_{п2}, b_2, \alpha_2$.

При розрахунках враховується наступне.

1. Діаметр колеса D_2 прийнятий на підставі вибору типорозміру турбокомпресора. Число лопаток колеса z_k приймається рівним 12...23. Ширина колеса $B_k = (0,25...0,34)D_2$. У нашому випадку $z_k = 23$.

2. Коефіцієнт опору руху повітря в ОСА $\xi_{\text{ОСА}}$ визначає величину газодинамічних втрат в ОСА і обирається з урахуванням значень P_k і D_2 . $\xi_{\text{ОСА}} = 0,1 \dots 0,3$. У нашому випадку прийнято $\xi_{\text{ОСА}} = 0,25$.

3. Коефіцієнт опору руху повітря в радіальній частині колеса $\xi_{\text{рк}}$ визначає величину газодинамічних втрат у радіальній частині колеса і вибирається з урахуванням значень P_k і D_2 . $\xi_{\text{рк}} = 0,1 \dots 0,2$. У нашому випадку $\xi_{\text{рк}} = 0,18$.

4. Значення коефіцієнта втрат на тертя та вентиляцію $\alpha_{\text{ТВ}}$ і коефіцієнту витрат робочого колеса $\phi_{2\Gamma}$ обираються за довідковими даними з урахуванням значень P_k і D_2 . $\phi_{2\Gamma} = 0,16 \dots 0,22$, а практично сягає діапазону $0,25 \dots 0,35$; $\alpha_{\text{ТВ}} = 0,04 \dots 0,08$. У нашому випадку $\phi_{2\Gamma} = 0,35$, $\alpha_{\text{ТВ}} = 0,06$.

При розрахунку ділянки контролюються наступні параметри.

1. Політропний ККД ділянки 1–2, $\eta_{п2}$, який визначає газодинамічні втрати на ділянці, $\eta_{п2} = 0,89 \dots 0,92$. У нашому випадку (отриманий розрахунком) $\eta_{п2} = 0,92$ (4.18).

2. Відношення діаметрів $D_H/D_2 = a$. Значення $a = 0,50 \dots 0,65$. У нашому випадку $a = 0,541$ (4.9).

3. Швидкість повітря у відносному русі на вході в колесо w_H^1 , на зовнішньому діаметрі колеса на вході D_H . Швидкість контролюється за величиною коефіцієнта швидкості $\lambda_{\text{нв}}$. Величина $\lambda_{\text{нв}}$ повинна бути менше 0,95, інакше виникає стрибок ущільнення на кромці ОСА, на діаметрі D_H . На величину $\lambda_{\text{нв}}$ впливають значення $\phi_{2\Gamma}$ і $\bar{c}_m$. Якщо зміна зазначених параметрів у дозволених межах не призводить до потрібного результату, слід змінити зовнішній діаметр колеса компресора D_2 . У нашому випадку $\lambda_{\text{нв}} = 0,83$ (4.31).

4. Кут входу потоку на кромку ОСА β_{11} на середньому квадратичному діаметрі D_1 . Потрібно, щоб $\beta_{11} = 30 \dots 40^\circ$.

У нашому випадку $\beta_{11} = 34^\circ$ (4.20). На величину β_{11} впливають ті ж параметри, що і на $\lambda_{\text{нв}}$ більшою мірою.

5. Співвідношення $\dot{w}$ відносної швидкості повітря на виході з колеса до відносної швидкості потоку повітря на діаметрі D_1 має лежати в межах $0,70 \dots 0,75$. При зниженні цього параметра до значень, менше зазначених, інтенсивно зростають газодинамічні втрати в колесі. Зростання ж веде до зменшення $\eta_{\text{п2}}$, оскільки вихідна швидкість починає наближатися до вхідних, що зменшує ступінь реакції колеса, а, значить, і $\eta_{\text{п2}}$. У нашому випадку $\dot{w} = 0,72$ (4.48).

6. Кут дифузорності міжлопаткового каналу на вході θ' і середній кут дифузорності циліндричного перерізу каналу ОСА $\theta_{\text{ср}}$ повинні бути менше 15° . В нашому випадку $\theta' = 9,22^\circ$ (4.46), $\theta_{\text{ср}} = 0,44^\circ$ (4.47), що відповідає нормі. На величину цих кутів впливають вибір товщини лопаті на вході δ_1 , довжина ОСА x_{max} і кут β_1 .

Розрахунок колеса компресора представлений у табл. 4

Таблиця 4. Розрахунок колеса компресора (ділянка 1–2)

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
4.1.	$D_2, \text{ м}$		0,3	Зовнішній діаметр колеса компресора
4.2.	$D_o, \text{ м}$	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,086	Діаметр втулки колеса компресора
4.3.	$\sigma_{\text{ТВ}}$		0,06	Коефіцієнт втрат на тертя та вентиляцію
4.4.	$\varphi_{2\text{Г}}$		0,35	Коефіцієнт розходу робочого колеса
4.5.	Z_K		23	Число лопаток робочого колеса компресора
4.6.	ρ_1	$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1}$	1,0304	Густина повітря перед входом в колесо
4.7.	f_1	$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1}$	0,0172	Площа на вході в колесо
4.8.	D_H	$D_H = \sqrt{D_o^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}$	0,1622	Зовнішній діаметр колеса компресора на вході
4.9.	a	$a = \frac{D_H}{D_2}$	0,541	Оцінка зовнішнього діаметру колеса компресора за рекомендованими допусками
4.10.	D_1	$D_1 = \sqrt{\frac{D_o^2 + D_H^2}{2}}$	0,1238	Середній квадратичний діаметр входу в колесо
4.11.	μ	$\mu = \frac{2}{1 + \frac{\pi}{3 \cdot Z_K \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	0,9011	Коефіцієнт циркуляції потоку повітря

4.12.	T_2, K	$T_2 = T_1' + \frac{u_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot \left[2 \cdot (\mu + a_{om}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + C_m^2 \right]$	409,45	Температура повітря за колесом компресора
4.13.	ξ_{OCA}		0,25	Коефіцієнт опору руху повітря в ОСА
4.14.	$\xi_{\kappa\kappa}$		0,18	Коефіцієнт опору руху повітря в радіальній частині колеса
4.15.	$L_{r2}, Дж/кг$	$L_{r2} = L_{rOCA} + L_{r\kappa\kappa} = \xi_{OCA} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} + \xi_{\kappa\kappa} \cdot \frac{C_2^2}{2}$	8252,16	Газодинамічні втрати енергії на колесах
4.16.	k_{n2}	$k_{n2} = \frac{n_2}{n_2 - 1} \cdot \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{r2}}{R(T_2 - T_1)}$	3,16	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 2 (робоче колесо)
4.17.	n_2	$n_2 = \frac{k_{n2}}{k_{n2} - 1}$	1,464	Показник політропи стиску повітря на ділянці 2
4.18.	η_2	$\eta_2 = \frac{\frac{n_2}{n_2 - 1}}{\frac{k}{k - 1}}$	0,92	Політропний ККД колеса
4.19.	$P_2, Па$	$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\eta_2}{\gamma_2 - 1}}$	223710,21	Тиск повітря за колесом компресора
4.20.	β_{11}	$\beta_{11} = \arctg \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_1 \cdot D_1} \right)$	34,1	Кут входу потоку повітря в колесо компресора
4.21.	i_1		4	Кут атаки відносно кромки ОСА

Продовж. табл. 4

4.22.	β_{13}	$\beta_{13} = \beta_{11} + i_1$	38,1	Кут установки лопаті на діаметрі D_1
4.23.	$\delta_1, \text{м}$		0,001	Товщина лопаті на входів колеса
4.24.	τ_1	$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_K}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1,T}}$	0,952	Коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході в ОСА
4.25.	$C_1^1, \text{м/с}$	$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}$	128,62	Швидкість потоку повітря перед входом в робоче колесо компресора з урахуванням захаращення
4.26.	β_{11}^1	$\beta_{11}^1 = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_1} \right)$	35,5	Кут входу потоку у колесо з урахуванням захаращення лопатками ОСА
4.27.	β_{1H}	$\beta_{1H} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_H} \right)$	28,5	Кут входу потоку на діаметрі D_H
4.28.	β_{10}	$\beta_{10} = \arctg \left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{u_2 \cdot D_0} \right)$	53,2	Кут входу потоку на діаметрі D_0
4.29.	$w_{1H}^1, \text{м/с}$	$w_{1H}^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}}$	269,2	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_H
4.30.	$w_1^1, \text{м/с}$	$w_1^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{11}}$	221,7	Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі D_1
4.31.	λ_{1w}	$\lambda_{1w} = \frac{w_{1H}^1}{\sqrt{2 \cdot k} \cdot R \cdot T_a}$	0,83	Коефіцієнт швидкості у відносній течії на периферії входу в колесо
4.32.	$C_{2a}, \text{м/с}$	$C_{2a} = \mu \cdot w_2$	394,12	Проекція абсолютної швидкості C_2 на колову

4.33.	$C_{2r}, \text{ м/с}$	$C'_{2r} = \varphi_{2r} \cdot u_2$	153,08	Меридіана складова абсолютної швидкості C_2
4.34.	$C_2, \text{ м/с}$	$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2t}^2}$	422,80	Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса
4.35.	α_2	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C'_{2r}}{C_{2t}}\right)$	21,23	Кут потоку повітря на виході з колеса
4.36.	M_{C2}	$M_{C2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}$	1,039	Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з колеса
4.37.	$\rho_2, \text{ кг/м}^3$	$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}$	1,904	Густина повітря на виході з колеса
4.38.	$b_2, \text{ м}$	$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}$	0,008	Ширина колеса на виході
4.39.	$w_2, \text{ м/с}$	$w_2 = \sqrt{(u_2 - C_{2t})^2 + C_{2r}^2}$	159,08	Відносна швидкість повітря на виході з колеса
4.40.	$B_k, \text{ м}$	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,080	Осьова довжина проточної частини колеса
4.41.	$l_z, \text{ м}$	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,060	Осьова довжина колеса на діаметрі D_1 у межах чисто радіальної частини лопаток
4.42.	$l_{OCA}, \text{ м}$		0,020	Осьова довжина ОСА на діаметрі D_1
4.43.	$t, \text{ м}$	$t = \frac{\pi \cdot D_1}{z_k}$	0,017	Коловий крок лопаток на діаметрі D_1
4.44.	$\delta_{x, \text{ max}}, \text{ м}$	$\delta_{x, \text{ max}} = \frac{\delta_{x1}}{\sin \beta_{1\beta}}$	0,00162	Товщина перетину вхідної кромки лопатки у колітовому напрямку

Продовж. табл. 4

4.45.	$\delta_{x=0}$	Обирається конструктивно. Зазвичай більше $\delta_{x \max}$	0,003	Товщина лопатки на діаметрі D_1 у місці перетину з заднім диском
4.46.	θ'	$\theta' = \arctg \frac{\sin^2 \beta_{1,x} \cos^2 \beta_{1,x}}{\sin^3 \beta_{1,x} \cos^2 \beta_{1,x} + \frac{l_{OCA}}{l - \delta_{x \max}}}$	9,22	Кут дифузورності міжлопаткового каналу на вході
4.47.	θ_{op}	$\theta_{op} = 2 \arctg \left\{ \frac{l(1 - \sin \beta_{1,x}) - (\delta_{x=0} - \delta_{x \max} \sin \beta_{1,x})}{\left[\frac{1}{\sin \beta_{1,x}} + \lg \beta_{1,x} \ln \left(\frac{1 + \cos \beta_{1,x}}{\sin \beta_{1,x}} \right) \right] x_{\max}} \right\}$	0,44	Середній кут дифузорності циліндричного перетину каналу ООА
4.48.	$\dot{W}$	$\dot{W} = W_2 / W_1$	0,72	Коефіцієнт зміни відносної швидкості у колесі

4.3 Профілювання меридіанного перерізу колеса й ОСА, побудова трикутників швидкостей на вході та виході

Креслення меридіанного перерізу колеса виконано спільно з трикутниками швидкостей на вході в ОСА для трьох діаметрів входу D_0 , D_1 та D_n , а також відповідними схемами розгорток на площину циліндричних перерізів лопатки ОСА на різних діаметрах (рис. 3). На рис. 2 представлений трикутник швидкостей на виході з робочого колеса. При виконанні креслень враховувалися рекомендації [1] і розміри, представлені в табл. 4.

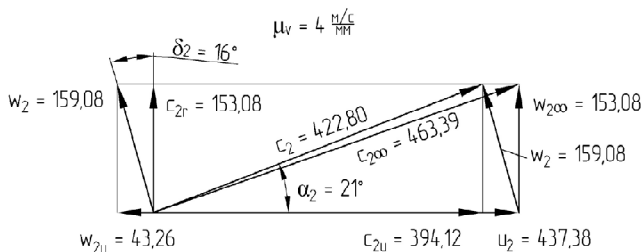


Рис. 2. Трикутник швидкостей на виході з робочого колеса типу радіальної зірки

При профілюванні ОСА вигини лопатей виконуються відповідно до рекомендацій [1]. Згідно з цими рекомендаціями профілі осьових ліній лопатей виконуються по параболах з координатами x і y .

Ці координати обчислюються на основі формули

$$y = \frac{x^m}{p},$$

де m зазвичай дорівнює 2; p – так званий параметр параболи і при $m = 2$ знаходиться з виразу

$$p = 2x_{\max} \operatorname{tg} \beta,$$

де $x_{\max} = l_{\text{OCA}}$; $\beta = \beta_{1L}$ для діаметра D_1 ; $\beta = \beta_{1H}$ для діаметра D_H ; $\beta = \beta_{10}$ для діаметра D_0 .

При побудові вигину лопаті слід вважати, що на всіх виділених діаметрах довжина зігнутої частини однакова і дорівнює $l_{\text{OCA}} (x_{\max})$. Координати точок осевих ліній вигинів лопаток ОСА обчислюються за програмою, копія результатів програми представлена в табл. 5. Координата x_1 відповідає $0,25l_{\text{OCA}}$, $x_2 - 0,5l_{\text{OCA}}$, $x_3 - 0,75l_{\text{OCA}}$, $x_4 - l_{\text{OCA}}$. Координати y відповідають координатам x .

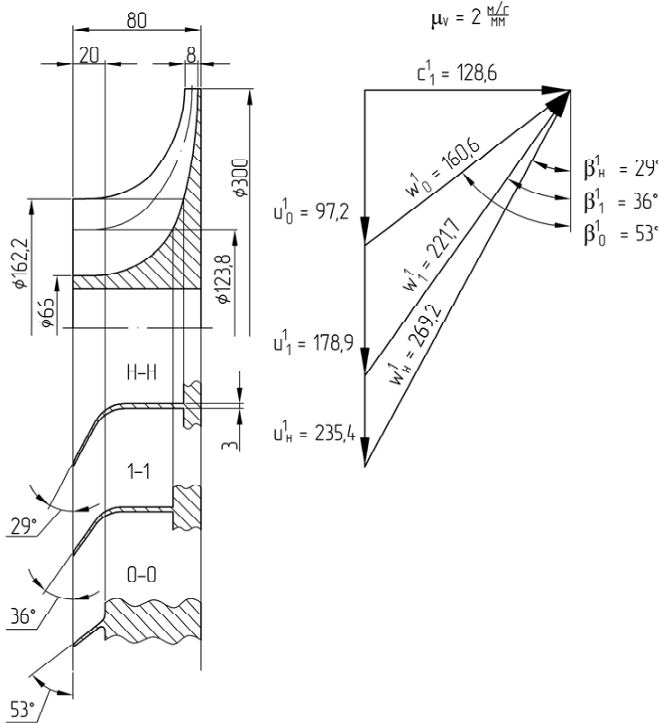


Рис. 3. Трикутники швидкості на вході в ОСА та розгортки на площину перерізів його лопатки циліндричною поверхнею на різних діаметрах

Таблиця 5. Координати точок осьових ліній вигинів лопаток ОСА

Переріз на діаметрі	Координати точок							
	x1	x2	x3	x4	y1	y2	y3	y4
D_1	0,005	0,010	0,015	0,020	0,00080	0,00318	0,00716	0,01273
D_n					0,00115	0,00460	0,01034	0,01839
D_0					0,00047	0,00187	0,00421	0,00748

5. Розрахунок та конструювання безлопаткового дифузора

Теоретична основа даного розділу курсового проекту детально викладена в розділі 8 навчального посібника.

5.1 Загальні відомості про процеси на ділянці безлопаткового дифузора

Ділянка безлопаткового дифузора (БЛД) 2–3 виконується у вигляді щілини за колесом компресора. Площа перерізу каналу БЛД, перпендикулярна струму повітря, зростає від входу до виходу. Отже, канал дифузорний. Зазвичай зовнішній діаметр БЛД $D_3 = (1,2 \dots 1,4) D_2$, але не більше $1,8 D_2$. На цій ділянці немає робочих органів, отже, немає підведення енергії. Мають місце газодинамічні втрати. Теплообмін відсутній. При течії повітря через ділянку БЛД (дифузорний канал) його абсолютна швидкість падає, тиск і температура зростають. У даному проєкті БЛД є ділянкою перед лопатковим дифузорм, і вона служить для зниження швидкості потоку за компресорним колесом до дозвукової. Крім того, БЛД потрібен для "заспокоєння" потоку або вирівнювання поля швидкостей повітря за колесом компресора. Для вирівнювання поля швидкостей достатньо довжини, яка приблизно дорівнює $0,2 D_2$. У той же час, для того, щоб швидкість потоку повітря не перевищувала швидкість звуку, довжина ділянки БЛД може бути

більше, оскільки вона повинна визначатися в залежності від параметрів потоку повітря на виході.

Якщо абсолютна швидкість потоку за дифузором перевищує швидкість звуку, то діаметр D_3 слід збільшувати, поки не буде отримана необхідна швидкість потоку за ним. Меридіанний переріз безлопаткового дифузора (див. рис. 16, 17) виконується відповідно до рекомендацій у розділі 8 навчального посібника. Відповідно до рекомендацій, ширина щілини за колесом компресора дещо звужується до початку лопаткового дифузора. Задня стінка каналу є продовженням каналу колеса, а передня відхиляється для додання профілю меридіанного перерізу обраної закономірності. Таким чином, ширина каналу дифузора спочатку дорівнює b_2 , а далі визначається прийнятим законом профілювання і залежить від значення діаметра D_3 .

При розрахунку ділянки БЛД необхідно знати кут виходу потоку з БЛД. Він визначається з використанням закону руху потоку повітря через цю ділянку. Потік повітря в безлопатковому дифузорі рухається по складній траєкторії. Ядро потоку і пристінкові області мають свої закономірності руху, що залежать від опору руху в кожній області. Існують різні методики і залежності для визначення кута виходу потоку, які в різній мірі враховують відмічені закономірності.

В курсовому проекті пропонується досить проста залежність для визначення усередненого кута виходу потоку з безлопаткового дифузора, придатна для технічних розрахунків компресора з напіввідкритим колесом типу радіальної зірки. Відповідно до цієї формули кут виходу потоку з дифузора зазвичай більше кута входу. При $\alpha_3 < 15^\circ$ потік у дифузорі стає нестійким. Збільшенню кута сприяє звуження дифузора в меридіанному перерізі. Конструктивна схема відповідає рис. 1,2 навчального посібника.

5.2 Розрахунок БЛД

Розрахунок БЛД заснований на використанні рівнянь (1–3, 5, 6, 9, 11) і ряду додаткових, які враховують реальну геометрію ділянки й особливості течії повітря через неї. Зокрема, використовується напівемпіричне рівняння для визначення кута виходу абсолютної швидкості з дифузора α_3 .

Метою розрахунку є визначення параметрів повітря за безлопатковим дифузором. Крім цього, визначається кут виходу потоку повітря з дифузора.

Дано: $P_2, T_2, \rho_2, \alpha_2, \xi_3, b_2, D_2, D_3, b_3$.

Визначити: $P_3, T_3, \rho_3, C_3, \alpha_3$.

При розрахунках враховується наступне.

1. Діаметр безлопаткового дифузора на виході D_3 вибирався в результаті ряду послідовних наближень, щоб задовольнити умові $M_{C3} < 0,85$ для забезпечення дозвукової течії потоку повітря за БЛД. При цьому довжина БЛД повинна забезпечити вирівнювання поля швидкостей у потоці. В результаті розрахунків отримано $D_3 = 0,36$ м (5.1), що задовольняє вимогам: $M_{C3} = 0,76$ (5.19). $D_3/D_2 = 1,2$ (знаходиться в допустимих межах).

2. Відношення ширини дифузора на виході до ширини каналу на вході $y = b_3/b_2 = 0,75$ (прийнято в дозволених межах).

3. Показник політропи на ділянці $n_3 = 1,81$, а політропний ККД, $\eta_{пз} = 0,65$, що відповідає можливому діапазону 0,6...0,8. Значить, коефіцієнт опору ділянки $\xi_3 = 0,14$ обрано правильно.

4. Кут виходу абсолютної швидкості потоку з БЛД $\alpha_3 > 15^\circ$. У нашому випадку $\alpha_3 = 28,09^\circ$ (5.17) при $\alpha_2 = 21,23^\circ$. Значить, усі параметри, що визначають значення α_3 , підібрані правильно.

Розрахунок безлопаткового дифузора представлений у табл. 6. У результаті ми маємо розміри і параметри потоку повітря, необхідні для розрахунку наступної ділянки.

5.3 Конструювання БЛД

Конструювання БЛД виконується на підставі даних табл. 6 і рекомендацій [1]. Креслення меридіанного перерізу БЛД представлено на рис. 4.

БЛД у компресорі виконується у вигляді щілини, яка звужується по ходу течії повітря і має довжину від зовнішнього діаметра колеса компресора до входу на лопатки лопаткового дифузора. Форма БЛД у меридіанному перерізі повинна сприяти вирівнюванню потоку за колесом і зниженню газодинамічних втрат у БЛД.

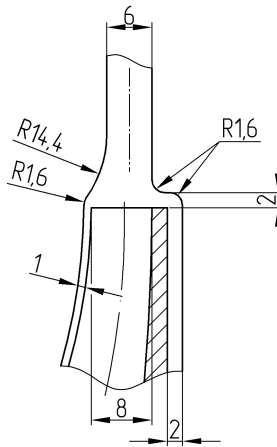


Рис. 4. Креслення меридіанного перерізу БЛД

Таблиця 6. Розрахунок безопаткового дифузора (ділянка 2–3)

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
5.1.	D_3 , м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,36	Діаметр на виході з БЛД
5.2.	y		0,75	Відношення ширини каналу БЛД на виході до ширини каналу на вході b_3/b_2
5.3.	$b_{2\pi}$, м	$b_3 = y \cdot b_2$	0,006	Ширина БЛД на виході
5.4.	$b_{2\pi}$, м	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,008	Ширина БЛД на вході
5.5.	$C_{r2\pi}$, м/с	$C_{r2\pi} = C_{2r} \frac{b_2}{b_{2\pi}}$	153,08	Меридіанна складова абсолютної швидкості C_2 на вході в БЛД
5.6.	$C_{2\pi}$, м/с	$C_{2\pi} = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{r2\pi}^2}$	422,80	Швидкість потоку повітря на вході в БЛД
5.7.	ξ_3		0,14	Коефіцієнт опору в БЛД
5.8.	L_{r3} , Дж/кг	$L_{r3} = \frac{C_{2\pi}^2}{2} \cdot \frac{C_{2\pi}}{C_3}$	12513,47	Газодинамічні втрати енергії в безопатковому дифузорі
5.9.	k_{n3}	$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} \cdot \frac{k}{k - 1} \cdot \frac{L_{r3}}{R(T_3 - T_2)}$	2,24	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
5.10.	n_3	$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	1,81	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)
5.11.	η_3	$\eta_3 = \frac{\frac{n_3}{n_3 - 1}}{\frac{k}{k - 1}}$	0,65	Політропний ККД БЛД

Продовж. табл. 6

5.12.	$C_3^{(1)}$, м/с	320	324,93	Швидкість потоку повітря на виході з безопатного дифузора в першому наближенні
5.13.	T_3 , К	$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	445,86	Температура потоку повітря за БЛД
5.14.	P_3 , Па	$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{\gamma_3}{\gamma_3 - 1}}$	270778,60	Тиск повітря за БЛД
5.15.	ρ_3 , кг/м ³	$\rho_3 = \frac{P_3}{R \cdot T_3}$	2,116	Густина повітря на виході з колеса
5.16.	$\lambda_{БЛД}$		0,01	Коефіцієнт тертя в БЛД
5.17.	α_3	$\alpha_3 = \arcsin \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ \left[\lg \alpha_2 + \sqrt{1 + \lg^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} \times \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. \times (R_3 - R_2) \right] \cdot 1 + \frac{k-1}{n_3-1} \cdot \frac{M_{c2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right\} \right]$	28,09	Кут виходу потоку повітря з БЛД
5.18.	C_3 , м/с	$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	324,93	Швидкість потоку повітря на виході з БЛД в другому наближенні
5.19.	M_{C3}	$M_{C3} = \frac{C_3}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_3}}$	0,76	Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД

6. Розрахунок та конструювання лопаткового дифузора компресора

Теоретична основа даного розділу курсового проекту детально викладена в розділі 9 навчального посібника.

6.1 Загальні відомості про процеси на ділянці лопаткового дифузора

Ділянка лопаткового дифузора (ЛД) 3–4 виконується у вигляді щілини за безлопатковим дифузором, в якій встановлені лопатки аеродинамічного профілю. Площа перерізу каналів ЛД, яка перпендикулярна до течії повітря, зростає від входу до виходу. Канали, таким чином, дифузорні. Задня стінка щілини зазвичай пряма і продовжує лінію задньої стінки колеса і БЛД. Передня стінка може відхилятися в сторону всмоктування на кут до 6° . Зовнішній діаметр ЛД зазвичай відповідає співвідношенню $D_4 = (1,6 \dots 1,8)D_2$.

Кут установки лопаток на виході приймається на $12 \dots 18^\circ$ більше, ніж на вході, завдяки чому потік виходить з дифузора під істотно більшим кутом, ніж входить. У цьому одна з головних відмінностей ЛД у порівнянні з БЛД, де вихідний кут (при великій довжині БЛД) може бути навіть менше вхідного, або все ж більше вхідного, але менше, ніж при русі повітря у щілини з лопатками. Через збільшення кута на виході довжина траєкторії пробігу молекул повітря в ЛД менше, ніж в БЛД. Відповідно лопатковий дифузор при правильному конструюванні має більш високий ККД, ніж безлопатковий.

Комбінація з двох дифузорів – короткого безлопаткового і довгого лопаткового має більш високий ККД, ніж варіант з чисто безлопатковим дифузором. Вона дозволяє підвищити ефективність перетворення енергії в компресорі і в підсумку підвищити його ККД.

У лопатковому дифузори відбуваються процеси, подібні до описаних вище для безлопаткового дифузора. Тиск і температура повітря до виходу ростуть, швидкість потоку знижується. Процес йде без підведення енергії і теплообміну. Призначенням ЛД є отримання такого тиску на виході, яке зазвичай буде вище заданого тиску P_k на величину втрат у завитці-повітрозбірнику, а швидкість потоку буде рівною $(0,75 \dots 1,0)C_1$. Якщо ж допустити деяке підвищення тиску в завитці, то тоді тиск за ЛД має бути трохи нижче, а швидкість вище, ніж вказано.

6.2 Розрахунок лопаткового дифузора

Метою розрахунку є визначення тиску, температури, щільності і швидкості потоку за ЛД.

Розрахунок ЛД заснований на використанні рівнянь (1–3, 5, 6, 9, 11) й ряду додаткових, які враховують реальну геометрію ділянки й особливості перебігу повітря через неї. Зокрема, використовуються залежно для побудови середніх ліній профілів дугами кіл, причому побудова середніх ліній по цих залежностях забезпечує задані кути установки лопаток на вході і виході. В курсовому проєкті прийнята конструктивна схема ЛД, як показано на рис. 17 навчального посібника. Лопатки ЛД виконуються у вигляді аеродинамічного профіля NASA.

Дано: $P_3, T_3, \rho_3, C_3, \alpha_3, \alpha_4, \xi_4, b_3, D_3, D_4, \delta_m, z_{\text{лд}}$.

Визначити: P_4, T_4, C_4, ρ_4 .

При розрахунках враховується наступне.

1. Оптимальне значення кута відхилення передньої стінки ЛД у радіальному перерізі може становити $6 \dots 8^\circ$. У курсовому проєкті прийнятий кут відхилення $\delta_m = 3^\circ$.

2. Вихідний діаметр ЛД D_4 вибирається в діапазоні $(1,6 \dots 1,8)D_2$, щоб отримати тиск повітря за дифузором P_4 , що відповідає умові $\left| \frac{P_k - P_4}{P_k} \right| \leq 0,05$.

Шляхом послідовних наближень, у тому числі змін $\bar{H}_k$ (що відповідає зміні окружної швидкості u_2), встановлено: $D_4 = 0,48$ м. При цьому $D_4/D_2 = 1,6$, що відповідає рекомендаціям [1].

3. Показник політропи на ділянці ЛД n_4 дорівнює 1,55, а політропний ККД ділянки $\eta_{п4} = 0,82$, що відповідає допустимим межам. Отже, коефіцієнт газодинамічних втрат на ділянці ЛД ξ_4 та інші параметри, що впливають на ККД ділянки, обрані правильно.

5. Кут розкриття еквівалентного дифузора $\delta = 9,64$, що менше граничного значення 10° . Отже, параметри ЛД, що впливають на даний кут, обрані правильно. Це $\Delta\alpha = 10^\circ$, $z_{лд} = 13$, $D_4 = 0,48$ м, $\delta_m = 3^\circ$.

6. Співвідношення швидкостей $C_4/C_1 = 0,96$, що входить у допустимі межі.

Розрахунок лопаткового дифузора представлений у табл. 7. У результаті ми маємо всі необхідні параметри, як для розрахунку наступної ділянки, так і для конструювання ЛД.

6.3 Конструювання ЛД

Конструювання ЛД виконується на основі рекомендацій [1] і табл. 7. В результаті виконується креслення рис. 5. На кресленні середні лінії лопаток виконуються на підставі обчислених значень $R_{ц}$ і $R_{л}$. Крок між лопатками t на будь-якому діаметрі визначається діленням довжини окружності даного діаметра на число лопаток дифузора. Профіль (тіло лопатки) будується вздовж дуги середньої лінії лопатки для обраного профілю NASA.

Таблиця 7. Розрахунок лопаткового дифузора (ділянка 3–4)

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
6.1.	δ_m		3	Оптимальне значення кута відхилення одної з стінок дифузору у радіальному перерізі
6.2.	$D_4, \text{ м}$	Вибір з визначеного діапазону можливих значень	0,48	Діаметр на виході з ЛД
6.3.	$b_4, \text{ м}$	$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \tan \delta_m$	0,009	Ширина дифузору на виході
6.4.	l_3		0	Кут атаки потоку повітря на вхід в ЛД
6.5.	$\alpha_{3,п}$	$\alpha_{3,п} = \alpha_{3,з} + i_3$	28,09	Кут установки лопатки ЛД на вхід
6.6.	$\Delta\alpha$		10	Різниця кутів входу і виходу потоку повітря в ЛД
6.7.	$\alpha_{4,п}$	$\alpha_{4,п} = \alpha_{3,з} + \Delta\alpha$	38,09	Кут установки лопатки ЛД на виході
6.8.	k_a		1,05	Коефіцієнт відставання швидкості в ЛД
6.9.	α_4	$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin \alpha_{4,п}}{k_a} \right)$	32,18	Кут виходу потоку з ЛД
6.10.	ξ_4		0,15	Коефіцієнт опору в ЛД
6.11.	$L_{r,4}, \text{ Дж/кг}$	$L_{r,4} = \zeta_4 \cdot \frac{c_2^2}{2}$	7918,57	Газодинамічні втрати енергії в лопатковому дифузори
6.12.	$k_{r,4}$	$k_{r,4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} \cdot \frac{k}{k - 1} \cdot \frac{L_{r,4}}{R(I_4' - I_3')}$	2,83	Комплекс показника політропи стиску повітря на ділянці 4 (ЛД)
6.13.	n_4	$n_4 = \frac{k_{r,4}}{k_{r,4} - 1}$	1,55	Показник політропи стиску повітря на ділянці 3 (БЛД)

6.14.	η_4	$\eta_4 = \frac{\frac{n_4}{n_4 - 1}}{\frac{k}{k - 1}}$	0.82	Політропний ККД ЛД
6.15.	$C_4^{(1)} \text{ К}$	70	117,86	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору в першому наближенні
6.16.	$C_4, \text{ м/с}$	$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{\eta_4 - 1}}$	117,86	Швидкість повітря на виході з лопаткового дифузору
6.17.	$T_4, \text{ К}$	$T_4 = T_3 + \frac{C_4^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}$	491,48	Температура повітря на виході з ЛД в другому наближенні
6.18.	$z_{\text{ЛД}}$	13,17,19,23,29,31,35	13	Число лопаток лопаточного дифузору
6.19.	$z/z_{\text{ЛД}}$		1,77	Відношення числа лопаток робочого колеса до числа лопаток лопаточного дифузору
6.20.	$\delta_3, \text{ м}$		0,008	Товщина лопаті ЛД на вході
6.21.	$\delta_4, \text{ м}$		0,0015	Товщина лопаті ЛД на виході
6.22.	τ_3	$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_3}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3\beta}}$	0.805	Коефіцієнт захаращення на вході в ЛД
6.23.	τ_4	$\tau_4 = 1 - \frac{\delta_4 \cdot Z_{4\alpha}}{\pi \cdot D_4 \cdot \sin \alpha_{4\beta}}$	0.979	Коефіцієнт захаращення на виході в ЛД
6.24.	f	$f = \frac{D_4 \cdot b_4 \cdot k_0 \cdot \tau_4 \cdot \sin a_4}{\sin a_3 \cdot D_3 \cdot b_3}$	2.37	Дифузорність ЛД

Продовж. табл. 7

6.25.	α_{CP}	$\alpha_{4x} + \alpha_{3x} \over 2$	33,09	Середній кут установки лопатки в ЛД
6.26.	δ	$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3x}}{D_3 \cdot Z_{ад}} \cdot \sqrt{\frac{f-1}{D_4 - 1}} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{CP} \right)$	9,64	Кут розкриття еквівалентного дифузору
6.27.	P_4 , Па	$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{\gamma_4}{\gamma_4-1}}$	356872,74	Тиск потоку повітря на виході з ЛД
6.28.		$\left \frac{P_K - P_4}{P_K} \right \leq 0,05$	0,020	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з ЛД
6.29.	R_{fl} , м	$R_{fl} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos \alpha_{4fl} - D_3 \cdot \cos \alpha_{3fl})}$	0,419	Радіус дуги середньої лінії лопатки ЛД
6.30.	R_{cl} , м	$R_{cl} = \sqrt{R_{fl}^2 + R_3^2 - R_{fl} \cdot D_3 \cdot \cos \alpha_{3fl}}$	0,273	Розрахунок радіусу кола центрів дуг середніх ліній лопаток ЛД
6.31.	ρ_n , кг/м ³	$\rho_4 = \frac{P_4}{R \cdot T_4}$	2,530	Густина повітря за ЛД

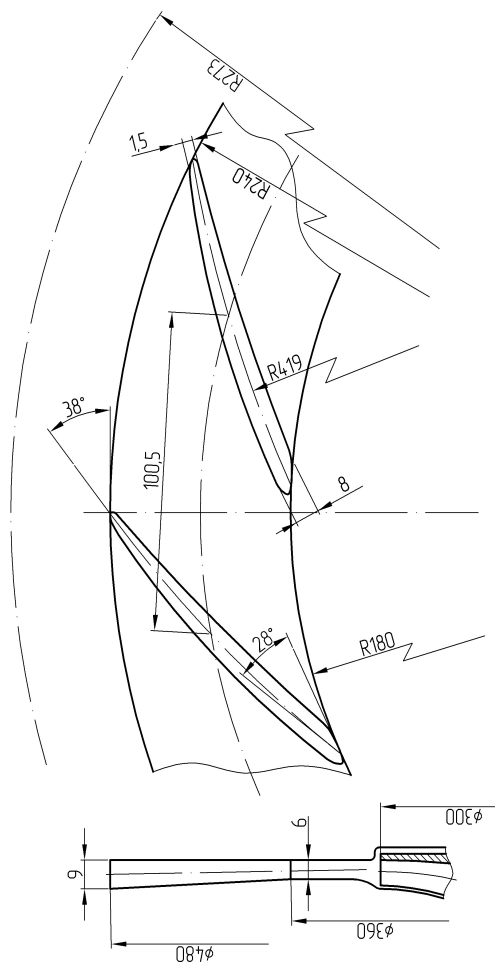


Рис. 5. Креслення лопаткового дифузора

7. Розрахунок та конструювання повітрозбірної завитки

Теоретична основа даного розділу курсового проекту детально викладена в розділі 10 навчального посібника.

7.1 Розрахунок повітрозбірної завитки

Повітрозбірні завитки компресорів збирають повітря, що виходить з дифузорів, і направляють його через відвідний патрубок в охолоджувач наддувного повітря. Теоретично повітрозбірна завитка повинна бути прямокутною, плоскою або симетричною. Тоді профілі швидкостей потоку в ній наближаються до теоретичних. Реально профіль перерізу вихідної завитки приймається круговим. У курсовому проекті приймається, що повітрозбірна завитка виконує роль повітрозбірника і перетворення енергій в ній не відбувається. В такому випадку розрахунок завитки виконується із застосуванням системи рівнянь (1, 2, 11, 32, 33).

Метою розрахунку є визначення розмірів повітрозбірної завитки і параметрів повітря за нею.

Дано: P_4 , T_4 , ρ_4 , c_4 , c_5 , ξ_5 .

Визначити: P_5 , T_5 , ρ_5 , f_5 .

При розрахунках враховується наступне.

1. Швидкості повітря за завиткою і на вході в неї приймаються приблизно рівними. У нашому випадку $c_4 = 117,86$ м/с, $c_5 = 115,50$ м/с.

2. Коефіцієнт втрат у завитці ξ_5 прийнятий за довідковими даними і дорівнює 0,2.

3. Рівність швидкостей передбачає ізотермічність процесу. Відповідно в повітрозбірній завитці відбувається падіння тиску через газодинамічні втрати. Величина $P_4 = 356872,74$ Па, величина $P_5 = 353375,65$ Па.

Розрахунок повітрозбірної завитки представлений у табл. 8.

7.2 Конструювання повітрозбірної завитки (рис. 6) виконано на підставі рекомендацій [1] і параметрів табл. 8.

Таблиця 8. Розрахунок повітрярозбірної завитки (ділянка 4-5)

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
7.1.	ξ_5		0,2	Коефіцієнт втрат для завитки колової форми
7.2.	A		0,98	Коефіцієнт зміни абсолютної швидкості потоку повітря в завитці
7.3.	C ₅ , м/с	$C_5 = C_4 \cdot A$	115,50	Швидкість потоку повітря на виході з завитки
7.4.		$\left \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right \leq 0,03$	0,020	Перевірка умови постійної швидкості потоку повітря в завитці
7.5.		Випадає постійної швидкості потоку повітря в завитці		
7.6.	η_5	$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_5^2 - C_4^2}$	0,000	ККД завитки
7.7.	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_5$	0,000	Комплекс показника політропи у завитці
7.8.	P ₅ , Па	$P_5 = P_4 \cdot \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5 - 1}}$ при змінній швидкості $P_5 = P_4 e^{\xi_5 \frac{C_4^2 - 1}{2 \cdot R \cdot T_4}}$ при постійній швидкості	353375,65	Тиск повітря за завиткою

Продовж. табл. 8

7.9.		$\left \frac{P_к - P_5}{P_к} \right \leq 0,05$	0,010	Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з компресора
7.10.	$T_5, \text{ К}$	$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}$	491,75	Температура потоку повітря на виході з завитки
7.11.	$f_5, \text{ м}^2$	$f_5 = \frac{GRT_5}{P_5 C_5}$	0,0075	Площа завитки на виході
7.12.	$D_5, \text{ м}$	$D_5 = \sqrt{\frac{4f_5}{\pi}}$	0,0979	Діаметр виходу завитки

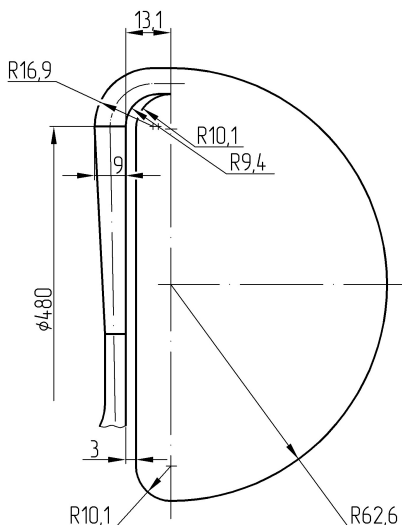


Рис. 6. Креслення завитки, звернутої у бік всмоктування (на обраному куті охоплення)

8. Адіабатний ККД компресора, його потужність і частота обертання ротора

Для обчислення ККД компресора, його потужності і частоти обертання ротора відомі всі значення і наведені в табл. 1–4, 7. Розрахунки цих параметрів представлені в табл. 9.

В результаті маємо $\eta_{\text{ад}} = 0,806$, що задовольняє довідниковим даним для компресорів з $D_2 = 230 \dots 380$ мм і лопатковим дифузором.

Потужність, що витрачається на привід компресора, становить $N_{\text{к}} = 370,38$ кВт.

Частота обертання ротора – $n_{\text{тк}} = 27844$ хв⁻¹.

Таблиця 9. Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності і частоти обертання ротора

№ п/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
8.1.	$\eta_{ад}$	$\eta_{ад} = \frac{I'_a \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{I'_5 - I'_a}$	0,806	Адіабатний ККД компресора
8.2.	η_m	Обирається за довідником	0,97	Механічний ККД компресора
8.3.	$N_K, \text{ кВт}$	$N_K = \frac{G \cdot L_{ад}}{\eta_{ад} \eta_m \cdot 1000}$	370,38	Потужність приводу компресора
8.4.	$n_{ткс}, \text{ хв}^{-1}$	$n_{ткс} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}$	27844	Частота обертів ротора турбокомпресора

9. Зміна основних параметрів повітряного потоку по ділянках тракту компресора

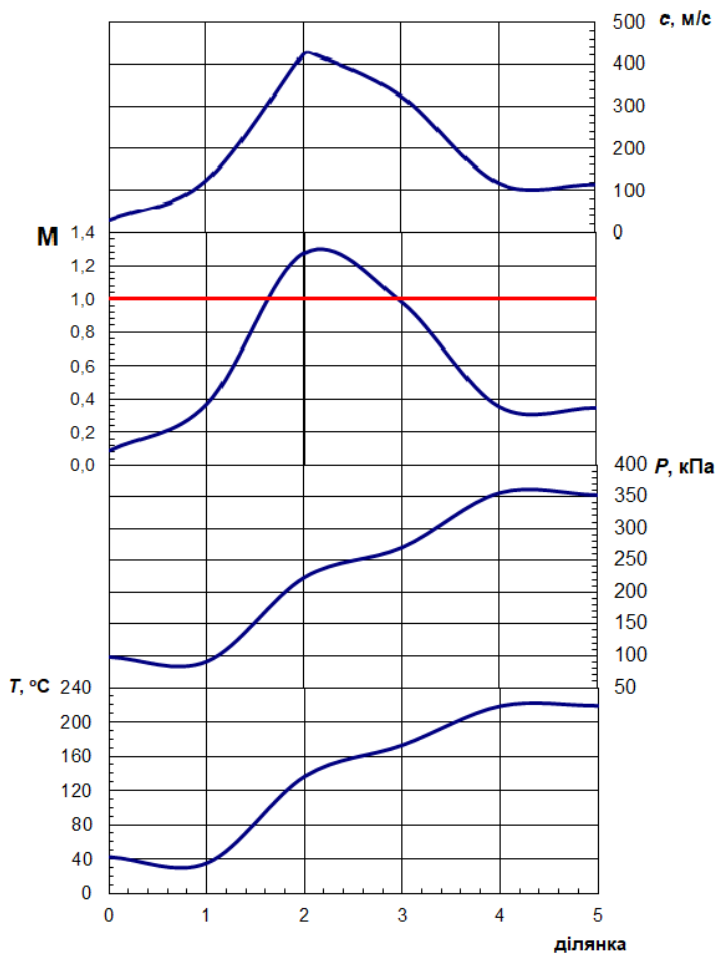


Рис. 7. Графіки зміни температури повітря (T), тиску (P), швидкості (c) і числа Маха (M) при проходженні повітря через ділянки компресора

10. Опис конструкції турбокомпресора

Загальний вигляд турбокомпресора-прототипу представлений на рис. 8. На рис. 9. надана своя конструкція турбокомпресора типу ТК-30, яка побудована за результатами розрахунків і має деякі відміни від турбокомпресора-прототипу, зображеного на рис. 8.

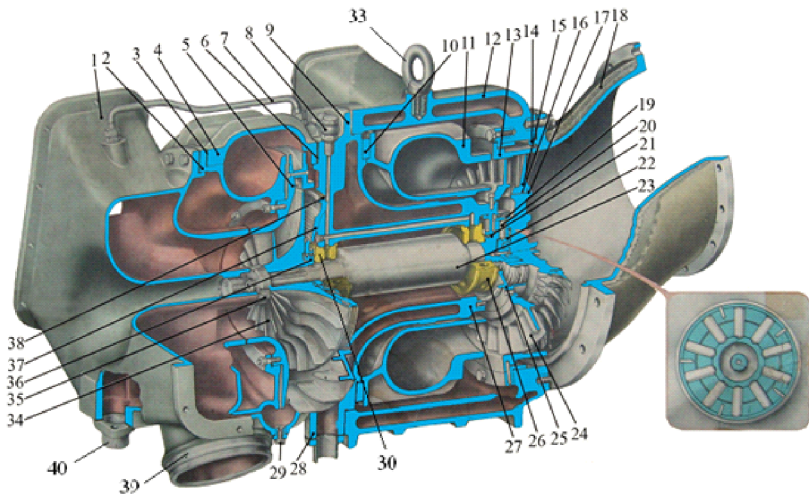


Рис. 8. Загальний вигляд турбокомпресора-прототипу

На рис. 8 цифрами позначені: 1 – вхідний патрубок; 2 – повітрозбірна завитка компресора (внутрішня частина); 3, 6 – прокладка; 4 – повітрозбірна завитка компресора (зовнішня частина); 5 – передня стінка повітряного тракту і дифузорів; 7 – дренажна трубка; 8 – кульовий ніпель підведення масла; 9 – середній корпус (верхня частина); 10 – фланець; 11 – газова завитка; 12 – корпус турбіни; 13 – дифузор турбіни; 14 – випускний патрубок; 15 – робочі лопатки турбіни; 16 – замкова пластина; 17 – диск ротора турбіни; 18 – газо-

відвідний патрубок (теплоізоляція); 19 – лабіринтова втулка; 20 – штифт; 21 – кільце контактного ущільнення; 22 – перехідна втулка; 23 – ротор турбокомпресора; 24 – сопловий апарат; 25 – розрізна втулка; 26 – опорний підшипник; 27 – середній корпус (нижня частина); 28 – патрубок зливу масла; 29 – зливна пробка; 30 – опорно-упорний підшипник; 31 – втулка для центрування обох половин підшипника; 32 – фланець для приєднання газовипуску; 33 – рим-болт; 34 – робоче колесо компресора; 35 – стопорна гайка колеса; 36 – допоміжна упорна втулка; 37 – безконтактне лабіринтове ущільнення (нерухома частина); 38 – кільце ущільнювача; 39 – нагнітальний патрубок компресора; 40 – патрубок відсмоктування картерних газів.

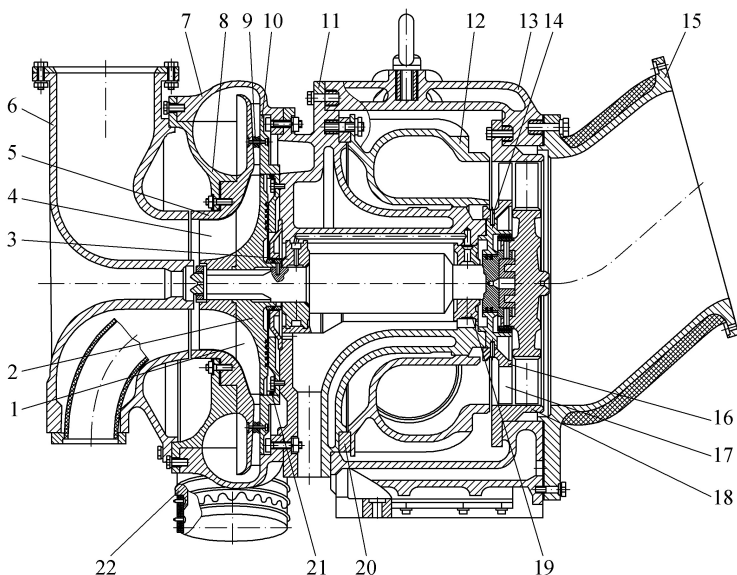


Рис. 9. Поздовжній переріз турбокомпресора типу ТК-30

На рис. 9 цифрами позначені: 1 – лопатки робочого колеса компресора (радіальна частина); 2 – задній диск робочого колеса компресора; 3 – упорно-опорний підшипник; 4 – ОСА; 5 – передня стінка повітряного тракту і дифузорів; 6 – вхідний патрубок; 7 – повітрозбірна завитка (зовнішня частина); 8 – повітрозбірна завитка (внутрішня частина); 9 – лопатка лопаткового дифузора; 10 – задній корпусний диск дифузорів; 11 – середній корпус турбокомпресора (верхня частина); 12 – газоприймальна завитка, 13 – корпус турбіни; 14 – штифт; 15 – газовідвідний патрубок; 16 – нерухомий диск соплового апарату; 17 – сопловий апарат; 18 – дифузор турбіни; 19 – опорний підшипник; 20 – фланець; 21 – гумове кільце ущільнювача; 22 – нагнітальний патрубок компресора.

Турбокомпресор виконаний за схемою, в якій колеса турбіни і компресора є консольними, а підшипники мають середнє розташування (рис. 10).

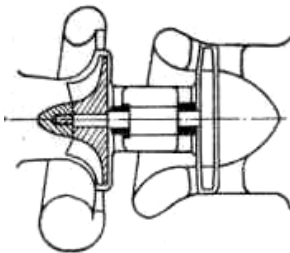


Рис. 10. Схема компоновки турбокомпресора

У прийнятій схемі лівий підшипник є опорно-упорним, а правий – тільки опорним. Осьове зусилля на розрахунковому режимі направлено по осі ротора турбокомпресора вліво (в бік колеса компресора).

В конструкції турбокомпресора є ряд вузлів і деталей. Розглянемо їх системно, виділивши для цього елементи турбокомпресора в залежності від особливостей роботи, призначення і впливу елемента на забезпечення нормальної роботи

всієї конструкції. Відповідно можна виділити рухомі і нерухомі елементи, вузли, що забезпечують специфічні функції, а також системи турбокомпресора.

До рухомих елементів слід віднести ротор турбокомпресора.

До нерухомих елементів відносяться деталі остова.

Специфічні функції забезпечують вузли підшипників і ущільнень.

Турбокомпресор має системи змащення та охолодження, які забезпечують нормальну роботу турбокомпресора в цілому.

Ротор турбокомпресора у зборі (рис. 11) призначений для прийняття енергії відхідних газів двигуна і передачі цієї енергії наддувному повітрю.

Ротор складається з вала і приєднаних до нього робочих коліс компресора 34 і турбіни 17 (тут і далі див. рис. 8). На вал ротора (за колесом компресора) одягнена допоміжна упорна втулка 36.

Вал ротора суцільний, виконаний зі сталі марки 45. Диск турбіни 17 сполучається з правим кінцем ротора за допомогою посадки з натягом. З'єднання виконано з використанням перехідної втулки і закріплено радіальними штифтами. Поверх штифтів напресована спеціальна втулка, яка фіксує положення штифтів. На зовнішній стороні цієї втулки виконані гребені осьового безконтактного лабіринтового ущільнення. З'єднання диска турбіни і вала ротора нерозбірне.

Колесо компресора 34 і обертовий скеровуючий апарат з'єднані з валом ротора шліцями на гарячій посадці. Відповідно посадка і зняття зі шліців колеса й ОСА здійснюються

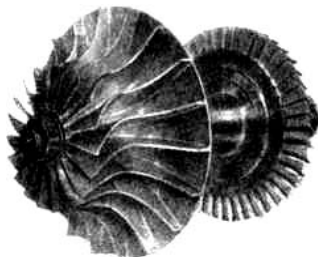


Рис. 11. Ротор турбокомпресора у зборі

після їх попереднього підігріву. Нагрівання відбувається в електропечі, температура в якій строго контролюється. Натяг у з'єднанні колесо-вал становить 0,07...0,10 мм. Він не змінюється навіть при максимальному числі обертів ротора. Зазвичай при складанні і розбиранні турбокомпресора ротор не розбирається.

На валу ротора праворуч, перед диском турбінного колеса, виконані дві проточки під кільця контактного ущільнення. Аналогічна проточка (але одна) виконана зліва, на допоміжній упорній втулці 36.

Ротор турбокомпресора в зборі підлягає статичному та динамічному балансуванню, для чого передбачається зняття металу на дисках коліс компресора і турбіни в районах спеціальних виступів. Ротор балансується динамічно щодо опор. Допускається дисбаланс не більше 3 г·см.

Колесо компресора напіввідкритого типу, фрезероване, виготовлене з алюмінієвого сплаву марки АК6. Має на неробочому боці покривного диска ряд западин і виступів, що утворюють разом з нерухомою деталлю в корпусі безконтактне лабіринте ущільнення. Ущільнення необхідне для запобігання інтенсивного відтоку повітря за робочим колесом, яке йде через дренажну трубку на вхід в компресор. Завдяки цьому ущільненню і дренажному каналу забезпечується зона зниженого тиску за робочим колесом, яка знижує осьове зусилля на роторі. Ближче до осі ротора, за елементами безконтактного ущільнення, є виступ, який використовують для видалення металу при балансуванні ротора. Отвір у робочому колесі виконано зі шліцями, які сполучаються зі шліцями ротора турбокомпресора при посадці колеса на ротор. Колесо має чисто радіальний напрямок міжлопаткових каналів, що відповідає так званому типу "радіальна зірка".

Обертовий скеровуючий апарат (ОСА) з лопатками параболічного профілю відливається по виплавляємій моделі з хромової сталі марки 2Х13. Воскова модель ОСА (рис. 12) збирається з окремих лопаток у спеціальному кондукторі. ОСА пристиковується до напіввідкритого колеса при спільній гарячій посадці колеса і ОСА на шліці валу ротора, після чого вони фіксуються на валу гайкою 35.



Рис. 12. Воскова модель ОСА

Колесо турбіни осьового типу, утворене диском 17, яке викуване з нержавіючої сталі марки 2Х13, і приєднаними до диска лопатками. З правого боку диска турбіни є виступ для зняття металу при балансуванні. Робочі лопатки турбіни 15 відливаються по виплавляємим моделях з жароміцної високолегованої сталі марки 4Х14Н14В2М (ЕІ69). Профільна частина лопаток полірується. Лопатки з'єднуються з диском замком "ялинкового" типу.

Остов турбокомпресора призначений для утримання всіх деталей турбокомпресора в зборі та загального формування конструкції. Він служить для створення і герметизації повітряного і газового трактів турбокомпресора, для створення водяних порожнин охолодження, а також для формування повітряних порожнин, що використовуються при формуванні

зазначених трактів і форм загальної конструкції турбокомпресора. В даному турбокомпресорі остов складається з вхідного патрубка 1, повітрозбірної завитки компресора 4, середнього корпусу 9, корпусу турбіни 12, відвідного патрубка 18.

Вхідний патрубок 1 двосторонній, коліноподібний. Виконаний з алюмінієвого сплаву марки АЛ5 литтям у кокіль. Має фланці для з'єднання з повітряним фільтром і глушником шуму всмоктування. Має елементи, що утворюють повітряну порожнину спільно з внутрішньою частиною компресорної повітрозбірної завитки. Ця порожнина використовується для формування вхідного повітряного тракту і загальної конструкції турбокомпресора.

Повітрозбірна завитка компресора 4 має спіральну форму. Профілі перерізів завитки мають розрахункові значення. Завитка виконується з алюмінієвого сплаву марки АЛ5 литтям у кокіль. Вона завернута у бік всмоктування і має в перерізі профіль, близький до кругового. При утворенні завитки в проєкті сформований "кіготь", який покращує структуру потоку повітря в завитці і підвищує ККД цієї ділянки. Переріз завитки зроблений за рекомендаціями посібника. Повітрозбірна завитка виконується з двох частин: зовнішньої 4 і внутрішньої 2. Виконання з двох частин полегшує виготовлення й обробку виробу. В зовнішній частині завитки виконані отвори для видалення конденсату і забруднень. Отвори закриті різьбовими пробками.

Середній корпус турбокомпресора слугує для фіксації і центрування підшипників турбокомпресора, для створення частини порожнин водяного охолодження, а також для каналізації потоку масла. Виконаний з алюмінієвого сплаву марки АЛ5 литтям у кокіль. Зовнішня частина повітрозбірної завитки компресора має розточення, в якій цей корпус центрується. Середній корпус турбокомпресора 9 має осьовий роз'єм.

Верхня і нижня половини середнього корпусу з'єднані чотирма болтами, виготовленими з нержавіючої сталі. Стінки середнього корпусу утворюють порожнини, в одній з яких циркулює рідина системи охолодження, а інша служить резервуаром для відпрацьованого масла і його зливу. Середній корпус має свердління для підведення і відведення масла, для підведення охолоджуючої рідини, для дренажу повітря з порожнини за колесом компресора. Ущільнення стиків середнього корпусу та інших корпусів здійснюється кільцями, виготовленими з термостійкої гуми. До середнього корпусу кріпиться нерухомий елемент безконтактного лабіринтного ущільнення 38 (ущільнення за колесом компресора). В розточення середнього корпусу встановлюються опорно-упорний 30 і опорний 26 підшипники. До середнього корпусу через штуцерно-ніпельне з'єднання 8 підводиться масло для змащення підшипників. У порожнинах середнього корпусу, звернених до компресора, циркулює охолоджуюча рідина, перешкоджаючи перегріву підшипників і підводу тепла при стисненні повітря. Середній корпус має центруючий виступ, який охоплюється по посадці фланцем 10. За допомогою цього фланця середній корпус центрується з газоприймальною завиткою 11, яка його охоплює. З правого боку середнього корпусу на перехідній втулці до нього кріпиться сопловий апарат турбіни. Перехідна втулка центрується з середнім корпусом по внутрішньому діаметру правого краю середнього корпусу. Перехідна втулка використовується для формування каналів, в яких працюють контактне і безконтактне ущільнення з боку турбіни.

Газоприймальна завитка 11 слугує для прийому газів, що відходять від двигуна, і їх подачі до соплового апарату газової турбіни. Виконана із сталі литтям у кокіль. Завитка не охолоджується водою. З зовнішніх сторін завитка знаходиться в повітряному просторі, що забезпечує зниження втрат енергії газами і зменшує її корозію.

Корпус турбіни 12 слугує для формування газового тракту і для герметизації цього тракту. Він центрується із середнім корпусом по зовнішній частині виступу середнього корпусу. До внутрішньої розточки корпусу турбіни за допомогою фланця, з лівого боку, болтами кріпиться дифузор турбіни *13*, по якому йде газ через проточний тракт турбіни. З правого боку до корпусу турбіни кріпиться газовідвідний патрубок *18*. Він центрується з корпусом турбіни по внутрішній розточці корпусу турбіни. Корпус турбіни із зовнішнього боку має порожнину охолодження, в якій циркулює охолоджуюча рідина. Вона перешкоджає поширенню теплового потоку від корпусу турбокомпресора в машинне відділення, де працює двигун. У верхній частині корпусу є приплив з різьбовим отвором. В отворі кріпиться рим-болт *33* для монтажу турбокомпресора на двигуні.

Підшипники турбокомпресора. Турбокомпресор має підшипники ковзання. При роботі підшипники змащуються маслом під тиском з масляної системи двигуна, що забезпечує тертя ковзання й одночасний відвід тепла тертя. Втулки підшипників, як розрізні, так і нерозрізні зазвичай виготовляються з бронзи марок Бр. ОЦС 4-4-17, Бр. ОФ 10-1, Каро та ін.

Опорно-упорний підшипник (рис. 13) складається з двох половин *1*, які центруються між собою за допомогою призонних втулок *2*. Підшипник центрується в розточці середнього корпусу між крайніми пасками по своєму зовнішньому діаметру.

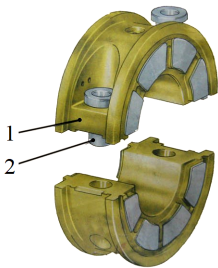


Рис. 13. Опорно-упорний підшипник

Паски фіксують підшипник від переміщень в осьовому напрямку. Масло надходить з свердління в середньому корпусі компресора в радіальне свердління під-

шипника, а потім надходить в його холодильник (осьову канавку на внутрішній поверхні його верхньої половини). З холодильника масло поширюється по всьому внутрішньому циліндричному розточенню підшипника, забезпечуючи опорне зусилля підтримки ротора (компенсацію радіального зусилля). З радіального свердління в підшипнику масло також потрапляє на його торцеві поверхні. Справа розташовується головна упорна поверхня. Вона обладнана упорними подушками, які мають антифрикційне покриття, скоси з одного боку і горизонтальні ділянки, в які переходять ці скоси. Подушки нерухомі. При роботі турбокомпресора виступ вала ротора, звернений до підшипника 1 (гребінь), притискається до подушок. При обертанні ротора масло надходить на скоси подушок, звідки рухається до горизонтальних ділянок, де створюється шар гідродинамічного ковзання, який сприймає осьове зусилля.

У разі нештатних ситуацій, наприклад, при непрацюючому турбокомпресорі, осьове зусилля на роторі можливе зліва через крен судна. Тоді ротор буде притиснутий до підшипника з правого боку. До торця підшипника буде притиснутий торець втулки 36 (див. рис. 8). З цього боку розташовується допоміжна упорна поверхня. Вона має вигляд, схожий на головну упорну поверхню, але значно спрощений і з меншою площею. Власне, тут не відбувається тертя ковзання, а допоміжна упорна поверхня слугує лише для фіксації ротора в положенні, що виключає його пошкодження при надмірному висуненні в сторону турбіни. Переміщення ротора з крайнього правого в крайнє ліве положення (при непрацюючому турбокомпресорі) називають осьовим люфтом ротора. Ця величина не повинна бути рівною нулю або дуже малою, тому що при роботі відбувається нагрів підшипника і при малому осьовому люфті можливе його заклинювання. Осьовий люфт контролюється при складанні турбокомпресора. У нашому випадку він повинен становити $0,15 \dots 0,25$ мм.

Опорна частина підшипника також забезпечує підтримку ротора турбокомпресора (сприйняття радіального зусилля від ваги ротора і зусилля від небалансу) в режимі гідродинамічного тертя ковзання за рахунок того, що масло потрапляє в серпоподібний зазор, утворений шипом вала ротора і розточкою підшипника через деяку різницю діаметрів останніх. Зазвичай зазор становить 0,001 діаметра шипа.

Опорний підшипник 26 призначений для сприйняття тільки радіального зусилля. Має будову, аналогічну описаному вище підшипнику. Відмінність полягає у відсутності головної упорної поверхні з упорними подушками. Підшипник має допоміжну упорну поверхню, яка може сприймати осьове зусилля справа при непрацюючому турбокомпресорі в разі виходу з ладу головної упорної поверхні в упорно-опорному підшипнику.

Ущільнення турбокомпресора. Є контактні і безконтактні (лабіринтові) ущільнення.

У лабіринтовому ущільненні відбувається багаторазове дроселювання газу, який протікає через канали з різко змінними прохідними перерізами. Таке ущільнення має великий гідравлічний опір. При цьому, чим опір вище, тим менше коефіцієнт витрати, і тим ефективніше ущільнення. Радіальні ущільнення дозволяють при малих габаритах забезпечувати високий гідравлічний опір навіть при великих зазорах.

Контактні ущільнення ефективніше безконтактних, але створюють додаткові механічні втрати при своїй роботі і підлягають зношенню.

Безконтактне (лабіринтове) ущільнення на задній стінці колеса (рис. 14) призначене для зниження витоків повітря з компресора за робочим колесом через дренажну трубку і забезпечення зони низького тиску за задньою стінкою робочо-

го колеса. Зона низького тиску знижує величину осьового зусилля. Лабіринтове ущільнення розділяє зони високого і низького тиску. Без ущільнення створення зони низького тиску практично неможливе. При погано працюючому ущільненні за колесом буде підвищуватися тиск і будуть активні перетікання повітря із зони високого в зону низького тиску з істотним зниженням витрат наддувного повітря.

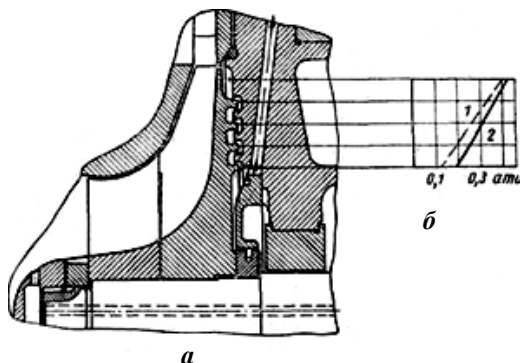


Рис. 14. Лабіринтове радіальне ущільнення:
a – вузол ущільнення; ***б*** – розподіл тисків; 1 і 2 – падіння тиску при діаметрі дренажних отворів 13 мм і 10 мм відповідно

Контактне ущільнення з боку компресорного колеса призначене для перешкоджання попаданню масла з підшипника в повітряний тракт компресора. Ущільнення розділяє порожнину з низьким тиском повітря і порожнину з краплями масла, що вилітають з підшипника в повітря з тиском, вищим, ніж за колесом компресора. Ущільнення виконано відповідно до рис. 15.

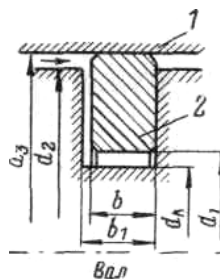


Рис. 15. Контактне ущільнення

Зазначені буквами розміри витримуються за рекомендацією [5]. В даному компресорі встановлено одне кільце контактного ущільнення з боку компресора.

Кількість кілець ущільнення прагнуть звести до мінімуму, щоб забезпечити високий механічний ККД турбокомпресора. В ущільненні розрізне кільце 2 тисне на циліндричну поверхню втулки 1 (див. рис. 15). Тиском ущільнюваного середовища кільце притискається до торця канавки, яка проточена в насадній втулці.

Між контактним і безконтактним ущільненнями виконаний отвір дренажу, поєднаний трубою зі всмоктуванням компресора.

Контактне ущільнення з боку турбіни (див. рис. 8, поз. 21) працює в парі з безконтактним осьовим ущільненням з боку турбінного колеса 19. Призначене для виключення прориву газів у порожнину опорного підшипника і потрапляння масла в газовий тракт. Виконане у вигляді двох кілець відповідно до рис. 15. Для нормальної, надійної роботи цих ущільнень в порожнину між контактним і безконтактним ущільненнями підводиться контр повітря з області високого тиску (на кресленнях це підведення не показано).

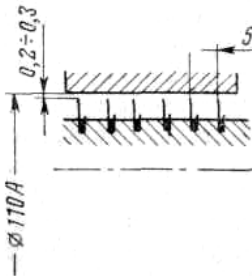


Рис. 16. Безконтактне осьове (лабіринтове) ущільнення

Безконтактне осьове ущільнення з боку турбіни 19 працює в парі з контактним ущільненням 21 і має призначення, вказане вище. Ущільнення виготовляється закаткою спеціальних пластинок товщиною 0,1...0,3 мм з нержавіючої сталі (1X18H9T або 1X13) в виточені на втулці 19 канавки і має вигляд, показаний на рис. 16.

Послідовність операцій при постановці таких пластин на роторі показана на рис. 17.

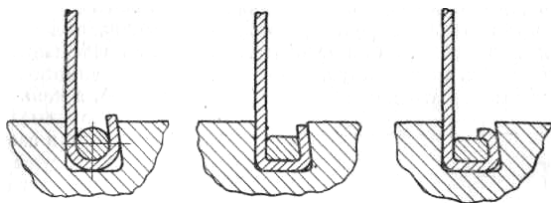


Рис. 17. Послідовність виготовлення лабіринтового ущільнення

Робота турбокомпресора на розрахунковому режимі.
Відхідні гази з колекторів двигуна надходять через отвори 1 (рис. 18) в газоприймальну завитку турбіни.

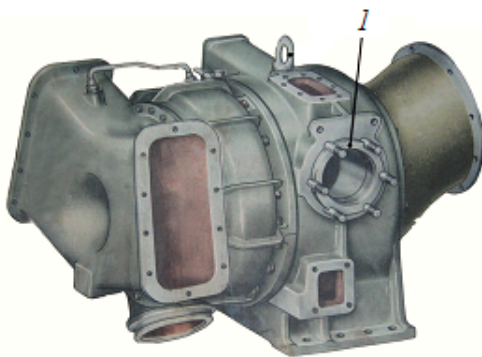


Рис. 18. Загальний вигляд турбокомпресора

Відхідні гази двигуна проходять через сопловий апарат і робоче колесо турбіни, змушуючи ротор обертатися. Обертання передається колесу компресора через вал ротора. Після турбіни гази надходять у випускний патрубок 18 і далі через випускний трубопровід в атмосферу.

Зміну параметрів повітряного потоку, починаючи від входу і закінчуючи виходом з повітрозбірної завитки, можна простежити по рис. 7.

Повітря всмоктується через вхідний патрубок 1 (див. рис. 8), проходячи через фільтр і глушник (на рисунках відсутні). Проходячи через конфузорний всмоктуючий патрубок, потік повітря збільшує швидкість, при цьому тиск і температура падають.

В робочому колесі компресора 34 потік повітря втягується в обертальний рух. Швидкість частинок повітря зростає, при цьому виникає відцентрова сила, що переміщає частинки повітря від осі обертання до периферії. Рухаючись прискорено під дією лопаток, повітря одержує енергію. Рух по міжлопаткових каналах, які мають дифузорну форму, змушує потік повітря зменшувати відносну швидкість. Збільшення окружної швидкості і зниження відносної швидкості призводить до збільшення потенційної енергії повітря. Зростання абсолютної швидкості повітряного потоку призводить до зростання кінетичної енергії. За колесом компресора потік містить потенційну і кінетичну енергію. Виліт частинок повітря з каналів колеса на виході створює зниження тиску на вході, що забезпечує надходження нових частинок повітря в колесо зі всмоктуючого патрубку за рахунок різниці тисків перед колесом і в початковій ділянці його каналів. Процес йде безперервно. ОСА має відігнуті вздовж осі обертання лопатки, що забезпечує вхід потоку на колесо з мінімальними втратами при обтіканні вхідних кромek. У відносному русі лопаток ОСА і повітряного потоку на вхідних кромках колеса досягаються значні швидкості. Найбільше значення відносні швидкості мають місце на найбільшому діаметрі ОСА. Вони наближаються до швидкості звуку.

За робочим колесом, у дифузорах компресора, відбувається подальше перетворення кінетичної енергії потоку повітря в потенційну. У безлопатковому дифузорі швидкість потоку знижується, потік стабілізується, тиск і температура повітря зростають. Після безлопаткового дифузора і зниження абсолютної швидкості потоку повітря до дозвукової потік потрапляє на вхід лопаток лопаткового дифузора. Лопатки забезпечують рух потоку повітря від меншого радіуса до більшого по коротшій траєкторії, ніж в разі відсутності лопаток. Це збільшує ККД ділянки. У лопатковому дифузорі швидкість потоку знижується, тиск і температура зростають. Тиск повітря за лопатковим дифузором досягає розрахункового, кінцевого значення з деяким надлишком, оскільки далі, в завитці, має місце падіння тиску через газодинамічні втрати.

Після лопаткового дифузору потік повітря надходить у повітрозбірну завитку. В даному випадку завитка працює як збірники повітря. Наростання перерізу вздовж каналу завитки пропорційно кутку охоплення забезпечує приблизно постійне значення окружної складової швидкості потоку. Це максимально знижує радіальне навантаження на колесо. У разі рівного розподілу швидкостей потоку на вході і виході з завитки температура потоку залишається постійною, тиск дещо знижується через газодинамічні втрати. На виході з завитки забезпечується розрахункове значення витрати повітря, розрахункове значення тиску і температура, яка відповідає допустимому значенню адіабатного ККД компресора.

За рухом робочих тіл при роботі турбокомпресора зручно спостерігати по рис. 19.

При роботі турбокомпресора насос системи змазки подає масло під тиском із системи двигуна через нагнітальний штуцер в його масляну магістраль (див. рис. 19).

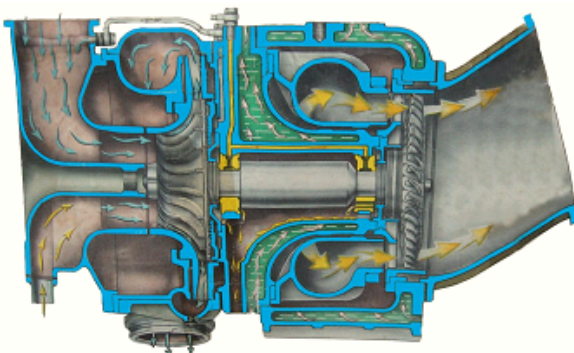


Рис. 19. Схема руху робочих тіл при роботі турбокомпресора

По магістралях у корпусі масло надходить до підшипників ротора, забезпечуючи змащення вала ротора і відведення тепла тертя. Після підшипників масло зливається у відповідну порожнину середнього корпусу, а потім йде через зливний патрубок і приєднаний до нього трубопровід у піддон двигуна.

Охолоджуюча рідина з системи охолодження двигуна під тиском надходить знизу в порожнини охолодження компресора в середньому і турбінному корпусах (див. рис. 19). Тут вона охолоджує стінки порожнин, відводячи тепло, яке надходить у порожнині від газів. Після охолодження стінок порожнин охолоджуюча рідина потрапляє з верхньої частини корпусу турбокомпресора в систему охолодження двигуна. Тепло від охолоджуючої рідини в системі охолодження двигуна розсіюється в радіаторі.

Висновок

У результаті проєктування розроблено турбокомпресор типу ТК-30, який виконаний відповідно до завдання кафедри і задовольняє існуючим вимогам ДСТУ для таких машин. При проєктуванні були змінені розміри конструкції, прийня-

тої за прототип. Ці зміни пов'язані з новими розмірами колеса компресора, новими розмірами проточної частини компресора, змінена форма поперечного перерізу повітрозбірної завитки. Основні параметри спроектованого компресора вказані в табл. 10.

Таблиця 10. Основні параметри компресора

№ з/п	Позначення, од. виміру	Найменування параметра	Значення
1	G , кг/с	Витрата повітря масова	2,18
2	Q , м ³ /с	Витрата повітря об'ємна	1,96
3	P_k	Ступінь підвищення тиску в компресорі	3,5
4	$N_{к5}$, кВт	Потужність привода компресора	370,38
5	$n_{тк5}$, хв ⁻¹	Частота обертання ротора компресора	27844
6	$\eta_{ад}$	Адіабатний ККД компресора	0,806
7	D_2 , мм	Зовнішній діаметр колеса	300,0
8	D_0 , мм	Зовнішній діаметр втулки колеса	66,0
9	$D_{н5}$, мм	Зовнішній діаметр ОСА	162,2
10	D_1 , мм	Середній квадратичний діаметр входу в колесо	123,8
11	$B_{к5}$, мм	Загальна ширина колеса	80,0
11	b_2 , мм	Ширина лопатки на виході	8,0
12	D_3 , мм	Діаметр БЛД на виході	360,0
13	b_3 , мм	Ширина БЛД на виході	6,0
14	D_4 , мм	Діаметр ЛД на виході	480,0
15	b_4 , мм	Ширина ЛД на виході	9,0

15. ВИСНОВОК АВТОРІВ НАВЧАЛЬНОГО ПОСІБНИКА

У навчальному посібнику стисло розглянуто питання розрахунку і частково конструювання ступені компресора. Навчальний посібник написаний як довідник, яким має користуватися виконавець курсового проєкту з газової динаміки. Надається інформація про те, як оформляються та виконуються всі розділи проєкту, включаючи вступ, попереднє визначення основних параметрів, висновок. У розділах навчального посібника, крім суто довідникових параметрів, надається інформація про основні процеси, що відбуваються на ділянках повітряного тракту ступені, і про те, чому саме обираються ті чи інші значення параметрів. Суттєва увага приділяється виконанню креслень. Зокрема, для кожної ділянки детально пояснюється, як робити ті чи інші побудови креслень елементів повітряного тракту.

Виконання розрахунків звичайно робиться на підставі комп'ютерних програм, які окремо надаються студентам. Програми розроблені на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації НУК, вони весь час вдосконалюються з урахуванням останніх відомостей щодо проєктування компресорів. Програми створені на основі тих підходів до розрахунку ступені, які розглядаються у посібнику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

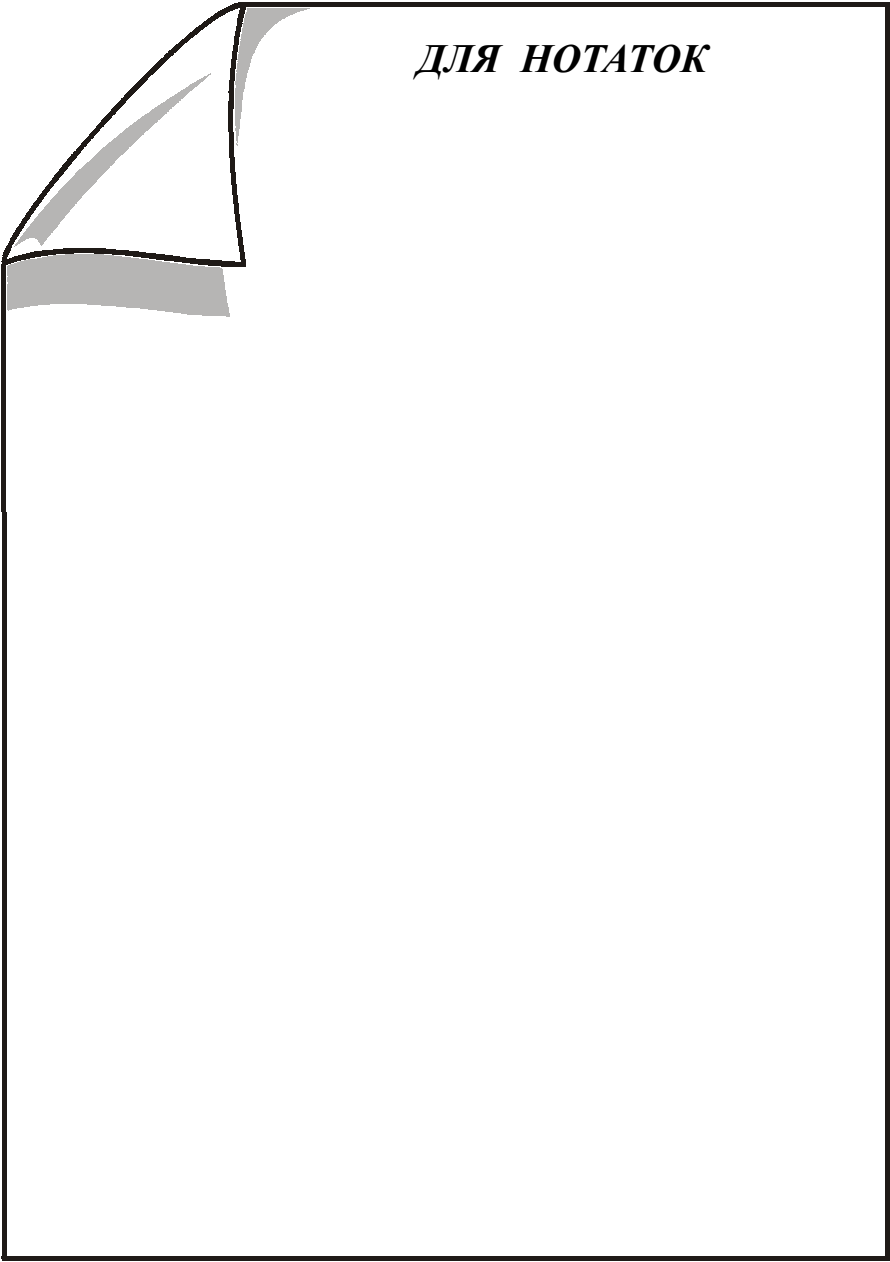
1. Гофлин А. П. Судовые компрессорные машины: учебник / А. П. Гофлин, В. Д. Шилов. – Л.: Судостроение, 1977. – 270 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
4. Дехович Д. А. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей / Д. А. Дехович, Г. И. Иванов, М. Г. Круглов и др. – М.: Машиностроение, 1973. – 296 с.
5. Дизели: справочник / Б. П. Байков, В. А. Ваншейдт, И. П. Воронов и др.; под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1977. – 480 с.
6. Исаев С. П. Основы термодинамики, газовой динамики и теплопередачи: учебник / С. П. Исаев, Б. М. Миронов, В. М. Никитин, В. И. Хвостов. – М.: Машиностроение, 1968. – 276 с.

7. Кита В. Ф. Устройство и ремонт турбокомпрессоров судовых ДВС / В. Ф. Кита. – М.: Транспорт, 1972. – 128 с.
 8. Моргулис П. С. Турбокомпрессоры тепловозных двигателей / П. С. Моргулис, В. Г. Перфилов. – М.: Машиностроение, 1965. – 147 с.
 9. Селезнев К. П. Центробежные компрессоры / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
 10. Справочник по Единой системе конструкторской документации / А. К. Моргун, В. П. Градиль, Р. А. Егошин; под ред. Ю. И. Степанова. – 2-е изд. перераб. и доп. – Х.: Прапор, 1979. – 245 с.
 11. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учебник / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
 12. Теория и расчет турбокомпрессоров: учебное пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей / К. П. Селезнев, Ю. Б. Галеркин, С. А. Анисимов и др. – 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
 13. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие / Б. П. Байков, В. Г. Бордуков, П. В. Иванов, Р. С. Дейч. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.
 14. Турбонаддув высокооборотных дизелей / А. Э. Симпсон, В. Н. Каминский, Ю. Б. Моргулис, Г. М. Поветкин и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
 15. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / К. В. Холщевников. – М.: Машиностроение, 1970. – 610 с.
 16. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учебник / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
-

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Загальні вимоги до виконання курсового проєкту	6
2. Завдання та структура проєкту	12
3. Зміст вступу	13
4. Зміст першого розділу	14
5. Зміст другого розділу	21
6. Зміст третього розділу	31
7. Зміст четвертого розділу	35
8. Зміст п'ятого розділу	59
9. Зміст шостого розділу	68
10. Зміст сьомого розділу	79
11. Виконання креслення перерізу турбокомпресора	92
12. Опис конструкції компресора	93
13. Висновок по проєкту	94
14. Приклад курсового проєкту	95
15. Висновок авторів навчального посібника	154
Список літератури	155

ДЛЯ ЗАДАТОК



ДЛЯ ЗАДАТОК

Навчальне видання

МОШЕНЦЕВ Юрій Леонідович
ГОГОРЕНКО Олексій Анатолійович

**РОЗРАХУНОК СТУПЕНЯ
ВІДЦЕНТРОВОГО
НАДДУВНОГО КОМПРЕСОРА**

Навчальний посібник

Редактор *О. Є. Вакула*
Комп'ютерне верстання *В. В. Москаленко*
Коректор *М. О. Паненко*

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 9,3. Тираж 100 прим. Вид. № 9. Зам. № 0505-34.

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025

E-mail : publishing@nuos.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6402 від 19.09.2018 р.