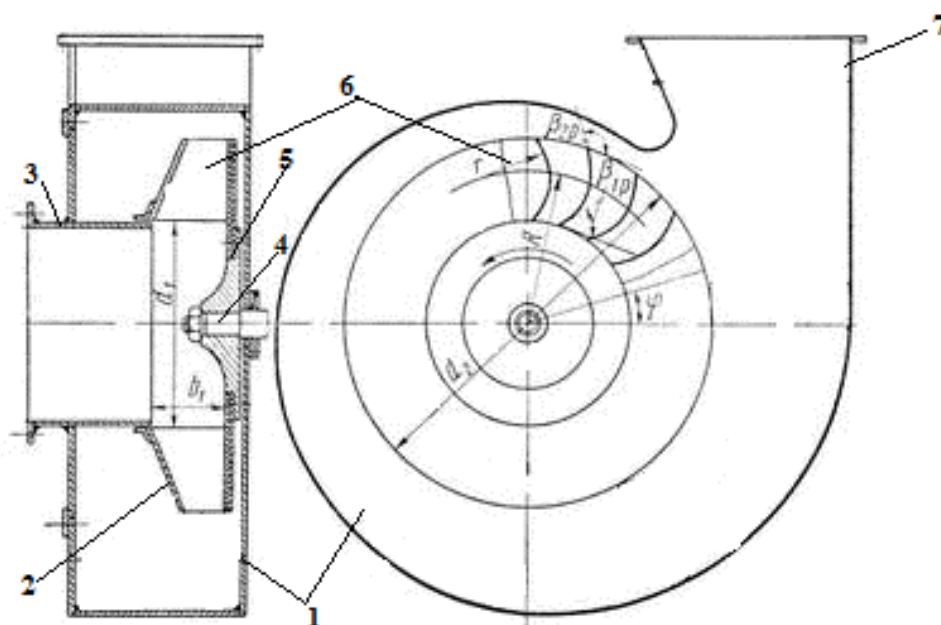


Лекція 4 Відцентрові вентилятори і компресори

1.4.1 Відцентрові вентилятори

Відцентровий вентилятор є найбільш простою повітродувною машиною відцентрового типу. Газ стискується у вентиляторі незначно. Ступінь підвищення тиску p_2/p_1 не перевищує 1,15, тому зміна щільності газу при стиску невелика. Внаслідок цього газ, що проходить через вентилятор, можна розглядати як нестисливе середовище, що значно спрощує аналіз процесів, що відбуваються усередині цієї машини.

Відцентровий вентилятор складається зі спірального кожуху, усередині якого на валу обертається ротор (рис. 1.5). Лопатки, укріплені на роторі, захоплюють газ, який засмоктується усередину ротора через бічний осьовий патрубок і викидають його в кожух під дією виникаючих при обертанні відцентрових сил. При цьому колесо передає газу деяку кількість енергії, у результаті чого тиск і швидкість газу зростають. Спіральний кожух збирає газ, що надходить із робочих лопаток, і, працюючи як дифузор, перетворює кінетичну енергію газу в потенційну, внаслідок чого тиск газу в потоці ще більш зростає. Далі газ викидається через отвір, розташований тангенціально стосовно кожуху.



1 – статор; 2 – ротор; 3 – всасуючий патрубок; 4 – вал; 5 – ступица;
6 – рабочие лопатки; 7 – нагнетательный патрубок.

Рисунок 1.5 – Схема простейшего центробежного вентилятора

Великі вентилятори іноді виготовляють із двостороннім усмоктуванням газу.

По величині створюваного тиску вентилятори прийнято ділити на три групи: низького тиску— до 1000 н/м^2 , середнього тиску — до 3000 н/м^2 і високого тиску — до $15\,000 \text{ н/м}^2$. Відцентрові вентилятори виготовляють для дуже широкого діапазону продуктивності, остання визначається розмірами вентилятора й числом обертів вала. Про розміри вентилятора свідчить його номер, який показує, як правило, діаметр ротора (зовнішній), виражений у дециметрах. Заводи випускають вентилятори серіями, усередині якої всі машини геометрично подібні між собою. Це дає можливість при доборі й експлуатації вентиляторів широко використовувати принципи теорії подоби. Припустиме число обертів робочого колеса визначається гранично припустимою окружною швидкістю, яка, як правило, не повинна перевищувати $30\text{-}50 \text{ м/с}$.

Природно, що вентилятори дрібних номерів (малих розмірів) можуть працювати зі значно більш високим числом обертів, ніж вентилятори більших номерів (більших розмірів).

Для класифікації вентиляторів застосовують також безрозмірну величину n_s , яка має назву коефіцієнт швидкохідності, чисельне значення якої можна визначити з вираження:

$$n_s = 11,3nV^{0.5} / \left(\frac{\Delta P}{\rho} \right)^{0.75}, \quad (1.30)$$

де n — швидкість обертання вентилятора, об/хв;

V - продуктивність вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;

ΔP — створюваний тиск, н/м^2 ;

ρ – щільність переміщуваного газу, кг/м^3 .

Кожному чисельному значенню коефіцієнта швидкохідності відповідає своя аеродинамічна схема й форма характеристик вентилятора. Коефіцієнт швидкохідності даного та подібних до нього вентиляторів є цілком певною величиною і не залежить від режиму роботи. Тому залежно від величини коефіцієнта швидкохідності вентилятори можуть бути розділені на кілька груп. Для кожної групи типова своя аеродинамічна схема й форма характеристик незалежно від розмірів, швидкості обертання, режимів роботи й щільності газу, що транспортується. Основні безрозмірні параметри й характеристики для кожної групи наведені у відповідних довідниках. За чисельним значенням коефіцієнта швидкохідності можна судити, до якої групи належить даний вентилятор і, отже, якими основними властивостями він володіє.

В залежності від коефіцієнта швидкохідності вентилятори поділяють на:

- швидкохідні ($n_s > 1500$);

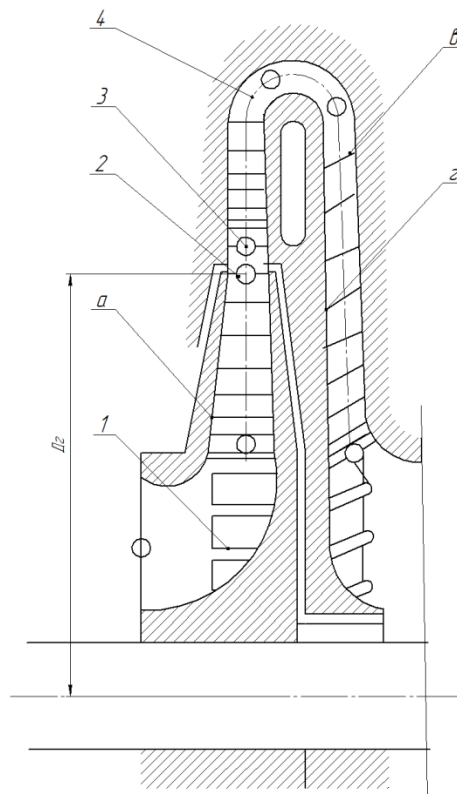
- середньої швидкодності ($n_s = 800 \div 1400$);
- тихохідні ($n_s = 500 \div 700$);
- досить тихохідні ($n_s < 500$).

У якості приводу для вентиляторів у переважній більшості випадків використовують електродвигуни. Найбільш зручно й компактно з'єднати вал вентилятора з валом двигуна муфтою. Якщо необхідне число обертів вентилятора не збігається із числом обертів електродвигуна, то здебільшого застосовують ремінний привід, для чого завод-виготовлювач забезпечує вентилятор шківом.

Вентилятори з однаковим успіхом можуть працювати як на режимі усмоктування, так і на режимі нагнітання із забором повітря з атмосфери. У загальному випадку вентилятор забезпечують і всмоктуючим, і нагнітальним трубопроводами.

1.4.2 Відцентрові компресори

Ступінь відцентрового компресора. Робоче колесо (а), кільцевий відвід (дифузор), направляючий апарат (б) та зворотний спрямовуючий апарат (в), узяті спільно, називають ступенем тиску або просто ступенем компресора (рис. 1.6). Робоче колесо та зворотний спрямовуючий апарат розділені діафрагмою (е). У багатоступеневих компресорах ступені включені в потік газу послідовно.



а – робоче колесо; б – направляючий апарат; в – зворотний спрямовуючий апарат

Рисунок 1.6 - Схема ступеня відцентрового компресора

При протіканні газу через канали ступеня стан його змінюється в результаті передачі енергії потоку робочим колесом, газового тертя, вихроутворення й теплообміну із середовищем, що оточує компресор.

Запишемо баланс енергії потоку на ділянці 1–2, Дж/кг, (рис. 1.6). Енергія газу в перерізі (1) на вході у міжступеневі канали:

$$l_1 = \frac{c_1^2}{2} + c_p T_1, \quad (1.31)$$

Енергія, передана газові робочими лопастями, за рівнянням Ейлера:

$$l = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}, \quad (1.32)$$

Енергія газу у вихідному перерізі двох міжлопасних каналів:

$$l_2 = \frac{c_2^2}{2} + c_p T_2, \quad (1.33)$$

Якщо від газу, що проходить через робоче колесо, передається в навколишнє середовище кількість теплоти q , то рівняння балансу енергії можна записати так:

$$\frac{c_1^2}{2} + c_p T_1 + (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) - q = \frac{c_2^2}{2} + c_p T_2, \quad (1.34)$$

Отже, кінцева температура стиску в колесі:

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] - \frac{q}{c_p}, \quad (1.35)$$

Припускаючи, що процес є ізоентропним, одержуємо:

$$T_{2a} = T_1 + \frac{1}{2c_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})], \quad (1.36)$$

При ізоентропному стиску газу:

$$\frac{T_{2a}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1.37)$$

Із двох останніх рівнянь випливає:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.38)$$

Рівняння (1.35) і (1.38) зв'язують термодинамічні фактори T , p і порівняні із розмірами, частотою обертання й формою лопастей робочого колеса компресора. Ці рівняння дослідами не підтверджуються, тому що дійсний процес стиску в робочому колесі неізоентропний. Високі швидкості газу в міжлопастних каналах ступеня обумовлюють істотні втрати від тертя й вихроутворення та перехід частини енергії газового потоку в теплоту. При цьому дійсний процес стиску виявляється близьким до політропного з показником n :

$$pv^n = const, \quad (1.39)$$

Водночас відвід теплоти від потоку газу в колесі в зовнішнє середовище незначний, і для процесу стиску в цьому випадку можна прийняти $q = 0$:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (1.40)$$

У практиці розрахунків та оцінки ступенів відцентрових компресорів з неінтенсивним охолодженням користуються ізоентропним ККД.

Розв'язавши спільно рівняння (1.35) і (1.38) за умови $q = 0$, використавши вираження η_a через ступені стиску при ізоентропному і політропному процесах, одержимо:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{\eta_a}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.41)$$

Ізоентропний ККД стаціонарних відцентрових компресорів лежить в межах $\eta_a = 0,8$ ч $0,9$. Рівнянням (1.41) можна користуватись для орієнтовного розрахунку кінцевого тиску в робочому колесі ступеня компресора.

У направляючих апаратах компресора енергія потоку газу ззовні не передається; тут відбувається тільки перетворення кінетичної енергії в потенційну або навпаки.

Якщо припустити, що теплообміну з навколишнім середовищем немає, то енергетичний баланс потоку на ділянці 3–4 буде:

$$c_p T_3 + \frac{c_3^2}{2} = c_p T_4 + \frac{c_4^2}{2}, \quad (1.42)$$

Звідси випливає:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{c_4^2}{c_3^2}\right), \quad (1.43)$$

При оберненій пропорційності $\frac{c_4}{c_3} = \frac{R_3}{R_4}$, що виходить із закону $rc_u = const$, одержимо:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_4^2}\right), \quad (1.44)$$

Вважаючи, що процес у відводі політропний, отримаємо:

$$p_4 = p_3 \left[1 + \frac{c_3^2}{2c_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_4^2}\right)\right]^{\frac{n}{n-1}}, \quad (1.45)$$

Показник політропи залежить від умов охолодження та для звичайних конструкцій компресорів близький до $n = 1,5$.

Потужність відцентрового компресора. Користуючись ізоеентропним ККД, можна визначити внутрішню роботу ступеня:

$$l = l_a / \eta_a, \quad (1.46)$$

При розрахунку потужності на валу компресора варто враховувати енергію, що витрачається на подолання механічного тертя в підшипниках і газовому терті неробочих поверхонь коліс, введенням механічного ККД:

$$\eta_m = l / l_k, \quad (1.47)$$

де l_k – питома енергія компресора

Для звичайних конструкцій компресорів $\eta_m = 0,96-0,98$. Витоки газу через ущільнення у відцентрових компресорах становлять не більше 1,5% номінальної подачі, і їхній вплив при орієнтовних розрахунках можна не враховувати. Питома енергія компресора з урахуванням механічних втрат:

$$l_k = \frac{l_a}{\eta_a \eta_m}, \quad (1.48)$$

Обчисливши l_a за рівнянням (1.48) і задавшись η_a й η_z , можна визначити за (1.46).

При масовій подачі компресора m , кг/с, потужність компресора для привода робочого колеса зі ступеня:

$$N = \frac{ml_a}{1000\eta_a\eta_m}, \quad (1.49)$$

Потужність багатоступеневого компресора представляється сумою потужностей окремих ступенів.

Розрахунок ступеня. Розрахунок ступеня складається у визначенні основних розмірів робочого колеса й напрямних апаратів.

Існуючі способи розрахунку ґрунтуються на положеннях струминної теорії й умовах подібності при значному використанні експериментальних даних з термодинаміки й аеродинаміки елементів ступеня. Тут розглядається метод наближеного розрахунку, що дає загальне уявлення про геометричні розміри ступеня компресора стаціонарного типу, що працює при дозвукових швидкостях газу.

При розрахунку задаються:

- 1) об'ємна Q або масова M подача ступеня;
- 2) початкове p_1 й кінцеве p_2 тиску;
- 3) початкова температура T_1 газу;
- 4) термодинамічні характеристики газу при нормальних умовах k, R, c .

Частота обертання вала компресора визначається типом привідного двигуна.

Для привода компресорів застосовують асинхронні й синхронні двигуни із частотою обертання до 3000 об/хв і більше, що обумовлює малі розміри і масу конструкції.

У деяких випадках між двигуном і компресором включають передачу, що підвищує частоту обертання вала компресора.

При більших потужностях застосовують переважно синхронні електродвигуни, що істотно поліпшують коефіцієнт потужності електричної системи й стабілізуючу напругу в ній.

Зручним привідним двигуном при середніх і високих потужностях є парова турбіна із частотою обертання 3500 об/хв і вище. У цьому випадку допускається свобода вибору частоти обертання; агрегат у цілому виходить компактним і зручним відносно регулювання подачі зміною частоти обертання.

Стаціонарні компресори повинні мати високий ККД. Умова компактності й малої маси не є тут вирішальним. За цими міркуваннями окружна швидкість на виході з робочого колеса обмежена приблизно 200 м/с. Колеса стаціонарних

компресорів виконують з лопастями, загнутими назад.

Тому для одержання високого тиску потрібна багатоступенева конструкція. Кількість ступенів тиску визначається повним його підвищенням, заданим для компресора, і тиском, створюваним окремими ступенями.

Наближений розрахунок робочого колеса.

Вважаючи, що вхід на робочі лопасті радіальний (рис. 1.8), з рівняння (1.41) одержуємо, Па:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{\eta_a}{2c_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2u_2 c_{2u}] \right\}^{\frac{k}{k-1}}, \quad (1.50)$$

Ізоентропний ККД ступеня може бути прийнятий рівним близько 0,85.

Окружна швидкість u_2 приймається від 150 до 250 м/с. За відомим значенням n й u_2 розраховують зовнішній діаметр колеса, м:

$$D_2 = 60u_2 / (\pi n), \quad (1.51)$$

Відношення вхідного й вихідного діаметрів вибирають рівним приблизно 0,5. Можливі відхилення від – 0,48 до 0,60. Лопастний кут на вході визначають із паралелограма швидкостей (рис. 1.9). Кут атаки робочої лопасті можна приймати $i = 0-5^\circ$.

Настановний кут лопасті на вхід:

$$\beta_{1e} = \beta_1 + i, \quad (1.52)$$

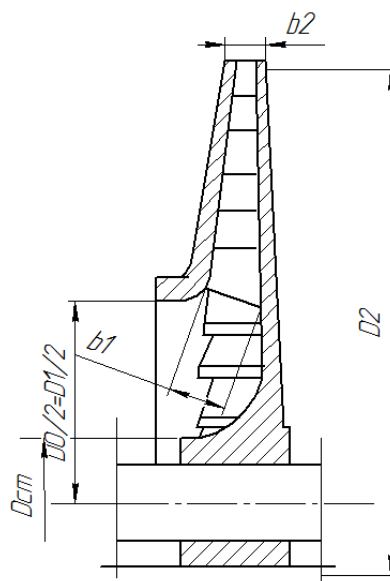


Рисунок 1.8 – Поздовжній розріз колеса відцентрового компресора

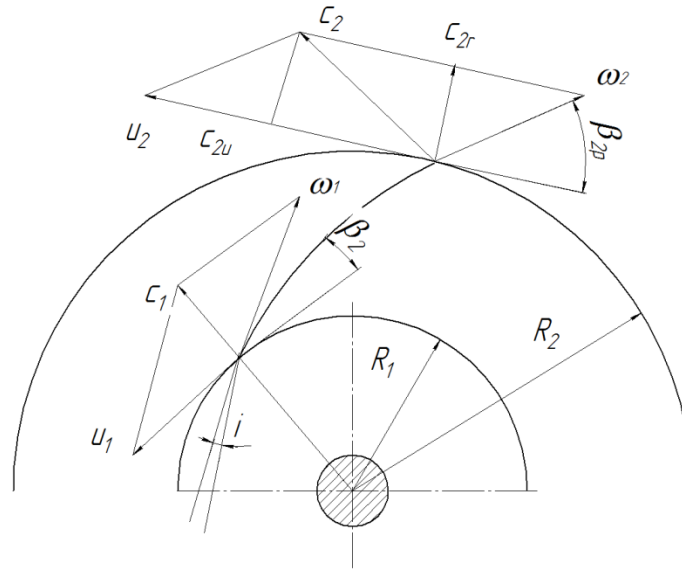


Рисунок 1.9 – Паралелограми швидкостей робочого колеса з радіальним входом на лопасті

З рівняння (1.50) випливає:

$$c_1^2 - c_2^2 + 2u_2c_{2u} = \frac{2c_p T_1}{\eta_a} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (1.53)$$

Швидкість c_1 може бути прийнята рівною швидкості входу c_0 в робоче колесо, обумовленою з рівняння витрати для вхідного перерізу колеса. З паралелограма швидкостей на виході (рис. 1.9) слідує, що $c_2^2 = c_2 u_2 + c_2 r_2$. Вважаючи $c_{2r} = c_1$ що є звичайним для коліс відцентрових машин, з рівняння (1.53) одержуємо:

$$2u_2c_{2u} - u_2c_2 = \frac{2c_p T_1}{\eta_a} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = B, \quad (1.54)$$

Права частина рівняння, позначена B , може бути обчислена за заданими й прийнятими величинам $p_1, p_2, T_1, c_p, k, \eta_a$. З рівняння (1.54) маємо:

$$u_2c_2 - 2u_2c_{2u} + B = 0, \quad (1.55)$$

$$c_{2u} = u_2 \pm \sqrt{u_2^2 - B}, \quad (1.56)$$

Зв'язок з вихідними параметрами, з огляду на вплив кінцевого числа лопастей за формулою Стодоли, зручно, виражається у вигляді:

$$c_{2u} = u_2 \left(1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 - \frac{c_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right), \quad (1.57)$$

Кількість робочих лопастей приймають, $z = 16 - 32$. Формула (1.57) дозволяє знайти необхідне значення кута β_2 . Кінцеву температуру стиску в робочому колесі визначають за допомогою залежностей:

$$T_{2a} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (1.58)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2a} - T_1}{\eta_a}, \quad (1.58)$$

Питомі обсяги газу на вході та виході знаходять за рівнянням стану, а потім за заданою масовою подачею розраховують об'ємні витрати.

Розміри вхідного (нормального для осі) перерізу робочого колеса визначають за рівнянням витрат:

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - D_{cm}^2) c_0, \quad (1.59)$$

де D_{cm} - розмір приймається з конструктивних міркувань залежно від діаметра вала.

Конструкції відцентрових компресорів. Відцентрові компресори в більшості випадків мають кілька ступенів. При невеликій подачі їх виготовляють секційними з поділом на окремі секції з розніманням у площинах, перпендикулярних до осі машини.

Компресори середньої та високої подачі, як правило, виготовляються з розніманням корпусу в горизонтальній площині аналогічно сучасним паровим турбінам. У цьому випадку прямий і зворотний направляючі апарати становлять

одне ціле з половинами корпусу або ж, що зустрічається частіше, розміщаються

на діафрагмах, щільно вставлених у корпус. Діафрагми мають роз'єми в горизонтальній площині.

Охолодження корпусу компресора, бажане з енергетичної точки зору, ускладнює конструкцію корпусу. Тому компресори будують із підрозділом ступенів на групи в окремих корпусах і розташуванням проміжних олоджувачів між корпусами. Таким чином, можливі компресори одно-, двох- і трьохкорпусні. Проміжні охолоджувачі можна розташовувати й між групами ступенів, укладених в одному корпусі.

На рис. 1.10 представлений поздовжній переріз другого корпусу шестиколісного турбокомпресора з подачею 9000 м³/год при тиску 0,7 мПа, частота обертання становить 10200 об/хв при потужності на валу 1200 кВт. Перший корпус цього компресора має одне колесо із двобічним підведенням. Повітря, стиснуте у першому ступені, переходить через трубчастий охолоджувач і надходить до приймального патрубка другого корпусу, в якому розміщені п'ять коліс, що становлять ступінь кінцевого стиску.

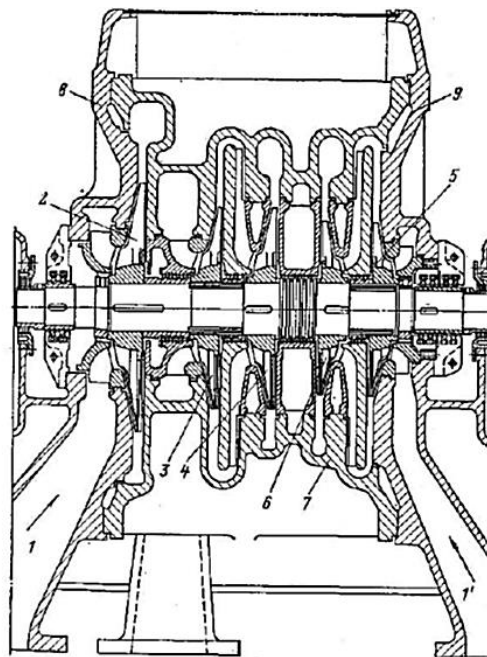
Повітря проходить послідовно через колесо (2) і дифузور і надходить до колеса (8). Потім, пройшовши через прямий і зворотний направляючі апарати, попадає в колесо (4), звідки направляється через проміжний охолоджувач і канал у п'яту (5) і шосту (6) ступені. Основними елементами конструкції тут є: литий чавунний корпус (7), замикаючі кришки (8) й (9) корпуса, несучі патрубки і коробки підшипників 1 (на рисунку не показані).

У середині корпусу розташовують діафрагми, що несуть лопасті зворотного направляючого апарата.

Урівноважування осьової сили досягається зворотним розташуванням п'ятого й шостого ступенів й упорним сегментним підшипником, що знаходяться між корпусами компресора.

Між ступенями розташовують гребінчасті ущільнення. Вал у кришках має графітовугільне ущільнення.

Колеса всіх ступенів виконані зі сталевих кувань; контур лопастей здійснюється фрезеруванням. Лопасті консольні, що кріпляться тільки на маточині; вони не мають ні основного, ні покривного диска. Кріплення робочих коліс на валу виконується, шпонками й затяжними гайками.



1, 1' – коробки підшипників; 2, 3,4 – колесо; 5,6 – ступені; 7 – чавунний корпус; 8, 9 – замикаючі кришки

Рисунок 1.10 – Поздовжній переріз другого корпусу турбокомпресора

Підшипники – ковзного тертя із примусовою подачею масла від роторного насоса, що приводиться у рух від валика шестірні редуктора.

Привід компресора здійснюється електродвигуном з $n = 3000$ об/хв; підвищення частоти обертання до 10200 об./хв досягається зубчастим варіатором.

Обидва корпуси компресора та варіатор установлюються на масивній чавунній рамі, що кріпиться до фундаментних балок. Електродвигун установлюється на рамі, жорстко сполучений з рамою компресора і фундаментом.

На рис. 1.11 показано поздовжній розріз чотирьохступеневого компресора типу К-3250-41-2, застосовуваного в доменному процесі. Подача такого компресора $Q = 2840 - 3250$ м³/год при кінцевому тиску $P = 0,36 - 0,42$ МПа. Привід компресора відбувається від парової турбіни АКВ-12-IV із частотою обертання 2500-3400 об/хв. Охолодження проводиться виносним охолоджувачем між третім і четвертим ступенями.

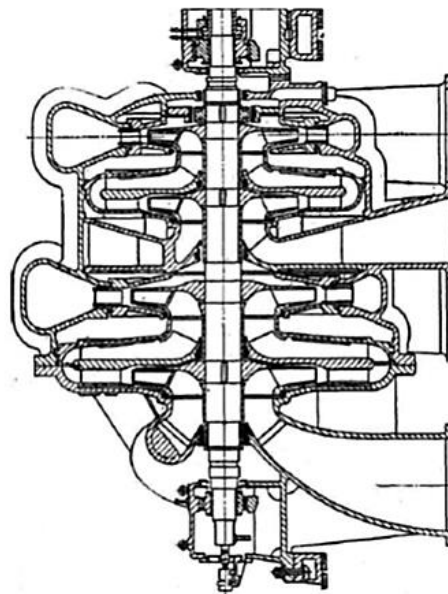


Рисунок 1.11 – Доменний компресор К-3250-41-2

Рис. 1.12 дає уявлення про шестиступеневий компресор К-100-61-2, застосовуваний в блоках виробництва кисню шляхом поділу атмосферного повітря.

Подача його – 90 м³/хв при кінцевому тиску 0,8 МПа. Компресор має вбудовані в корпус охолоджувачі (після кожних двох ступенів), що дає більшу економію розмірів і маси компресорної установки.

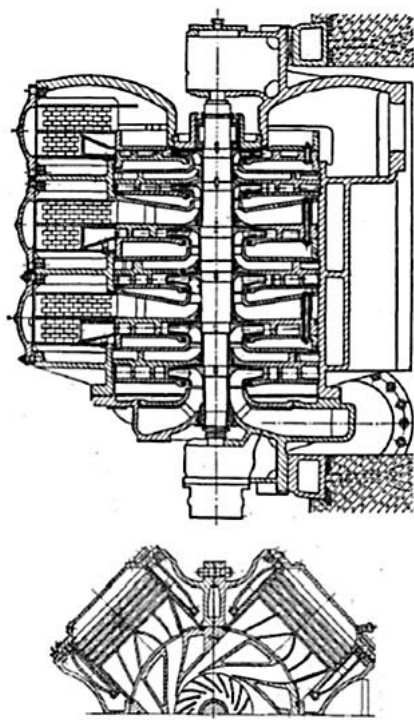


Рисунок 1.12 – Компрессор К-100-61-2 з вбудованими охолоджувачами