

Лекція 7.

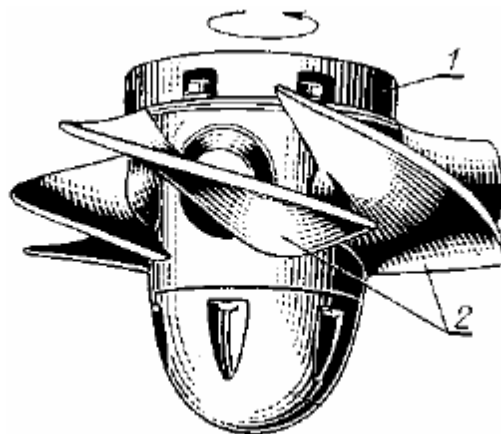
Конструкції осьових насосів, вентиляторів і осьових компресорів

1.7.1 Конструкції осьових насосів, вентиляторів

Осьовими називаються іакруче насоси, в яких рідина рухається через робоче колесо в напрямку його осі.

Робоче колесо осьового насоса складається із втулки (1) і декількох лопаток (2), які на ній закріплені. Кожна лопатка є іакрученийіеног вигнутим крилом. За формою робоче колесо осьового насоса подібне до гребного гвинта корабля або до кількалопасного пропелера (рис. 1.19). Тому такі насоси інколи називають **пропелерними**.

Обертаючись в рідині, осьове колесо надає їй поступального і, водночас, кругового руху. Для вирівнювання кругового руху безпосередньо за робочим колесом передбачається нерухомий вирівнюючий (спрямовуючий) апарат. Втулка цього апарату слугує, також, одним із підшипників робочого валу насоса.



1 – втулка; 2 – лопатка

Рисунок 1.19 – Загальний вигляд робочого колеса осьового насоса

Один із методів розрахунку для осьових насосів базується на теорії підйімальної сили крила літака, яка викладена М. Є. Жуковським. В перетині робоча лопатка осьового насоса і крило літака мають подібну форму. Це контур, випуклий зверху й увігнутий знизу (аеродинамічний профіль). Рухаючись в рідині, лопатка здійснює на неї тиск, який є реакцією сили дії рідини на лопатку. Аналогічною є взаємодія повітря з рухомим крилом літака. У випадку, коли мова йде про літак, це буде підймальна сила, яка діє на крило. У робочому колесі насоса це буде сила, з якою лопатка штовхає рідину.

Для осьових насосів залишається дійсним рівняння Ейлера (головне рівняння іакручени насоса). Потрібно тільки урахувати те, що для осьового насоса $u_2 = u_1 = u_i$:

$$H_{\infty} = \frac{u(V_2 \cos \alpha_2 - V_1 \cos \alpha_1)}{g} = \frac{u(V_{2u} - V_{1u})}{g}, \quad (1.79)$$

Слід зазначити, що для запобігання рециркуляції рідини всередині насоса напір, який створює лопатка робочого колеса, повинен бути однаковим за її висотою. Цього можна досягнути, змінюючи множник $(V_{2u} - V_{1u})$ 2акручен пропорційно множнику u . З цією метою під час конструювання робочих колес осьових насосів намагаються зменшити різницю радіусів обертання в межах висоти лопатки за рахунок збільшення радіуса втулки. Крім того, змінюють кут атаки і ширину лопатки за її висотою. До того ж ближче до втулки лопатки повинні бути ширшими і нахил їх повинен бути більшим, ніж на кінці. Вітчизняна промисловість випускає осьові насоси двох типів:

- О – з жорстко закріпленими (нерухомими) лопатками;
- ОП – з поворотними лопатками робочого колеса.

Насоси обох типів випускаються з горизонтальним і вертикальним валом. Насоси обладнуються робочими колесами однієї зі семи моделей – 2, 3, 5, 6, 8, 10, 11 (номери робочих колес за їхніми випробуваннями в лабораторії). Кількість лопаток у цих колес від трьох до шести в залежності від номера моделі. Так, наприклад, у моделі 6 – три лопатки, а у моделей 5 і 11 – чотири лопатки.

Машинобудівні заводи СНД виробляють осьові насоси восьми модифікацій:

- К – з камерним підводом рідини;
- МК – малогабаритний з камерним підводом;
- ЕГ – з електрогідроприводом механізму повороту 2акруче;
- МБК – моноблочний з камерним підводом;
- Е – з електроприводом механізму повороту лопаток;
- МБ – моноблочний;
- КЕ – з камерним підводом і електроприводом розвороту лопаток;
- МЕ – малогабаритний з електроприводом розвороту лопаток;
- МКЕ – малогабаритний з камерним підводом і електроприводом

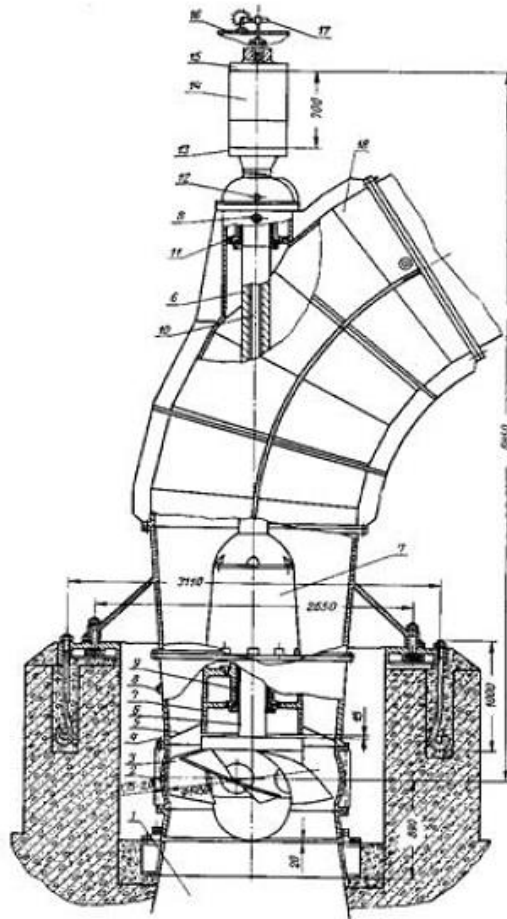
механізму розвороту лопаток.

На рис. 1.20 наведено розріз насоса ОП-145Е з електроприводом механізму розвороту 2акруче.

Корпус насоса складається із дифузора і відвідного коліна. Відвідне коліно у насосів головного виконання розміщене під кутом 60° , а у малогабаритних – під кутом 90° до осі насоса.

Опори вала (підшипники з лігнофолевими або гумовими прокладками) змащуються водою, яку подає насос або взятою із стороннього джерела. Осьові зусилля і вага ротора насоса сприймаються п'ятою електродвигуна.

Вода до робочого колеса підводиться по плавно загнутій трубі або камерним способом. У малогабаритних насосів з камерним підводом к. к. д. на 2 – 3 % нижче.



1 – підведення води; 2 – робоча камера; 3 – робоче колесо; 4 – конус; 5 – вирівнюючий Закруч; 6 – вал; 7 – обтікач; 8 – труба подачі води до підшипників; 9, 11 нижній і верхній підшипники; 10 – шток; 12 – труба відведення дренажної води; 13 – фланець вала насоса; 14 – корпус електроприводу розвороту лопатей; 15 – фланець електродвигуна; 16 – кришка електродвигуна; 17 – сельсин датчик; 18 – відвідне коліно насоса

Рисунок 1.20- Насос ОП-145Е з електроприводом розвороту Закруче

Осьові насоси типів О і ОП випускаються з подачами $0,63 - 46 \text{ м}^3/\text{с}$ при напорах $2,5 - 28$ метрів. Марка осьових насосів розшифровується так: ОП2-110Е-У3 осьовий з поворотними лопатками насос; 2 – номер моделі робочого колеса; 110 – діаметр робочого колеса в сантиметрах; Е – електропривід механізму повороту лопаток; У3 – кліматичне виконання і категорія розміщення.

Занурювальні моноблочні осьові насоси. Промисловість випускає два типи таких насосів – ОПВ і ОМПВ.

Насос ОПВ – це ЗакрученийЗено моноблочний агрегат із вбудованим електродвигуном сухого типу.

Статор електродвигуна розміщено в герметичному корпусі з боку усмоктувальної частини насоса. В камеру електродвигуна по рукаву подається повітря від постійно діючого зовнішнього джерела. Тиск повітря повинен на

0,03 – 0,05 Мпа (0,3 – 0,5 атм) перевищувати тиск води, в яку занурено 4акручений4ен. В накопичувачі змонтовано датчик, який сигналізує про наявність в ньому води. Ротор електродвигуна має подовжений вал, на який насаджене робоче колесо насоса. На виході валу із насоса розміщено ущільнюючий вузол. Електроенергія до двигуна подається по гнучкому кабелю. Місце проходження кабелю через корпус герметизується.

Насоси ОМПВ принципово відрізняються від насосів ОПВ тільки конструкцією електродвигуна. У цих агрегатів він 4акручений4еного типу. Чиста вода до нього підводиться від стороннього джерела.

Насоси типів ОПВ і ОМПВ можна монтувати поза приміщеннями насосних станцій, наприклад, у водоймищах.

Особливості характеристик осьових насосів такі (рис.1.13):

- Характеристика $V - \Delta P$ круто падає і має точку перегину (тобто точку, де змінюється напрям випуклості кривої). Напір при нульовій подачі в півтора – два рази перевищує напір при максимальному к. к. д.

- Характеристика $V - N$ із збільшенням подачі насоса знижується. Потужність, яку споживає насос при нульовій подачі приблизно в півтора рази більша за потужність при максимальному к. к. д.

- Характеристика $V - \eta$ круто падає по обидва боки від максимального значення. Тому корисна зона роботи насоса відносно невелика.

- Висота усмоктування здебільшого негативна. Тому осьові насоси слід встановлювати під залив.

Враховуючи особливості осьових насосів, їх слід запускати тільки на відкритій засувці. У цьому випадку вони споживають найменшу потужність.

Подачу осьових насосів регулюють зміною частоти обертання або кута розвороту лопаток робочого колеса.

У найпростішому осьовому вентиляторі лопатеве колесо насаджено на вал електродвигуна (рис. 1.21) і обертається в циліндричній обечайке. Для поліпшення аеродинаміки спереду втулка колеса і електродвигун укриті спеціальними обтекателями, а перед входом в вентилятор передбачений колектор, який вирівнює швидкісне поле вхідного потоку. Для перетворення динамічного напору, створюваного вентилятором, в статичний, вихідній частині кожуха надають форму дифузора.

Робоче колесо складається з втулки і укріплених в ній робочих лопатей (зазвичай від 2 до 12). Лопаті застосовують литі або штамповані з листової сталі товщиною 1-6 мм. Лопаті кріплять до втулки або приварюванням, або стрижнями з різьбленням і гайками. В останньому випадку кут установки лопатей на втулці можна змінювати.



1 – лопатне колесо; 2 – кожух; 3 – входной 5акручен; 4 – обтекатели; 5 – 5акруче; 6 – електродвигатель

Рисунок 1.21 - Загальний вид (а) та схема (б) осьового вентилятора

Щоб уникнути погіршення аеродинамічних якостей вентилятора зазор між лопатями і кожухом повинен бути мінімальним, не більше 1,5% довжини лопаті.

За формою лопаті можуть бути симетричними і несиметричними, При симетричних лопатях вентилятор реверсивен, тобто однаково добре працює при будь-якому напрямку обертання.

Для поліпшення аеродинамічних якостей вентиляторів в деяких конструкціях за робочим колесом встановлюють нерухомі лопатки, що випрямляють закручений потік, що виходить з робочих лопатей. При цьому відбувається часткове перетворення динамічного напору в статичний. Навпаки, іноді перед робочим колесом встановлюють направляючий апарат з лопатями, закручувати потік, що йде на робочі лопаті, з тим, щоб потік, виходячи з останніх, розкручувався і надходив в нагнітальний трубопровід в осьовому напрямку. Змінюючи кут повороту лопаток такого направляючого апарату, можна регулювати роботу осьового вентилятора. Для підвищення створюваного тиску іноді застосовують осьові вентилятори з двома робочими колесами, встановленими послідовно в одному кожусі. В цьому випадку при відсутності направляючих апаратів колесам дають протилежний напрямок обертання з тим, щоб потік газу, 5акручений першим колесом, розкручувався в другому колесі.

В осьових вентиляторах потік газу рухається майже без зміни напрямку, внаслідок чого відцентрові сили не використовуються і створюють тиск менше, ніж в вентиляторах відцентрового типу. Тим часом внаслідок великих прохідних перетинів осьові вентилятори досить компактні і навіть при невеликих розмірах дозволяють отримувати відносно високу продуктивність.

1.7.2 Осьові компресори

Ступінь осьового компресора. Осьовий компресор, як видно на конструктивній схемі (рис. 1.22), комбінується з декількох ступенів тиску.

Кожний ступінь складається з обертового вінця, робочого і нерухомого вінців напрямних лопастей, що представляють собою кругові плоскі лопастні грати. Робочі лопасті закріпленні на дисках або барабані ротора, напрямні – жорстко посаджені в корпусі компресора.

Перший ступінь компресора може виконуватись з вхідними напрямними лопастями й без них. Останній ступінь завжди виконується з вихідними на прямними лопастями, призначення яких у цьому випадку полягає в розкручуванні потоку та зменшенні вихідних втрат енергії.

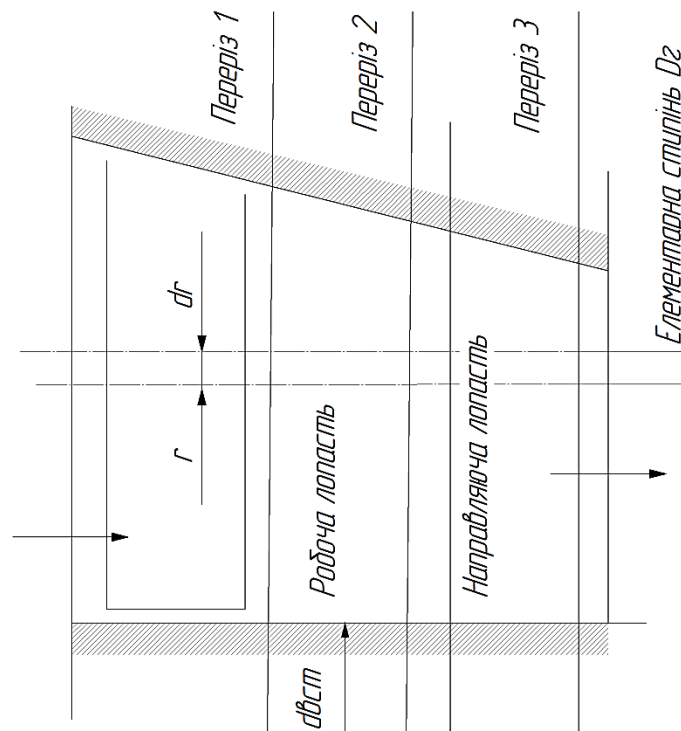
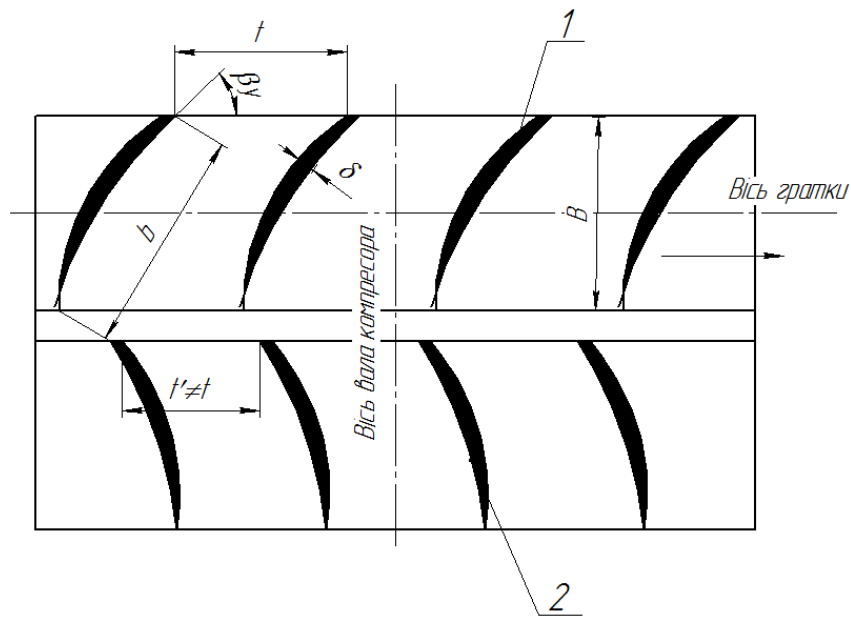


Рисунок 1.22 - Ступінь осьового компресора

Виділимо, як зазначено на рис. 1.23 й 1.24, ступінь малої радіальної довжини Dr , називану елементарним ступенем. У межах довжини елементарного ступеня паралелограми швидкості незмінні.



t – крок робочих лопастей; t' – крок напрямних лопастей; b – хорда профілю; B – ширина ґрат; β – кут установки профілю; δ – максимальна товщина профілю; 1 – робочі лопасті; 2 – напрямні лопасті

Рисунок 1.23 – Ґрати лопасті ступеня осьового компресора:

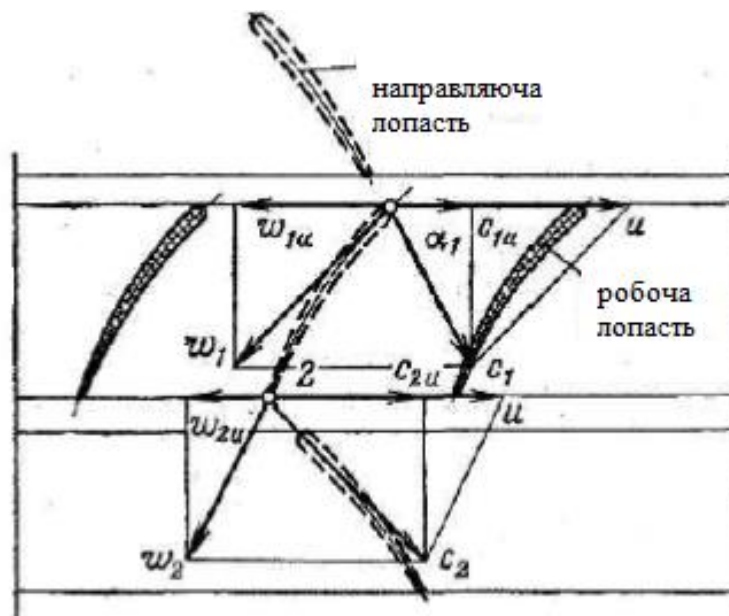


Рисунок 1.24 – Паралелограми швидкостей ступеня, $c = 0,5$

Радіус елементарного ступеня $r = \text{const}$ й енергія, передана газу робочими лопастями осьового компресора визначається при $u_1 = u_2 = u$. Використовуючи рівняння нерозривності й геометричні співвідношення між елементами паралелограмів швидкостей, одержуємо:

$$l_1 = uc_{1a} \left(ctg\beta_1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} ctg\beta_2 \right), \quad (1.80)$$

Приблизно одержуємо:

$$l_1 = uc_{1a}(ctg\beta_1 - ctg\beta_2), \quad (1.81)$$

Якщо припустити, що процес у робочому колесі протікає без втрат, то енергія, що підводиться до газу, обумовлена за (1.80) або (1.81), підвищує його енергію й визначається різницею ентальпій загальмованого потоку. Отже,

$$l_1 = uc_a(ctg\beta_1 - ctg\beta_2) = i_1^* - i_2^*, \quad (1.81)$$

де i_1, i_2 – ентальпії потоку на вході та на виході з робочого колеса, ккал.

ККД елементарного ступеня. Рівняння енергії потоку:

$$l_T = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} + l_{p.k.} + \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{n.a.}, \quad (1.82)$$

де $l_{p.k.} + l_{n.a.} = l_{cm}$ – втрати енергії ступеня, що складаються із витрат енергії в робочих каналах і напрямних апаратах

Останнє рівняння зводиться до вигляду:

$$l_T = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{cm}, \quad (1.83)$$

Дійсна енергія, що здобуває потік газу в компресорному ступені,

$$l = l_T - l_{cm} = \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}, \quad (1.84)$$

Аеродинамічну досконалість ступеня прийнято оцінювати відношенням

l/l_T , що має назву **внутрішнє ККД** (позначається індексом η_i):

$$\eta_i = \frac{l}{l_T} = \frac{\int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2}}{\int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{cm}}, \quad (1.85)$$

Якщо процес ступеня протікає політропно, то дійсна питома енергія обчислюється за відомим співвідношенням, і в цьому випадку внутрішній ККД ступеня, що обчислюється за (1.85), називають *внутрішнім політропним ККД* η_{in} .

$$l = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}, \quad (1.86)$$

Вище було зазначено, що оцінка досконалості компресорів з неінтенсивним охолодженням проводиться за допомогою ізоентропного ККД. Тому для ступенів осьових компресорів зручно застосовувати внутрішній ізоентропний ККД, значення якого можна обчислити за (1.85), якщо прийняти процес, описуваний чисельником цієї формули, ізотропним. Перетворення рівності (1.85) у цьому випадку приводять до наступних формул для обчислення η_{ia} за параметрами гальмування:

$$\eta_{ia} = \frac{\left(\frac{p_3^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1}, \quad (1.87)$$

або

$$\eta_{ia} = \frac{\left(\frac{p_3^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1} \quad (1.88)$$

Значення η_{ia} й η_{in} ступеня осьового компресора відрізняються не більше ніж на 0,5%, і тому використання η_{ia} практично цілком допустимо.

Для ступенів сучасних стаціонарних осьових повітряних компресорів ступінь підвищення тиску $l = 1,1-1,3$. За цих умов: $\eta_{ia} = 0,85 \div 0,95$.

Конструктивні форми осьових компресорів. Осьові компресори будуються, як правило, багатоступеневими. Проточна порожнина утворюється міжлопасними каналами вінців робочих і напрямних лопастей і поверхнями корпусу та втулки.

Залежності від форми внутрішньої поверхні корпусу й зовнішньої поверхні втулки розрізняють два основних геометричних типи проточної порожнини (рис. 1.25):

$$\left. \begin{array}{l} 1) d_{вм} = const; d_k = var \\ 2) d_{вм} = var; d_k = const \end{array} \right\} \quad (1.89)$$

В обох випадках радіальна довжина робочих і напрямних лопастей зменшується в напрямку від першого ступеня до останнього. Зміна довжини лопастей обумовлено зменшенням обсягу газу при збереженні постійного значення осьової швидкості. Остання умова не є обов'язковою, і в деяких випадках зменшують осьову швидкість в останніх ступенях з метою зменшення втрат енергії в них.

Мінімальна висота лопастей останнього ступеня приблизно дорівнює 40 мм. Зміна довжини лопастей в напрямку руху газу призводить до зміни характерного для осьових машин значення втулкового відношення $n=(d_{вт}/d_k)$.

Для перших ступенів $n_{вх} = 0,5-0,8$, для останніх $n_{вих} = 0,7-0,9$. З'ясуємо особливості геометричних типів компресорів, обумовлених умовами:

1) $d_{вт} = const; d_k = var$. У цьому випадку втулка – циліндрична й виготовлення її нескладне. Кореневі частини й кріплення робочих лопастей всіх ступенів у втулці зовсім однакові. Останні лопасті в цьому варіанті мають при інших рівних умовах довжини, більші, ніж у варіанті з $d_k = const$. У цьому легко переконатись, складаючи рівняння нерозривності для обох варіантів і приймаючи осьові швидкості однаковими. Збільшена довжина лопастей хвостових ступенів зменшує втрати енергії в них.

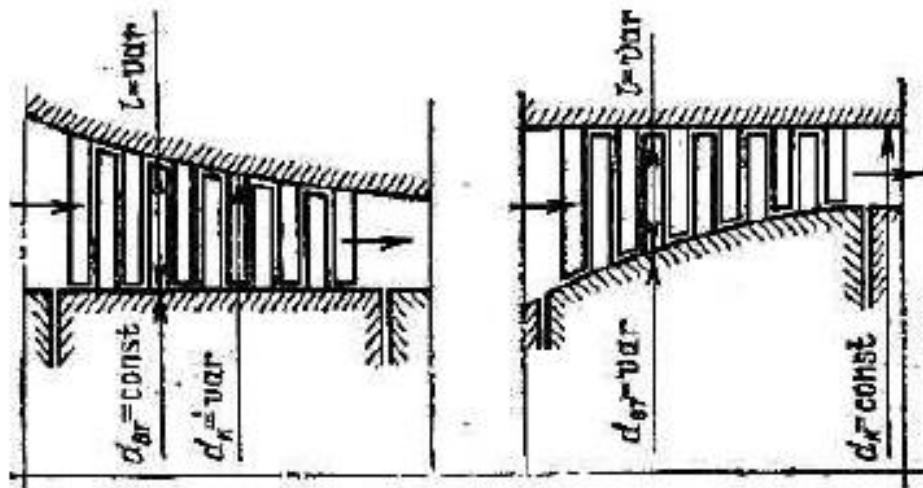


Рисунок 1.25 - Поточна порожнина осьового компресора

2) $d_{вт} = var; d_k = const$. У цій схемі спрощуються обробка корпусу й кріплення у ньому напрямних лопастей. Спрощуються і є більш надійними обробка і пригін зовнішніх кінців робочих лопастей. Завдяки цьому допускаються менші радіальні зазори між кінцями робочих лопастей і внутрішньою поверхнею корпусу, що підвищує об'ємний ККД ступенів. Окружні швидкості лопастей у цьому випадку вище, ніж при $d_{вт} = const$; це

збільшує роботу ступенів, і при заданому рівні стиску компресора число ступенів виходить меншим, ніж у першому випадку. Недоліком цієї конструктивної схеми щодо малих подач є малі довжини лопастей хвостових ступенів: ККД хвостових ступенів знижується.

Крім розглянутих схем побудови проточної порожнини, іноді застосовують й інші схеми з $d_{вт} = var$ й $d_k = var$, що не мають, однак, переваг перед розглянутими. Для стаціонарних осьових компресорів застосовують у більшості випадків схему з $d_{вт} = const$.

Істотний вплив на енергетичну ефективність осьового компресора робить аеродинаміка підводячих і відвідних каналів. Вони конструюються, як правило, у вигляді спіральних й осьових каналів змінного перерізу (конфузорів і дифузорів).

Розглянемо конструктивні форми робочих і напрямних лопастей і спосіб їхнього кріплення у втулці й корпусі компресора. Лопасті осьових компресорів у рідких випадках є циліндричними. Звичайно, вони розраховуються зі змінним по довжині коефіцієнтом реактивності або за умови $r_{cu} = const$. Це призводить до зміни кута встановлення елементів лопасті по її довжині, і лопасть виходить гвинтовою. Кореневий переріз лопасті (1) жорстко сполучається із сухарем (2), що служить для закріплення лопасті у втулці. Лопасть й сухар, звичайно, виконуються з одного шматка металу; у деяких випадках зварюються. Бічні грані сухаря мають криволінійні рифи (зубці) (3) для кріплення в канавках, проточених у втулці. Сухарі вводяться в канавку через спеціальний замковий колодезь і розводяться по канавці до щільного зіткнення торцевими площинами (рис. 1.26).

Після набору в канавку сухарів повного вінця лопастей у замковий колодезь заставляється з невеликим натягом холостий (без лопасті) сухар, що стопориться спеціальним гвинтом.

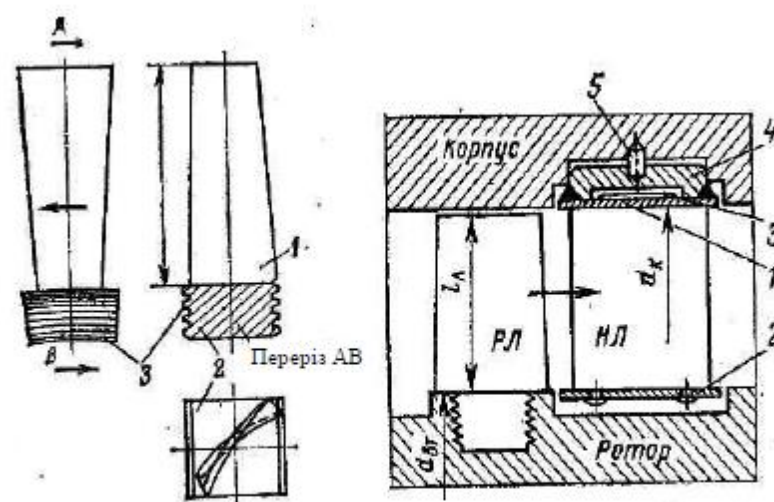


Рисунок 1.26 – Конструкція робочої сфери

У деяких конструкціях колодязь для введення хвостовиків лопастей виконується один на дві кільцеві канавки. Це спрощує конструкцію кріплення. Напрямні лопасті можуть кріпитись до корпусу або аналогічно кріпленню робочих лопастей до втулки.