

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Кондусь В. Ю.,
Котенко О. І.

ЛОПАТЕВІ НАСОСИ

Навчальний посібник

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету



Суми
Сумський державний університет
2021

УДК 621.65
К 64

Рецензенти:

А. А. Волошина – доктор технічних наук, професор, професор кафедри мехатронних систем та транспортних технологій Таврійського державного агротехнічного університету імені Дмитра Моторного (м. Мелітополь);

О. О. Ляпоценко – доктор технічних наук, професор, професор кафедри хімічної інженерії Сумського державного університету

*Рекомендовано до видання
вченою радою Сумського державного університету
як навчальний посібник
(протокол № 10 від 11 березня 2021 року)*

Кондусь В. Ю.

К 64 Лопатеві насоси : навчальний посібник / В. Ю. Кондусь,
О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет,
2021. – 293 с.

ISBN 978-966-657-860-3

У навчальному посібнику розглянуті загальні відомості, галузі використання та класифікація лопатевих насосів. Проаналізовані їх конструктивні відмінності, а також питання роботи насосів на зовнішню гідравлічну мережу.

Призначений для студентів технічних спеціальностей закладів вищої освіти та фахівців із даної галузі.

УДК 621.65

© Кондусь В. Ю., Котенко О. І., 2021

© Сумський державний університет,
2021

ISBN 978-966-657-860-3

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	7
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ	
ПРО ГІДРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ	15
1.1 Класифікація гідравлічних машин	17
1.2 Основні терміни і визначення	21
1.3 Галузі використання гідродинамічних машин	30
2 КЛАСИФІКАЦІЯ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ	33
2.1 Класифікація лопатевих насосів.	
Основні конструктивні схеми	33
2.2 Конструктивні особливості	
консольних відцентрових насосів	40
2.3 Галузі використання лопатевих насосів	
залежно від їхньої подачі і напору	45
3 ЛОПАТЕВІ НАСОСИ.	
КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ.	
КІНЕМАТИКА ПОТОКУ	50
3.1 Класифікація типів робочих коліс.....	50
3.2 Основні геометричні параметри робочого колеса	58
3.3 Кінематика потоку в робочому колесі.....	59
3.4 Вибір вихідного кута лопаті β_2	
і його вплив на напір.....	74

3.5 Коефіцієнт реактивності	82
4 ВТРАТИ В ЛОПАТЕВИХ НАСОСАХ	88
4.1 Види втрат енергії в лопатевому насосі	88
4.2 Механічні втрати	89
4.3 Об'ємні втрати.....	92
4.4 Гідравлічні втрати.....	102
4.5 Баланс енергії в лопатевому насосі	114
4.6 Методика експериментального визначення окремих видів втрат енергії	121
5 ПІДВІДНІ ТА ВІДВІДНІ ПРИСТРОЇ	129
5.1 Призначення підвідних пристроїв і їхні типи.....	129
5.2 Призначення відвідних пристроїв і їхні типи.....	134
6 ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ	144
6.1 Взаємозв'язок між основними параметрами лопатевих насосів	144
6.2 Типи характеристик лопатевих насосів.....	150
6.3 Форма напірної характеристики	156
6.4 Способи отримання стабільної форми напірної характеристики	158
6.5 Особливості випробувань динамічних насосів.....	162
7 РОБОТА ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ НА ЗОВНІШНЮ МЕРЕЖУ	167

7.1 Загальні положення про роботу насоса	
на зовнішню мережу	167
7.2 Регулювання режиму роботи насоса	173
7.3 Стійкість режиму роботи насоса. Помпаж	188
8 КАВІТАЦІЯ В ЛОПАТЕВИХ НАСОСАХ	195
8.1 Кавітація і причини її виникнення	195
8.2 Кавітаційні характеристики насосів. Умова безкавітаційної роботи. Кавітаційний запас	200
8.3 Основне рівняння кавітації (визначення критичного кавітаційного запасу)	206
8.4 Критерій кавітації	208
8.5 Вплив температури, густини і в'язкості рідини на кавітаційні властивості насоса.....	210
8.6 Заходи із запобігання або ослаблення кавітації.....	211
9 ОСЬОВА І РАДІАЛЬНА СИЛИ	
В ЛОПАТЕВОМУ НАСОСІ.....	217
9.1 Ротор у зборі.....	217
9.2 Осьова сила.....	221
9.3 Урівноваження осьової сили в одноступінчастих насосах	226
9.4 Урівноваження осьової сили в багатоступінчастих насосах	231

9.5 Радіальна сила, яка діє на ротор	
у відцентрових насосах	238
10 УЩІЛЬНЕННЯ В ЛОПАТЕВИХ НАСОСАХ.....	245
10.1 Призначення кінцевих ущільнень вала	
та їхні типи	245
10.2 Контактні ущільнення.....	246
10.3 Безконтактні ущільнення	261
11 БАЛАНСУВАННЯ	266
11.1 Основні причини виникнення вібрацій	
у насосах	266
11.2 Статичне балансування	270
11.3 Динамічне балансування.....	277
12 ПРОЄКТУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ЛОПАТЕВОГО НАСОСА МЕТОДОМ МОДЕЛЮВАННЯ	285
12.1 Методи проектування проточних частин відцентрових насосів	285
12.2 Метод моделювання проточних частин лопатевих насосів	286
12.3 Визначення геометричних параметрів елементів проточної частини відцентрових насосів	288

ВСТУП

Насособудування є однією з найважливіших галузей, що визначають розвиток цивілізації. Дійсно, немає жодної галузі промислової інфраструктури, у якій не застосовувалися б насоси. У середині минулого століття почався прискорений розвиток насособудування. Це було пов'язане з розвитком паливно-енергетичного комплексу: будівництво теплових і атомних електростанцій, видобуток і транспортування нафти, створення великих хімічних виробництв тощо. Водночас необхідно відзначити, що основні роботи за цими напрямками були проведені ВНДІАЕН, НВО «НАСОСЕНЕРГОМАШ» і Сумським НВО імені М. В. Фрунзе, а також на створеній у 1968 році кафедрі гідромашин (нині прикладної гідроаеромеханіки) СумДУ. Вдале поєднання галузевого підприємства ВНДІАЕН, вузівської науки – кафедри гідромашин СумДУ і машинобудівних підприємств і зумовило створення Сумської школи гідромашинобудування. Традиційні школи гідромеханіки (Ленінградська, Московська і Харківська) поповнилися Сумською, засновниками якої можна вважати С. С. Серікова – головного інженера ВНДІАЕН і В. В. Малюшенка – засновника кафедри гідромашин і першого її завідувача.

Перші відомості про гідравлічні пристрої для переміщення води належать до третього тисячоліття до нашої ери. У цих спорудах використовувалися найпростіші механізми для транспортування води: водопідймальні колеса (рис. 1 а), черпакові машини, коловороти. Відомо, що в Єгипті використовувався Архімеда гвинт (287–212 рр. до н. е.) для поливу земель, для підйому води на висоту (до 4 м) і для осушення низинних місцевостей (рис. 1 б).

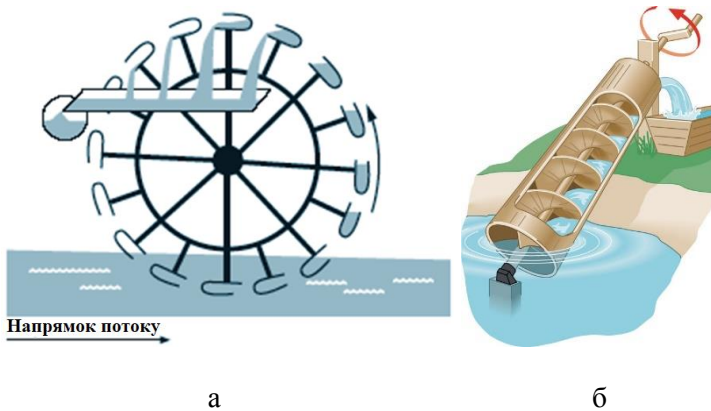


Рисунок 1 – Найпростіші механізми для транспортування води:
 а – водопідіймальне колесо; б – гвинт Архімеда

Насос як машина вперше був описаний Героном Старшим з Олександрії (близько 120-х рр. до н. е.). Це був двоциліндровий поршневий насос (рис. 2), який побудував давньогрецький механік-винахідник Ктезібій (II–I ст. до н. е.). Можна припустити, що перші поршневі насоси з'явилися ще в глибокій старовині, коли людина навчилася свердлити або випалювати отвори в стовбурах дерев. Вони проіснували сторіччя.

На території Русі для підйому води використовували поршневі насоси, виконані з дерева (Новгород, XII ст.).

До початку XVIII ст. поршневі насоси порівняно з водопідіймальними машинами використовували рідко. Надалі у зв'язку із зростанням потреб у воді і необхідністю збільшення її подачі, особливо після появи парової машини, насоси поступово стали витісняти водопідіймальні машини. Вимоги до насосів і умови їхнього використання ставали все більш різноманітними. Тому разом із поршневими насосами стали створювати обертові насоси, а також різні пристрої для напірної подачі рідин. Історично намі-

тилися три напрями їхнього подальшого розвитку: створення поршневих насосів, обертових насосів і гідравлічних пристроїв без робочих органів, що рухаються.

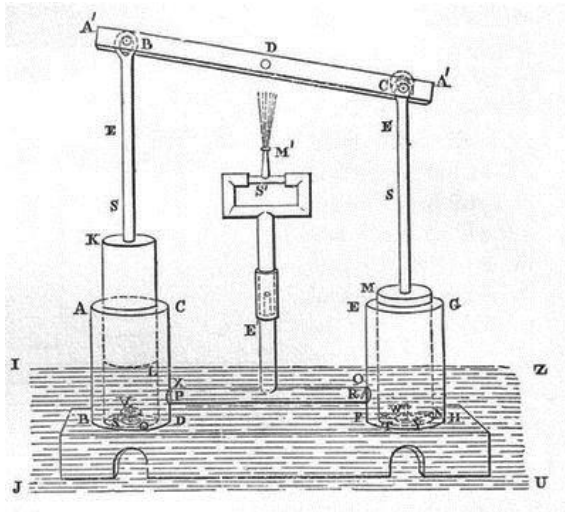


Рисунок 2 – Насос Герона

Ідея використання відцентрової сили для подачі рідин виникла в XV ст. ще в Леонардо да Вінчі (1452–1519 рр.) і, мабуть, незалежно від нього була реалізована на початку XVII ст. французьким інженером Бланкано, який побудував найпростіший відцентровий насос для подачі води, робочим органом якого служило відкрите колесо, що обертається (рис. 3).

Один із перших відцентрових насосів із спіральним корпусом і чотирилопатеvim робочим колесом (рис. 4) був запропонований французьким ученим Д. Папенем (1689 р.), який удосконалив конструкцію раніше відомої повітрорудки.

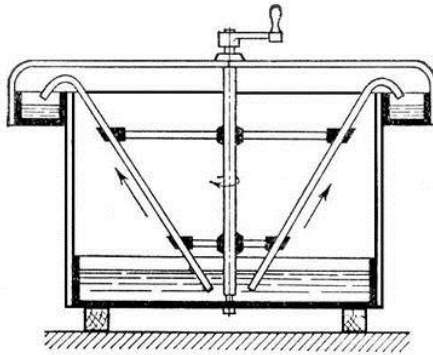


Рисунок 3 – Насос Бланкано

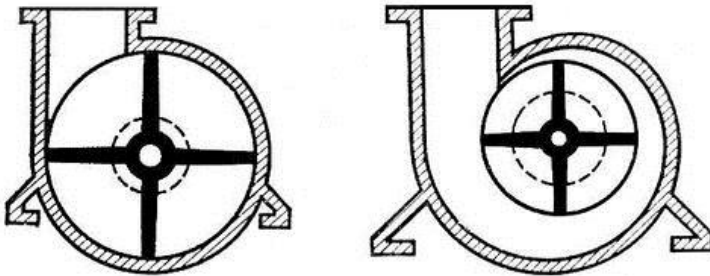


Рисунок 4 – Насос Д. Папена

Основи теорії лопатевих гідравлічних машин (турбін і насосів) були закладені Л. Эйлером у XVIII ст., проте їхнє практичне вживання стало можливим лише наприкінці XIX ст. після створення високообертових електродвигунів і парових турбін.

Член петербурзької Академії наук Л. Эйлер (1707–1783 рр.) розробив теорію відцентрового насоса. Викорис-

тавши цю теорію, О. О. Саблуков у 1835 р. створив відцентровий насос. Проте відсутність двигунів із великою частотою обертання затримала розвиток і виготовлення відцентрових насосів до кінця ХІХ ст. Пізніше після винаходу електродвигунів настала ера бурхливого розвитку відцентрових насосів, які протягом 15–20 років витіснили поршневі насоси із системи водопостачання і каналізації.

У 1846 р. американський інженер Джонсон запропонував багатоступінчастий горизонтальний насос, а в 1851 р. аналогічний насос (рис. 5) був створений у Великобританії за патентом Гвінна (насос Гвінна).

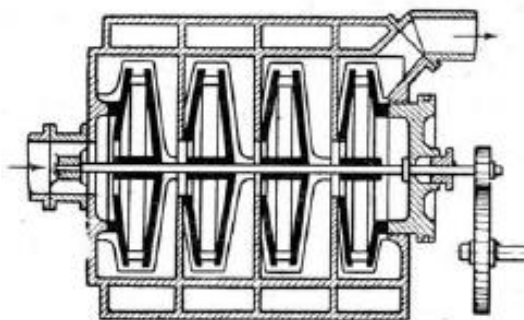


Рисунок 5 – Насос Гвінна

У 1899 р. російський інженер В. А. Пушечников розробив вертикальний багатоступінчастий насос для бурових свердловин глибиною до 250 м. Цей насос, побудований у Парижі на заводі Фарко (насос Фарко), призначався для водопостачання Москви, мав подачу $200 \text{ м}^3/\text{год}$, к. к. д. – до 70 %. Технічна відсталість Російської імперії не дозволила його впровадити у виробництво і виготовлення було передано на французький завод «Фарко». Надалі в іноземній і навіть у російській технічній літературі занурюваль-

ний насос В. А. Пушечникова називався насосом «типу Фарко». У Росії перші відцентрові насоси почали виготовляти в 1880 р. на заводі Г. Ліста в Москві.

В основу створення теорії гідродинамічних машин покладені праці таких видатних вчених, як Л. Ейлер, Д. Бернуллі, Р. Гельмгольц, Огюстен Коші, Джорж Стокс, М. Є. Жуковський, С. О. Чаплигін і ін. Аеродинамічна теорія крила М. Є. Жуковського, розвинена надалі С. А. Чаплигіним, дозволила розробити методику розрахунку всіх лопатевих турбомашин.

Пріоритет російських вчених і інженерів у галузі розрахунку і конструювання насосів різних типів не викликав сумніву, але в дореволюційній Російській імперії насоси виготовлялися в недостатній кількості й асортименті. Потреба в насосному обладнанні задовольнялася завдяки його імпорту або виробництву іноземними фірмами в Росії.

За роки радянської влади промисловість повністю відмовилася від імпорту насосів. Була створена низка насособудівних заводів, які виготовляли вискоелективні насоси з коефіцієнтом корисної дії, що досягав 94 %.

Теорія гідромашин змогла успішно розвиватися тільки в тісній взаємодії з експериментом. У Російській імперії вже в 1902–1904 рр. під керівництвом І. І. Куколевського була створена гідравлічна лабораторія в Московському вищому технічному училищі.

У 1913–1915 рр. Г. Ф. Проскура створив таку лабораторію в Харківському технологічному інституті. Саме тоді І. Г. Єсьман і Б. А. Бахметєв організували гідравлічну лабораторію в Петербурзькому політехнічному інституті. Указані лабораторії стали основними базами дослідження гідромашин.

У 1918 р. був організований Центральний аерогідродинамічний інститут (ЦАГІ), а в 1927 р. створюють гідравлічну лабораторію, перетворену згодом на Всесоюзний

інститут гідромашин (ВНДІ Гідромаш). Харківська гідравлічна лабораторія під керівництвом Г. Ф. Проскури в 1922 р. починає вперше в нашій країні досліджувати осьові насоси.

Однією з найбільших наукових шкіл радянського гідромашинобудування була школа професора І. М. Вознесенського, який із 1925 р. очолив лабораторію гідромашин при Ленінградському політехнічному інституті. Він із групою своїх учнів розробив новий метод розрахунку осьових гідромашин – метод інтегральних рівнянь плоских ґраток, заснований на теорії потенційної течії і теорії вихорів.

Якщо в перші післявоєнні роки в країні випускалися насоси для води і слабоагресивних рідин, то зараз насоси перекачують найрізноманітніші рідини – від зріджених газів з температурою $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$ до розплавлених металів із температурою $+500\text{ }^{\circ}\text{C}$; від дистильованої води до хімічно агресивних середовищ із наявністю абразивних частинок.

Під час розроблення нових типів насосів потрібно передбачити їхній випуск із високоякісних металів, що дозволить збільшити ресурс насосів із тисячі годин до десятків тисяч годин. Збільшення ресурсу насосів сприяє зменшенню витрат на ремонтні роботи, зниженню кількості резервних насосів і зменшенню площ насосних станцій.

Нині здійснюється перехід від створення окремих конструкцій насосів до створення і випуску стандартизованих і уніфікованих рядів машин, які здатні задовольнити потреби різних споживачів. Ряди цих машин повинні мати металомісткість і габаритні розміри на 10–15 % менше, ніж наявні, максимальну уніфікацію вузлів і деталей машин, гарантований ресурс роботи у 20–25 тис. год, тобто у 2–2,5 раза більше, ніж у тих, що раніше випускалися.

Величезна роль у розвитку насособудування і його наукових основ належить науково-дослідним інститутам: ВНДІ Гідромаш і ВНДІ АЕН; кафедрам Ленінградського політехнічного інституту, МВТУ ім. Баумана, Харківського

технологічного і Московського енергетичного інститутів, а також спеціалізованим проєктним інститутам та ін.

Створення і розвиток гідродинамічних передач належить до початку ХХ ст. У 1902 р. Г. Феттінгер запропонував об'єднати в одному корпусі два основні елементи – насосне і турбінне колеса (без використання підвідних і відвідних трубопроводів), тобто спрямувати потік рідини безпосередньо з одного колеса в інше, що сприятиме зменшенню втрат і підвищенню к. к. д. Передачу, у якій насосне, турбінне колеса і нерухомий напрямний апарат (реактор) з'єднані в одному корпусі, назвали гідротрансформатором (рис. 6).

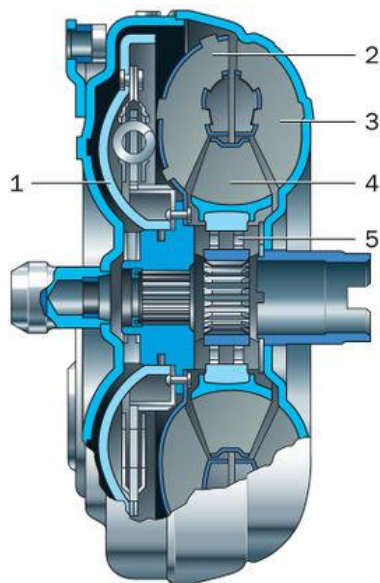


Рисунок 6 – Гідромуфта: 1 – блокувальна муфта;
2 – турбінне колесо; 3 – насосне колесо; 4 – реакторне колесо;
5 – механізм вільного ходу

Уперше він був застосований (за патентом Г. Феттінгера) у 1907 р. на морських судах і мав КПД $\eta = 85\%$. Гідродинамічна передача без реактора також була запатентована Г. Феттінгером і отримала назву гідродинамічної муфти (рис. 7).

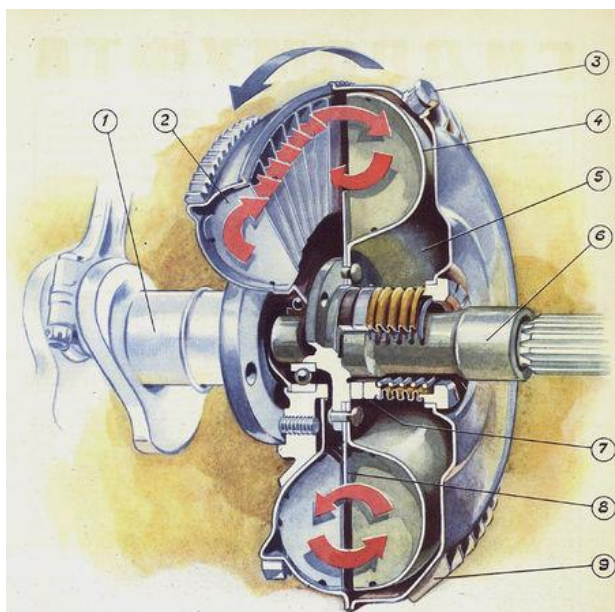


Рисунок 7 – Гідротрансформатор: 1 – колінчастий вал двигуна; 2 – насосне колесо; 3 – заливна пробка; 4 – турбінне колесо; 5 – додаткова порожнина; 6 – ведений вал; 7 – торцеве ущільнення; 8 – поріг; 9 – ребра для охолодження гідромufти

Гідродинамічні передачі істотно покращують характеристики двигунів, забезпечуючи безступінчасте регулювання швидкості в широкому діапазоні; дозволяють отримати малі швидкості руху; полегшують пуск двигунів

під навантаженням; підвищують надійність машин; оберігають їхні вузли від перевантажень.

Переваги гідродинамічних передач сприяли їхньому широкому вживанню в різних галузях техніки.

У 1928 р. фірмою «Лисхольм-Сміт» у Швеції був створений перший гідротрансформатор для автобуса. З 1947 р. почали встановлювати гідротрансформатори в поєднанні з механічними передачами на серійних легкових автомобілях (фірми «Дайнафлоу», «Бьюік» та ін.).

У СРСР перша гідромурфта була створена в 1929 р. проф. А. П. Кудрявцевим, перший гідротрансформатор – у 1932–1934 рр. у МВТУ ім. М. Е. Баумана.

Сьогодні гідродинамічні передачі застосовують у приводах транспортних, будівельних, дорожніх, гірських і інших машин, що мають змінні навантаження на робочих органах.

Розвиток цілої низки галузей народного господарства (металургійної, гірничодобувної, хімічної, нафтової, вугільної промисловості, енергетики, трубопровідного, морського і річкового транспорту, сільського господарства) вимагає розвитку машинобудування і його складової – насособудування. У зв'язку з цим дисципліна «Гідродинамічні машини», крім викладання фізичних процесів у гідродинамічних машинах, розглядає більш детальне вивчення лопатевих насосів, їхніх характеристик і конструктивного виконання.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГІДРОДИНАМІЧНІ МАШИНИ

1.1 Класифікація гідравлічних машин

Гідравлічними машинами називаються такі машини, у яких основним **робочим тілом** є рідина.

З іншого погляду **гідравлічною машиною** можна назвати пристрій, у якому відбувається обмін енергією між рідиною і рухомими деталями гідромашини.

Рухомі деталі гідромашини, які обтікає рідина або стикаються з нею, називаються їхніми **робочими органами**.

Сукупність робочих органів гідромашини, а також її елементів, якими рідина підводиться до робочих органів і відводиться від них, утворює **проточну частину** гідромашини.

Енергія, що може віддаватися рідиною або сприйматися нею, називається **гідравлічною енергією**.

Енергію, прийнятую або віддану робочими органами, називають **механічною енергією**.

До гідравлічних машин належить широке коло машин, механізмів і пристроїв, призначених для створення або використання потоку рідкого середовища як носія енергії. Це насоси, гідродвигуни, а також гідропередачі.

Класифікацію гідромашин здійснюють за трьома ознаками:

- принципом дії;
- призначенням;
- конструктивним виконанням.

Розглянемо класифікацію гідравлічних машин за першими двома ознаками. За конструктивними ознаками класифікація гідромашин буде розглянута в подальших розділах.

В основі класифікації гідравлічних машин за принципом дії лежить **ступінь** використання того або іншого виду гідравлічної енергії. Як усі види енергії, гідравлічна енергія ділиться на дві складові – потенційну (статичну) і кінетичну (динамічну).

Залежно від співвідношення цих двох видів енергії рідини гідравлічні машини діляться на дві групи: гідро

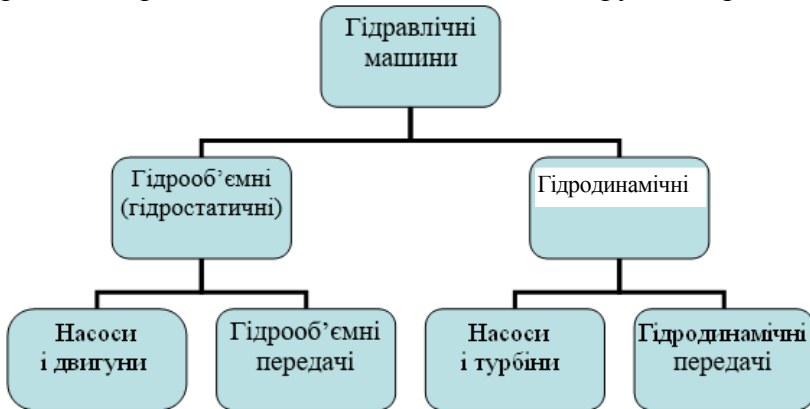


Рисунок 8 – Класифікація гідравлічних машин

Гідрооб'ємна машина – це гідромашина, у якій силова взаємодія робочого органу і рідини відбувається в робочій камері. Об'ємні гідромашини працюють завдяки зміні об'єму робочих камер, що періодично з'єднуються з вхідним і вихідним патрубками.

З енергетичного погляду – це такі машини, у яких основним видом енергії рухомої рідини є енергія тиску. Кінетична енергія рідини в цих машинах незначна і не перевищує 1 % загальної енергії.

Прикладами гідрооб'ємних машин є поршневий, плунжерний, шибєрний насоси, гідродомкрат та інші.

Гідрооб'ємні насоси використовують переважно для перекачування рідин, які мають підвищену в'язкість, наприклад, різні масла.

Гідродинамічна машина – це гідромашина, у якій силова взаємодія робочого органу і рідини відбувається в проточній частині, постійно сполученої із входом і виходом машини.

З енергетичного погляду – це такі машини, у яких основним видом енергії рухомої рідини є кінетична енергія. Енергія тиску в цих машинах виконує другорядну роль.

Гідродинамічні машини використовують переважно для роботи з рідинами, що мають низьку в'язкість, наприклад із водою.

Можливе інше визначення гідродинамічних машин як гідромашин, у яких змінюються обидві складові енергії рідини або тільки динамічна її складова.

Кінетична енергія рідини загалом складається з дев'яти складових, обумовлених існуванням дев'яти складових руху рідини, – по три щодо кожної координатної осі у тривимірному просторі (лінійної, обертової і деформаційної).

Гідродинамічні машини діляться на дві групи:

- лопатеві;
- вихрові.

Лопатевими називають гідромашини, у яких цілеспрямовано змінюються лінійні швидкості руху рідини уздовж двох координатних осей.

Лопатеві гідромашини – це гідромашини, у яких процес передавання енергії відбувається завдяки силовій взаємодії обертового робочого органу і рідини, що через нього протікає.

Якщо ж унаслідок здійснення робочого процесу гідромашини корисно використовують енергію вихрового руху рідини, то таку гідромашину відносять до **вихрових гідромашин**.

За призначенням гідродинамічні машини можна розділити на дві групи: перша – насоси і гідродвигуни, друга – гідродинамічні передачі (рис. 9).

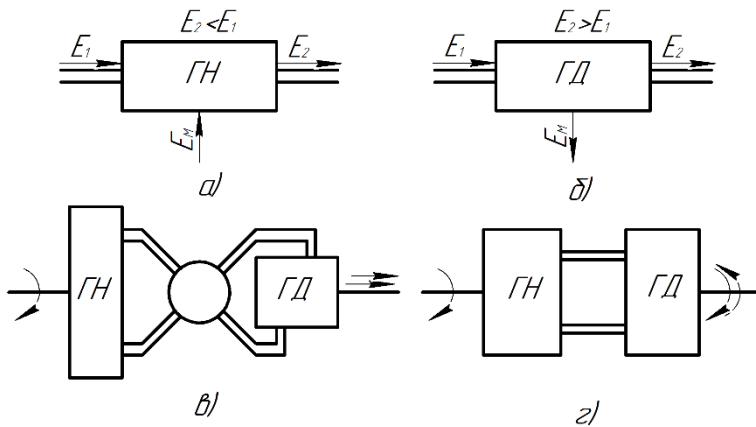


Рисунок 9 – Енергетичні і принципові схеми гідродинамічних машин:
 а – насос; б – гідродвигун; в, г – гідропередачі

Гідромашини, у яких механічна енергія привода перетворюється на гідравлічну енергію перекачуваної рідини, називають **насосами**. Гідромашини, у яких гідравлічна енергія робочої рідини перетворюється на механічну енергію вала, називають **гідродвигунами (гідротурбінами)**. Гідромашини, у яких механічна енергія передається з вхідного вала на вихідний за допомогою рідини, називають **гідропередачами**.

До насоса (рис. 9 а) підводиться рідина з енергією E_1 і механічна енергія E_m від двигуна. Механічна енергія в насосі перетворюється на гідравлічну енергію. Рідина, що відводиться від насоса, має енергію E_2 , більшу, ніж енергія підведеної рідини E_1 .

У гідродвигуні (рис. 9 б) енергія підведеної рідини E_1 частково перетворюється на механічну енергію E_m і відводиться від гідродвигуна. Енергія рідини E_2 , що відводиться від насоса, буде менше, ніж енергія підведеної рідини E_1 .

Загальне рівняння енергетичного балансу для насоса і гідродвигуна (без урахування внутрішніх втрат) має вигляд

$$E_1 \pm E_m = E_2. \quad (1)$$

Гідравлічна передача (рис. 9 в, г) складається із двох гідравлічних машин – насоса і гідродвигуна.

Насоси і гідродвигуни, по суті, виконують функцію перетворювачів енергії. Отже, головною відмінністю між насосом і гідродвигуном є напрямок передавання механічної енергії. Практично всі лопатеві насоси і гідротурбіни мають властивість зворотності та віднесені до однієї групи, а всі загальні питання розглядають стосовно насосів.

Залежно від принципу дії насоси і гідродвигуни поділяються на гідрооб'ємні і гідродинамічні.

1.2 Основні терміни і визначення

Робота гідромашини згідно з ДСТУ 3503-97 («Насоси. Основні технічні показники та характеристики рідинних насосів. Терміни, визначення та позначення») характеризується основними технічними показниками. Стандарт установлює терміни, визначення понять, умовні позначення та одиниці виміру основних технічних показників і характеристик на-

сосного устаткування, які використовують під час проектування насосів і насосних установок, їхнього виробництва, випробування та експлуатації. До таких показників відносять подачу насоса, напір насоса, гідравлічну (корисну) та споживану потужність насоса, к. к. д. насоса, частоту обертання робочого органу, кавітаційний запас (підпір на вході понад тиску насиченої пари рідини) та ін.

Розглянемо деякі з них.

Подача насоса (Q) – корисна кількість рідини, яку насос перекачує (подає в систему) за одиницю часу через його вихідний переріз (напірний патрубок).

Цей термін вживають у гідравлічних машинах для насосів, а для гідродвигунів (гідротурбін) вживають поняття «**витрата рідини**».

Витрату визначають як кількість рідини, що проходить через вихідний (вхідний переріз) за одиницю часу.

Розрізняють об'ємну (Q), масову (Q_М) та вагову (Q_Г) подачі (витрати).

Об'ємна подача (Q) – об'єм рідини, що транспортується через вихідний переріз (напірний патрубок) насоса за одиницю часу. Розмірність подачі в системі СІ – м³/с. Використовують також несистемні одиниці розмірності – м³/год та інші.

Масова витрата (Q_М) – маса рідини, що транспортується через вихідний переріз (напірний патрубок) насоса за одиницю часу. Розмірність подачі в системі СІ – кг/с.

$$Q_M = \rho Q, \quad (2)$$

де ρ , кг/м³ – густина рідини.

Вагова витрата (Q_Г) – вага рідини, що транспортується через вихідний переріз (напірний патрубок) насоса за одиницю часу. Розмірність подачі в системі СІ – Н/с.

$$Q_M = \rho g Q. \quad (3)$$

У разі значної зміни густини у проточній частині насоса в розрахунках використовують значення густини на вході в насос.

Для гідродинамічних машин як основного параметра зазвичай використовують об'ємну подачу (витрату).

Напір насоса (H)

Для визначення терміна «напір» розглянемо поняття **питомої енергії потоку рідини**, – це енергія його одиниці маси, ваги або об'єму.

Під повною питомою енергією e або питомою роботою без урахування втрат йдеться про відношення повної енергії E , одержуваною (або що віддається) рідиною, до її маси m

$$e = \frac{E}{m}. \quad (4)$$

Повна питома енергія може бути подана виразом:
– для насоса

$$e = e_2 - e_1; \quad (5)$$

– для турбіни

$$e = e_1 - e_2, \quad (6)$$

де e_1 – повна питома енергія на вході в насос (турбіну); e_2 – повна питома енергія на виході з насоса (турбіни).

Згідно з рівнянням Бернуллі для вхідного (індекс 1) і вихідного (індекс 2) перерізів насоса можна записати

$$e_{\text{вх}} = gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2}, \quad (7)$$

$$e_{\text{вих}} = gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2}. \quad (8)$$

де g – прискорення вільного падіння; Z_1, Z_2 – геометрична висота рівнів відповідно 1 і 2 перерізів; p_1, p_2 – тиск відповідно в 1 і 2 перерізі; v_1, v_2 – швидкість потоку відповідно в 1 і 2 перерізі

Для насоса відповідно до рівнянь (5), (7) і (8) питому енергію потоку рідини визначають за залежністю

$$e = \left(gZ_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} \right) - \left(gZ_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} \right) \quad (9)$$

або

$$e = g(Z_2 - Z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}, \quad (10)$$

де p_2 і p_1 – тиск на виході і вході в насос, Па; Z_2 і Z_1 – висота рівня виходу і входу в насос (висота центрів ваги вихідного і вхідного перерізів насоса), м; v_2 і v_1 – середні швидкості рідини у відповідних перерізах, м/с; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Вхідний переріз насоса – вільний поперечний переріз вхідного патрубка насоса. **Вихідний переріз насоса** – вільний поперечний переріз вихідного патрубка насоса.

Висота рівня входу в насос – висота рівня середини вхідного перерізу насоса. Висота рівня виходу з насоса – висота рівня середини вихідного перерізу насоса.

В інженерній практиці, пов'язаній із гідромашинами, напір позначають буквою H і вимірюють у метрах. Напір можна подати як висоту, на яку здатна піднятися рідина завдяки отриманій у насосі енергії. Тому напір не залежить від питомої ваги γ (кгс/м³) або густини ρ (кг/м³) рідини, що перекачують.

Напір (H) є питомою енергією, тобто відношенням повної енергії, одержуваною рідиною в насосі (рис. 10), до величини її сили ваги

$$H = \frac{E}{mg} = \frac{e}{g} = (Z_2 - Z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (11)$$

де E – повна енергія, одержувана рідиною в насосі; m – маса рідини.

Отже, напір насоса H – це різниця енергій одиниці ваги рідини, або повних напорів після насоса і перед ним

$$H = \left(Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right). \quad (12)$$

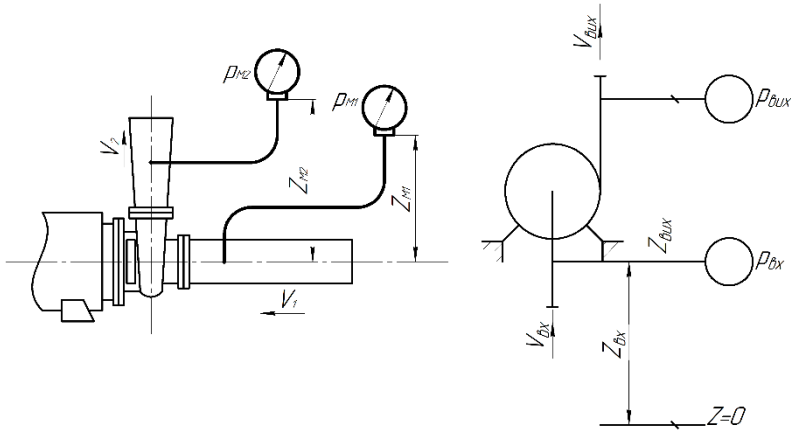


Рисунок 10 – Схема вимірювання напору насоса

Для турбіни напір визначають за залежністю

$$H = \left(Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right). \quad (13)$$

Визначення напору за формулами (12) та (13) відображає реальний процес у гідродинамічних машинах – у насосі напір створюється, а у турбіні – спрацьовується.

Тиск (р) можна розглядати також як питому енергію, що являє собою відношення повної енергії потоку рідини (одержуваною рідиною або тією, що віддається) до її об'єму

$$p = \frac{E}{W}, \frac{\text{Дж}}{\text{м}^3}, (\text{Па}). \quad (14)$$

Тиск, створюваний насосом, визначають так:

$$p = \rho g(Z_2 - Z_1) + p_2 - p_1 + \rho \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}. \quad (15)$$

Тиск, який спрацьовується в турбіні, визначають за залежністю

$$p = \rho g(Z_1 - Z_2) + p_1 - p_2 + \rho \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}. \quad (16)$$

Отже, тиск для гідромашини можливо визначити за залежністю

$$p = \rho gH. \quad (17)$$

Питоною енергією положення ($Z_2 - Z_1$) із достатнім ступенем точності можна нехтувати, оскільки різниця висот окремих елементів гідравлічних машин незначна. Отже, можна вважати, що рідина в гідравлічній машині, що рухається, має два основні види енергії: енергію тиску і кінетичну енергію.

Потужність належить до основних параметрів гідромашин.

Гідравлічна потужність насоса (N_{Γ}) – це робота, яку передає насос рідині (споживає турбіна від рідини) за одиницю часу.

Якщо через гідромашину в секунду проходить рідина масою Q_M , то весь потік отримує запас енергії, який дорівнює

$$N_{\Gamma} = \frac{E}{t} = \frac{em}{t} = eQ_M = gH\rho Q = \rho gQH = \gamma QH. \quad (18)$$

Якщо питому вагу рідини визначають у кгс/м³, формула визначення гідравлічної потужності має такий вигляд:

$$N_{\Gamma} = \frac{\gamma QH}{102}, \text{кВт} = \frac{\gamma QH}{0,102}, \text{Вт}. \quad (19)$$

Для насоса гідравлічна потужність є корисною потужністю ($N_K = N_{\Gamma}$), а для турбіни – споживаною ($N = N_{\Gamma}$).

Потужність у системі СІ вимірюють у ватах.

Споживана насосом потужність (N) – це механічна потужність, що її сприймає насос, на валу або муфті крутного моменту.

Від електродвигуна насос споживає (турбіна передає генератору) механічну потужність на валу

$$N = M\omega, \quad (20)$$

де M – крутний момент на валу гідромашини; ω – кутова швидкість обертання вала.

Для турбіни механічна потужність є корисною потужністю ($N_K = M\omega$), а для насоса – споживаною потужністю ($N = M\omega$).

Коефіцієнт корисної дії (η) – відношення корисної потужності насоса до механічної потужності на валу в розглянутій робочій точці. Коефіцієнт корисної дії (к. к. д.) є кількісним показником енергетичної ефективності даної гідромашини, його визначають за такими залежностями:

– для насоса

$$\eta = \frac{N_k}{N} = \frac{\rho g Q H}{N}; \quad (21)$$

– для турбіни

$$\eta = \frac{N}{N_k} = \frac{N}{\rho g Q H}. \quad (22)$$

Величини Q , H , N та η є основними параметрами гідромашини.

Частота обертання (n). Під частотою обертання йдеться про число повних обертів вала насоса за одиницю часу. Як одиниця часу в системі СІ взята секунда. Згідно із стандартом СЕВ 1052-78 («Метрологія. Одиниці фізичних величин») допустимим є вираження частоти обертання n у числі обертів на секунду (об./с), або на хвилину (об./хв).

Під час розрахунків використовують несистемну одиницю вимірювання частоти обертання – об./хв.

З урахуванням вищенаведеного куту швидкість обертання вала гідродинамічної машини як кількість радіан повороту вала в одиницю часу визначають за залежністю

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \frac{1}{c}. \quad (23)$$

За постійної частоти обертання робочого органу кожному значенню подачі відповідає певний напір.

Кавітаційний запас (Δh). Одним із параметрів, що характеризують кавітаційні властивості гідромашини, є кавітаційний запас Δh , який дорівнює перевищенню повної

питомої енергії на вході для насоса (виході для турбіни) над питомою енергією насиченої пари рідини у критичній ділянці гідромашини.

Кавітаційний запас визначають за залежністю

$$\Delta h = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вх}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g}. \quad (24)$$

1.3 Галузі використання гідродинамічних машин

Насоси є основним машинним споживачем електроенергії. На сьогодні 20 % енергії, що виробляється, споживають насоси.

Гідродинамічні насоси зручні для безпосереднього з'єднання із швидкохідними типами сучасних електродвигунів і парових і газових турбін. Унаслідок обертання робочого колеса з постійною частотою обертання допустимі швидкості потоку рідини значно більші порівняно з об'ємними насосами. Особливості конструкції та принцип дії різних насосів визначають діапазони подачі та напору, у межах яких доцільно застосовувати насос того чи іншого типу. Різні галузі промисловості, сільське та комунальне господарство вимагають створення насосів із подачами до десятків кубічних метрів за секунду і напорами в тисячі метрів.

Історія виникнення та розвитку насосів доводить, що спочатку вони призначалися винятково для підйому води. Однак зараз галузь їхнього використання настільки широка й різноманітна, що визначення насоса як машини для перекачування води було б однобічним. Крім водопостачання й каналізації міст, промислових підприємств і електростанцій, насоси застосовують для зрошення й осушення земель, гідроакумулювання енергії, транспортування

матеріалів. Існують живильні насоси котельних установок теплових електростанцій, суднові насоси, насоси для нафтової, хімічної, паперової, харчової та інших галузей промисловості. Насоси використовують під час виконання будівельних робіт (навив земляних споруд, водозниження, відкачування води з котлованів, подача бетону й будівельних розчинів до споруд), під час розроблення родовищ і транспортування корисних копалин гідравлічним способом, під час гідровидалення відходів виробничих підприємств.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер пер. ; [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 10–17, 34–45.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 8–15.

3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 5–14.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / 2-е изд. перераб. и доп. / А. А. Ломакин. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 8–20.

5. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни «Гідродинамічні машини» / укладач В. Ю. Кондусь. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – С. 4–8.

Контрольні питання

1. Що таке гідравлічна енергія?
2. Що таке механічна енергія?
3. Що належить до основних параметрів гідромашин?
4. Що називають гідромашиною?
5. Що називають напором насоса?
6. Що називають подачею?
7. Що називають масовою подачею?
8. Що називають витратою рідини?
9. Що є вхідним перерізом насоса?
10. Що є вихідним перерізом насоса?
11. Що є робочим органом гідромашини?
12. Що належить до проточної частини насоса?
13. Як визначають об'ємну подачу?
14. Як визначають масову подачу?
15. Як визначають вагову подачу?
16. Як визначають гідравлічну потужність насоса?
17. Як визначають гідравлічну потужність турбіни?

2 КЛАСИФІКАЦІЯ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ

2.1 Класифікація лопатевих насосів. Основні конструктивні схеми

У сучасній техніці застосовують велику кількість різновидів гідродинамічних машин.

Найбільше розповсюдження отримали лопатеві насоси та гідротурбіни. **Робочим органом** лопатевих гідромашин є **робоче колесо** з лопатями, яке обертається навколо осі. Призначенням робочого колеса є передавання енергії рідині.

Гідромашини, у яких механічна енергія, що підведена до лопатевого робочого колеса, перетворюється в енергію потоку рідини, збільшуючи її, називають **лопатевими насосами**. Гідромашини, у яких рідина віддає енергію лопатевому колесу й енергія потоку переходить у механічну енергію на валу, називають **лопатевими турбінами (гідротурбінами)**.

Енергія від робочого колеса рідині (лопатевої насос) або від рідини робочому колесу (гідротурбіна) передається за допомогою динамічної взаємодії лопатей робочого колеса з рідиною, що їх обтікає.

Загалом насос – це пристрій (гідравлічна машина, апарат або прилад) для напірного переміщення (всмоктування і нагнітання) здебільшого крапельної рідини внаслідок надання їй зовнішньої енергії (потенційної і кінетичної).

Лопатевими називають насоси, у яких рідина переміщується завдяки енергії, що передається їй під час обтікання лопатей робочого колеса.

До лопатевих насосів належать відцентрові, діагональні й осьові, відмінні один від одного напрямом потоку рідини на виході з робочого колеса (рис. 11).

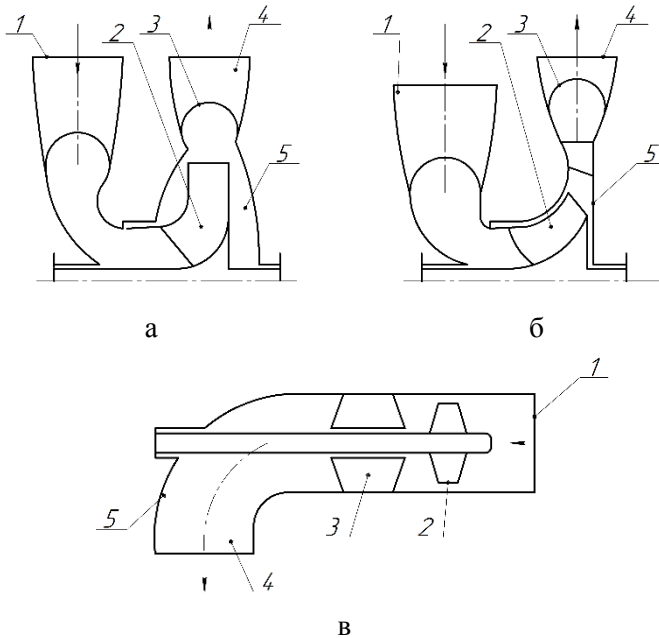


Рисунок 11 – Конструктивні схеми лопатевих насосів:
 а – відцентровий насос; б – діагональний насос;
 в – осьовий насос; 1 – підвід; 2 – робоче колесо; 3 – відвід;
 4 – напірний патрубок; 5 – корпус

Робота наведених схем насосів заснована на загальному принципі – силовій взаємодії лопатей робочого колеса з потоком перекачуваної рідини, що їх обтікає.

У відцентрових насосах рідина переміщується через робоче колесо від центру до периферії, а в осьових – через робоче колесо в напрямку його осі. Потік рідини, що проходить через робоче колесо діагонального насоса, спрямований під деяким кутом до осі обертання вала насоса.

Розглянемо механізм передавання енергії в лопатевому колесі, що містить z лопатей на прикладі окремого крилового профілю.

Під час натікання потоку рідини на криловий профіль між його верхньою і нижньою поверхнею утворюється перепад тиску і виникає **підймальна сила** P_y (рис. 12), яка є складовою повної гідродинамічної сили P .

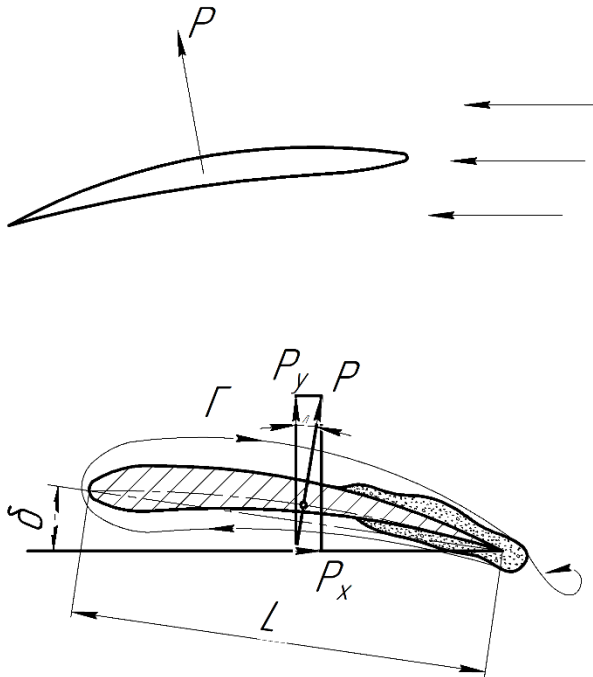


Рисунок 12 – Сили, що діють на криловий профіль

Складовою повної гідродинамічної сили, перпендикулярна вектору швидкості руху тіла в потоці рідини, виникає внаслідок несиметричного обтікання лопатей потоком. Відповідно до закону Бернуллі статичний тиск середовища в тих областях, де швидкість потоку більш висока, буде нижчим і навпаки. Наприклад, лопать гідротурбіни має несиметричний профіль (верхня частина лопаті більш

опукла), унаслідок чого швидкість потоку по верхній кромці крила буде вищою, ніж над нижньою. Різниця тиску, що створилася, і породжує підймальну силу.

Напрямок підймальної сили залежить від форми лопатей. Можна вибрати таку форму лопатей, щоб за заданих витрат рідини, частоти обертання робочого колеса і напрямку руху рідини (від центру робочого колеса до периферії або навпаки) момент підймальної сили збігається з напрямком обертання робочого колеса. У цьому разі рідина, впливаючи на лопаті, обертає робоче колесо, передаючи йому енергію. Така гідромашина є лопатевим двигуном (гідротурбіною).

Можна спрофілювати лопаті робочого колеса так, щоб за заданих подачі, частоти обертання і напрямку руху рідини момент підймальних сил протидівав обертанню робочого колеса. Долаючи цей момент під час свого обертання, робоче колесо виконує роботу. Для цього до робочого колеса від двигуна підводиться механічна енергія. Згідно із законом збереження енергії відомо, що енергія, підведена до робочого колеса, може бути або перетворена на тепло («втрати» енергії), або може бути передана рідині. За умови конструювання машини так, щоб втрати енергії в ній були б мінімальними, основна частина енергії, що підводиться, передається рідині, яка протікає через робоче колесо. Така гідромашина є лопатевим насосом.

Унаслідок накладення потоку натікання і циркуляційного потоку на профіль діє гідродинамічна сила P , яку можна розкласти на дві складові: **підймальну силу** P_y і **силу лобового опору** P_x . Значення P_y визначають за теоремою М. Є. Жуковського

$$P_y = \rho v_\infty \Gamma, \quad (25)$$

де ρ – густина середовища; v_∞ – швидкість натікання потоку на криловий профіль; Γ – циркуляція.

Значення лобової сили P_x визначають експериментально.

Відношення $\mu = \operatorname{tg} \lambda = \frac{P_x}{P_y}$ називають **зворотною якістю профілю**. Для часто найуживаніших профілів $\lambda = 3-5^\circ$.

Величини підйимальної сили P_y і сили лобового опору P_x можна виразити через безрозмірні коефіцієнти

$$P_y = C_y \rho \frac{v_\infty^2}{2} S, \quad (26)$$

$$P_x = C_x \rho \frac{v_\infty^2}{2} S, \quad (27)$$

де C_y і C_x – відповідно коефіцієнти підйимальної сили і сили лобового опору профілю; $S = b_1$ – площа лопаті (тут b – розмах лопаті, l – довжина хорди профілю).

Наявність силової взаємодії потоку і лопаті призводить до нерівності тисків на вигнутій та увігнутій (або на **робочій і тильній**) сторонах лопаті, а це призводить до появи додаткової циркуляції рідини в міжлопатеких каналах і до нерівномірного розподілу відносної швидкості в каналі – зменшення її на робочій стороні лопаті і збільшення на тильній. У турбінних колесах робочою є увігнута сторона лопаті, а в насосних – вигнута.

У лопатевого насоса напрям моменту підйимальних сил протилежний напрямку обертання робочого колеса. Долаючи цей момент, під час обертання колесо виконує роботу. Для цього до робочого колеса від двигуна підводиться механічна енергія, яка згідно із законом збереження енергії передається рідині та збільшує її питому енергію. Насос конструюють так, щоб втрати енергії були як найменшими.

У лопатевого двигуна (гідротурбіни) напрям моменту підймальних сил збігається з напрямом обертання колеса. Впливаючи на лопаті, рідина обертає робоче колесо, передаючи йому енергію.

Залежно від необхідних параметрів, призначень і умов роботи на сьогодні розроблена велика кількість різноманітних конструкцій гідродинамічних насосів, які можна класифікувати за декількома ознаками.

За кількістю робочих коліс розрізняють одноступінчасті і багатоступінчасті насоси.

Одноступінчасті насоси (рис. 13 а) мають одне робоче колесо, **багатоступінчасті** (рис. 13 б) – декілька послідовно сполучених робочих коліс, закріплених на одному валу. Одноступінчасті насоси передають рідині обмежений напір. Вживання декількох лопатевих коліс в одному корпусі дозволяє значно розширити сферу використання лопатевих насосів і створює низку конструктивних переваг.

Для підвищення напору використовують багатоступінчасті насоси, у яких (рис. 14) перекачувана рідина проходить послідовно через ряд робочих коліс, насаджених на загальний вал. Загальний напір насоса дорівнює сумі напорів, що створює кожне колесо.

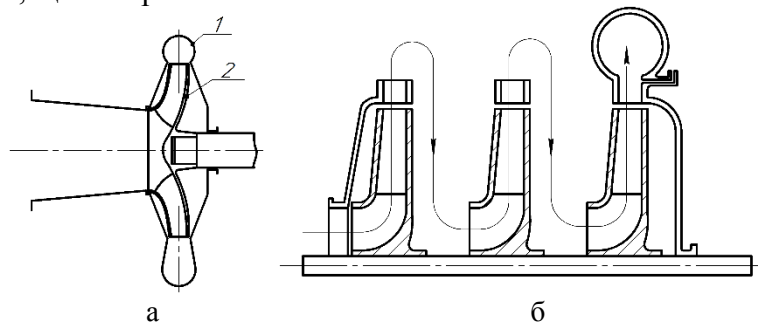


Рисунок 13 – Схеми лопатевих насосів: 1 – корпус;
2 – робоче колесо

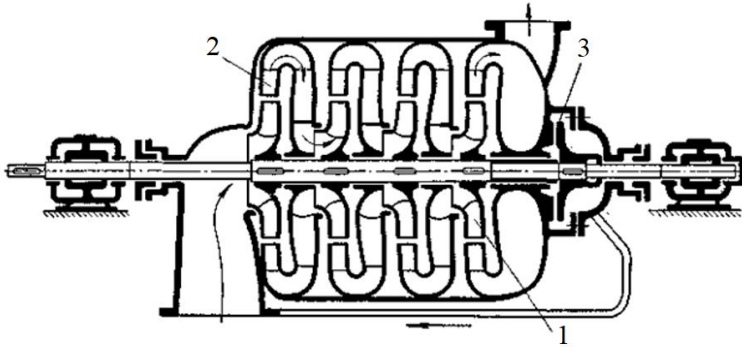


Рисунок 14 – Схема багатоступінчастого відцентрового насоса:
1 – робоче колесо; 2 – відвід; 3 – гідроп’ята

Напір одноступінчастих відцентрових насосів, що серійно випускає промисловість, досягає 120 м, подача – 30 м³/с. Серійні багатоступінчасті насоси розвивають напір до 2 000 м за подачі 0,08–0,1 м³/с. Що стосується к. к. д., то залежно від конструктивного використання він змінюється в широких межах – від 0,85 до 0,9 у великих одноступінчастих насосів і 0,4–0,45 у високонапірних багатоступінчастих.

За способом підводу рідини до робочого колеса розрізняють насоси з одностороннім підводом (див. рис. 13–14) і насоси із двостороннім підводом, або так звані відцентрові насоси двостороннього входу (тип «Д»). На рисунку 15 наведена схема одноступінчастого насоса двостороннього входу. У цих насосів є напівспіральний підвід, що роздвоюється. Рідина входить у робоче колесо із двох боків двома потоками. У робочому колесі ці потоки з’єднуються і виходять до загального відводу.

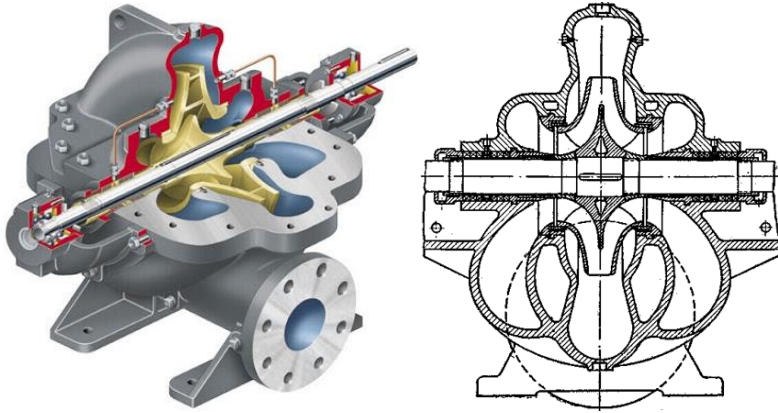


Рисунок 15 – Насос двостороннього входу

За способом відводу рідини з робочого колеса розрізняють насоси із **спіральними**, **кільцевими** і **лопатеvimи відводами**.

За компоновкою насосного агрегата (за розташуванням вала) розрізняють насоси **горизонтальні** і **вертикальні**.

За способом з'єднання із двигуном насоси поділяють на **привідні** (зі шківом або редуктором), які з'єднуються безпосередньо через муфту, і **моноблокові**, робоче колесо яких встановлюють на подовженому кінці вала електродвигуна.

За конструкцією корпусу – з **вертикальним** роз'ємом і **горизонтальним** роз'ємом.

2.2 Конструктивні особливості консольних відцентрових насосів

Основним робочим органом відцентрового насоса, один із можливих варіантів якого схематично зображений на рисунку 16, є робоче колесо 1, насаджене на вал 2, що вільно обертається всередині корпусу.

Робоче колесо складається із двох дисків (покривного 3 і основного 4), віддалених на деякій відстані один від одного. Між дисками, сполучаючи їх у єдину конструкцію, розміщені лопаті 5, що плавно загнуті в бік, протилежний напрямку обертання робочого колеса. Внутрішні поверхні дисків і поверхні лопатей 5 утворюють так звані **міжлопатеві канали** колеса, які під час роботи насоса заповнені перекачуваною рідиною.

Покривний диск 3 має ущільнювальне кільце 8, призначене для герметизації (зменшення протікання) напірної частини насоса від всмоктувальної. Підвід 9 у цьому разі виконаний у вигляді конфузорного патрубка, що покращує умови надходження рідини на робоче колесо 1. У місці виходу вала 2 з корпусу встановлюють кінцеве ущільнення 7.

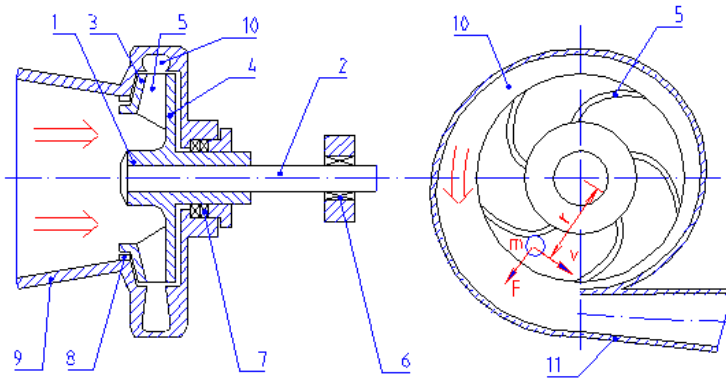


Рисунок 16 – Схема відцентрового насоса: 1 – робоче колесо; 2 – вал; 3 – покривний (передній) диск; 4 – основний (задній) диск; 5 – лопаті; 6 – підшипники; 7, 8 – ущільнення; 9 – підвід; 10 – спіральний відвід; 11 – напірний патрубок

Під час обертання робочого колеса на кожну частину рідини (масою m), розташованої в міжлопатовому каналі на відстані r від осі валу і що рухається із швидкістю v , діятиме відцентрова сила, яку визначають за залежністю

$$F_{\text{вц}} = \frac{m \times v^2}{r} = m\omega^2 r. \quad (28)$$

Під дією цієї сили рідина відкидається в напрямку з центра до периферії робочого колеса, унаслідок чого в центрі робочого колеса створюється розрідження, а в периферійній його частині – надлишковий тиск. Для забезпечення безперервного руху рідини через насос необхідно забезпечити підведення перекачуваної рідини до робочого колеса і відведення її від нього.

Рідина надходить через отвір у покривному диску робочого колеса по всмоктувальному трубопроводу і всмоктувальному патрубку. Рух рідини по всмоктувальному трубопроводу відбувається внаслідок різниці тисків над вільною поверхнею рідини в приймальному резервуарі (зазвичай атмосферний тиск) і в центральній області колеса (розрідження, тиск менший за атмосферний).

Унаслідок силової взаємодії потоку з лопатями робочого колеса рідина виходить з нього із більшим запасом потенційної і кінетичної енергії, ніж на вході.

Для відведення рідини в корпусі насоса є спіральний відвід 10, виконаний у формі равлика (див. рис. 16), куди і надходить рідина, що спрямовується з робочого колеса. Спіральний відвід переходить у короткий дифузор, який утворюється напірним патрубком 11, що сполучається, зазвичай, з напірним трубопроводом. Кінетична енергія частково перетворюється на потенційну в дифузійній частині відводу насоса.

Аналіз залежності (28) доводить, що відцентрова сила, а отже, і напір, що створює насос, тим більше, чим більше частота обертання і діаметр робочого колеса. Як привід відцентрового насоса можна використовувати будь-який високооборотний двигун. Найчастіше з цією метою застосовують електродвигуни.

Конструктивні схеми всіх лопатевих насосів принципово аналогічні.

Розглянемо їх на прикладі відцентрового насоса.

На рисунку 17 наведений поздовжній переріз найпростішого відцентрового насоса. Основними елементами вказаної конструкції насоса є: корпус 3, всередині якого на валу 4 насаджене робоче колесо 2, підшипники 6, кінцеве ущільнення вала 5.

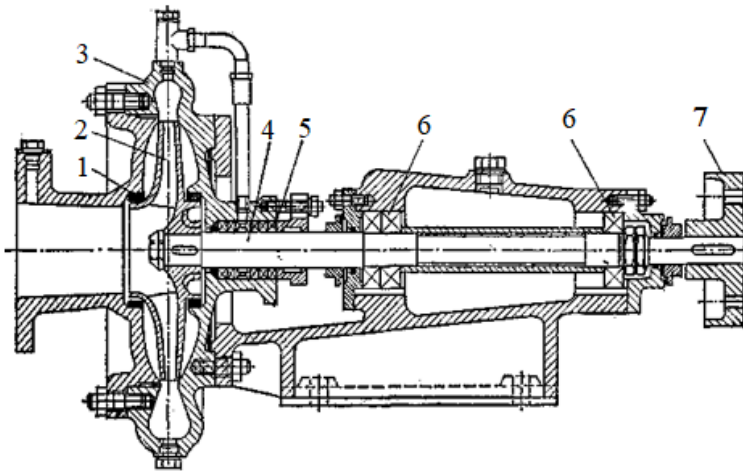


Рисунок 17 – Консольний одноступінчастий відцентровий насос:

- 1 – кільце переднього ущільнення; 2 – робоче колесо;
- 3 – корпус; 4 – вал; 5 – сальникове ущільнення; 6 – підшипники;
- 7 – муфта насоса

Проточна частина насоса складається: з робочого колеса, яке приводить рідину в обертальний рух, і корпусу, який спрямовує рідину до колеса і відводить її від нього за збільшеного напору.

Колесо встановлюють на валу (з опорами в підшипниках), який приводить до руху двигун через еластичну або жорстку муфту 7.

Кронштейн (корпус підшипника) у цьому разі служить опорою для насоса. У ньому розташований ротор насоса. Варто зазначити, що в більшості сучасних лопатевих насосів опорами насоса є його корпус (див. рис. 17).

У місцях виходу вала з корпусу насоса повинне бути передбачене ущільнення, яке перешкоджає витоку рідини назовні.

Щоб не допустити витоку значної кількості рідини з області високого тиску назад у порожнину всмоктування, у корпусі встановлюють кільця ущільнення, що охоплюють кільцеві виступи робочого колеса.

На рисунку 18 наведена конструкція консольного насоса корпусно-опорної конструкції відповідно до міжнародного стандарту ISO 2858 «Насоси відцентрові з осьовим входом (номінальний тиск до 16 МПа) Позначення, номінальні параметри і розміри». Корпус насоса (з вхідним і напірним патрубками) служить опорою насоса.

Одна з особливостей відцентрового насоса – неможливість пуску його в дію без попереднього заповнення перекачуваною рідиною, оскільки в такому разі неможливо виконати умову нерозривності середовища всередині насоса.

Щоб запустити насос, його корпус і весь всмоктувальний трубопровід повинні бути заповнені перекачуваною рідиною без наявних повітряних бульбашок, що повністю перекривають канал проточної частини насоса.

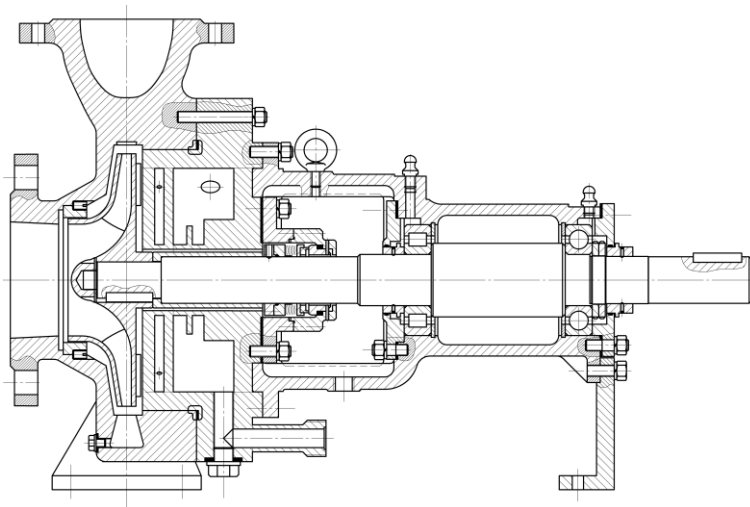


Рисунок 18 – Конструкція консольного відцентрового насоса

Під час обертання робочого колеса рідина через всмоктувальний патрубок надходить у міжлопатеві канали робочого колеса, лопаті захоплюють рідину, яка під впливом силової взаємодії з лопатями відкидається від центру робочого колеса до периферії, потрапляє до відводу і далі до напірного трубопроводу. Безперервне обертання робочого колеса забезпечує безперервне протікання рідини через нього, а також рівномірну її подачу кінцевому споживачу.

2.3 Галузі використання лопатевих насосів залежно від їхньої подачі і напору

Велике різноманіття конструкцій лопатевих насосів можна пояснити тим, що параметри насосів цього типу змінюються в широкому діапазоні (за подачами від 1 до 100 000 м³/год; за тиском нагнітання до 35–50 МПа; за температурами перекачуваної рідини до 400 °С і більше), а

також тим, що ці насоси застосовують для перекачування різних рідин або гідросумішей. Крім того, на конструкцію лопатевих насосів значний вплив мають специфічні умови галузевої техніки, для яких вони призначені.

Габаритні й масові характеристики лопатевих насосів залежно від їхніх параметрів і конструктивного виконання змінюються також у широких межах. Освоєні промисловістю насоси мають маси від 1–2 кг і менше до 10 000 кг і більше. Відцентрові і осьові насоси охоплюють велику частину поля Q - H , що покриває загальну потребу народного господарства в насосах.

Галузі використання різних типів насосів подані в логарифмічних координатах H - Q на рисунку 19.

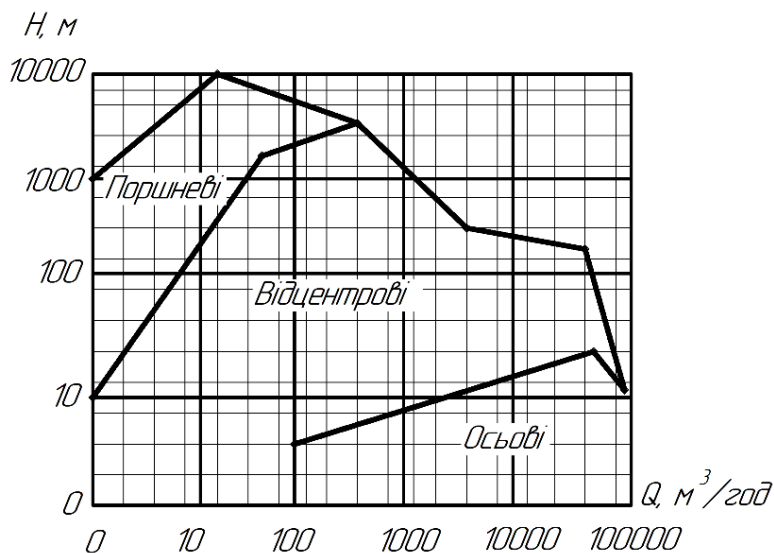


Рисунок 19 – Галузі використання насосів різних типів

Лопатеві насоси за однакових значень подачі виходять значно компактніші, легші і дешевші, ніж об'ємні. Їхні к. к. д. за рівних напорів не поступаються к. к. д. поршневих насосів. Тому в області низьких і середніх напорів і великих подач застосовують винятково лопатеві насоси. На сьогодні унаслідок удосконалення методів проектування і виробництва відцентрових насосів, їхнє використання стало можливим і для створення високих напорів – до 3 000 м і вище.

Разом із розвитком техніки, особливо останніми роками, безперервно збільшуються подачі і напори насосів, зростають їхні одиничні потужності. Нові насоси розробляють на підставі нового сучасного високого рівня вимог щодо їхньої надійності, ресурсу, економічності, ремонтпридатності, з поліпшеними кавітаційними, шумовими, вібраційними та іншими характеристиками.

Відцентрові насоси через цілу низку своїх якостей є, мабуть, найпоширенішими із всіх типів насосів. Широкий діапазон подач (до десятків кубічних метрів за секунду) і напорів (декілька тисяч метрів), висока частота обертання, що доходить до десятків тисяч обертів за хвилину і порівняно високий к. к. д. (80–85 %) дозволяють використовувати їх у найрізноманітніших галузях народного господарства: у водопостачанні і каналізації міст і селищ, промислових підприємств і підприємств сільського господарства, у гірничорудній промисловості для відкачування ґрунтових вод, на насосних станціях магістральних і зрошувальних каналів. Провідну роль відцентровим насосам надають на теплових і атомних електричних станціях, де їх застосовують як живильні насоси для подачі води в паровий котел, конденсатні – для відкачування пари з конденсатора, що сконденсувалася, циркуляційних – для прокачування конденсаторів, мережних – для потреб теплофікації, багерних – для шлакозоловідведення тощо.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 502–533.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 57–71, 139–186.

3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 229–269.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. – 2-е изд. перераб. и доп. / А. А. Ломакин. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 10–20, 315–358.

Контрольні питання

1. Що називають лопатевим насосом?
2. Що називають лопатевим гідродвигуном?
3. Що називають відцентровим насосом?
4. Що називають осьовим насосом?
5. Що називають діагональним насосом?
6. Які є складові гідродинамічної сили?
7. Чим викликана нерівномірність тисків на сторонах лопаті робочого колеса?
8. Чим обумовлена нерівномірність розподілу відносної швидкості в міжлопатевому каналі робочого колеса?
9. Який напрям підйимальної сили для лопатевого насоса?
10. Який напрям підйимальної сили для лопатевої турбіни?

11. Яка причина виникнення гідродинамічної сили, що діє на окремих криловий профіль?
12. Чому виникає нерівномірність тисків на робочій і тильній сторонах лопаті?
13. Класифікація типів робочих коліс за n_s , за кутом β_2 , за конструкцією дисків.
14. Які є основні елементи відцентрового робочого колеса?
15. Як утворені міжлопатеві канали напіввідкритого, відкритого, закритого робочого колеса?
16. Яка умова безперервного руху рідини через насос?
17. Сформулюйте основне рівняння лопатевих насосів.
18. Унаслідок чого відбувається рух рідини по всмоктувальному трубопроводу?
19. Як рухається рідина у відцентровому насосі?
20. З яких елементів складається проточна частина лопатевого насоса?
21. Чому неможливо виконати пуск лопатевого насоса без попереднього заповнення перекачуваною рідиною?
22. Завдяки чому забезпечується безперервне протікання рідини через робоче колесо?

3 ЛОПАТЕВІ НАСОСИ. КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ. КІНЕМАТИКА ПОТОКУ

3.1 Класифікація типів робочих коліс

Лопатеві насоси являють собою широкий клас насосів. Перекачування рідини або створюваний ними напір відбувається завдяки обертовому руху одного або декількох робочих коліс.

Велика кількість різноманітних типів лопатевих насосів, що виготовляють для різних цілей, може бути зведена до невеликої кількості основних типів, різниця в конструктивній розробці яких продиктована переважно особливостями використання насосів і механічними вимогами, що ставляться до них.

Кожний насос складається із двох основних частин: робочого колеса, яке приводить рідину в обертальний рух, і корпусу (що зазвичай містить у своєму складі підвідний і відвідний пристрій), який спрямовує рідину до колеса і відводить її від нього з підвищеним тиском.

Робоче колесо встановлюють на валу (з опорами в підшипниках), який приводиться в обертання двигуном через еластичну або жорстку муфту.

Робочі колеса можливо класифікувати так:

– за коефіцієнтом швидкохідності n_s (рис. 20). Коефіцієнт швидкохідності характеризує к. к. д., форму проточної частини, співвідношення геометричних параметрів (рис. 20 а) і форму характеристик насосів (рис. 20 б).

Фізичний зміст коефіцієнта швидкохідності n_s такий: це частота обертання подібного насоса з максимальним к. к. д., який транспортує чисту воду без включень, створює напір 1 м і витрачає потужність у 1 кінську силу (735,5 Вт), або його подача становить 75 л/с.

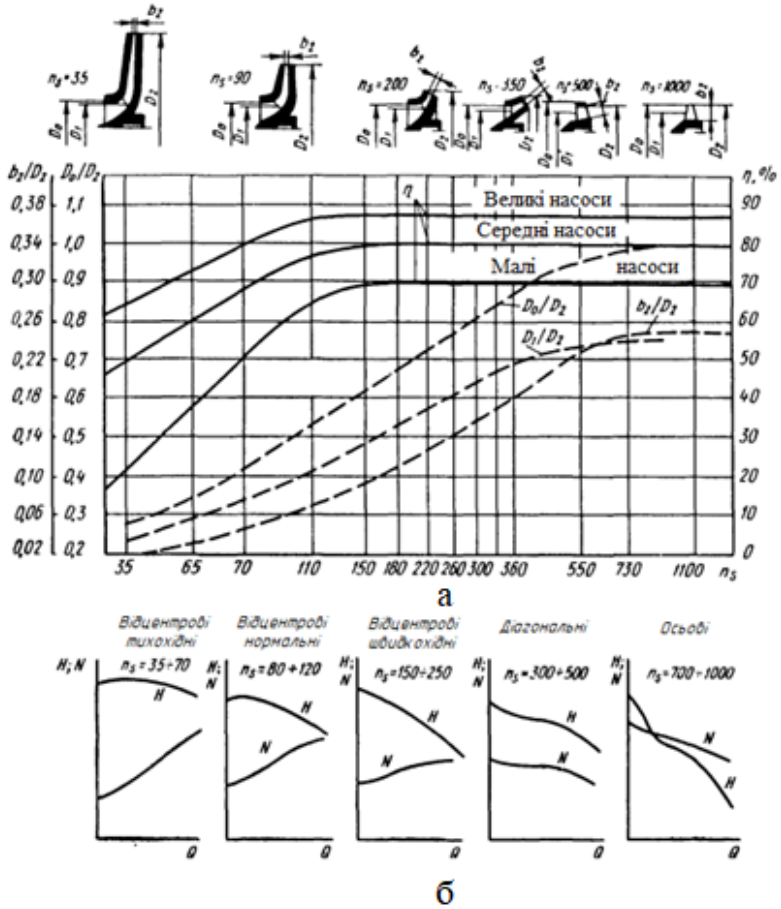


Рисунок 20 – Класифікація робочих коліс за величиною коефіцієнта швидкохідності n_s

Більш детально поняття коефіцієнта швидкохідності буде розглянуто в подальших розділах.

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (29)$$

Варто зазначити також, що в низці іноземних держав (країни Північної Америки, Європейського Союзу, Японія) замість поняття «коефіцієнт швидкохідності» використовують питому швидкохідність насоса (specific speed), що визначають за залежністю:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}; \quad (30)$$

– за кутом β_2 , який значною мірою визначає конструктивний тип робочого колеса (рис. 21);

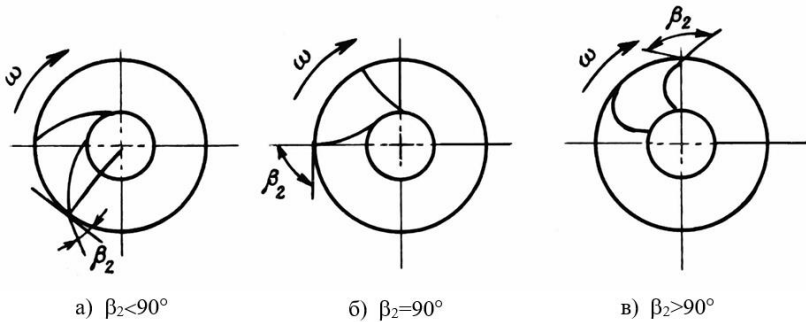


Рисунок 21 – Типи лопатей робочого колеса

– за конструкцією дисків (рис. 22) використовують закриті (рис. 22 а), напіввідкриті (без покривного диска, рис. 22 б) і відкриті (без покривного диска і частини основного диска, рис. 22 в) робочі колеса.

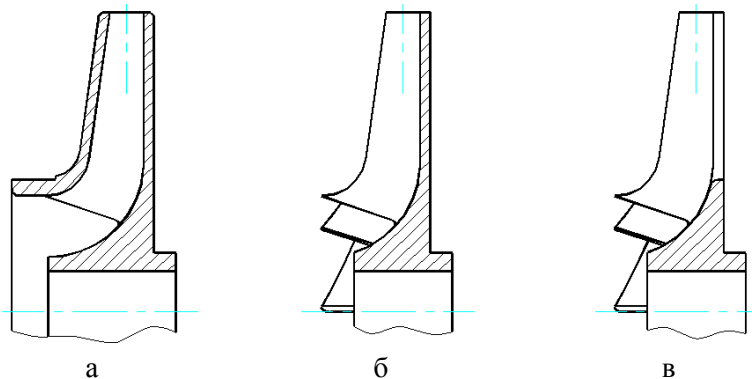


Рисунок 22 – Типи робочих коліс залежно від конструкції дисків: а – відкрите; б – напіввідкрите; в – закрите

Вибір типу робочого колеса залежить від призначення насоса і його робочих параметрів. За конструктивним оформленням робочі колеса закриті (рис. 22 а), мають передній (покривний) і задній (основний) диски, напіввідкриті (рис. 22 б), у яких відсутній покривний диск і лопаті кріпляться лише до основного диска, і відкриті (рис. 22 в), які мають втулки із закріпленими на ній лопатями.

Міжлопатеві канали в цьому разі утворюють лопаті й стінки корпусу (рис. 23). У відцентрових насосах здебільшого застосовують закриті робочі колеса. Основною перевагою напіввідкритих і відкритих робочих коліс є відсутність втрат, викликаних тертям зовнішніх поверхонь дисків і рідини в корпусі насоса.

Робочі колеса можна виконувати з одностороннім (рис. 23) і двостороннім (рис. 24) підведенням рідини. Тобто рідина підводиться до робочих органів із двох протилежних боків, а подача насоса складається із суми подач через кожне з робочих коліс.

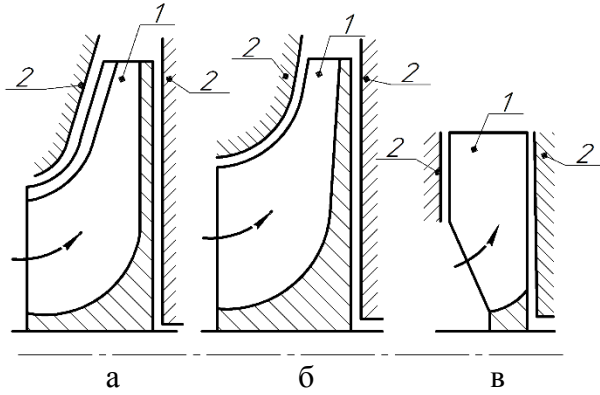


Рисунок 23 – Схематичне зображення проточної частини з робочими колесами різного типу: а – закрите робоче колесо; б – напіввідкрите робоче колесо; в – відкрите робоче колесо; 1 – лопать; 2 – корпус насоса

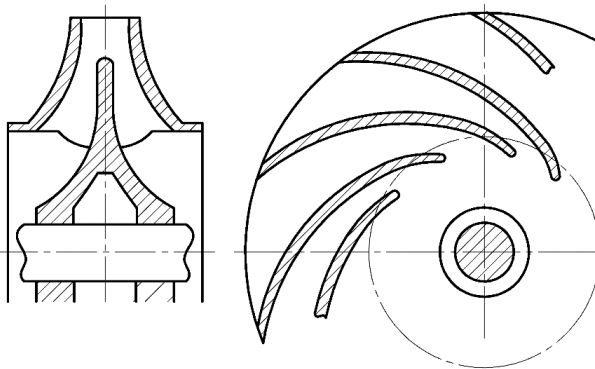


Рисунок 24 – Робоче колесо із двостороннім входом рідини

Обертання робочого колеса звичайно спрямоване в бік опуклості лопатей, а вихід потоку з колеса – завжди в бік його обертання.

Рідині, що рухається по каналах робочого колеса, передається механічна енергія з боку привода, яка перетворюється в енергію потоку: кінетичну – завдяки збільшенню абсолютної швидкості і потенційну – у вигляді збільшення тиску. У спіральному відводі здійснюється часткове перетворення кінетичної енергії потоку рідини на потенційну енергію (тиск).

Максимальний к. к. д. відцентрового насоса досягнутий для $n_s = 150\text{--}250$. На рисунку 25 наведена залежність $\eta = f(n_s, Q)$.

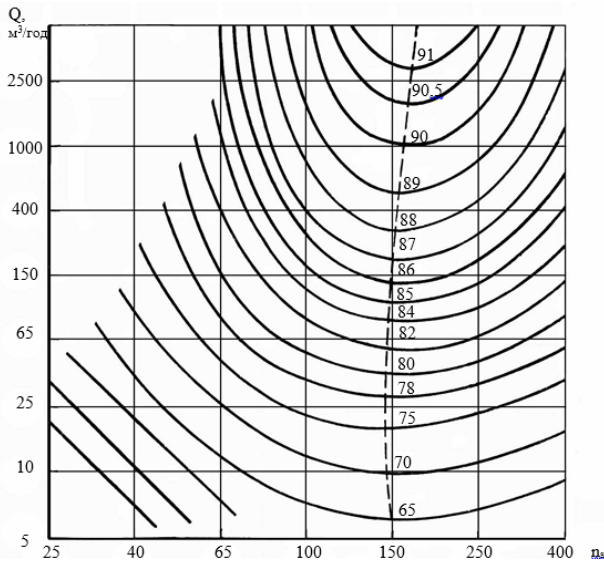


Рисунок 25 – Залежність к. к. д. від коефіцієнта швидкохідності і подачі

На рисунку 26 подані значення к. к. д. одноступінчастих насосів з одностороннім підводом рідини за різних значень коефіцієнта швидкохідності n_s і діаметра входної воронки D_0 .

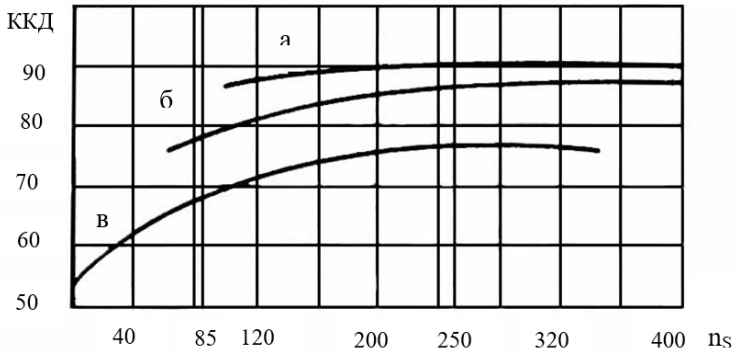
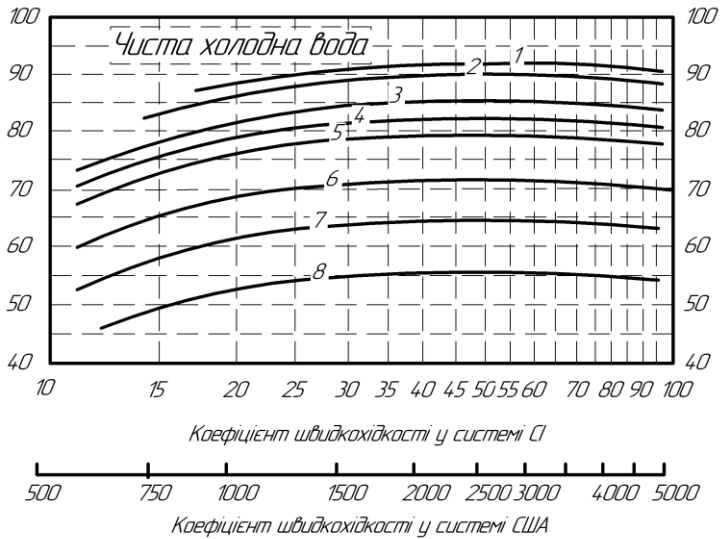


Рисунок 26 – К. к. д. одноступінчастих насосів за різних значення коефіцієнта швидкохідності n_s і діаметра входної воронки D_0 :
а) $D_0 > 200$ мм; б) $D_0 = 200-50$ мм; в) $D_0 = 50-10$ мм

Залежність к. к. д. від коефіцієнта швидкохідності n_s під час транспортування чистої води наведена на рисунку 27.

Середній досяжний ККД, %



1: $Q=18000 \text{ m}^3/\text{h}$ (approx. 80000 USgpm)	5: $Q=180 \text{ m}^3/\text{h}$ (approx. 800 USgpm)
2: $Q=1800 \text{ m}^3/\text{h}$ (approx. 8000 USgpm)	6: $Q=72 \text{ m}^3/\text{h}$ (approx. 320 USgpm)
3: $Q=720 \text{ m}^3/\text{h}$ (approx. 3200 USgpm)	7: $Q=38 \text{ m}^3/\text{h}$ (approx. 160 USgpm)
4: $Q=360 \text{ m}^3/\text{h}$ (approx. 1600 USgpm)	8: $Q=18 \text{ m}^3/\text{h}$ (approx. 80 USgpm)

Рисунок 27 – Середньо досягнуті значення к. к. д. промислових насосів із закритими робочими колесами



Рисунок 28 – Діаграма для вибору насосів динамічного типу під час перекачування чистої води

Для конкретних значень подачі і напору за допомогою графіка на рисунку 28 можливо підібрати насос із найбільшою ефективністю.

3.2 Основні геометричні параметри робочого колеса

На рисунку 29 подані основні розміри робочого колеса.

До основних геометричних параметрів робочого колеса потрібно віднести:

- зовнішній діаметр D_2 ;
- діаметр входньої воронки D_0 ;
- ширина меридіонального перерізу на вході b_1 і на виході b_2 ;

- кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо β_1 і на виході β_2 ;
- товщини лопатей на вході S_1 і на виході S_2 ;
- число лопатей z .

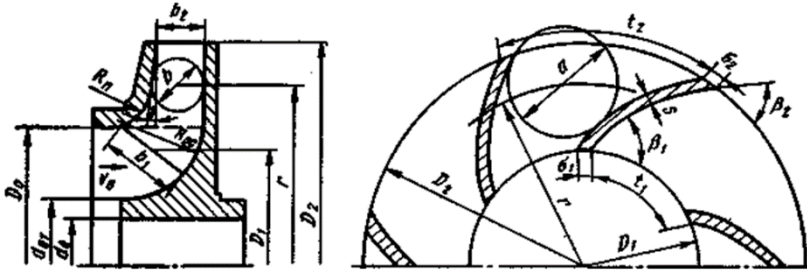


Рисунок 29 – Основні розміри робочого колеса

3.3 Кінематика потоку в робочому колесі

У процесі проєктування будь-якої лопатєвої машини необхідно встановити взаємозв'язок між основними робочими параметрами машини (подача і напір) і геометричними розмірами, формою лопатей, частотою обертання робочого колеса. В осьових машинах це завдання розв'язують за допомогою вихрової теорії М. Є. Жуковського, яку застосовують для плоских ґраток профілів.

Вихрову теорію відцентрових насосів намагався створити Г. Ф. Проскура. Проте для кругових радіальних ґраток вихрова теорія виявилася складною, до інженерних методів розрахунку вона не була доведена і практичного застосування не отримала.

Умови руху частинок рідини в міжлопатєвих каналах робочого колеса відцентрового насоса відрізняються високою складністю і великою невизначеністю через неусталений рух, дію багатьох сил тощо. Дотепер стосовно

відцентрових машин користуються одномірною або струминною теорією, запропонованою в 1754 р. Л. Ейлером. Під час використання закону про зміну моментів кількості руху було отримано рівняння для найпростішої гідромашини сегнерового колеса (рис. 30), що складається з окремих трубок, траєкторії руху частинок у яких визначалися формою каналу-трубки.

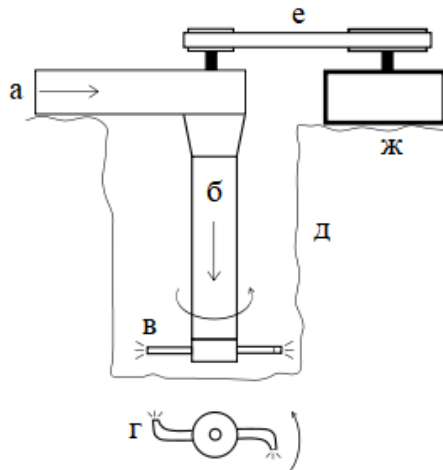


Рисунок 30 – Сегнерове колесо: а – впуск рідини; б – вертикальна трубка з ротором; в – ротор із форсунками (вид збоку); г – ротор із форсунками (вид зверху); д – отвір на дні; е – ремінна передача; ж – споживач потужності

Щоб використовувати ідею Л. Ейлера стосовно відцентрового насоса, необхідно розглянути робоче колесо, що складається з нескінченно великого числа нескінченно тонких лопатей. У цьому разі лінії течії частинок рідини конгруентні (сумісні), траєкторії їх збігаються з контуром профілю лопаті, а відносна швидкість для кожної точки

області буде дотична до поверхні лопаті в цій точці. За такої схеми руху потік в області робочого колеса буде вісесиметричним (рис. 31). Така схема дозволяє без знання процесів, що відбуваються всередині каналів робочого колеса, отримати необхідні співвідношення параметрів потоку на вході і виході з останнього.

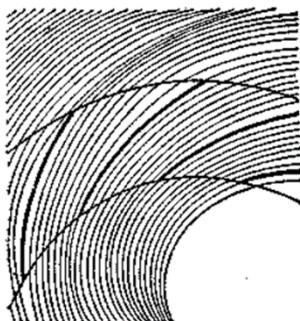


Рисунок 31 – Пояснення до струминної теорії

Схема розподілення відносних швидкостей у каналах робочого колеса за нескінченного і кінцевого числа лопатей наведена на рисунку 32.

Припустимо, що відомі геометричні розміри робочого колеса, витрата рідини через колесо Q_k і кутова швидкість ω . Водночас число лопатей достатньо велике (наближається до нескінченного), а товщина їх – нескінченно мала. Тоді потік рідини в робочому колесі є струминним, а відносну швидкість для всіх ліній течії на даному радіусі можна вважати однаковою. Такий потік називається вісесиметричним.

Для характеристики кінематики потоку необхідно встановити величину і напрям швидкості в будь-якій точці

міжлопатевого каналу робочого колеса, тобто отримати план швидкостей (рис. 33).

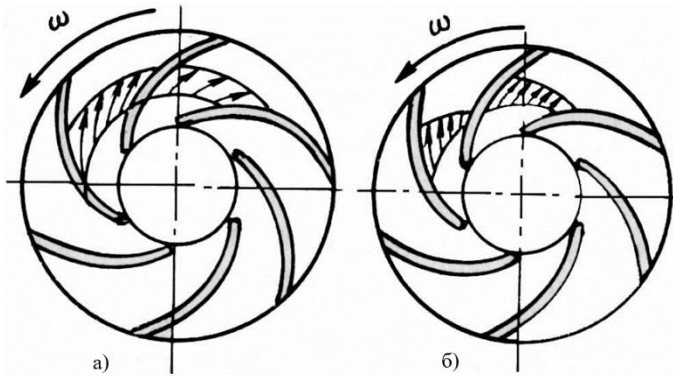


Рисунок 32 – Схема розподілу відносних швидкостей у каналі робочого колеса: за нескінченного (а) і кінцевого (б) числа лопатей

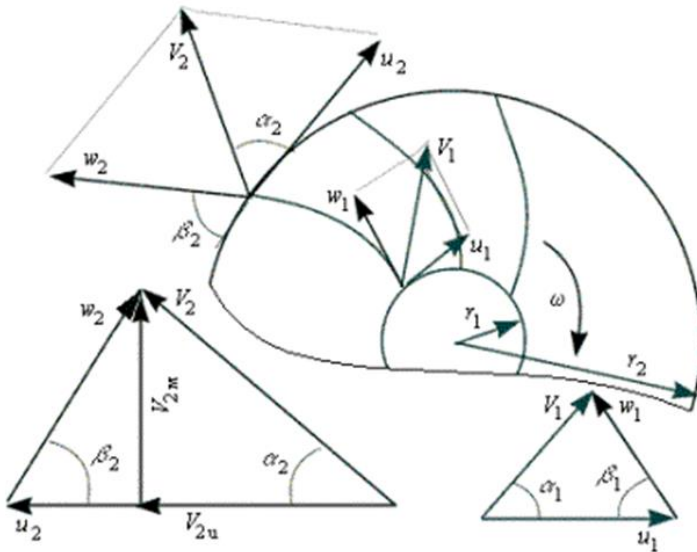


Рисунок 33 – Рух рідини в робочому колесі

У міжлопатевих каналах робочого колеса частинки рідини беруть участь у складному русі:

– **переносному** (u) – разом із робочим колесом;

– **відносному** (w) – щодо поверхонь міжлопатевих каналів;

– **абсолютному** (v) – результуючому щодо вищеназваних рухів.

Швидкості потоку рідини щодо нерухомих корпусних деталей є швидкостями абсолютного руху. Вектор абсолютної швидкості позначимо через v .

Якщо відстань від даної частинки рідини до осі насоса дорівнює r , то переносна швидкість дорівнює добутку колової і радіуса r

$$u = \omega r. \quad (31)$$

Вектор u направлений по дотичній до кола в даній точці.

Напрямок відносної швидкості w частинки в будь-якій точці профілю лопаті є дотичним до неї.

Вектор абсолютної швидкості v частинки може бути поданий сумою переносної (колової) швидкості u і відносної швидкості w .

$$\bar{v} = \bar{u} + \bar{w}. \quad (32)$$

Абсолютну швидкість v розкладають на **колову** v_{iu} і **меридіональну (витратну)** v_{im} складові, які визначають за такими залежностями:

$$v_{iu} = v_i \cdot \cos \alpha_1, \quad (33)$$

$$v_{im} = v_i \cdot \sin \alpha_1. \quad (34)$$

Відповідно до цього можна визначити значення **колової** v_{iu} і **меридіональної (витратної)** v_{im} складової абсолютної швидкості за такими залежностями:

$$v_{1m} = v_1 \sin \alpha_1 = w_1 \sin \beta_1, \quad (35)$$

$$v_{2m} = v_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2, \quad (36)$$

$$v_{1u} = v_1 \cos \alpha_1 = u_1 - v_{1m} \operatorname{ctg} \beta_1, \quad (37)$$

$$v_{2u} = v_2 \cos \alpha_2 = u_2 - v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2, \quad (38)$$

де $i = 1, 2$ (індекс «1» – відповідає параметрам рідини на вході в робоче колесо, а «2» – на виході з нього); v_m – меридіональна (радіальна) складова абсолютної швидкості, v_u – колова складова абсолютної швидкості; α – кут між напрямом абсолютної і переносної швидкостей (між v і u); β – кут між напрямом відносної швидкості та зворотним напрямом переносної швидкості.

Меридіональна складова абсолютної швидкості v_m – це проекція швидкості v на радіус (проекція абсолютної швидкості на площину, що проходить через вісь колеса і дану точку).

Колова складова абсолютної швидкості v_u – це проекція абсолютної швидкості v на напрям колової швидкості u .

На рисунку 33 зображені плани і трикутники швидкостей на вході і виході з робочого колеса.

Надалі, зазвичай, користуються трикутниками швидкостей.

Для визначення результуючого моменту сил взаємодії лопатей робочого колеса з потоком рідини необхідно знати дійсне поле швидкостей у міжлопатевих каналах, що є практично нерозв'язним завданням. Л. Ейлер довів, що

цей момент із достатньою точністю можна визначити на підставі рівняння **моментів кількості руху рідини** до і після робочого колеса за усталеного руху рідини в міжлопатевих каналах, що рівномірно обертаються.

Рівняння роботи (рівняння Ейлера) виводять за такими допущеннями: рідина ідеальна, робоче колесо має нескінченне число нескінченно тонких лопатей, а кутова швидкість незмінна $\omega = \text{const}$.

З теореми про момент кількості руху секундна зміна моменту кількості руху рідини, що міститься в міжлопатевих каналах, дорівнює моменту зовнішніх сил, які діють на неї

$$\frac{dL}{dt} = \rho Q (v_{2u} r_2 - v_{1u} r_1) = M, \quad (38)$$

де M – момент зовнішніх сил, прикладених до робочого колеса (на його валу).

До зовнішніх сил, які діють на рідину в міжлопатевому каналі, відносять сили, з якими стінки каналу діють на рідину, – сили тиску, сили тертя, сили тяжіння. Аналіз доводить, що рівнодійна сил тиску на внутрішню і зовнішню твірну колеса проходять через вісь обертання і моменту не створюють. Сили тяжіння через симетрію робочого колеса урівноважені, а сили тертя, що діють по периферійних поверхнях обертання, малі. На підставі вищезгаданого припускають, що момент створюють тільки сили, що виникають від взаємодії стінок робочих каналів із рідиною, що міститься в них.

Цей момент зовнішніх сил пов'язаний із гідравлічною потужністю насоса N_{Γ} і кутовою швидкістю обертання ω . Застосуємо рівняння для рідини, що міститься в робочому колесі лопатевого насоса. У цьому разі під подачею Q іде-

ться про витрату Q_k рідини через колесо, а момент M є моментом із яким робоче колесо діє на рідину, що міститься в міжлопатових каналах. Добуток величин моменту і кутової швидкості $M\omega$ є секундною роботою, яку виконує робоче колесо під час взаємодії з рідиною, що міститься в ньому. Ця робота дорівнює енергії, яку передає робоче колесо рідині за одиницю часу, або **гідравлічній потужності** N_G .

$$M = \frac{N_G}{\omega} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_{T\infty}}{\omega} = \frac{G \cdot g \cdot H_{T\infty}}{\omega}. \quad (40)$$

Підставляючи знайдені величини в закон зміни моменту кількості руху в часі, одержимо

$$G \cdot (v_{2u} \cdot r_2 - v_{1u} \cdot r_1) = \frac{G \cdot g \cdot H_{T\infty}}{\omega}. \quad (41)$$

Виконавши необхідні перетворення, отримаємо **рівняння Ейлера**

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} \cdot (v_{2u} \cdot r_2 - v_{1u} \cdot r_1). \quad (42)$$

За кінцевого числа лопатей епюра відносних швидкостей у міжлопатових каналах робочого колеса є нерівномірною, отже, спостерігається різниця тиску по обидва боки лопатей. Згідно із струминною теорією (за прийнятою схемою нескінченно великого числа лопатей) напрям відносної швидкості на виході з робочого колеса буде спрямований за дотичною до лопаті. Насправді за кінцевого числа лопатей відносна швидкість різна по колу робочого колеса, а середнє значення вектора відносної швидкості w

не дотичне до вихідної кромки лопаті: на виході з робочого колеса він відхилиться у бік зменшення кута β_2 , що, зі свого боку, призведе до зменшення колової складової з v_{2u} до v_{2u}' (рис. 34). Отже, таке явище приводить до зменшення напору з $H_{m\infty}$ до H_m .

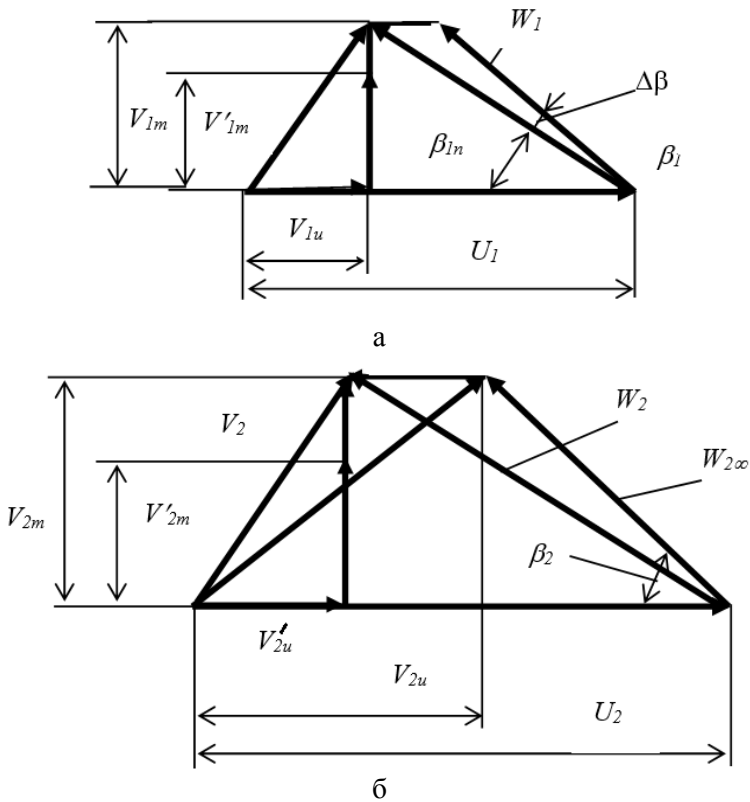


Рисунок 34 – Трикутники швидкостей на виході потоку з урахуванням числа лопатей

На характер розподілу швидкостей у реальному потоці впливає також форма міжлопатевих каналів і в'язкість рідини.

Сумарний вплив цих чинників урахувати теоретично не є можливим. Щоб застосувати до реальних потоків і реальних робочих коліс результати, отримані на підставі струминної теорії Л. Ейлера, вводять дослідні поправочні коефіцієнти. Відхилення дійсної абсолютної швидкості потоку v_2 від абсолютної швидкості за нескінченного числа лопатей v_2' враховується поправочним коефіцієнтом k .

Теоретичний напір H_T , що розвивається робочим колесом за кінцевого числа лопатей, менше, ніж напір $H_{T\infty}$.

У насосах з осьовим підводом теоретично зазвичай вважають, що підкрутки потоку на вході в насос немає (детально це буде розглянуто в розділі 4). Отже, можна взяти для входу робочого колеса $v_{1u} = 0$, унаслідок чого теоретичний напір насоса відповідно дорівнює

$$H_T = kH_{T\infty} = k \frac{u_2 v_{2u}}{g} = \frac{u_2 v'_{2u}}{g}, \quad (43)$$

де k – коефіцієнт впливу лопатей $k = \frac{v'_{2u}}{v_{2u}}$.

Для визначення коефіцієнта k використовують формулу визначення коефіцієнта впливу лопатей k Г. Ф. Проскури

$$k = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \sin \beta_1}{z \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right]}. \quad (44)$$

Коефіцієнт впливу лопатей k також може бути визначений за формулою К. Пфлейдерера

$$k = \frac{1}{1 + 2 \frac{\varphi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}}. \quad (45)$$

де z – число лопатей; $\varphi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$ – коефіцієнт.

Отже, поправочний коефіцієнт залежить від числа лопатей, форми їхнього профілю, який визначається кутами установки лопаті β_1 та β_2 , і співвідношення радіальних розмірів робочого колеса r_1 і r_2 . Інакше кажучи, кут відхилення потоку від кута установки лопатей залежить від числа лопатей, їхньої форми, кутів установки лопаті β_1 і β_2 , радіусів входу і виходу.

Як довели експериментальні дослідження потоку в лопатевому робочому колесі, відхилення потоку на виході становить $\Delta\beta_2 = 3 \dots 10^\circ$ (рис. 34).

Зважаючи, що $R_1\omega = u_1$ – колова швидкість робочого колеса на вході і $R_2\omega = u_2$ – колова швидкість робочого колеса на виході, отримаємо

$$N_\Gamma = \frac{Q_k \gamma}{g} (v_{2u} \cdot u_2 - v_{1u} \cdot u_1). \quad (46)$$

Гідравлічну потужність визначають за залежністю

$$N_\Gamma = Q_k \gamma H_T. \quad (47)$$

Відповідно до вищезазначеного

$$Q_k \gamma H_T = \frac{Q_k \gamma}{g} (v_{2u} \cdot u_2 - v_{1u} \cdot u_1). \quad (48)$$

Отже, рівняння Ейлера набуде вигляду

$$H_T = \frac{H}{g} = \frac{v_{2u} \cdot u_2 - v_{1u} \cdot u_1}{g}. \quad (49)$$

Отримане нами **основне рівняння лопатевих насосів** було вперше виведено Ейлером. Воно вказує на взаємозв'язок напору насоса із швидкостями руху рідини, які залежать від подачі і частоти обертання насоса, а також від геометрії вихідних елементів робочого колеса (діаметра D_2 , ширини b_2 каналу і кута β_2 установки лопаті), а також підводу. Останній визначає величину $v_{u1}R_1$, пропорційну $v_{u1}u_1$. Отже, основне рівняння дає можливість за заданими напором, частотою обертання і подачею насоса розрахувати вихідні елементи робочого колеса.

Потік на вході в робоче колесо створюється попереднім йому пристроєм (підводом). Отже, момент швидкості (закрутка) $v_{1M} \cdot r_1$ визначається конструкцією підводу. Підводи багатьох насосів не закручують потік, рідина підводиться до робочого колеса без закрутки ($v_{u1} = 0$, $\alpha = 90^\circ$), а момент швидкості на вході в робоче колесо дорівнює нулю. У цьому разі теоретичний напір визначають за таким рівнянням

$$H_{T\infty} = \frac{v_{u2}u_2}{g}. \quad (50)$$

Проведемо дослідження рівняння (50), для цього візьмемо до уваги, що колову швидкість u_2 на виході з робочого колеса визначають за залежністю

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \quad (51)$$

де n – частота обертання, об./хв.

Колову складову абсолютної швидкості на виході з робочого колеса v_{u2} , як бачимо з трикутника швидкостей (див. рис. 33), визначають за залежністю

$$v_{2u} = u_2 - v_{2M} \cdot ctg\beta_2. \quad (52)$$

Тоді залежність (50) набуває вигляду

$$H_{T\infty} = \frac{\pi D_2 n v_{u2}}{g}. \quad (53)$$

Із залежності (53) випливає, що на робочому колесі завдяки D_2 , n і v_{2u} можна отримати скільки завгодно великий напір. Проте в реальних умовах через обмеження перерахованих величин підвищення питомої енергії на одному колесі насоса не перевершує 5 000–7 000 Дж/кг, що відповідає напору 500–700 м.

Діаметр робочого колеса, крім умов міцності, обмежується втратами на тертя його дисків об рідину. Ці втрати пропорційні 5-й степені діаметра робочого колеса. Частота обертання робочого колеса лімітується умовами міцності вала і явищем кавітації, яке може виникнути за

великих швидкостей рідини. Збільшення колової складової швидкості рідини v_{2u} пов'язане із зниженням к. к. д.

Якщо в рівняння (50) підставити значення v_{2u} з (36), (38), то отримаємо

$$H_{T\infty} = \left(\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \right)^2 \cdot \frac{1}{g} - \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} \cdot \frac{1}{g} \cdot v_{2M} \cdot ctg \beta_2. \quad (54)$$

Рівняння (54) встановлює залежність напору від D_2 , n , β_2 і вказує на те, що напір залежить від величини меридіональної складової абсолютної швидкості на виході з колеса v_{2m} , пов'язаної з подачею насоса рівнянням Q

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot v_{2M}, \quad (55)$$

де b_2 – ширина каналу робочого колеса на виході.

Рівняння Ейлера пов'язує теоретичний напір насоса зі швидкостями руху рідини, які залежать від подачі насоса, кутової швидкості обертання робочого колеса, а також із його геометричними параметрами.

З розгляду трикутників швидкостей (рис. 33) на підставі теореми косинусів можна записати таке:

$$\begin{aligned} w_1^2 &= v_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot v_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \\ &= v_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot v_{1u} \cdot u_1, \end{aligned} \quad (56)$$

$$\begin{aligned} w_2^2 &= v_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 \\ &= v_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot v_{2u} \cdot u_2, \end{aligned} \quad (57)$$

Звідки

$$v_{1u} \cdot u_1 = \frac{v_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2}, \quad (58)$$

$$v_{2u} \cdot u_2 = \frac{v_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2}. \quad (59)$$

З урахуванням наведених залежностей рівняння Ейлера може бути перетворене до вигляду

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot g}, \quad (60)$$

де $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g}$ – напір, створюваний унаслідок дії відцентрових сил у потоці; $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g}$ – напір, створюваний унаслідок зміни відносної швидкості в каналі робочого колеса; $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot g}$ – напір, створюваний унаслідок зміни абсолютної швидкості в каналі робочого колеса.

Величину $\frac{[(u_2^2 - u_1^2) + (w_2^2 - w_1^2)]}{2 \cdot g} = H_{T\infty}^{CT}$ називають **статичною** складовою напору, а $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} = H_{T\infty}^{ДИН}$ – **динамічною** складовою напору.

З метою зменшення втрат у насосі бажано, щоб статична складова напору переважала, причому завдяки відцентровій складовій.

3.4 Вибір вихідного кута лопаті β_2 і його вплив на напір

Вхідний кут лопаті визначається умовою безударного входу: але кут на виході і деякі інші величини можуть бути вибрані порівняно довільно, оскільки вихідний трикутник визначається трьома величинами, а вище задана тільки одна умова, що визначається основним рівнянням роботи колеса.

Виникає питання: чи повинен вихідний кут бути вибраний менше, рівним або більше ніж 90° . Ці три можливості відповідають формі лопатей, поданих на рисунку 35.

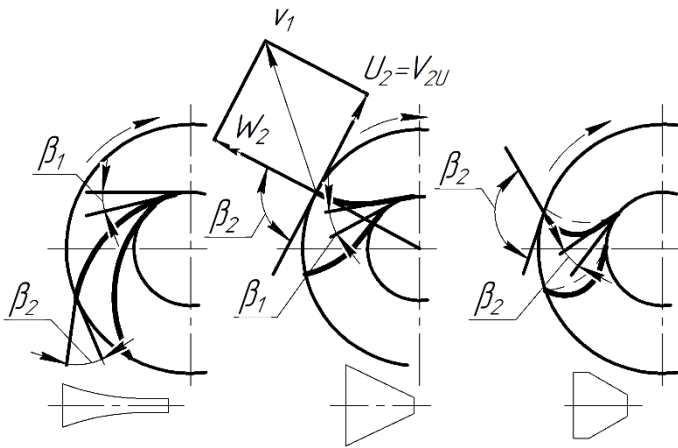


Рисунок 35 – Робоче колесо з різними кутами установки β_2

Практика і теоретичні дослідження доводять, що високий к. к. д., а також стійку роботу насоса можна отримати найпростіше в тому разі, коли витримується оптимальне значення вихідного кута β_2 . Саме цей кут має вирішальне значення для форми каналів робочого колеса.

Залежно від значень β_2 у відцентрових лопатевих машинах (насосах і компресорах) застосовують робочі колеса трьох типів (рис. 35) – з лопатями, загнутими назад ($\beta_2 < 90^\circ$), радіальними лопатями ($\beta_2 = 90^\circ$) і лопатями, загнутими вперед ($\beta_2 > 90^\circ$).

Для високоекономічних насосів застосовують переважно робочі колеса з лопатями, загнутими назад. Інші два типи застосовують у деяких компресорних машинах. Щоб порівняти робочі колеса з різними лопатями, тобто з різними кутами β_2 , розглянемо всі три типи, причому всі вони мають однакові подачу Q , діаметр робочого колеса D_2 , частоту обертання n і вхідний кут $\alpha_1 = 90^\circ$. У всіх випадках $v_1 = v_{1m} = v_{2m}$.

Тоді основне рівняння гідромашин за нескінченного числа лопатей має вигляд

$$H_{T\infty} = \frac{v_{2u\infty} u_2}{g}. \quad (61)$$

Перетворимо це рівняння з урахуванням відомих залежностей

$$v_u = u - v_m \operatorname{ctg} \beta. \quad (62)$$

На основі вищенаведеного проведемо дослідження виразу для напору для кутів $\beta_2 < 90^\circ$, $\beta_2 = 90^\circ$, $\beta_2 > 90^\circ$, поданого у вигляді

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g} v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (63)$$

1. З вихідного трикутника швидкостей виходить, що за деякої величини β_{2min} вектор абсолютної швидкості v_2 буде дорівнювати v_{2m} (рис. 36).

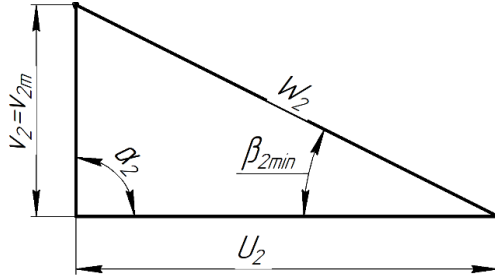


Рисунок 36 – Вихідний трикутник швидкостей за мінімального β_{2min}

У цьому разі насос перестане створювати напір, оскільки $v_{2u} = 0$. Це відбудеться в такому разі

$$\operatorname{tg} \beta_{2min} = \frac{v_{2u}}{u_2}. \quad (64)$$

Отже, існує мінімальний кут β_{2min} , коли $H_{T\infty} = 0$.

2. Для лопатей, у яких $\beta_2 = 90^\circ$, з плану швидкостей (рис. 35) бачимо, що $v_{2u} = u_2$; а отже, вираз для напору набуде такого вигляду:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g}. \quad (65)$$

Відомо, що динамічний напір дорівнює

$$H_{T\infty D} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \quad (66)$$

З метою спрощення дослідження вважатимемо, що $v_{1m} = v_{2m} = v_1$, тоді $v_2^2 - v_1^2 = v_2^2 - v_{2m}^2$, а з вихідного трикутника швидкостей видно, що $v_2^2 - v_{2m}^2 = v_{2u}^2$.

Отже,

$$H_{T\infty D} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_{2u}^2}{2g}. \quad (67)$$

Але оскільки $v_{2u} = u_2$, то рівняння (67) для динамічного напору набуде вигляду

$$H_{T\infty D} = \frac{u_2^2}{2g}. \quad (68)$$

Порівнявши рівняння (65) і (68), неважко переконатися, що динамічний напір у цьому разі дорівнює половині повного. А це означає, що робочі колеса з радіальними лопатями створюють напір статичний і динамічний у рівних частинах, тобто

$$H_{T\infty D} = H_{T\infty ST} = \frac{1}{2} H_{T\infty}. \quad (69)$$

3. Досліджуємо робоче колесо з лопатями, у яких $\beta_2 > 90^\circ$. З рівняння (63) бачимо, що із збільшенням β_2 напір зростає. Проте існує максимально допустимий кут $\beta_{2\max}$ за

якого весь напір створюватиметься тільки в динамічній формі. Кут β_2 має максимальне значення, якщо $v_{2u} = 2u_2$ (рис. 37).

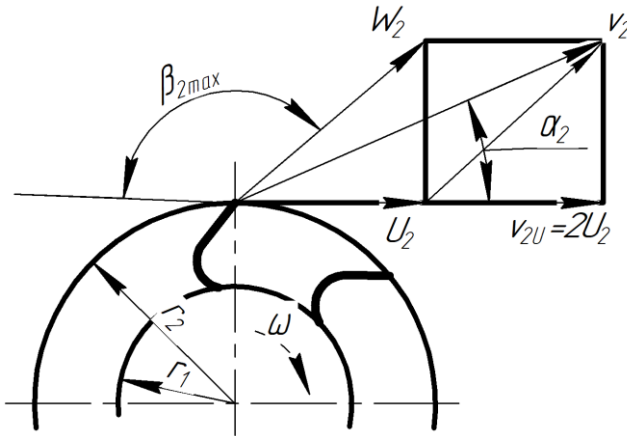


Рисунок 37 – Вихідний трикутник швидкостей за максимального кута β_2

У такому разі вираз для повного напору набуде вигляду

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - v_{2u}}{g} = \frac{2u_2^2}{g}. \quad (70)$$

Вираз для динамічного напору такий:

$$H_{T\infty Д} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v_{2u}^2}{2g} = \frac{2u_2^2}{g}. \quad (71)$$

Отже, за умови $\beta_2 = \beta_{2\max}$ повний напір дорівнює динамічному, а статичний – нулю. Подальше збільшення β_2 було б пов'язане з появою негативного статичного напору $H_{T\infty CT} < 0$, що призвело б до розриву потоку. Отже, у насосах кути $\beta_2 > \beta_{2\max}$ практичного значення не мають.

Користуючись рівнянням (63), можна побудувати графічну залежність $H_{T\infty} = f(\beta_2)$ (рис. 38).

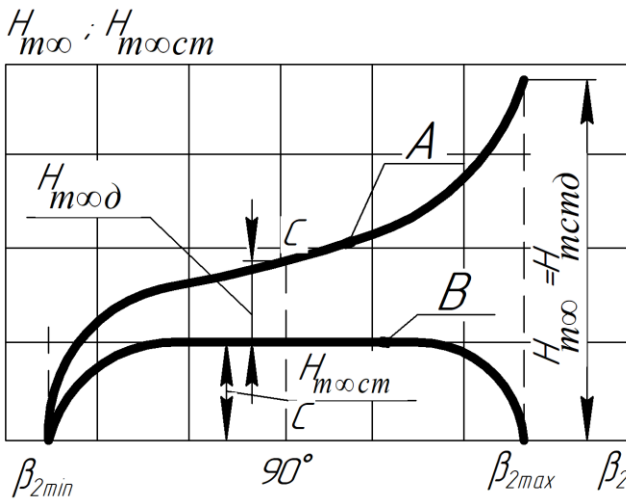


Рисунок 38 – Залежність $H_{T\infty} = f(\beta_2)$

Крива А характеризує зміну повного напору $H_{T\infty}$, крива В – зміну статичної його складової, вираженої залежністю

$$\begin{aligned}
 H_{T\infty CT} &= H_{T\infty} - H_{T\infty D} = \\
 &= \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g} v_{2m} ct g \beta_2 - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}.
 \end{aligned}
 \tag{72}$$

Для спрощення залежності (72) врахуємо таке:

$$v_2^2 - v_1^2 = v_{2u}^2 = (u_2 - v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2)^2. \quad (73)$$

З урахуванням (73) рівняння для статичного напору можна записати у вигляді

$$H_{T\infty CT} = \frac{u_2^2 - (v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2)^2}{2g}. \quad (74)$$

З рисунка 38 бачимо, що ліворуч від лінії С–С у разі, коли $\beta_2 < 90^\circ$, статична складова напору переважає над динамічною. Праворуч від лінії С–С у разі, коли $\beta_2 > 90^\circ$, динамічний напір превалює над статичним. Отже, канали, утворені лопатями з $\beta_2 < 90^\circ$, більш вигідні в гідравлічному відношенні, а отже, і втрати в них менші.

У каналах із лопатями, що мають $\beta_2 > 90^\circ$, абсолютні швидкості течії будуть великими. У цьому разі під час перетворення кінетичної енергії на потенційну виникнуть додаткові втрати. Проте робочі колеса, у яких $\beta_2 > 90^\circ$ (лопаті загнуті вперед), дозволяють за однакових напорів і однакових частот обертання мати менші радіальні розміри. Робочі колеса з лопатями, загнутими вперед, знаходять використання у вентиляторах (вентилятори «Сироко»).

За $\beta_2 > 90^\circ$ велика частка напору створюється у вигляді кінетичної енергії або динамічного напору. У лопатевих насосах недопустимі великі швидкості на виході з насоса у трубопровід, тому потрібне перетворення кінетичної енергії на потенційну у відводі, що призводить до зниження к. к. д. насоса через гідравлічні втрати у відводі. Крім того, форма міжлопатевого каналу за радіальних і загнутих вперед лопатях виявляється такою, що розширюється, що збільшує втрати в самому колесі (див. рис. 35). У разі збі-

льшення подачі в лопатевих робочих колесах такого конструктивного виконання зростає гідравлічна, а отже, і споживана потужність.

Кінетична енергія $\frac{v_{u2}}{2g}$ повинна бути перетворена на енергію тиску (статичну) у відводі. Очевидно, що чим більше значення v_{2u} , тим більшими втратами енергії супроводжуватиметься це перетворення. Тому у вискоефективних динамічних насосах використовуються, зазвичай, робочі колеса з β_2 не більше ніж 30° .

Теоретичні характеристики для відцентрового насоса за різних кутів β_2 подані на рисунку 39.

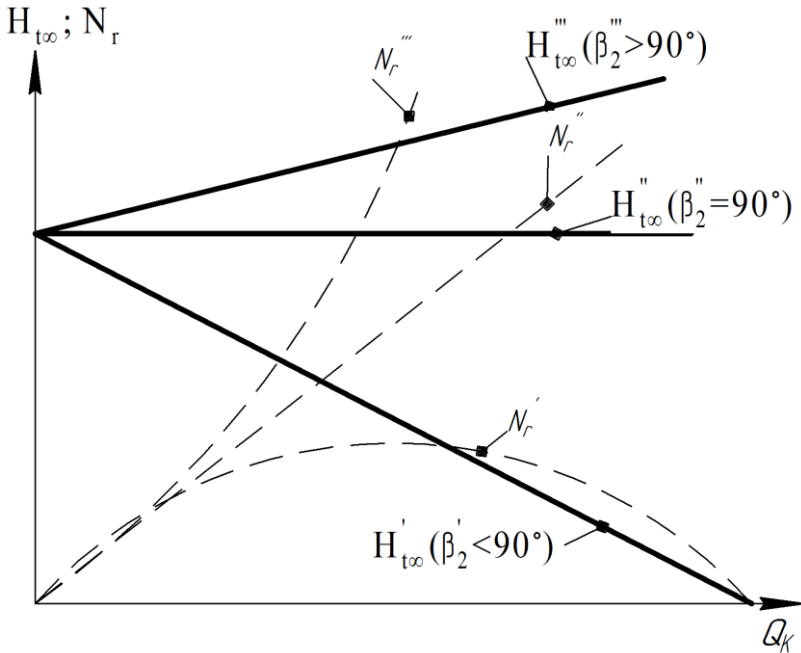


Рисунок 39 – Характеристика відцентрового насоса за різних форм лопатей

Гідравлічну потужність, нанесену на рисунок 39 штриховими лініями, визначають за залежністю

$$N_{\Gamma} = \rho g H_{t\infty} Q_k. \quad (75)$$

3.5 Коефіцієнт реактивності

Робоче колесо є єдиним робочим органом насоса, де відбувається приріст повної питомої енергії рідини, що визначається основним рівнянням без урахування втрат. Перший член рівняння $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ характеризує приріст кінетичної енергії рідини (динамічний напір $H_{\text{т.дин}}$) у робочому колесі. Сума двох інших $\frac{(\omega r_2)^2 - (\omega r_1)^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}$ визначає статичний напір $H_{\text{т.ст}}$ (енергію тиску).

Виразимо абсолютну швидкість через її складові v_u і v_m . Отримаємо залежність

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_{2u}^2 - v_{1u}^2}{2g} + \frac{v_{2m}^2 - v_{1m}^2}{2g}. \quad (76)$$

Меридіональні складові абсолютної швидкості мало змінюються в лопатевих робочих колесах, тому різницею їхніх квадратів можна нехтувати. У такому разі залежність (76) набуває вигляду

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_{2u}^2 - v_{1u}^2}{2g}. \quad (77)$$

Зміну енергії тиску можна виразити так:

$$H_{\text{т.ст}} = H_{\text{т}} - H_{\text{дин}}. \quad (78)$$

Відношення статичного напору $H_{Т.ст}$ до повного H_T має назву **коефіцієнта реактивності** ρ_T , який визначають за такою залежністю

$$\rho_T = \frac{H_{Т.ст}}{H_T}. \quad (79)$$

З іншого боку, коефіцієнт (ступінь) реактивності можна визначити як відносний приріст потенційної енергії потоку в робочому колесі

$$\rho_T = \frac{H_{Т.ст}}{H_T} = \frac{H_T - H_{дин}}{H_T}. \quad (80)$$

У разі радіального входу потоку в робоче колесо без закрутки ($\alpha = 90^\circ$ і $v_{1u} = 0$) коефіцієнт реактивності може бути виражений такою залежністю:

$$\rho_T = 1 - \frac{v_{2u}}{2u_2}. \quad (81)$$

Коефіцієнт реактивності визначають кутом β_2 . Зі зростанням коефіцієнта швидкохідності ρ_T напір, що створює робоче колесо, збільшується. Для динамічних насосів значення коефіцієнта швидкохідності перебуває в межах $\rho_T = 0,6 - 0,8$.

Ступінь реактивності ρ_T залежить від кута β_2 і впливає на напір, що розвиває робоче колесо. Побудуємо суміщені трикутники швидкостей на виході для різних кутів β_2 (рис. 40 а) і розглянемо залежність H_T , $H_{Т.ст}$, $H_{дин}$ і ρ_T від кута β_2 (рис. 40 б).

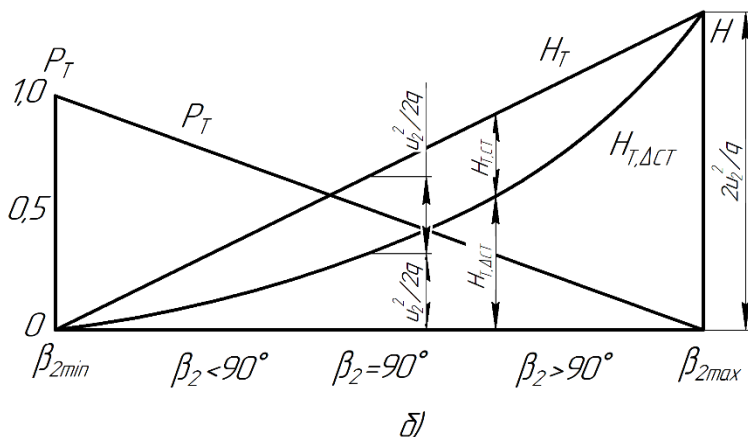
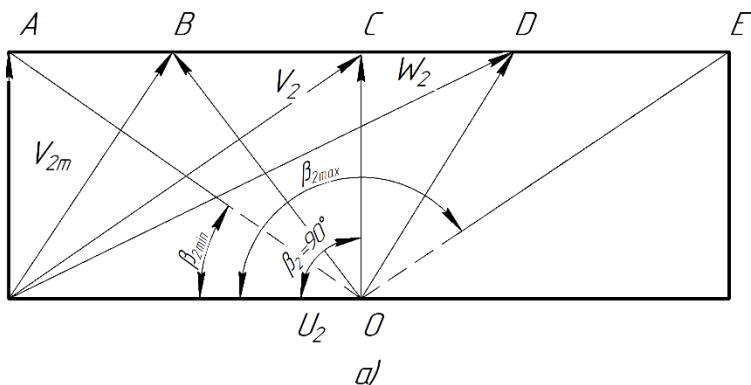


Рисунок 40 – Побудова залежності коефіцієнта реактивності ρ_T від кута β_2

Узагальнюючи, можна відзначити, що загнуті назад лопаті за однакового значення заданого напору вимагають більшої коллої швидкості. Отже, за однакової частоти обертання необхідне робоче колесо більшого діаметра і корпус більших габаритних розмірів, ніж у разі загнутих вперед лопатей. Але вони працюють із дещо вищим к. к. д. унаслідок більш сприятливої форми каналу й особливо

незначного потрібного перетворення кінетичної енергії на потенційну у відвідному пристрої насоса.

Загальний к. к. д. досягає свого оптимального значення за певного вихідного кута β_2 , який тим більше, чим менше співвідношення b_2/D_2 , тобто чим вужча ширина каналу робочого колеса на виході.

У лопатевих насосів для рідин застосовують тільки загнуті назад лопаті. Водночас значення вихідного кута лежить у межах $14 \div 50^\circ$, але звичайно не перевищує 30° .

Для отримання стабільної напірної характеристики (що буде розглянуте в 7 розділі) рекомендують брати малі кути $\beta_2 = 18 \div 20^\circ$.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 115–176.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі: навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 16–22, 71–79.

3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 14–21.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. – 2-е изд. перераб. и доп. / А. А. Ломакин. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 24–41.

5. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни «Гідродинамічні машини» / укладач В. Ю. Кондусь. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – С. 8–13.

Контрольні питання

1. Класифікація типів робочих коліс за n_s , за кутом β_2 , за конструкцією дисків.
2. Які є основні елементи відцентрового робочого колеса?
3. Від чого залежить вибір типу робочого колеса?
4. Які робочі колеса здебільшого застосовують у відцентрових насосах?
5. Яка основна перевага напіввідкритих і відкритих робочих коліс?
6. Як підводиться рідина до робочих органів одноступінчастого лопатевого насоса з одностороннім підводом рідини?
7. Як підводиться рідина до робочих органів лопатевого насоса двостороннього входу?
8. Який напрямок обертання робочого колеса насоса щодо випуклості лопаті?
9. Який напрямок потоку рідини з робочого колеса щодо напрямку його обертання?
10. Завдяки чому збільшується гідравлічна енергія рідини в робочому колесі лопатевого насоса?
11. За яких значень n_s досягають максимального к. к. д. відцентрового насоса?
12. Як зміниться значення к. к. д. одноступінчастих насосів з одностороннім підводом рідини за зміни діаметра вхідної воронки робочого колеса?
13. Які є основні геометричні параметри робочого колеса?
14. Що називають переносним рухом рідини в робочому колесі насоса?
15. Що називають відносним рухом рідини в робочому колесі насоса?

16. Що називають абсолютним рухом рідини в робочому колесі насоса?
17. Який напрямок вектора відносної швидкості рідини?
18. Який напрямок вектора переносної швидкості рідини?
19. Що називають меридіональною складовою абсолютної швидкості рідини?
20. Що називають коловою складовою абсолютної швидкості рідини?
21. Що називають переносною швидкістю рідини?
22. Який вплив кута α на робочі параметри відцентрового насоса?
23. Який вплив кута β на робочі параметри відцентрового насоса?
24. Чим спричинене відхилення потоку на виході з робочого колеса?
25. Чим обмежена величина зовнішнього діаметра робочого колеса?
26. Чим обмежена частота обертання робочого колеса?
27. Вказати наслідки збільшення колової складової абсолютної швидкості рідини.
28. Який вигляд має основне рівняння гідромашин?

4 ВТРАТИ В ЛОПАТЕВИХ НАСОСАХ

4.1 Види втрат енергії у лопатевому насосі

У лопатевих гідромашинах процес перетворення енергії (механічної в енергію потоку рідини – гідравлічну або гідравлічної в механічну) супроводжується втратами.

Під час розрахунку і проектування проточної частини насоса велике значення має правильне уявлення про фізику явищ, що виникають під час течії в'язкої рідини. Це дозволяє судити про те, які зміни в конфігурації проточної частини спричиняють підвищення або пониження к. к. д. Вивчення природи і знання величини втрат у проточній частині необхідне для правильного вибору потужності і типу привода, а також для розрахункової побудови напірної характеристики машини $H = f(Q)$. Знання природи втрат дозволяє знайти способи їхнього зменшення.

Втрати в насосі можуть бути розподілені на три основні категорії: **гідравлічні**, **об'ємні** і **механічні**. Не всі види втрат однаковою мірою доступні експериментальному і теоретичному дослідженню. З цього погляду найскладнішим є визначення гідравлічних втрат, які оцінюються гідравлічним к. к. д. η_{Γ} . Експериментальне їхнє визначення пов'язане з великими труднощами. Об'ємні та механічні втрати більш доступні експериментальному вивченню, і тому методика їхнього розрахунку на основі узагальнених даних досліду значно більш розроблена.

Часто **гідравлічний к. к. д.** η_{Γ} оцінюють за експериментальними значеннями **повного к. к. д.** η і розрахунковим значенням об'ємного η_o і механічного η_m

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\eta}{\eta_o \cdot \eta_m}. \quad (82)$$

Експериментальне визначення складових втрат проводиться під час **балансових випробувань насосів**.

4.2 Механічні втрати

Потужність, яку отримує насос від двигуна, більше ніж потужність, яка передається потоку рідини на величину **механічних втрат** (втрат на тертя).

Механічні втрати можливо розділити на **зовнішні** та **внутрішні**. До **зовнішніх втрат** відносять втрати в кінцевих ущільненнях і в підшипниках, до **внутрішніх** – втрати на тертя зовнішньої поверхні робочих коліс із рідиною (втрати дискового тертя).

Отже, потужність, пов'язана з механічними втратами енергії, може бути визначена за залежністю

$$N_M = N_d + N_{оп} + N_c, \quad (83)$$

де N_d – втрати на тертя зовнішньої поверхні робочих коліс із рідиною (дискові втрати); $N_{оп}$ – втрати потужності на тертя в підшипниках; N_c – втрати потужності на тертя в кінцевих ущільненнях.

У лопатевих насосах на валу встановлене кінцеве ущільнення сальникового або торцевого типу. Сальникове ущільнення працює у змоченому стані, і потужність тертя залежить від діаметра та довжини сальникової камери, частоти обертання вала, тиску на сальник, типу набивки і її змащування.

Втрати на тертя в підшипниках за одного і того самого розміру й однакового навантаження залежать від якості їхнього виготовлення та прийнятого методу змащування.

У малих насосах за несприятливих умов механічні втрати можуть досягати 2–3 % потужності насоса, втрата

потужності в підшипниках і сальниках насосів із великою частотою обертання становить у середньому 1 % потужності насоса.

Втрати в опорах і кінцевих ущільненнях визначають за формулами, наведених у довідниках, і залежать від вибраних типів підшипників, способу змащування, розмірів кінцевого ущільнення та його матеріалів.

Дискові втрати характерні для відцентрових насосів і незначні для осьових (втрати на тертя втулки робочого колеса відносять до гідравлічних втрат).

Поверхнями дискового тертя є бокові зовнішні поверхні лопатевого колеса, циліндричні поверхні дисків на виході і в лабіринтовому ущільненні.

Для практичних розрахунків для визначення потужності дискового тертя (яка переважно і визначає механічні втрати) користуються формулою

$$N_d = 2c_f \rho r_2^5 \omega^3, \quad (84)$$

де c_f – коефіцієнт тертя (рис. 41); ρ – густина перекачуваного середовища; r_2 – радіус робочого колеса; ω – кутова швидкість обертання робочого колеса.

Дискові втрати мають гідравлічний характер, але це механічні втрати, тому що пов'язані зі зміною споживаної насосом потужності. Гідравлічні втрати визначаються втратами напору.

З рівняння бачимо, що дискові втрати пропорційні 5-й степені величини радіусу робочого колеса. У зв'язку з цим під час конструювання високонапірних насосів застосовують збільшення частоти обертання або числа ступенів, але не збільшення діаметра робочого колеса.

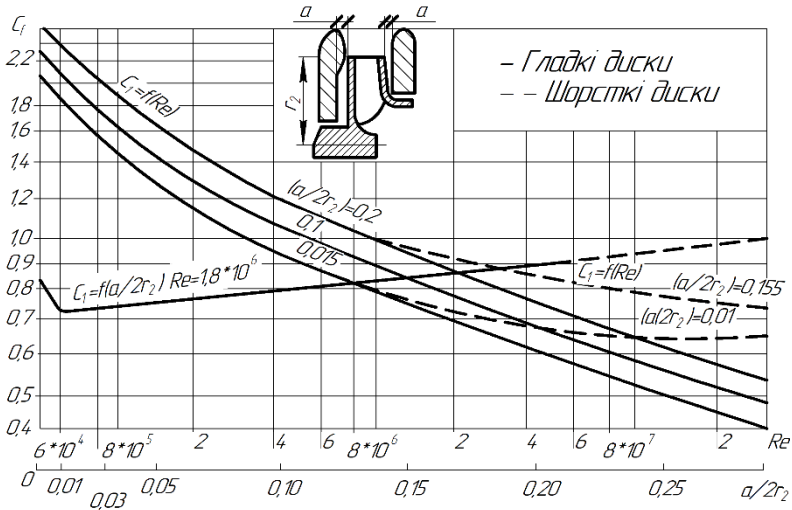


Рисунок 41 – Залежність коефіцієнта тертя c_f від Re і відносних геометричних розмірів зазорів

Для зменшення потужності дискового тертя можна рекомендувати таке:

1) зменшити зовнішній діаметр колеса D_2 . Але щоб компенсувати зменшення напору, пов'язане із зменшенням D_2 , збільшується кут установки лопаті β_2 або використовується робоче колесо зі збільшеним числом лопатей (8–9 замість 6–7). Збільшення числа лопатей призводить до значного стиснення потоку на вході в робоче колесо;

2) застосувати спеціальні конструкції насосів, наприклад, насос із напіввідкритими робочими колесами, у якого відсутній покривний диск. Дискове тертя є причиною, яка обмежує використання відцентрових коліс;

3) використати робочі органи з більш високим значенням коефіцієнта швидкохідності n_s ;

4) зменшити шорсткість зовнішньої поверхні робочого колеса;

5) створюють певні умови руху рідини в пазухах, від яких залежить величина N_d .

4.3 Об'ємні втрати

Об'ємні або щілинні втрати обумовлені наявністю **зазорів** у насосі, через які рідина має можливість перетікати з областей із більш високим тиском в області з більш низьким. У зазорах між рухомими та нерухомими деталями виникають витоки рідини, які зменшують подачу насоса. Для зменшення перетоків у зазорах під дією перепадів тиску між суміжними порожнинами в насосах передбачається щілинне (шпаринне) ущільнення проточної частини.

У лопатевих насосах щілинні витоки виникають в ущільненнях робочого колеса між напірною і всмоктувальною областями q_1 (рис. 42), в ущільненнях між суміжними ступенями багатоступінчастого насоса – q_2 , у гідравлічних розвантажувальних пристроях насоса – q_s , у кінцевих ущільненнях насоса – $q_{з\text{овн}}$.

Рідина, яку перекачує робоче колесо в кількості $Q_k = Q + q_1$, в основній її частині надходить у відвід (Q) і, отже, у напірний патрубок насоса і частково повертається (q_1) у підвід через зазор у передньому ущільненні робочого колеса. Витоки через переднє ущільнення обумовлені тим, що тиск на виході з робочого колеса більший, ніж у підводі.

В осьових насосах перетоки виникають у зазорах між торцями лопатей і корпусом насоса.

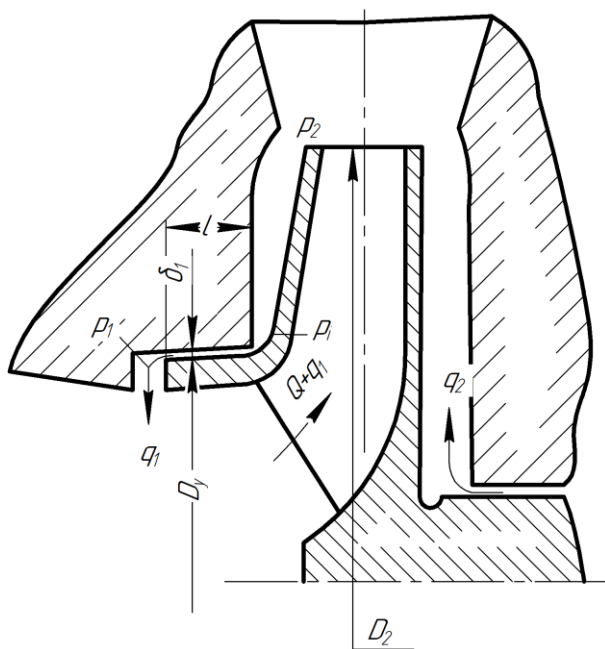


Рисунок 42 – Схема витоків в ущільненнях робочого колеса відцентрового насоса

Витоки рідини, які потрапляють в область входу в робоче колесо з великими швидкостями (великою кінетичною енергією), значно погіршують умови роботи робочого колеса. Під час перемішування з основним потоком (рух до центру) колова складова швидкості струменя витоку зростає згідно із законом $v_u r = const$, а меридіональна складова впливає на основний потік.

Витоки збільшують **гідрравлічні втрати** поблизу входу рідини в робоче колесо. Звуження потоку призводить до збільшення швидкості на вході в робоче колесо, що збільшує гідрравлічні втрати. Це саме явище погіршує

всмоктувальну здатність насоса на вході в насос, унаслідок чого збільшується ймовірність виникнення **кавітації** (це явище буде розглянуто в 9 розділі). Під час проходження через зазор в ущільненні рідина набуває колової складової швидкості, яка дорівнює приблизно половині колової швидкості робочого колеса на діаметрі D_y . Отже, витоки вносять обертальний рух в осьовий потік рідини. Це призводить до зниження напору. Особливо помітний цей вплив на **режимах недовантаження**, що призводить до **западання напірної характеристики**.

Втрати потужності на витоки q_1, q_2, q_3 не рівноцінні, тому їх проводять до втрат потужності одного робочого колеса. Тоді сумарні витоки за таких значень подачі та напору одного робочого колеса визначають об'ємний к. к. д. насоса

$$\eta_o = \frac{Q}{Q + \sum q}. \quad (85)$$

Об'ємний к. к. д. ступеня насоса враховує тільки витоки в ущільненнях робочого колеса. Витоки в розвантажувальному пристрої і в кінцевих ущільненнях розглядають як додаткові зовнішні втрати.

На витоки q_1 витрачається додаткова потужність, що впливає на економічність роботи насоса. Витоки q_2 не впливають на втрати потужності, але впливають на характер руху рідини в задній пазусі (зазор між основним диском робочого колеса і корпусом насоса) і впливають на механічні втрати.

Виток рідини через переднє ущільнення робочого колеса, виконане у вигляді кільцевої щілини, визначають за залежністю

$$q_k = \mu f_y \sqrt{2gh_y}, \quad (86)$$

де μ – коефіцієнт витрати щілини; $f_y = \pi D_{y1} \delta_1$ – площа поперечного перерізу щілини; D_{y1} – діаметр щілини; δ_1 – радіальний зазор щілини; h_y – напір, який втрачається в ущільненні.

Напір, що втрачається в ущільненні h_y , визначається за величиною потенційного напору лопатевого колеса

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}. \quad (87)$$

За значення зміни тиску $\Delta p = p_2 - p_1$ у пазусі робочого колеса напір, що втрачається в ущільненні, визначається за залежністю

$$h_y = \frac{p_l - p_1}{\gamma} = H_p - \frac{p_2 - p_l}{\gamma}. \quad (88)$$

Під час руху рідини в пазусі з постійною кутовою швидкістю $\omega_p = \omega/2$ (у разі, коли витоки q_l незначні та не впливають на розподіл швидкостей у пазусі), напір, що втрачається в ущільненні, визначають так:

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{R_y}{R_2} \right)^2 \right]. \quad (89)$$

За аварійного зносу ущільнення (витоки q_1 збільшені) розподіл швидкостей у пазусі може відповідати закону $v_u r_i = const$. У такому разі напір, що втрачається в ущільненні, виражається залежністю

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{R_2}{R_y} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{R_y}{R_2} \right)^2 \right]. \quad (90)$$

Під час розрахунків за умови $n_s = 60-150$ беруть $h_y = 0,6H$, де H – напір відцентрового насоса. За умови $n_s = 150-250$ у попередніх розрахунках беруть $h_y = 0,6H$.

Для **зменшення витоків** радіальний зазор δ_1 необхідно вибирати мінімальним за умови забезпечення надійної зборки і роботи без металевго контакту робочого колеса і нерухомого корпусу або кільця ущільнення.

На вибір зазору δ_1 впливають такі чинники:

1. Точність виготовлення та ухвалені допуски в конструкції насоса.

2. Забезпечення необхідної жорсткості конструкції насоса з метою унеможливлення впливу несиметричної деформації приєднаних трубопроводів.

3. Прогин ротора, що вимагає необхідності збільшення зазору в багатоступінчастих насосах. Але в сучасних конструкціях живильних насосів спостерігається тенденція до зменшення радіальних зазорів в ущільненнях навіть за можливого металевго контакту.

4. Радіальні сили, що діють на ротор насоса через несиметричність потоку в спіральних відводах за неоптимальних режимах роботи. Ці сили можуть викликати прогин вала, що необхідно враховувати під час вибору величини зазору.

Статистичний аналіз зазорів в ущільненнях насосів доводить таку закономірність:

– для великих насосів (подача більше ніж $0,5 \text{ м}^3/\text{с}$) радіальний зазор в ущільненні колеса $\delta_1 = 0,001D_y$, мм;

– для насосів малих розмірів $\delta_1 = 0,2 - 0,3$, мм.

Відносне збільшення зазорів в ущільненнях насосів малих розмірів є однією з причин порушення подібності під час моделювання машин різних розмірів.

Довжина щілини вибирається конструктивно, і для ущільнень коліс звичайних розмірів за $D_{y1} > 100$ мм беруть співвідношення $l/D_{y1} = 0,12 \div 0,15$. Коефіцієнт витоків такої щілини є в межах $\mu = 0,5-0,6$.

У насосах малих розмірів ($D_{y1} < 100$ мм) довжину щілини рекомендують у межах $l/D_{y1} = 0,2 \div 0,25$.

Оскільки виток q_1 в ущільненні робочого колеса не моделюються під час перерахунку, то рекомендують у разі зменшення розмірів натурального насоса порівняно з модельним насосом збільшувати довжину щілини l .

Збільшення довжини щілини l збільшує її опір, а отже, призводить до зменшення витоків. Але в разі збільшення $l/D_{y1} > 0,25$ спостерігають незначне зменшення коефіцієнта витоків μ , тому таке збільшення довжини щілини недоцільне, оскільки внаслідок цього значно зростає довжина насоса.

За техніко-економічними показниками під час конструювання насоса з циліндричним ущільненням робочого колеса довжина щілини не повинна бути менше ніж 20 мм, а коефіцієнт витоків не повинен бути більшим ніж $\mu < 0,65$.

Для визначення значень μ гладкої щілини і щілини з нарізаними канавками використовують номограму (рис. 43).

У таблиці 1 наведені залежність об'ємного к. к. д. насосів для різних значень p_s .

Витоки через міжступінчасте ущільнення збільшують витрати рідини у відводі і впливають на характер руху її в пазусі насоса. Зазор у міжступінчастому ущільненні беруть у межах $\delta_2 = 0,3-0,4$ мм.

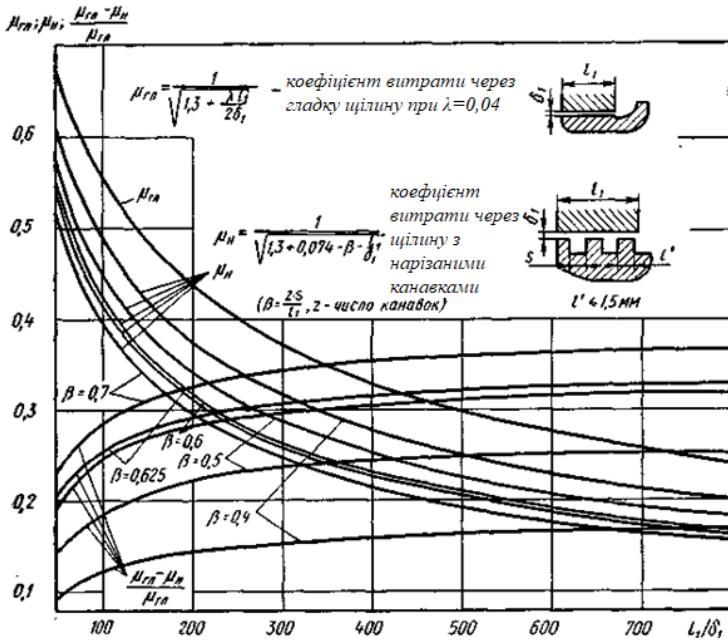


Рисунок 43 – Номограма для визначення коефіцієнта витрат μ

Таблиця 1 – Залежність об'ємного к. к. д. насосів для різних значень n_s

n_s	60	80	100	120	140	160	180	200
η_o	0,955	0,963	0,969	0,972	0,975	0,977	0,979	0,980

До основних заходів із зменшення витоків потрібно віднести такі:

1. Застосування різних ущільнень, що зменшують витoki та їхній вплив на к. к. д. і всмоктування насоса (рис. 44 а–ж). У багатоступінчастих насосах застосовують багатощілинні лабіринтні ущільнення (рис. 44 в, г). У такому ущільненні коефіцієнт витоків μ можна зменшити до 0,3–0,4. Недолік ущільнення – технологічна складність виготовлення, а також можливість пульсації потоку в ущільненні. Досвід експлуатації високонапірних насосів і експериментальні дослідження довели, що такі ущільнення можуть викликати підвищену вібрацію ротора, особливо, якщо всі три щілини виконані з однаковим зазором δ_1 . На підставі цих міркувань підприємства-виробники галузі насособудування перейшли на випуск насосів з однощілинними ущільненнями.

2. Збільшення шорсткості поверхонь ущільнень (рис. 4 ж). На поверхні ущільнень колеса наносять різбову нарізку. На внутрішній поверхні корпусу різбова нарізка виконана у протилежному напрямку. Нарізку виконують під кутом 45° . Недолік – складно виконати великі кути нарізки, пульсація потоку в ущільненні, швидке зношування нарізки.

3. Усунення віджимання потоку, тобто спрямований рух витоків у сприятливому напрямку до основного потоку (рис. 4 е). Конструкція з такою щілиною має низку недоліків: збільшення довжини ущільнення, складність виготовлення, малий осьовий зазор, тобто обмежена рухливість

робочого колеса уздовж вала, що в деяких випадках ускладнює збірку насоса.

У конструкціях ущільнень, поданих на рисунку 4 в–д, у корпус насоса закладають ущільнювальне кільце, а на робоче колесо часто також запресовують кільце. Зазор Δ – збільшений зазор порівняно із зазором δ_1 , що визначають за залежністю

$$\Delta = (2 - 3)\delta_1. \quad (91)$$

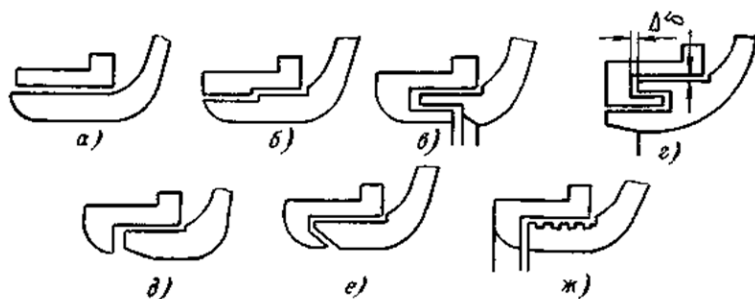


Рисунок 44 – Конструктивні типи ущільнень насоса

Зношування ущільнення значно впливає на роботу насоса і супроводжується зниженням подачі, напору і к. к. д. у разі збільшення споживаної потужності.

У багатоступінчастому відцентровому насосі на характеристику і к. к. д. впливають розміри зазорів ущільнень коліс і міжступінчастих ущільнень.

Максимально допустимий зазор у разі зношування ущільнення можна рекомендувати за умови зниження к. к. д. насоса не більше ніж 5 % для ущільнення робочого колеса

$$\delta_1/D_{y1} \leq 0,003, \quad (92)$$

для міжступневих ущільнень

$$\delta_1/D_{ст} \leq 0,004. \quad (93)$$

У разі великого зношення необхідно замінити кільця ущільнення.

Об'ємні втрати через радіальний зазор в осевих насосах невеликі щодо подачі насоса. Тому об'ємний к. к. д. $\eta_0 = 0,98-0,99$.

Крім розглянутих витоків рідини, спостерігаються витoki через кінцеві ущільнення (сальники). Ці витoki незначні і під час розгляду балансу потужності ними можна знехтувати.

Від конструкції кінцевих ущільнень залежить **довговічність** насоса, що може бути пов'язане із зношенням шийок вала в місці установки ущільнення.

У кінцевих ущільненнях застосовують м'який набиwний матеріал – гуму, просалений або прографічений конопляний, а також бавовняний шнур.

Якщо з боку кінцевого ущільнення буде надмірний тиск, то нормальна його робота повинна супроводжуватися невеликим протіканням рідини, необхідним для охолодження і змащування вала в місці ущільнення.

На величину об'ємних втрат великий вплив можуть мати центрування ротора, конструкція опорних підшипників і величина зазорів у них, балансування ротора, товщина прокладки в роз'ємі корпусу, наявність абразивних частинок у перекачуваній рідині.

О. О. Ломакінім була отримана формула для визначення об'ємного к. к. д. залежно від коефіцієнта швидкості колеса n_s

$$\frac{1}{\eta_0} = 1 + 0,68n_s^{-2/3}. \quad (94)$$

4.4 Гідравлічні втрати

Гідравлічні втрати – це сумарні втрати під час течії рідини по каналах проточної частини насоса або втрати на подолання гідравлічного опору підводу, робочого колеса і відводу.

Про гідравлічні втрати в лопатевому насосі відомо найменше, але вони є найістотнішими з погляду оцінювання характеру напірної характеристики насоса $H = f(Q)$.

Недостатнє вивчення гідравлічних втрат можна пояснити складним процесом передавання енергії в проточній частині лопатевого насоса.

Проточна частина лопатевої машини складається з трьох основних елементів: **підводу** потоку до лопатевого робочого колеса, лопатевого **робочого колеса** і **відводу** потоку від нього. Такий розподіл природно впливає з пристрою машини. Проте потік у лопатевій машині є одним нерозривним цілим. Його структура визначена не тільки формою і розмірами кожного елемента проточної частини окремо, але і їхнім поєднанням, а також швидкістю обертання лопатевого робочого колеса щодо елементів корпусу.

Як впливає з механіки руху в'язкої рідини, попередні стани потоку впливають на форму руху в подальших елементах. Найбільше практичне значення має таке поєднання елементів проточної частини насоса і режиму його роботи, за якого створюються умови для усталеного руху

поток: абсолютного – у проточній частині корпусу і відносного – у лопатевому робочому колесі. Водночас у лопатевій машині може бути досягнутий найбільший к. к. д. Такий режим є **розрахунковим** $Q = Q_n$. На інших режимах, очевидно, спостерігатиметься неусталений рух і відповідні йому гідравлічні втрати.

Усталений рух становить також найбільший теоретичний інтерес, оскільки він більш доступний математичному аналізу. За усталеного руху можливе розчленовування єдиного потоку лопатєвої машини на ділянки, відповідні конструктивним елементам проточної частини. У цих умовах можна окремо ставити завдання про рух потоку в лопатевому колесі, у підводі, у відводі тощо.

Гідравлічні втрати умовно можна розділити на дві категорії: **втрати на тертя** під час течії рідини в проточній частині насоса і **втрати на вихроутворення**, пов'язані з відривом потоку в разі обтікання різних елементів робочих органів насоса.

Для аналізу гідравлічних втрат у насосі розподілимо їх на складові:

1) втрати усталеного руху:

а) відносного – у лопатевому робочому колесі;

б) абсолютного – в елементах проточної частини корпусу;

2) втрати неусталеного руху;

3) втрати гідравлічного гальмування, що належать до механічних втрат, але мають прямий зв'язок із механікою руху основного потоку рідини в проточній частині.

Зупинимося спочатку на фізичній картині виникнення втрат у лопатевому робочому колесі.

Втрати в лопатевому робочому колесі:

1) втрати на тертя і вихроутворення за усталеного відносного руху в лопатевому колесі.

Втрати **на тертя** в каналах лопатевого колеса дуже залежать від шорсткості стінок і для дуже гладких поверхонь можуть бути зведені до малих значень. Оброблення поверхонь каналів має забезпечувати мінімальні втрати на тертя.

Втрати **на вихроутворення** під час руху рідини в лопатовому колесі можуть спостерігатися внаслідок низки причин:

а) відрив потоку від поверхні лопаті через недостатність кінетичної енергії частинок рідини у в'язкому прошарку (рис. 45), що супроводжується виникненням **збігаючих вихорів**.

В умовах нормального режиму ($Q = Q_n$) це явище відбувається зі всмоктувального боку на кінці лопаті. Дослідження підтвердили виникнення цих вихорів у лопатовому колесі під час його обертання. Для запобігання такого вихроутворення рекомендують середнє значення відносної швидкості в каналі колеса зберігати близьким до постійного;

б) виникнення вихорів спостерігається під час руху рідини у в'язкому прошарку на стінках колеса з області підвищеного тиску на напірній стороні лопаті в область низького тиску на всмоктувальній стороні суміжної лопаті. Це призводить до виникнення **вторинної течії** і утворення **кільцевих вихорів** (рис. 46).

Виникнення цих вихорів певною мірою аналогічне явищам, що відбуваються в плавному коліні трубопроводу. Теоретичне дослідження цього явища провів Лоренц, визначивши величину енергії, що втрачається. У лопатевих насосах інтенсивність такого вихрового руху залежить від різниці тиску по обидва боки лопаті, тобто від питомого навантаження на лопаті;

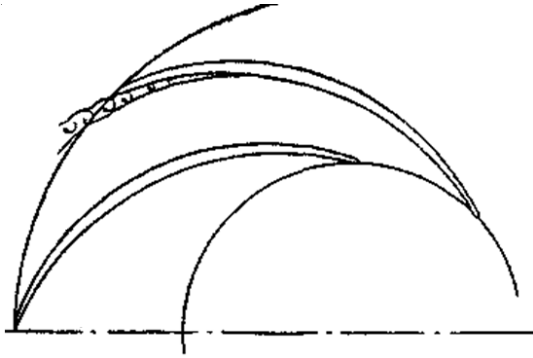


Рисунок 45 – Відрив потоку від поверхні лопаті та утворення збігаючих вихорів

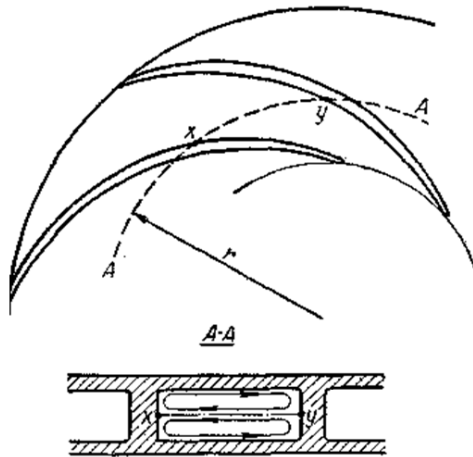


Рисунок 46 – Картина утворення вторинної течії рідини

в) причиною утворення вихорів є непостійність циркуляції швидкості по ширині лопаті, яка іноді спостерігається навіть за розрахункового режиму. Це призводить до збігання вихорів по ширині лопаті з її крамок (рис. 47).

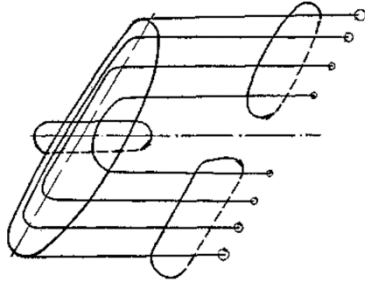


Рисунок 47 – Утворення вихорів, що збігають по ширині лопаті

Додатковий опір, що виникає під час збігання вільних вихорів по ширині крила, називається **індуктивним опором**. Утворення вихорів, що збігають по ширині лопатей, призводить до протитечій як на вході, так і на виході потоку з колеса. Наявність протитечій призводить за малих подач до виникнення обертання потоку перед робочим колесом;

г) всяка поверхня **розриву швидкостей** у потоці рідини є джерелом вихроутворення. Варто вказати на поверхню розриву на виході потоку з колеса (рис. 48).

Вихід потоку рідини з робочого колеса супроводжується **вихровим слідом** за лопатями (дифузорні втрати, пов'язані з розширенням відносного потоку в колесі). Причина вказаного явища полягає у відмінності протікання потоку рідини зовні та всередині робочого колеса.

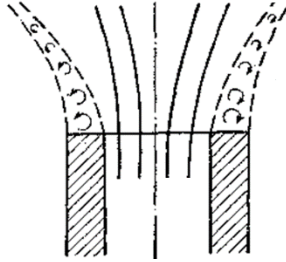


Рисунок 48 – Поверхні розриву швидкостей на виході потоку з робочого колеса

д) вихрові втрати за лопаттю робочого колеса на виході, які постійно діють у насосі. Ця мертва зона, яка утворює вихровий слід за кромкою лопаті робочого колеса на виході (рис. 49), обертається разом із колесом і викликає втрати;

е) джерелом вихорів можуть стати нерівності литої поверхні (горби), зварювальні напливи, деталі, які виступають у потік, тощо. Оцінити величину таких вихрових втрат неможливо.

Втрати енергії в каналах робочого колеса на оптимальному режимі **пропорційні квадрату відносної швидкості w** . Найбільше значення ця швидкість має на вході. Отже, найбільший вплив на величину гідравлічних втрат надаватимуть умови входу рідини в робоче колесо і виходу з нього в спіральну камеру або в лопатевий напрямний апарат.

2) втрати **неусталеного руху** в лопатевому робочому колесі.

Вихрові втрати містять так звані **втрати на удар і дифузійні втрати**.

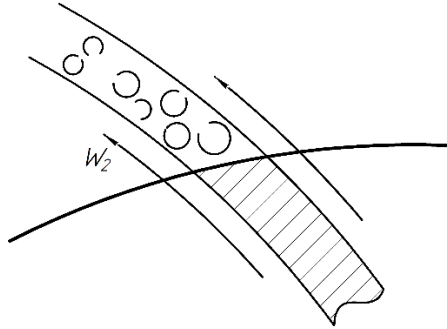


Рисунок 49 – Вихрові зони за лопаттю робочого колеса

У каналах насоса (від всмоктувального до напірного патрубка) немає жодної ділянки, де б не змінювався як напрям потоку, так і форма прохідних каналів. Крім того, міжлопатеві канали робочого колеса обертаються, що порушує розподіл швидкості в них і впливає на гідравлічні втрати.

Виникнення вихрових ударних втрат залежить від багатьох чинників, наприклад, від відривного обтікання вхідних кромek лопатей робочого колеса на режимах роботи насоса, відмінних від безударного. На рисунку 50 а подане відривне обтікання лопатей на режимах, відмінних від оптимального.

Унаслідок натікання з великими кутами атаки з'являються відриви та утворюються вихрові зони (Q_n – розрахунковий режим, номінальна подача).

Порожнина, яка утворюється в місці відриву, заповнена рідиною, що не бере участь у поступальному русі. Зовнішня межа зони відриву нестійка. Із зони відриву виділяються в потік і відносяться вихори, кінетична енергія яких розсіюється. Такі самі за характером втрати на аналогічних режимах виникають під час натікання потоку на

лопатки напрямного апарата. За несприятливого виконання вхідних кромek лопатей робочого колеса такі втрати можуть бути на всіх режимах роботи. Наприклад, наявність гострих кромek на вході (рис. 50 б) може викликати відрив потоку. Їх можна усунути ретельним округленням вхідних кромek.

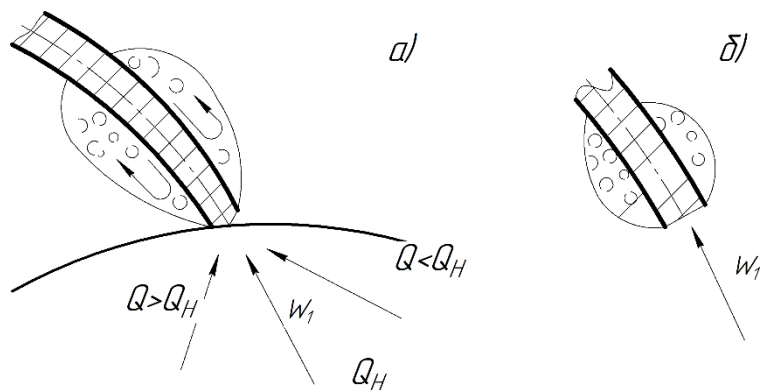


Рисунок 50 – Утворення вихрових зон на вхідних елементах лопаті робочого колеса: а – відрив потоку на нерозрахункових режимах; б – відрив потоку за наявності гострих кромek

Втрати на удар залежать від режиму роботи насоса, дифузорні втрати не залежні від режиму роботи;

3) втрати **гідравлічного гальмування**.

Втрати на гідравлічне гальмування виникають унаслідок утворення **вторинних течій** на вході та виході із робочого колеса на режимах, відмінних від оптимального.

За умови зменшення подачі лопатевого робочого колеса порушується відповідність форми елементів проточної частини корпусу насоса характеристиці потоку на вході і виході з лопатевого робочого колеса. Унаслідок цього турбулентність потоку в області переходу з робочого

колеса в корпус різко зростає, що призводить до посиленого обміну кількості руху частинок рідини, що містяться в області лопатевого колеса, і частинок, розташованих в області проточної частини корпусу. У разі більш значного зниження подачі виникають протитечії рідини. Частина рідини, що вийшла з робочого колеса, знов повертається в нього назад через ту саму контрольну поверхню. А рідина на вході в робоче колесо частково виходить назад в область всмоктування (рис. 51).

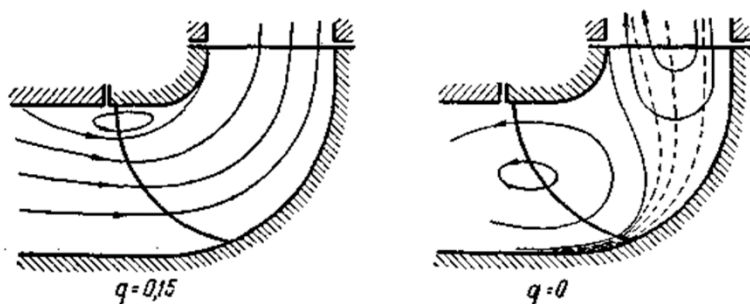


Рисунок 51 – Потік у проточній частині насоса за умови часткових навантажень

Це явище супроводжується **гідралічним гальмуванням** робочого колеса. Втрати енергії, пов'язані з гідралічним гальмуванням, не можуть бути віднесені до гідралічних втрат, оскільки вони не впливають безпосередньо на зниження напору, що розвиває насос. Їх варто віднести до механічних втрат, тому що ці втрати пов'язані зі зростанням моменту опору руху колеса. Проте чисто гідралічний механізм цих втрат робить доцільним розгляд їх спільно з **гідралічними втратами**.

Гідралічні втрати енергії в робочому колесі залежать від форми його каналів, утворених лопатями робочого

колеса. Бажано, щоб обтікання в цих каналах проходило без відриву і без різкої зміни швидкостей. Величина втрат енергії в робочому колесі залежить від: меридіональної швидкості v_{1m} , ширини каналу на вході b_1 , відношення b_2/b_1 , діаметра вала d_v , кутів установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 із робочого колеса, кількості лопатей z , довжини лопатей, шорсткості їхньої поверхні.

Втрати в проточній частині корпусу насоса:

1) втрати на тертя і вихроутворення за усталеного абсолютного руху в корпусі насоса:

а) **втрати в дифузорах**. Процес перетворення кінетичної енергії потоку рідини на тиск становить для лопатевих машин винятковий інтерес, оскільки їхній гідравлічний к. к. д. значною мірою залежить від досконалості цього процесу в різних елементах проточної частини. Найбільш доступне вивчення цього явища в каналах із перерізами, що поступово розширюються (дифузорах), – дослідженню руху в'язкої рідини в яких присвячена значна кількість експериментальних і теоретичних робіт.

Опір дифузора обумовлений тертям потоку об стінки і вихроутворенням, пов'язаним із відривом потоку від стінок. Зменшення кута розширення дифузора ϵ за умови незмінного відношення площі кінцевого перерізу до площі початкового перерізу призводить до збільшення довжини дифузора. Водночас опір тертя зростає, а опір вихроутворенням зменшується. Отже, мінімальний опір дифузора забезпечується за деякого оптимального значення кута розширення дифузора ϵ . Для дифузорові круглого і квадратного перерізу кут розширення $\epsilon_{\text{опт}} = 8\text{--}10^\circ$, для плоских (прямокутних) дифузорові – $\epsilon_{\text{опт}} = 10\text{--}12^\circ$;

б) **місцеві втрати**. Втрати, що виникають у потоці на закруглених ділянках і за умови раптової зміни перерізу, належать до місцевих.

Щоб зменшити гідравлічні втрати, всмоктувальний патрубок на вході в робоче колесо рекомендують виконувати у вигляді осьового конфузора або напівспіралльного підводу в насосах із прохідним валом. Це забезпечує підвід рідини до колеса з рівномірним полем швидкостей і тиску.

Значна величина гідравлічних втрат виникає в лопатевому напрямному апараті і спіральному відводі. Ці втрати різко зростають за нерозрахункових режимів роботи. У лопатевому напрямному апараті важливе значення має кількість каналів, форма профілю каналів, початкова ділянка і форма його поперечного перетину.

У спіральному відводі втрати складаються із втрат на тертя потоку об стінки, втрат на удар поблизу язика спіралі і втрат на вихроутворення. Переважальними є втрати дифузійного характеру;

2) втрати на тертя і вихроутворення **за неусталеного** абсолютного руху в корпусі насоса.

Причиною виникнення вихорів може бути невідповідність швидкості потоку з робочого колеса швидкості потоку у відводі, наприклад, спіральному відводі (рис. 52).

У разі потрапляння потоку з великою швидкістю в повільний вихор або навпаки утворюється **вихрова зона перемішування**. Вихори сприяють обміну енергією між потоками, але одночасно служать джерелом втрат енергії.

У разі входу потоку з колеса у спіральну камеру виникає розрив швидкостей. У радіальному перерізі камери швидкості розподіляються згідно із законом $v_u r = const$. Але колова складова швидкості потоку на виході з робочого колеса $V_{2\text{укол}}$ не завжди дорівнює коловій складовій швидкості $V_{2\text{усп}}$ потоку у спіральному відводі на діаметрі D_2 .

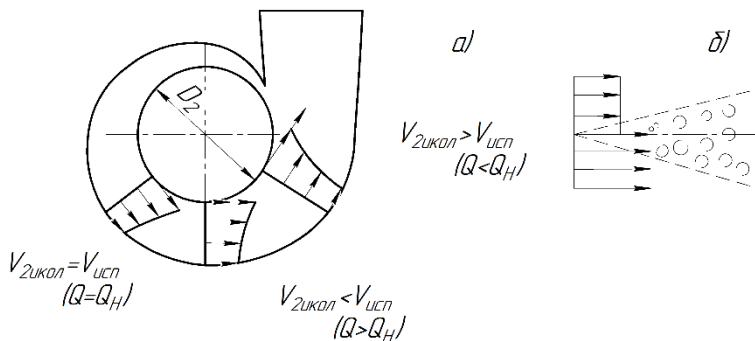


Рисунок 52 – Утворення вихрових зон на вході у відвід:
 а – вихрові зони у спіральному відводі
 на нерозрахункових режимах; б – утворення зони перемішування
 в разі розриву швидкостей потоку рідини

На **режимах недовантаження** ($Q < Q_n$) швидкість потоку у спіралі зменшується, а V_{2ukol} зростає, оскільки зростає напір. Водночас струмінь із великою швидкістю вривається в потік із малою швидкістю. Передавання енергії відбувається з утворенням вихорів, енергія яких згодом розсіюється.

На **режимах перевантаження** ($Q > Q_n$) швидкість потоку з робочого колеса менше, ніж швидкість потоку у спіралі. Повільний потік захоплюється більш швидким потоком, одночасно виникають вихори.

Перераховані вихрові втрати в насосі є основними місцевими втратами. Вони мінімальні (близькі до нуля) за номінального режиму роботи насоса ($Q = Q_n$) і зростають у разі відхилення від нього.

Урахувати вплив всіх перерахованих чинників аналітичним способом через складний характер течії рідини в каналах колеса і криволінійних каналах відводу не є

можливим. Тому в процесі проектування насоса під час вибору оптимальних значень необхідних величин керуються результатами, отриманими на підставі дослідів.

4.5 Баланс енергії в лопатевому насосі

До насоса підводиться потужність N . Частина цієї потужності втрачається (перетворюється на тепло). Втрати потужності в насосі ділять на механічні, об'ємні і гідравлічні (рис. 53).

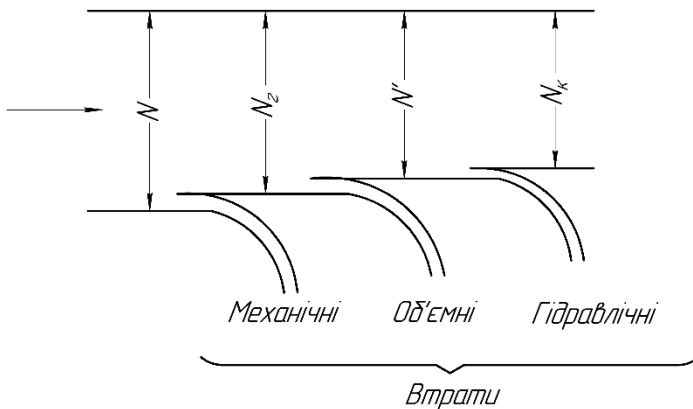


Рисунок 53 – Баланс енергії в лопатевому насосі на оптимальному режимі

Потужність, що залишається за вирахуванням механічних втрат, передається робочим колесом рідині. Зазвичай цю потужність називають **гідравлічною**. Енергію, яку передає робоче колесо одиниці ваги рідини, називають **теоретичним напором**. Він більше, ніж напір H насоса на величину гідравлічних втрат за течії рідини в робочих органах насоса h_n

$$N_T = N + h_n. \quad (95)$$

Через робоче колесо протікає за секунду рідина об'ємом Q_k або вагою $Q_k \rho g$. Отже, **гідралічна потужність насоса**, тобто потужність, яку отримує рідина в робочому колесі, становить

$$N_{\Gamma} = Q_k \gamma H_T = Q_k \rho g H_T. \quad (96)$$

Величину механічних втрат оцінюють **механічним к. к. д.**, який дорівнює відношенню гідралічної потужності N_{Γ} до споживаної потужності – потужності на валу насоса N

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\Gamma}}{N}. \quad (97)$$

Зовнішній механічний к. к. д. лопатевих насосів становить 0,97–0,98.

Енергія рідини, яка повертається в підвід, втрачається. Ці втрати називаються об'ємними.

Об'ємні втрати оцінюють об'ємним к. к. д., який дорівнює відношенню потужності N' , що залишилася за вирахуванням об'ємних втрат, до гідралічної потужності N_{Γ} :

$$\eta_o = \frac{N'}{N_{\Gamma}}. \quad (98)$$

Потужність N' відрізняється від гідралічної потужності на величину потужності N_0 , обумовленої витоками рідини. Кожна одиниця ваги рідини, що протікає через ущільнення робочого колеса, відбирає енергію H_T . Отже, потужність об'ємних втрат становить

$$N_0 = q_k \gamma H_T = q_k \rho g H_T. \quad (99)$$

З урахуванням вищенаведеного

$$N' = N_{\Gamma} - N_o = Q_{\kappa} \gamma H_{\Gamma} - q_{\kappa} \gamma H_{\Gamma} = (Q_{\kappa} - q_{\kappa}) \gamma H_{\Gamma} = (Q_{\kappa} - q_{\kappa}) \rho g H_{\Gamma}. \quad (100)$$

Подачу насоса визначають за залежністю

$$Q = Q_{\kappa} - q_{\kappa}. \quad (101)$$

Отже,

$$N' = Q \gamma H_{\Gamma}. \quad (102)$$

Після підстановки рівнянь (96) і (102) у залежність (98) отримаємо

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_{\kappa}} = \frac{Q}{Q + q_{\kappa}}. \quad (103)$$

О. О. Ломакінім була отримана формула для визначення об'ємного к. к. д. насоса залежно від коефіцієнта швидкохідності робочого колеса n_s

$$\frac{1}{\eta_o} = 1 + 0,68 n_s^{-2/3}. \quad (104)$$

У багатоступінчастих насосів, крім витоків рідини через ущільнення робочих коліс, є також витoki q_2 рідини через зазори між валом і перегородками – діафрагмами, що розділяють ступені (рис. 42). У багатоступінчастих насосів секційного типу спостерігаються також значні витoki че-

рез гідравлічну п'яту. Тому залежність (104), точно кажучи, справедлива лише для одноступінчастих насосів.

У секційних насосів витоки через ущільнення діафрагм впливають не на об'ємні, а на гідравлічні і механічні втрати. Тому залежність (104) може бути застосована і для багатоступінчастих секційних насосів. Проте водночас під q_1 йдеться не про витоки через ущільнення робочого колеса одного ступеня, а суму цих витоків і витоки q_s в гідравлічній п'яті.

Значення **об'ємного к. к. д.** перебуває в межах 0,95–0,98.

Гідравлічні втрати оцінюють гідравлічним к. к. д., який дорівнює відношенню корисної потужності насоса N_k до потужності N' (суми корисної потужності і потужності, що затрачується на подолання гідравлічних опорів).

Відповідно до рівняння для корисної потужності та (95) і (102) гідравлічний к. к. д. може бути визначений за залежністю

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_k}{N'} = \frac{H}{H_T} = \frac{H}{H + h_n}. \quad (105)$$

Або

$$\begin{aligned} \eta_{\Gamma} &= \frac{N_k}{N_k + N_{\Gamma, \text{BT}}} = \frac{\rho g H Q}{\rho g H Q + \rho g Q h_{\Gamma, \text{BT}}} = \\ &= \frac{H}{H + h_{\Gamma, \text{BT}}} = \frac{H}{H_T}. \end{aligned} \quad (106)$$

де $N_{\Gamma, \text{BT}}$ – потужність, яка витрачається на подолання гідравлічного опору; $h_{\Gamma, \text{BT}}$ – гідравлічні втрати напору.

Зниження потужності $N_{г.вт}$ є **найважливішим чинником** підвищення загального к. к. д. насоса.

Для попереднього оцінювання гідравлічних втрат можна скористатися формулою, запропонованою О. О. Ломакіним, яка дозволяє визначити гідравлічний к. к. д. залежно від приведенного діаметра робочого колеса

$$\eta_{г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр} - 0,172)^2}, \quad (107)$$

де $D_{1пр}$ (мм) – приведений діаметр

Приведений діаметр визначають за формулою Д. Я. Суханова

$$D_{1пр} = (4,0 \div 4,5) \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \text{ м}, \quad (108)$$

де Q , $\text{м}^3/\text{с}$ – подача насоса; n , об./хв – частота обертання вала насоса.

Значення **гідравлічного к. к. д.** сучасних насосів мало залежить від n_s і дорівнює 0,8–0,92.

Високе значення к. к. д. є одним з основних чинників, що визначають вибір типу насоса, метод його розрахунку і спосіб виробництва. Значна частина сучасних теоретичних і експериментальних науково-дослідних робіт у галузі лопатевих машин присвячена питанню вивчення втрат. Сьогодні нормальним значенням **повного к. к. д.** більшості насосів залежно від їхнього типу і розміру є 75–92 % (для порівняння: у кінці ХХ ст. цей рівень був 60–80 %). Підвищення рівня к. к. д. стало результатом розвитку теорії втрат і уявлення про їхню фізичну суть на основі механіки руху в'язкої рідини.

Як було вказано раніше, повний к. к. д. насоса визначають за залежністю

$$\eta = \frac{N_k}{N}. \quad (109)$$

Під час множення і ділення правої частини рівняння на $N_\Gamma N'$ отримаємо

$$\eta = \frac{N_k}{N} \cdot \frac{N'}{N_\Gamma} \cdot \frac{N_\Gamma}{N} = \eta_\Gamma \eta_o \eta_{\text{мех}}. \quad (110)$$

Отже, **к. к. д. насоса** дорівнює добутку гідравлічного, об'ємного і механічного к. к. д.

Максимальні значення к. к. д. досягнуті для насосів із $n_s = 150\text{--}250$.

На величину к. к. д. і надійність насоса дуже істотний вплив має якість його виготовлення, збірки та експлуатації. Недостатня якість виготовлення і збірки гідромашини призводить до зниження її к. к. д. порівняно з дослідними зразками на 5–10 %, а іноді на 15–20 %.

Найпоширенішим дефектом машини є неточність виготовлення окремих елементів і вузлів. Наприклад, не дотримуються розрахункових розмірів робочого колеса, розрахункові перерізи каналів колеса, підводів і відводів, шаг і товщина δ лопатей робочого колеса і напрямного апарата, кути установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса, тобто змінюється профіль лопатей тощо.

Достатньо зазначити, що незначне завищення товщини прокладки по роз'єму корпусу може призвести до зниження к. к. д. на 2,5–3,0 %. Навіть невелика незбіжність осей робочого колеса і спірального корпусу призводить до помітного зниження к. к. д.

Від кваліфікованої експлуатації, своєчасного усунення дрібних несправностей багато в чому залежить економічність і надійність насоса. Необхідно постійно підтримувати в насосі зазори, установлені нормами. Варто пам'ятати, що недостатня якість виготовлення та збірки насоса і незадовільна експлуатація можуть звести нанівець ті досягнення в галузі підвищення економічності та надійності, які даються великою працею і ціною великих витрат.

Під час експериментального оцінювання втрат складають баланс енергії насоса. Методика і результати балансових випробувань насосів детально розглянуті в дослідженнях. Баланс потужності насоса поданий на рисунку 54.

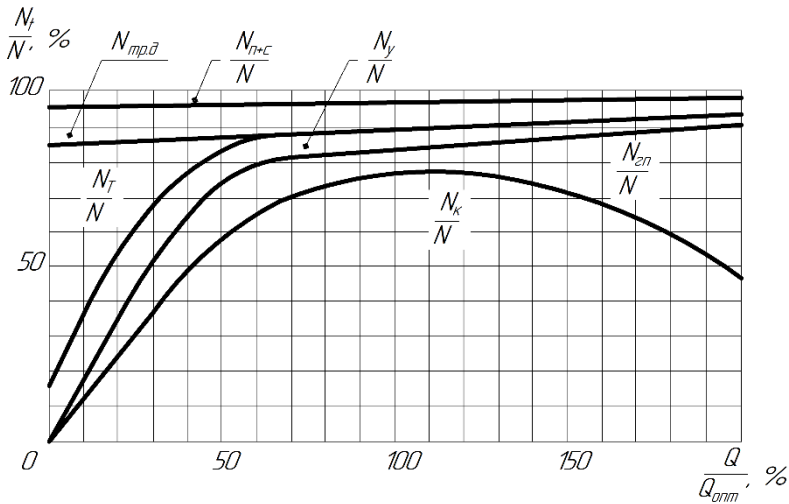


Рисунок 54 – Баланс потужності насоса малого n_s :

N_k – корисна потужність; $N_{г.п.}$ – потужність гідравлічних втрат;

N_t – гальмівна потужність зворотної течії; N_v – потужність витоків; $N_{тр.д.}$ – потужність втрат на дискове тертя;

$N_{п+с}$ – потужність втрат у підшипниках і сальниках

Під час розгляду балансу потужності насоса можна зробити такі висновки:

– механічні та об'ємні втрати не мають мінімуму, а їхня відносна величина зменшується із збільшенням подачі насоса;

– гідравлічні втрати мають мінімум у певній зоні подачі. Отже, оптимальна зона загального к. к. д. насоса визначається оптимальною зоною гідравлічного к. к. д.;

– гідравлічні втрати у відводі мають чітко виражену за подачею зону мінімальних значень, водночас гідравлічні втрати в робочому колесі не мають такої зони. Отже, оптимальний режим роботи насоса визначається відводом.

4.6 Методика експериментального визначення окремих видів втрат енергії

Методика експериментального визначення окремих видів втрат енергії полягає в такому.

Робоче колесо заливається парафіном або закривається на вході і виході будь-яким іншим способом. Приводять в обертання ротор із таким препарованим колесом і створюють тиск у напірній порожнині насоса від зовнішнього джерела. За номінальної частоти обертання робочого колеса вимірюють витік через переднє ущільнення q_k і споживану одночасно потужність за різних значень перепаду тиску на ущільненні. Ця потужність є **сумою втрат у сальниках, підшипниках і тертя дисків об воду** (дисккові втрати).

Під час роботи насоса без змащувальної рідини визначають сумарні втрати на тертя в сальниках і підшипниках. Різниця заміряних потужностей і дає **дисккові втрати**, величину яких потрібно відкоригувати з урахуванням додаткової поверхні обертання по ширині колеса.

За відомої залежності витoku q_k від перепаду тиску в ущільненнях можна визначити окремо **втрати на витік** і на **гідравлічний опір**. Для цього під час проведення нормальних випробувань насоса, крім звичайних параметрів, на кожному режимі вимірюють також перепад тиску в ущільненні. Цих експериментальних даних достатньо для подальшого складання балансу енергії.

Експериментальне визначення окремих видів втрат енергії достатньо складне і в підготовці дослідів, і в їхньому проведенні. Але нормальні випробування дослідного зразка насоса достатні для оцінювання розрахунковим методом складових втрат. Методика розрахунку передбачає випадок підводу рідини до робочого колеса без закритки.

Одночасно теоретичний напір за нескінченного числа лопатей визначається за залежністю

$$H_{T\infty} = \frac{v_{u2\infty} u_2}{g}. \quad (111)$$

Після визначення з трикутника швидкостей колової складової абсолютної швидкості залежно від подачі через колесо і геометричних розмірів робочого колеса на виході отримаємо

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g} - \frac{u_2 c t g \beta_{2л}}{2\pi g R_2 b_2 \psi_2} Q_k. \quad (112)$$

Порядок розрахунків

За робочою характеристикою, отриманою під час нормальних випробувань, визначають **оптимальний режим роботи** насоса (режим максимального к. к. д.) і для нього визначають к. к. д., напір H і потужність N .

У першому наближенні обчислюють значення об'ємного к. к. д. η_0 за формулою Ломакіна

$$\frac{1}{\eta_0} = 1 + 0,68n_s^{-2/3}. \quad (113)$$

У першому наближенні також визначають гідравлічний к. к. д. насоса η_r за формулою Ломакіна

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (114)$$

Потім обчислюють значення теоретичного напору за залежністю

$$H_T = \frac{H}{\eta_r}. \quad (115)$$

Наступним етапом визначають витрату рідини, що проходить через міжлопатеві канали робочого колеса за одиницю часу за залежністю

$$Q_k = \frac{Q}{\eta_0}. \quad (116)$$

За цими даними можна визначити напір, що втрачається в ущільненні h_y

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{R_2}{R_y} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{R_y}{R_2} \right)^2 \right], \quad (117)$$

де H_p – потенційний напір робочого колеса (беруть рівним $0,7H_T$).

Обчислюють значення витоку рідини через ущільнення q_k

$$q_k = \mu f_y \sqrt{2gh_y}, \quad (118)$$

де μ – коефіцієнт витрати щілини; $f_y = \pi D_{y1} \delta_1$ – площа поперечного перерізу щілини; D_{y1} – діаметр щілини; δ_1 – радіальний зазор щілини.

Уточнюють значення витрати рідини через робоче колесо

$$Q_k = Q + q_k. \quad (119)$$

Уточнюють значення об'ємного к. к. д. насоса

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_k} = \frac{Q}{Q + q_k}. \quad (120)$$

Втрати потужності дискового тертя визначають за формулою Пфлейдерера

$$N_d = 2c_f \rho r_2^5 \omega^3, \quad (119)$$

де c_f – коефіцієнт тертя (рис. 41); ρ – густина перекачуваного середовища; r_2 – радіус робочого колеса; ω – кутова швидкість обертання робочого колеса.

Механічний к. к. д. підраховують за втратами потужності в підшипниках і сальниках (беруть рівними $0,01N$) та втратах потужності дискового тертя

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N - N_{\text{м}}}{N} = \frac{N - 0,01N - N_{\text{тд}}}{N}. \quad (120)$$

Отримані величини дозволяють розрахувати гідравлічний к. к. д. насоса

$$\eta_{\text{г}} = \frac{\eta}{\eta_{\text{о}} \cdot \eta_{\text{мех}}}. \quad (121)$$

Якщо отримане значення гідравлічного к. к. д. насоса $\eta_{\text{г}}$ істотно відрізняється від прийнятого в першому наближенні, розрахунки повторюють із новим значенням теоретичного напору насоса $H_{\text{т}}$, підрахованим за отриманим значенням гідравлічного к. к. д. $\eta_{\text{г}}$.

Уточнене внаслідок послідовних наближень значення теоретичного насоса $H_{\text{т}}$ дозволяє побудувати пряму $H_{\text{т}}$ для інших режимів, провівши її через отриману точку паралельно побудованій раніше прямій $H_{\text{т}\infty} = f(Q_{\text{к}})$.

Для інших режимів роботи розраховують $\eta_{\text{г}} = f(Q_{\text{к}})$, $\eta_{\text{о}} = f(Q_{\text{к}})$, $\eta_{\text{м}} = f(Q_{\text{к}})$ з урахуванням отриманої залежності $H_{\text{т}} = f(Q_{\text{к}})$.

Проведення розрахунків у табличній формі, складеній відповідно до послідовності дій, більш наочне і істотно спрощує хід дій.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуховки,

турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 14–28.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 11–16.

3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 99–115.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / 2-е изд. перераб. и доп. / А. А. Ломакин. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 10–21.

5. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни «Гідродинамічні машини» / укладач В. Ю. Кондусь. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – С. 14–20.

Контрольні питання

1. З якою метою вивчають фізику явищ, що виникають під час течії в'язкої рідини у проточній частині лопатевих гідромашин?

2. Що впливає на підвищення або пониження к. к. д. в лопатевому насосі?

3. З якою метою вивчають природу втрат у проточній частині лопатевих гідромашин?

4. Які є види втрат у насосі?

5. Які види втрат доступні експериментальному і теоретичному дослідженню?

6. Що належить до зовнішніх механічних втрат у лопатевому насосі?

7. Що належить до внутрішніх механічних втрат у лопатевому насосі?

8. Від чого залежить потужність тертя в кінцевому ущільненні сальникового типу?
9. Від чого залежить втрати на тертя в підшипниках?
10. Які поверхні належать до поверхонь дискового тертя для закритого робочого колеса?
11. Які є рекомендації для зменшення потужності дискового тертя?
12. Чим обумовлені об'ємні втрати в лопатевому насосі?
13. Де у відцентрових насосах виникають щілинні витоки?
14. Чому подача насоса менша за подачу робочого колеса?
15. Чим обумовлені витоки через переднє ущільнення робочого колеса в лопатевому насосі?
16. Як розподіляється рідина, яку перекачує робоче колесо?
17. Який має бути розмір радіального зазору в передньому ущільненні колеса для великих насосів (подача більше ніж 0,5 м³/с)?
18. Який має бути розмір радіального зазору в передньому ущільненні колеса для малих насосів?
19. Яка довжина щілини для ущільнень коліс звичайних розмірів (за $Dy1 > 100$ мм)?
20. Яка довжина щілини для ущільнень коліс звичайних розмірів (за $Dy1 < 100$ мм)?
21. Яка мінімальна довжина щілини за техніко-економічними показниками?
22. Що називають гідравлічними втратами в лопатевому насосі?
23. За яких умов у лопатевій гідромашині може бути досягнутий найбільший к. к. д.?

24. Яке поєднання елементів проточної частини забезпечує максимальний к. к. д.?
25. На які втрати можна умовно розділити гідравлічні втрати в насосі?
26. Чим обумовлені втрати на вихроутворення у проточній частині насоса?
27. Від чого залежать втрати енергії в міжлопатевих каналах робочого колеса на оптимальному режимі?
28. Яка ділянка проточної частини має найбільший вплив на величину гідравлічних втрат?
29. Які причини виникнення втрат на удар?
30. Від чого залежать гідравлічні втрати на удар?
31. Унаслідок чого виникають втрати енергії, пов'язані з гідравлічним гальмуванням?

5 ПІДВІДНІ ТА ВІДВІДНІ ПРИСТРОЇ

5.1 Призначення підвідних пристроїв і їхні типи

Корпус насоса має не менший вплив на його економічність і надійність у роботі, ніж робоче колесо.

Корпус насоса, зазвичай, об'єднує підвідний і відвідний пристрій в одній деталі.

Підвідним пристроєм (підводом) називають ділянку проточної частини між фланцем всмоктувального патрубку насоса і до входу в робоче колесо першого ступеня.

Підводи – це нерухомі елементи проточної частини насоса, розташовані безпосередньо перед робочим колесом. Підвід спрямовує рідину в робоче колесо зі всмоктувального трубопроводу.

Призначення підводів таке:

- забезпечити вісесиметричний і за можливості рівномірний розподіл швидкостей на вході в робоче колесо, необхідний для створення усталеного відносного руху в робочому колесі;

- плавно змінювати швидкості від їхнього значення у всмоктувальному трубопроводі до значення на вході в робоче колесо;

- створювати заданий (або нульовий) момент швидкості (задану циркуляцію) на вході в робоче колесо.

Підвід спрямовує рідину в робоче колесо із всмоктувального трубопроводу. Якщо швидкість біля входу в робоче колесо розподілена нерівномірно, то трикутники швидкостей i , отже, кути β_1 нахилу відносної швидкості різні для різних струминок. У цьому разі за будь-якої установки лопаті на деяких струминках виникають надмірно великі кути атаки (**кутом атаки** називають кут між кутом установки лопаті і напрямком відносної швидкості на вході), що призводять до відриву потоку від лопаті. Водночас

виникають додаткові гідравлічні втрати і місцеве зниження тиску, унаслідок якого зменшується допустима висота всмоктування насоса.

Отже, правильно спроектований підвідний пристрій насоса забезпечує зменшення гідравлічних втрат у самому підводі і гідравлічних втрат на вході в робоче колесо, підвищує антикавітаційні якості насоса.

У практиці насособудування найбільше розповсюдження отримали дві основні конструктивні форми підводів: осьові і бокові. До першої групи належать конфузори з прямолінійною (рис. 55 а) або криволінійною (рис. 55 г) віссю.

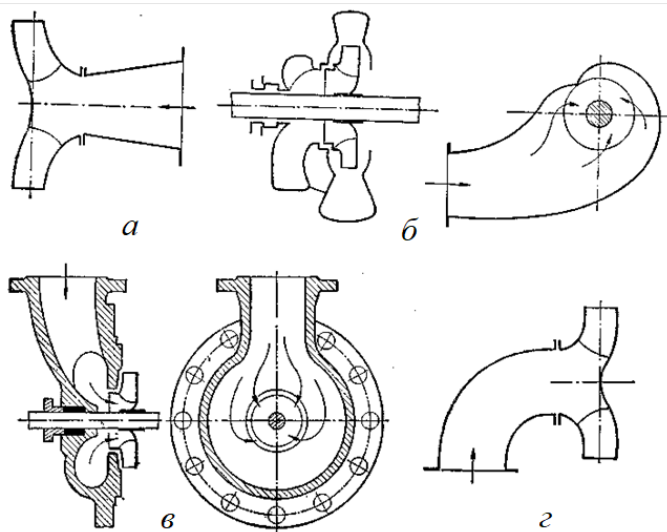


Рисунок 55 – Схеми підвідних пристроїв у динамічних насосах:
а – прямовісний конфузорний патрубок; б – напівспіральний підвід; в – кільцевий підвід; г – підвід у вигляді коліна

Осьові підводи найбільше використовують у консольних і вертикальних насосах з одностороннім входом рідини в робоче колесо.

До другої групи належать напівспіральні (рис. 55 б) і кільцеві (рис. 55, в) підводи, які використовують практично у всіх типах насосів.

Бокові підводи застосовують у насосах із двостороннім входом рідини або з прохідним валом, а також у більшості багатоступінчастих насосів.

Призначення різних конструкцій бокових підводів:

– напівспіральний підвід дозволяє отримати певний момент швидкості на вході в робоче колесо;

– симетричний (кільцевий) підвід не створює моменту швидкості;

– бокові підводи, виконані у формі лопатевого напрямного апарата (застосовують у багатоступінчастих насосах).

Напівспіральний підвід стабілізує потік, покращує умови натікання потоку рідини на лопаті робочого колеса, дозволяє зменшити відносну швидкість рідини на вході, а отже, і дифузорні втрати в каналах робочого колеса.

Симетричний (кільцевий) підвід, що не забезпечує створення рівномірного поля швидкостей по обидва боки вала, помітно знижує к. к. д. насоса, але він простий у конструктивному рішенні.

У насосів з одностороннім підводом рідини для забезпечення рівномірного поля швидкостей за перерізом потоку перед робочим колесом перевагу необхідно віддати найпростішому підводу – прямолінійному конфузору, який підвищує швидкість потоку на 15–20 %.

Напівспіральний підвід умовно можна розділити на такі елементи (рис. 56): вхідний канал I, спіральна ділянка II, конфузори III. Вхідний канал I починається від вхідного

патрубка і закінчується в перерізі 4, форма цього каналу змінюється залежно від типу насоса. Спіральна ділянка розташовується по колу щодо входу в робоче колесо, а починається в перерізі 1 і закінчується в перерізі 4.

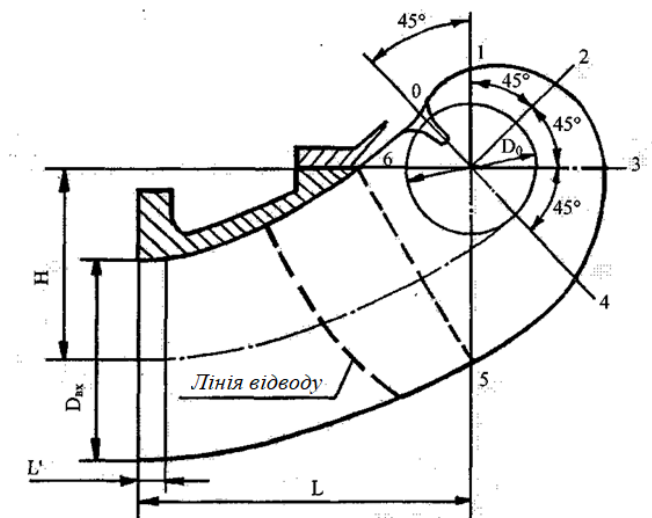


Рисунок 56 – Конструкція напівспірального підвідного пристрою

Під час розрахунку вважають, що приблизно половина потоку з перерізу 5–6 безпосередньо надходить у робоче колесо, а друга під час обтікання вала рівномірно розподіляється по колу внаслідок спіральної форми каналу. Конфузор III (рис. 57) розташований безпосередньо перед входом у робоче колесо і звичайно проектується з 10–15 % наростанням швидкості для вирівнювання поля швидкостей.

Під час вибору оптимальної форми меридіонального перерізу напівспірального підводу (рис. 58) необхідно керуватися такими вимогами.

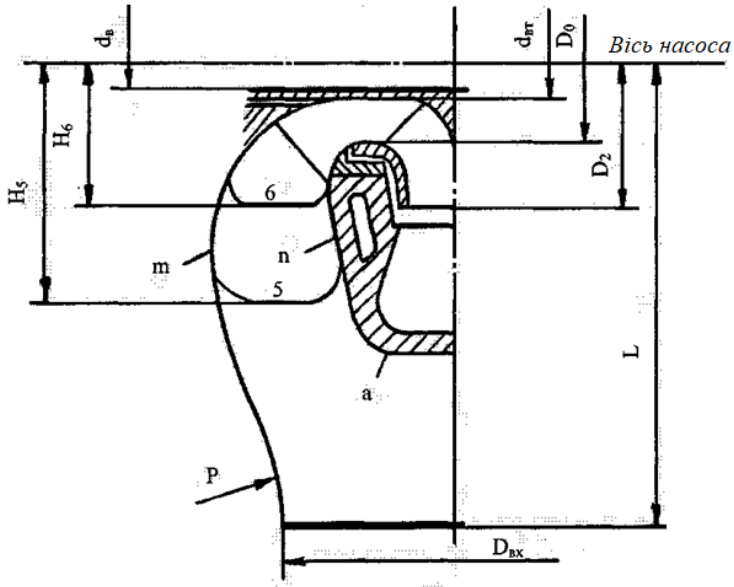


Рисунок 57 – Меридіональний переріз напівспірального підводу

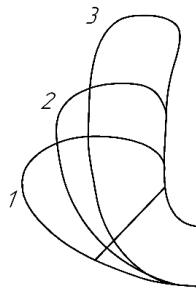


Рисунок 58 – Форми меридіональних перерізів напівспірального підводу

Так, у варіанті 1 переріз дуже витягнуто в осьовому напрямі, що збільшує довжину, а отже, масу і вартість

насоса, а у варіанті 3 – надмірно збільшений радіальний розмір і звужений канал, що може призвести до зростання втрат у підводі. Тому варто віддати перевагу варіанту 2.

5.2 Призначення відвідних пристроїв і їхні типи

Відвідні пристрої (відводи) – це нерухомі елементи проточної частини, розташовані безпосередньо за робочим колесом.

Призначення відводів такі:

– зібрати рідину за робочим колесом і відвести її до напірного патрубку (у разі одноступінчастого насоса) або до входньої воронки наступного робочого колеса (у разі багатоступінчастого);

– усунути наявний момент швидкості рідини, що виходить із робочого колеса;

– перетворити кінетичну енергію на потенційну (звичайно у відводі на дифузорній ділянці) перетворюється від $1/4$ до $1/3$ напору робочого колеса);

– забезпечити вісесиметричний потік за робочим колесом, що створює умови для усталеного відносного руху в області робочого колеса.

У відцентрових насосах найбільш поширені такі конструктивні схеми відводів (рис. 59):

– **спіральні відводи з тангенціальним** (рис. 59 а, 60 а) і **радіальним** (рис. 60 б) виходами. Спіральний відвід є каналом із зростаючими перерізами, який закінчується приєднаним дифузором. У насосах із спіральними відводами перекачувана рідина з робочого колеса надходить безпосередньо в спіральну камеру і потім або відводиться в напірний патрубок, або перевідними каналами надходить до наступних коліс. Такі відводи застосовують в одноступінчастих консольних насосах типу К і в насосах із робочим колесом двостороннього входу типу Д, але можуть

застосовувати і в багатоступінчастих насосах спірального типу;

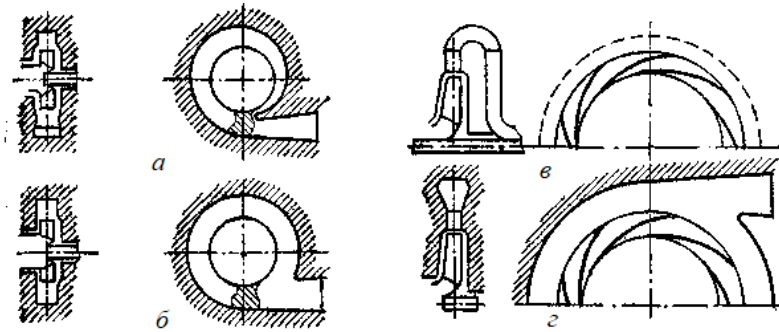


Рисунок 59 – Конструктивні схеми відвідних пристроїв динамічних насосів: а – спіральний; б – кільцевий; в – лопатевий відвід (напрямний апарат); г – комбінований

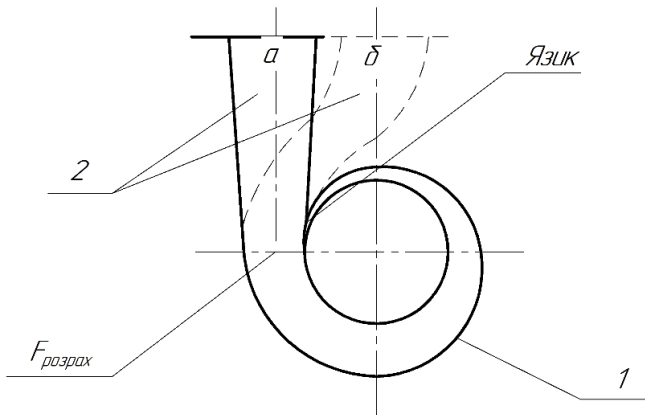


Рисунок 60 – Спіральний відвідний пристрій

– **кільцеві відводи** (рис. 59 б) складаються з кільцевого каналу з постійною площею або зростаючими (від

язика) перерізами; застосовують у насосах для перекачування забруднених рідин, а також у кінцевих ступенях багатоступінчастих насосів у складі комбінованого відводу разом із напрямним апаратом. У кільцевих відводах гідравлічні втрати більше, ніж у спіральних, а тому і к. к. д. у насоса з кільцевим відводом буде на 2–4 % нижче, ніж у насоса із спіральним відводом;

– **лопатеві відводи** або **напрямні апарати** (рис. 59 в) застосовують у багатоступінчастих насосах секційного типу. У насосах із лопатевими відводами рідина, перш ніж потрапити в спіральну камеру, проходить через систему нерухомих лопаток. Лопатевий відвід (напрямний апарат) можна розглядати як нерухомі, кругові ґратки, розташовані навколо робочого колеса. Він складається із серії каналів, утворених нерухомими лопатками (рис. 61). Канал будь-якого напрямного апарата складається із двох ділянок: початкового – спірального і дифузорового в одноступінчастому насосі, а також перевідного каналу в багатоступінчастому насосі;

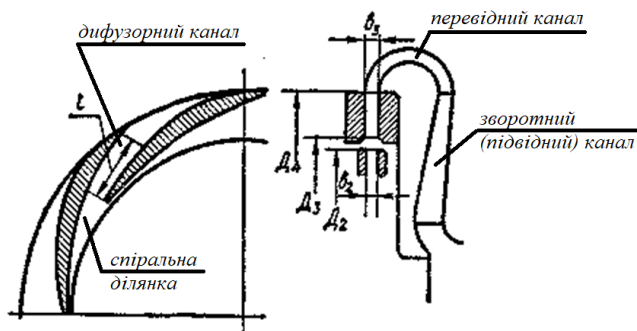


Рисунок 61 – Профіль лопатевого відводу (напрямного апарата)

– **комбіновані відводи** (рис. 59 г) – звичайно складаються з напрямного апарата і спірального або кільцевого відводів, їх застосовують в одноступінчастих насосах із метою урівноваження радіальної сили або як відводи кінцевого ступеня багатоступінчастого насоса секційного типу. Застосування того або іншого відводів диктують економичність під час експлуатації та вартість виготовлення машини.

Відвідний пристрій значно впливає на к. к. д. насоса. Чим більшу частину динамічного напору відвід перетворить на статичний напір, тим досконалішими в гідравлічному сенсі повинні бути його канали. У цьому значенні спіральні відводи мають перевагу перед лопатевими. Проте канал спірального відводу майже не піддається механічному обробленню на відміну від каналів лопатевих відводів.

Під час проєктування відводів необхідно пам'ятати, що втрати у відводі становлять значну частину втрат у насосі, а **оптимальний режим** роботи насоса визначається саме відводом.

Удосконалення технології виготовлення спіральних відводів (точне лиття) дозволить різко зменшити в них гідравлічні втрати і тим самим розширити сферу використання їх у багатоступінчастих насосах.

У спіральних відводах у разі зміни подачі щодо розрахункової її величини втрати у відводі різко зростають і стають визначальними в енергетичному балансі втрат у насосі. Зоні мінімальних втрат у спіральному відводі відповідає максимум к. к. д. насоса.

Від зазору між зовнішнім діаметром робочого колеса D_2 (рис. 62) і язиком відводу залежить к. к. д. насоса.

Великий зазор, тобто надмірне збільшення діаметра початкового кола відводу, призводить до зниження к. к. д. унаслідок збільшення гідравлічних втрат завдяки циркуляції

рідини в зазорі; за умови дуже малого зазору насос починає працювати з підвищеним шумом.

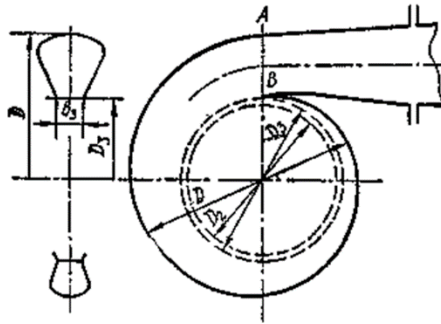


Рисунок 62 – Параметри спірального відводу

Діаметр початкового кола відводу D_3 беруть відповідно до залежності

$$D_3 = (1,03 \div 1,05)D_2, \quad (122)$$

де b_2 – ширина робочого колеса на діаметрі D_2 .

Ширину перерізу відводу на діаметрі D_3 визначають

$$b_3 = b_2 + (0,02 \div 0,05)D_2. \quad (123)$$

Збільшення b_3 порівняно з b_2 призводить до зменшення дискових втрат і позбавляє необхідності точної установки робочого колеса по осі відводу, а також одночасно існує можливість без значної зміни к. к. д. використовувати різні робочі колеса або робочі колеса зі зменшеним діаметром.

Оскільки велика частина перетворення динамічного напору на статичний напір здійснюється в дифузорі, то

форма дифузора і, переважно, розмір його вхідного перерізу здійснює істотний вплив на к. к. д. насоса і його напірну характеристику.

Так, зменшення перерізу на вході в дифузор помітно змінює форму напірної характеристики, збільшується крутизна залежності $H = f(Q)$, причому для низьконапірних насосів к. к. д. у цьому разі не змінюється, а для високонапірних – зменшення вхідного перерізу призводить і до зниження к. к. д. У разі збільшення вхідного перерізу напір насоса знижується за умови малих подач і зростає в області подач вище за оптимальне її значення. Надмірне збільшення вхідного перерізу може призвести до кавітації у відводі. **Оптимальний кут розширення дифузора становить $8-10^\circ$.**

Форму перерізу спірального відводу обирають на підставі досвіду, використовуючи перерізи відводів насосів, що мають високі к. к. д. Перерізи можуть бути круглими, прямокутними, трапецієподібними, грушоподібними (рис. 63).

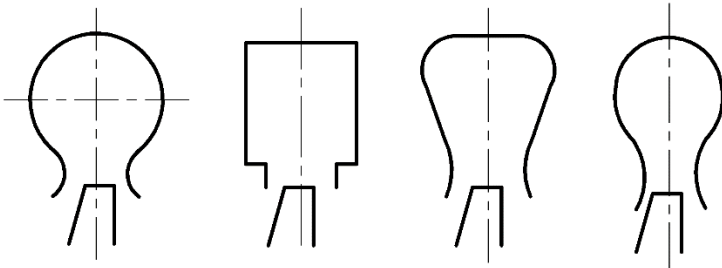


Рисунок 63 – Профілі поперечних перетинів спіральних відводів

Практика довела, що **найвигіднішими** в гідравлічному сенсі є дві останні форми. Прямокутна форма найбільш поширена у вентиляторів.

Варто звернути увагу на один з істотних **недоліків спірального відводу**, а саме: за нерозрахункових режимів роботи в ньому виникають радіальні сили, що призводять до збільшення прогину вала. Причиною появи радіальних (поперечних) сил є порушення осьової симетрії потоку за робочим колесом під час роботи насоса у нерозрахунковому режимі.

З метою зменшення радіальної сили у відводі встановлюють перегородку, що створює **двозавитковий спіральний відвід** (рис. 64).

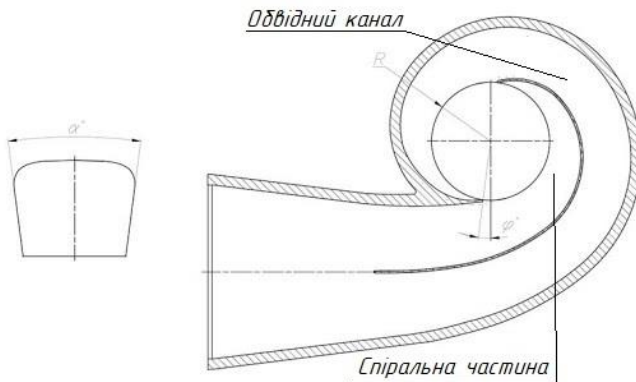


Рисунок 64 – Двозавитковий спіральний відвід

У такому відводі потік розділяється на дві однакові частини; початок перегородки відстоїть на 180° від язика спіралі. У такому відводі хоча і зберігається нерівномірність тиску, проте виникають дві протилежно спрямовані сили. Практика довела, що і двоазавитковий відвід не усуває повністю радіальну силу.

У багатоступінчастих насосах зі спіральними відводами зменшення радіальної сили досягають завдяки відповідному розвороту корпусу.

Кількість каналів напрямного апарата впливає на величину гідравлічних втрат. Чим більша кількість каналів, тим вище к. к. д. насоса. Із збільшенням числа лопаток зменшуються радіальні розміри напрямного апарата. Рекомендована кількість каналів напрямного апарата для багатоступінчастих насосів – $z = 6-8$. Ширина напрямного апарата повинна бути дещо більшою за ширину робочого колеса на виході. Рекомендують $b_3 = 1,1 b_2$. Для спіральної ділянки b_3 постійна.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздухосудовки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 372–415.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 42–51.

3. Михайлов А. К. Лопатные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 72–99.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 116–130.

Контрольні питання

1. Що називають підводом насоса?
2. Яке призначення підводів насоса?

3. Що забезпечує правильно спроектований підвід насоса?
4. Які є конструктивні схеми підводів?
5. Що називають кутом атаки?
6. У конструкціях яких насосів застосовують осьові підводи?
7. У конструкціях яких насосів застосовують бокові підводи?
8. Конструкції якого підводу надають перевагу в насосах з одностороннім підводом рідини?
9. Які рекомендації для застосування прямолінійному осьового підводу?
10. Яке призначення напівспірального підводу?
11. Яке призначення кільцевого підводу?
12. Які переваги напівспірального підводу?
13. Які переваги кільцевого підводу?
14. Що називають відводом насоса?
15. Яке призначення відводів насоса?
16. Що називають спіральним відводом насоса?
17. Що називають кільцевим відводом насоса?
18. Що називають лопатевим відводом насоса?
19. У яких насосах перевагу надають спіральним відводам?
20. У яких насосах перевагу надають кільцевим відводам.?
21. У яких насосах перевагу надають лопатевим відводам?
22. Яким елементом насоса визначають оптимальний режим роботи насоса?
23. Які недоліки спіральних відводів?
24. Від чого залежать залежить к. к. д. насоса під час використання спіральних відводів?

25. До чого призводить надмірне збільшення діаметра початкового кола відводу?

26. До чого призводить дуже малий зазор між зовнішнім діаметром робочого колеса та діаметром початкового кола відводу?

27. До чого призводить збільшення ширини перерізу відводу порівняно з шириною робочого колеса на виході?

28. У якому елементі насоса відбувається перетворення динамічного напору у статичний?

29. Як визначають діаметр початкового кола відводу?

30. Як визначають ширину перерізу відводу на діаметрі початкового кола?

31. Який оптимальний кут розширення дифузора?

32. Які форми перерізу спірального відводу найвигідніші в гідравлічному відношенні?

33. Яке рекомендоване число каналів прямого апарату для багатоступінчастих насосів?

6 ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ

6.1 Взаємозв'язок між основними параметрами лопатевих насосів

Зміна витрати рідини у трубопровідній мережі викликає певну зміну напору і подачі насоса. Тому під час підбору насосів необхідно знати залежності між основними їхніми технічними показниками. Крім зміни напору, відхилення витрати у трубопровідній мережі від розрахункової подачі насоса призводить до зниження к. к. д. насосної установки.

Характеристика, побудована за допомогою аналітичної залежності, називається **теоретичною характеристикою**. Вона доводить тільки якісний взаємозв'язок, наприклад, між напором H і подачею насоса Q . Для отримання характеристик, що відображають кількісну залежність між основними робочими параметрами, проводять випробування реальної машини і лише тоді, після оброблення отриманих результатів, будують дійсні або **робочі характеристики**.

Під **характеристикою насоса** йдеться про графічну залежність між основними параметрами насоса. Для лопатевих гідромашин – це залежність напору H , потужності N , к. к. д. η та допустимого кавітаційного запасу $\Delta h_{\text{доп}}$ від подачі Q за постійної частоти обертання, в'язкості і густини перекачуваного середовища на вході в насос. H , N , η та $\Delta h_{\text{доп}}$ відкладають по осі ординат, а Q – по осі абсцис (рис. 65).

Залежність $H = f(Q)$ називають **напірною характеристикою**. Залежності $N = f(Q)$ та $\eta = f(Q)$ характеризують енергетичні властивості насоса і являють собою **енергетичні характеристики**. Залежність $\Delta h_{\text{доп}} = f(Q)$ – **кавітаційна характеристика** насоса.

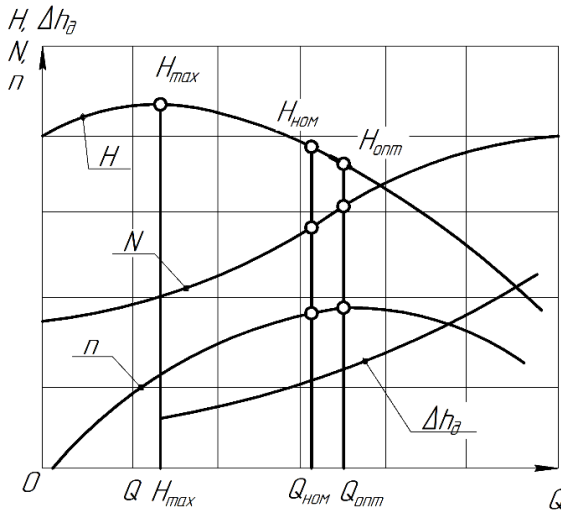
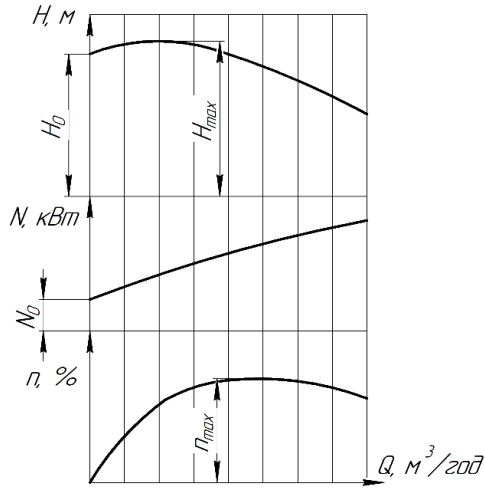


Рисунок 65 – Характеристика лопаткового насоса

Знання характеристик дозволяє розширити галузь застосування гідромашин, а також більш раціонально використовувати їх на різних режимах роботи.

На характеристиці виділяють режими: **оптимальний** (режим роботи насоса за найбільшого значенні к. к. д.); **номінальний (розрахунковий)** – режим, який забезпечує задані технічні параметри насоса.

Зона характеристики насоса (рис. 66, а), у межах якої рекомендують тривалу його експлуатацію, називається **робочою частиною** характеристики (обмежена знаком 5) або діапазоном роботи. Робочу частину характеристики, зазвичай, визначає зона зниження к. к. д. на 4–5 % від оптимального його значення.

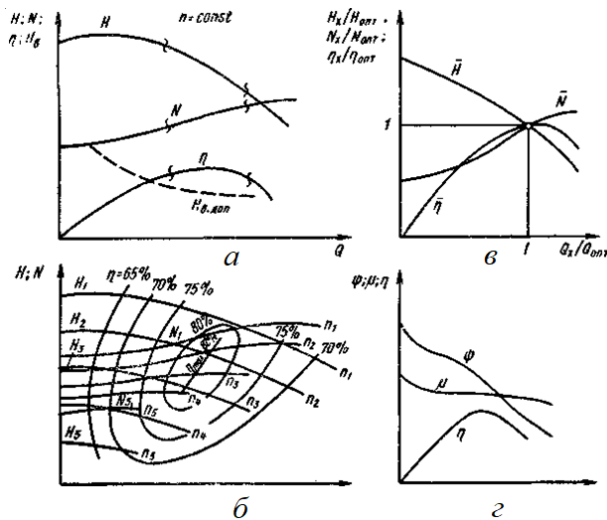


Рисунок 66 – Типи характеристик динамічних насосів:
 а – робоча характеристика; б – відносна характеристика;
 в – універсальна характеристика; г – безрозмірна характеристика

Інколи на напірній характеристиці насоса $H = f(Q)$ зазначають точки з певними значеннями к. к. д. За цими значеннями можна обчислити споживану потужність насоса.

Для повного оцінювання експлуатаційних якостей насоса на характеристиках зазначають криву $\Delta h_{\text{доп}} = f(Q)$, яку будують за наслідками кавітаційних випробувань насоса.

Робочі характеристики отримують після оброблення результатів випробування насосів на спеціальних **випробувальних стендах** (рис. 67).

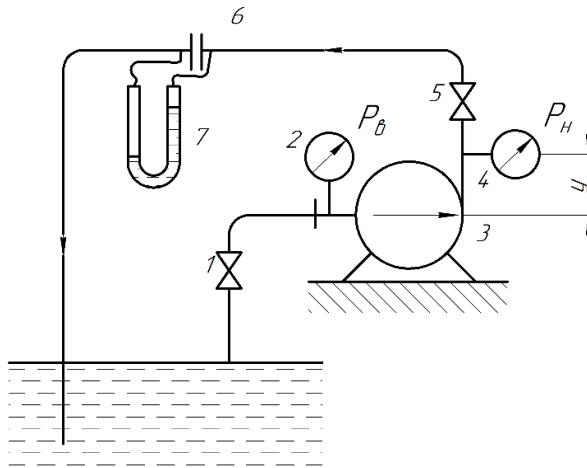


Рисунок 67 – Схема стенда для випробування насосів:

- 1 – засувка на всмоктувальному трубопроводі; 2 – вакуумметр;
- 3 – насос; 4 – манометр; 5 – засувка на напірному трубопроводі;
- 6 – витратомір; 7 – дифманометр

Під час випробування насоса рідина переміщується по замкнутому контуру). Рідину відкачує насос із резервуара і подає в мережу, що складається з ділянки трубопроводу з витратоміром і дросельною засувкою, потім вона знову повертається в резервуар. Водночас вся енергія, одержувана рідиною в насосі, поглинається переважно в дросельній

засувці. **Зміна подачі** здійснюється за допомогою засувки на напірному трубопроводі.

Частоту обертання вала насоса протягом одного дослідження підтримують постійною. Під час різних відкриттів дросельної засувки проводять виміри: подачі, тиску нагнітання, тиску всмоктування, температури рідини і споживаної потужності насосом.

Подачу визначають одним із відомих способів: ваговим або за допомогою водозливу, звужувального пристрою (мірною діафрагмою або мірним соплом), інтегруючої трубки, магнітного або ультразвукового витратоміра тощо. Найпоширенішим із них є спосіб визначення подачі з перепаду тиску у звужувальному пристрої. Перепад тиску вимірюють диференціальним манометром. В основі вимірювань цим способом лежить така формула:

$$Q = \mu A \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} = \mu A \sqrt{2gh}, \quad (124)$$

де A – площа отвору звужувального пристрою; μ – коефіцієнт витрати звужувального пристрою, що визначають за таблицями залежно від відношення діаметра отвору звужувального пристрою до внутрішнього отвору трубопроводу в місці його установки; Δp – перепад тиску в торці звужувального пристрою, Н/м^2 ; h – перепад за показаннями рідинного манометра, м.

Напір H для кожного режиму визначають за формулою Бернуллі. Якщо рідина забирається з відкритого або закритого резервуару з тиском нижчим за атмосферний, то напір може бути визначений за формулою

$$H = \frac{p_m + p_{\text{вак}}}{\rho g} + y + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g}, \quad (125)$$

де p_m – показання манометра на виході з насоса; $p_{\text{вак}}$ – показання вакуумметра на вході в насос.

Споживана потужність може бути визначена за допомогою ватметра або за крутним моментом на валу насоса. У цьому разі потужність визначають за залежністю

$$N = M\omega = 2\pi nM, \quad (126)$$

де n - частота обертання валу насоса, с^{-1} .

Якщо момент M визначається за допомогою мотор-терезів, то його розраховують за залежністю

$$M = Fa, \quad (127)$$

де F – навантаження на чашці терезів із поправкою на холостий хід; a – плече мотор-терезів, на якому розміщений вантаж.

Коефіцієнт корисної дії для кожного режиму обчислюють за формулою

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N}. \quad (128)$$

Унаслідок цього одержують таблицю значень напору H , потужності N і к. к. д. η для послідовної низки зна-

чень подачі насоса Q від нуля до деякого максимального значення. Якщо по ходу ведення випробування можливі деякі коливання частоти обертання, то під час кожного досліду для всієї групи параметрів насоса проводять також вимір частоти обертання.

У цьому разі результати випробування за формулами подібності приводять до постійного значення частоти обертання (детальніше буде розглянуте в розділі 12).

Для побудови характеристики необхідно зняти показники приладів для 6–8 режимів, тобто за 6–8 різних подач.

Експериментальні значення напору, потужності і к. к. д. для низки значень подачі можуть бути подані у вигляді системи точок. Під час сполучення точок плавними кривими одержуємо безперервну залежність даних параметрів від подачі насоса за постійної частоти обертання. Ці криві є основними характеристиками насоса за постійної частоти обертання.

6.2 Типи характеристик лопатевих насосів

У практиці насособудування застосовують такі характеристики.

Відносна характеристика (рис. 6б б). Для динамічних насосів застосовують відносні характеристики, які одержують під час віднесення поточних значень параметрів до їхніх величин на оптимальному режимі. Перерахунок проводять за залежностями

$$\overline{Q} = \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}; \quad \overline{H} = \frac{H}{H_{\text{опт}}}; \quad \overline{N} = \frac{N}{N_{\text{опт}}}; \quad \overline{\eta} = \frac{\eta}{\eta_{\text{опт}}}. \quad (129)$$

Безрозмірні характеристики (рис. 66 г) зручно використовувати для порівняння насосів різних типів. Вони дають зв'язок між безрозмірними коефіцієнтами φ , ψ , μ .

Коефіцієнт подачі

$$\varphi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2}. \quad (130)$$

Коефіцієнт напору

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2}. \quad (131)$$

Коефіцієнт корисної потужності

$$\mu = QH = \varphi\psi \frac{u_2^3 D_2 b_2}{2g}. \quad (132)$$

Робочі характеристики лопатевих насосів у безрозмірній формі наводять для співвідношення та порівняння експлуатаційних властивостей насосів різних розмірів і конструкцій.

Універсальну (регулювальну) характеристику (рис. 68) одержують за допомогою випробування насоса за різних частот обертання валу $n = \text{вар}$. На графіку позначають характеристики $H = f(Q)$ для різних частот обертання та відмічають точки однакового к. к. д., які з'єднують плавними лініями $\eta = \text{const}$. За характеристикою можна визначити n , η і N для будь-якого поєднання параметрів Q і H .

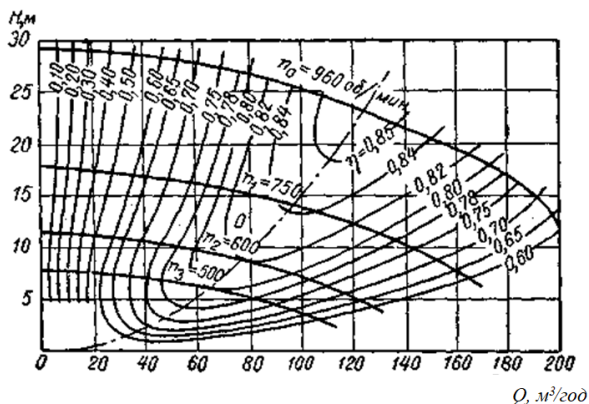


Рисунок 68 – Універсальна характеристика динамічного насоса

Дослідне визначення універсальної характеристики у промислових умовах пов'язане з труднощами. Універсальну характеристику з достатньою точністю можна побудувати за наявності експериментальної характеристики насоса за одного значення частоти обертання n . Режими за нової частоти обертання подібні режимам за даної частоти обертання.

Існують також універсальні характеристики за різних значень геометричних розмірів робочого колеса (рис. 69–70).

Повна кругова характеристика дає взаємозв'язок між основними параметрами в чотирьох квадрантах (рис. 71). Повні кругові характеристики одержують експериментальним способом під час випробування агрегата в різних режимах роботи. Відомі роботи, у яких наведені методи аналітичної побудови повних кругових характеристик і аналізу балансу енергії за особливих умов роботи насоса.

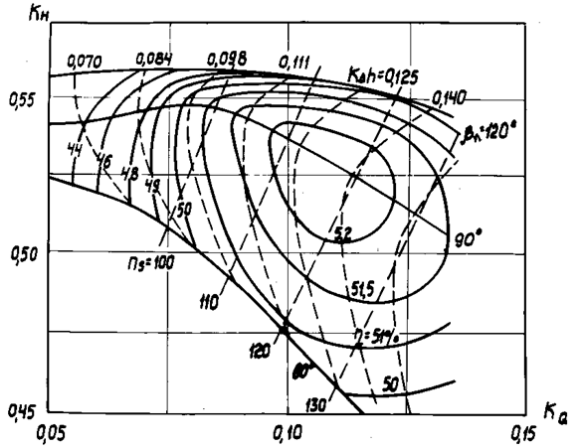


Рисунок 69 – Універсальна характеристика вільновихрового насоса за різних кутів нахилу лопаті

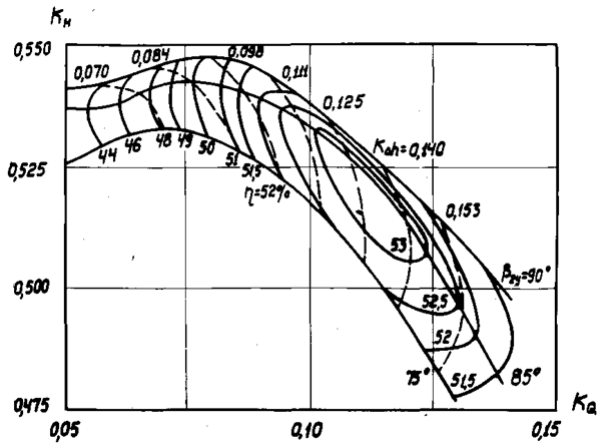


Рисунок 70 – Універсальна характеристика вільновихрового насоса за різних кутів установки лопаті

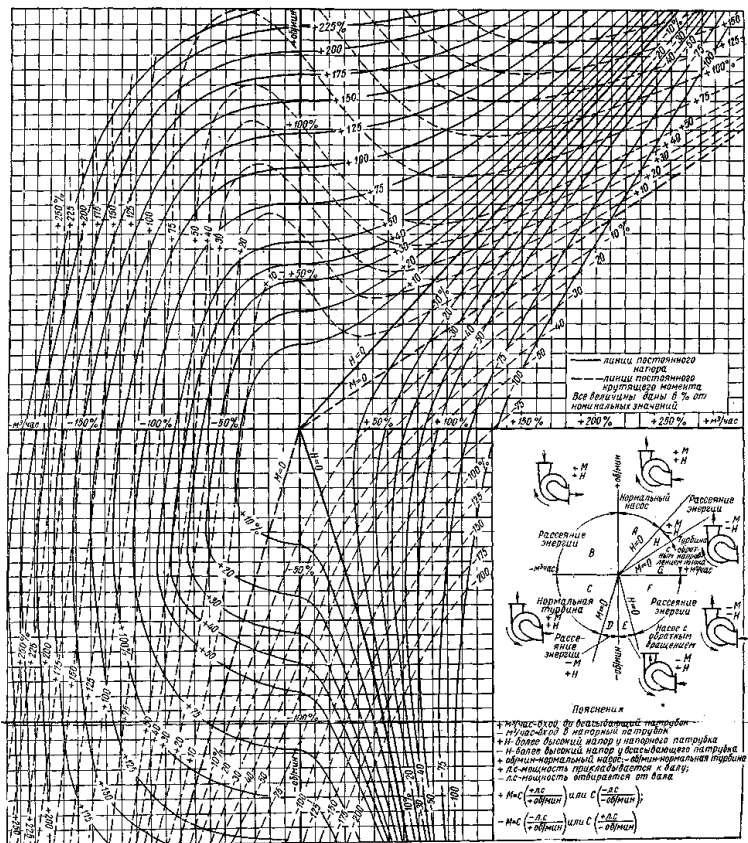


Рисунок 71 – Повна кругова характеристика насоса

Кавітаційна характеристика. Кавітаційна характеристика (див. рис. 65) являє собою залежність у вигляді $\Delta h_{\text{доп}} = f(Q)$. Її будують за результатами кавітаційних випробувань. За даними випробувань будують зривні кавітаційні характеристики насоса (рис. 72) щонайменше для трьох режимів роботи: $Q = Q_{\text{опт}}$; $Q > 1,25 Q_{\text{опт}}$; $Q < 0,75 Q_{\text{опт}}$.

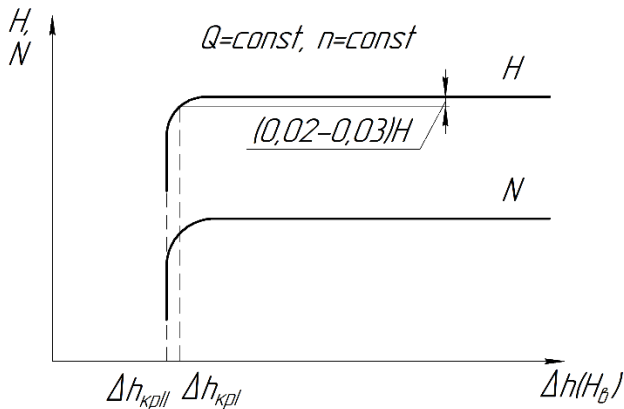


Рисунок 72 – Зривна кавітаційна характеристика насоса

Поле характеристик насоса (рис. 73) будують у логарифмічному масштабі і воно охоплює діапазон параметрів, необхідних для даної області Q і N . На полі наносять як дійсні напірні характеристики насосів, що випускають, так і розрахункові характеристики насосів, що підлягають освоєнню.

Необхідний діапазон Q – N характеристик прагнуть покрити мінімальним числом типорозмірів насосів. Основні параметри насосів (Q і N) беруть відповідно до ряду переважних чисел: межі Q і N для кожного насоса передбачають його роботу в зоні оптимальних режимів за к. к. д., всмоктувальної здатності тощо.

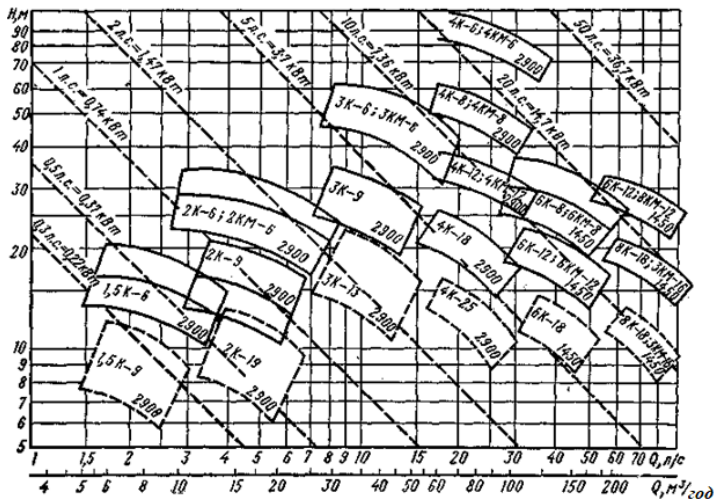


Рисунок 73 – Поле характеристик консольних насосів

На характеристиках відмічають умовне позначення насоса, частоту обертання, межу зміни к. к. д. і лінії постійної потужності.

6.3 Форма напірної характеристики

Форми кривих $H = f(Q)$, $N = f(Q)$ і $\eta = f(Q)$ значною мірою залежать від n_s . Певному значенню n_s лопатевого насоса властива своя специфічна форма напірної характеристики $H = f(Q)$. Всяка штучна зміна форми кривої $H = f(Q)$, зазвичай, викликає зниження к. к. д. насоса. Загалом ця крива є параболою, максимум якої розташовується в точці $0 < Q_{Hmax} < Q_{opt}$ (рис. 74). Частина кривої за $Q = 0 - Q_{Hmax}$ називається **западаючою ділянкою** напірної характеристики. У зоні $Q > Q_{Hmax}$ розташовується **спадна ділянка** напірної характеристики.

Форма напірної характеристики характеризується: зоною западання ($Q_{H_{\max}}/Q_{H_0}$); глибиною зони западання $[(H_{\max} - H_0) / H_{\max}]$; крутизною характеристики $[(H_{\max} - H_{\text{опт}}) / H_{\text{опт}}]$. Для відцентрових насосів крутизна напірної характеристики не перевищує 0,2–0,25, для діагональних – становить 0,25–0,8, для осевих – досягає 1,0.

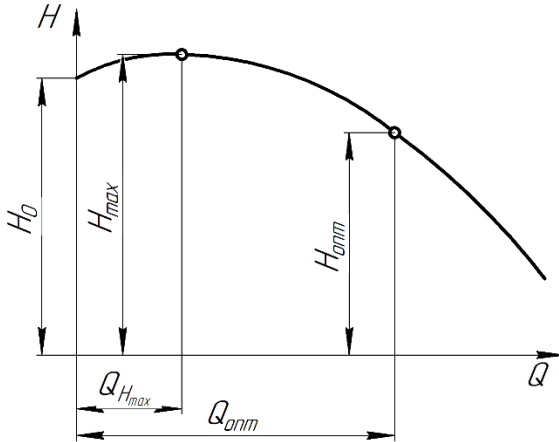


Рисунок 74 – Форма напірної характеристики

Розрізняють **стабільну** (безперервно спадну) і **западаючу** напірні характеристики.

Під час роботи насосів на загальну мережу необхідно мати стабільну (безперервно спадну) форму напірної характеристики. Для визначення крутизни стабільної характеристики замість значення H_{\max} використовують параметр H_0 .

Насосам із коефіцієнтом $n_s > 120$ властива стабільна форма кривої $H = f(Q)$. Щоб отримати стабільну форму цієї кривої для насосів із $n_s < 100$, потрібно провести низку заходів.

6.4 Способи отримання стабільної форми напірної характеристики

Стабільну форму напірної характеристики можна отримати, змінивши геометричні і гідродинамічні параметри проточної частини. Загалом необхідно зменшити гідравлічні втрати на недовантажених режимах, запобігти виникненню зривних явищ або збільшити нахил кривої $H_T = f(Q)$. Водночас важливою умовою є незначне зменшення к. к. д. у робочій частині характеристики. Питанням отримання стабільної форми характеристики присвячена велика кількість робіт. Проте внаслідок складності процесів, що визначають форму характеристики, вплив на неї багатьох чинників, отримати однозначні рекомендації, придатні для різних конкретних умов, часто неможливо.

Зупинимося на деяких можливих напрямках розв'язання цього завдання.

Робоче колесо. Для отримання стабільної характеристики деякі автори рекомендують брати кути лопаті на виході $\beta_2 = 18\text{--}20^\circ$. За таких кутів зменшується напір робочого колеса, що потребує збільшення зовнішнього діаметра.

Число лопатей робочого колеса вибирають рівним $z = 6\text{--}8$. Визначення z за умови мінімального зниження напору внаслідок гідравлічних втрат підтвердило правильність рекомендацій.

Відносну ширину беруть рівною $b_2/D_2 = 0,04\text{--}0,07$. За менших значень b_2/D_2 збільшується крутизна напірної характеристики, але водночас можливе зниження к. к. д.

Відомі декілька способів усунення незначного западання кривої $H = f(Q)$. У багатоступінчастих насосах останній ступінь можна виконати з більш високим n_s . У лопатях робочих коліс останніх ступенів на виході можна виконати або отвори наскрізь (рис. 75 а), або свердлення

(рис. 75 б). Оптимальний діаметр розташування свердлень для робочих коліс із $n_s \approx 75$, $D_{2x} = (0,8-0,85)D_2$. Діаметр отворів дорівнює $d = 1,5-2$ мм.

Запилювання робочої сторони лопаті на виході (рис. 75 в) під кутом $\delta_{\text{опт}} = 6-8^\circ$ сприяє ліквідації невеликого западання характеристики з одночасним підвищенням к. к. д. на 1-1,5 %. Коса підрізка лопатей робочого колеса в меридіанному перерізі з нахилом у бік основного диска покращує форму кривої $H = f(Q)$.

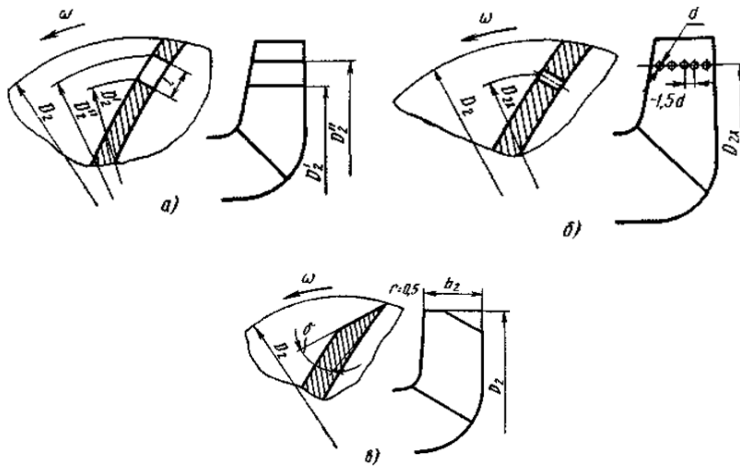


Рисунок 75 – Способи виправлення форми напірної характеристики

Відводи. Тип відводу також впливає на форму напірної характеристики. Для отримання стабільної форми кривої $H = f(Q)$ рекомендують застосовувати **спіральні відводи**. У багатоступінчастих насосів переважно розповсюдження отримали лопатеві відводи у вигляді напрямних

апаратів. Більшість насосів із такими відводами має стабільну форму напірної характеристики за достатньо високої економічності. З погляду можливості отримання стабільної характеристики $H = f(Q)$ обидва типи відводів можна вважати приблизно рівноцінними.

Оптимальний зазор між робочим колесом і лопатками відводу рекомендують за відношення $D_2 / D_3 = (0,97-0,98)$.

Загальна дифузорність повинна становити $\varphi_{\text{заг}} = 8-10^\circ$. Водночас відношення площі вихідного перерізу дифузора до площі вхідного перерізу 1,8–2,6.

Форма вхідного перерізу в дифузор особливого впливу на форму кривої $H = f(Q)$ не має.

Залежність $N = f(Q)$ для відцентрових і осьових насосів (рис. 76) має характерні особливості, які визначаються впливом за малих подач втрат гідравлічного гальмування.

Потужність холостого ходу N_0 за $Q = 0$ залежить від типу насоса і n_s . Корисна потужність за $Q = 0$ дорівнює нулю, тому і к. к. д. насоса дорівнює нулю.

Для відцентрових насосів за нульової подачі потужність має мінімальне значення і становить $N_0 = (0,4-0,6) N_{\text{опт}}$; для осьових насосів, навпаки, максимум потужність досягає за $Q = 0 - N_0 = 2N_{\text{опт}}$.

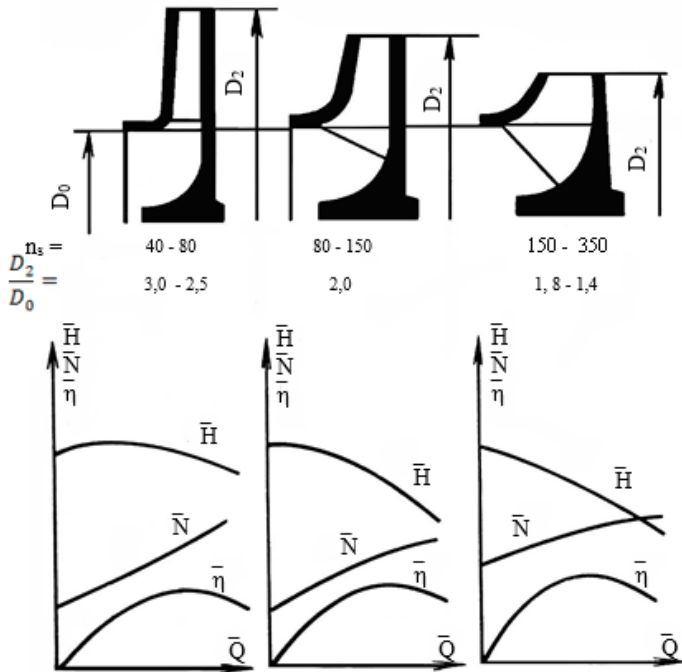


Рисунок 76 – Особливості відносних характеристик лопатевих насосів

Для зменшення пускових моментів на електродвигуні запуск у роботу відцентрових насосів доцільно проводити за закритої засувки на напірному трубопроводі, а осьових насосів – за відкритої.

6.5 Особливості випробувань динамічних насосів

Метою випробувань є визначення дійсних характеристик насоса і перевірка їхньої відповідності вимогам технічної документації, а також оцінювання якості та надійності роботи насоса.

Випробування проводять відповідно до ДСТУ ГОСТ 6134-2009 «Насоси динамічні. Методи випробувань» (ISO 9906:1999) на спеціальних стендах. Принципова схема типового випробувального стенда наведена на рисунку 77.

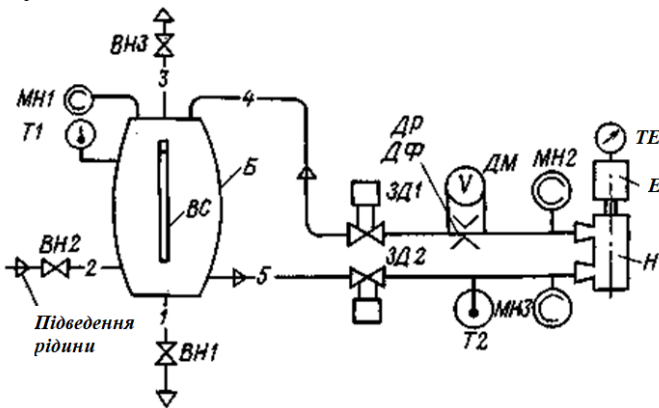


Рисунок 77 – Принципова схема випробувального стенда:

- 1–3 – допоміжні трубопроводи; 4 – напірний трубопровід;
- 5 – бак; В – всмоктувальний трубопровід; ВС – водомірне скло;
- ВН1–ВН3 – вентилі; ДМ – диференційний манометр;
- ДР – дросельна засувка; ДФ – діафрагма; Е – електродвигун;
- ЗД1–ЗД2 – засувки із приводом; МН1–МН3 – манометри;
- Н – насос; Т1–Т2 – термометри; ТЕ – прилад для вимірювання частоти обертання (тахометр)

Для насосів відповідно до ДСТУ ГОСТ 6134-2009 встановлені такі види випробувань: попередні заводські,

приймальні (державні, міжвідомчі та відомчі), випробування установчої партії, приймально-здавальні, періодичні, типові, визначальні випробування на надійність.

Попередні заводські випробування містять методичні випробування, за яких отримують напірну, енергетичну, кавітаційну і віброшумову (за необхідності) характеристики, а також спеціальні випробування з визначення зовнішніх витоків та інших параметрів, що характеризують якість і надійність роботи насоса.

Випробування малих насосів (потужністю до 100 кВт) і середніх насосів (потужністю від 100 кВт до 400 кВт, діаметром всмоктувального патрубку до 400 мм) зазвичай проводять на чистій прісній воді за температури не вище, ніж 50 °С, за частоти обертання, що відрізняється від номінальної не більше ніж на 5 %.

Випробування великих насосів (потужністю понад 400 кВт, діаметром всмоктувального патрубку більше ніж 400 мм) допускають проводити на воді на стендах виробника за частоти обертання, пониженої не більше ніж удвічі порівняно з номінальною. Водночас необхідно провести додаткові випробування на місці експлуатації.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуховки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 415–478.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 22–27.

3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 129–151.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 280–289.

5. Методичні вказівки до лабораторних робіт для студентів напряму підготовки 6.050502 «Інженерна механіка» спеціальності 6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» денної форми навчання / укладачі В. М. Липовий, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2017. – С. 9–13.

Контрольні питання

1. Що називають характеристикою насоса?
2. Що називають напірною характеристикою насоса?
3. Що називають енергетичною характеристикою насоса?
4. Що називають кавітаційною характеристикою насоса?
5. З якою метою будують характеристики насоса?
6. Що є оптимальним режимом роботи насоса?
7. Що є номінальним режимом роботи насоса?
8. Що таке робоча частина характеристики?
9. Що є діапазоном роботи насоса?
10. Чим визначають робочу частину характеристики?
11. З якою метою на напірній характеристиці насоса відзначають точки із певними значеннями k , k_d ?
12. Як отримують робочі характеристики насоса?
13. Якою повинна бути частота обертання вала насоса протягом одного дослідження?
14. Які виміри проводять під час випробування насоса?

15. Як визначають к. к. д. насоса під час випробування?
16. Які є типи характеристик лопатевих насосів?
17. Що таке відносна характеристика насоса?
18. Що таке безрозмірні характеристики насоса?
19. Як отримують універсальну характеристику насоса?
20. Що таке кавітаційна характеристика?
21. Від чого залежить форма напірної характеристики?
22. Які є форми напірних характеристик?
23. Якою є напірна характеристика із западаючою ділянкою?
24. Якою є стабільна напірна характеристика?
25. Для яких насосів властива стабільна форма напірної характеристики?
26. Яке значення крутизни напірної характеристики відцентрових насосів?
27. Яке значення крутизни напірної характеристики діагональних насосів?
28. Яке значення крутизни напірної характеристики осьових насосів?
29. Завдяки чому можна отримати стабільну форму напірної характеристики?
30. Які рекомендовані кути установки лопаті на виході робочого колеса?
31. Яке рекомендоване число лопатей робочого колеса?
32. Яке рекомендоване значення ширини лопаті на виході?
33. Завдяки чому в багатоступінчастих насосах можна усунути западання напірної характеристики?

34. Під яким кутом рекомендують запилювання робочої сторони лопаті на виході для усунення западання напірної характеристики?

35. Які відводи рекомендують для використання в насосах для отримання стабільної форми напірної характеристики?

36. Які відводи рекомендують для використання в багатоступінчастих насосах для отримання стабільної форми напірної характеристики?

37. Який оптимальний зазор між робочим колесом і лопатками відводу?

38. Яка рекомендована дифузорність відводу?

39. Яке рекомендоване відношення площі вихідного перерізу дифузора до площі вхідного перерізу?

40. Від чого залежить потужність холостого ходу?

41. Чому дорівнює корисна потужність насоса за $Q = 0$?

42. За якої подачі споживана потужність має мінімальне значення для відцентрових насосів?

43. За якої подачі споживана потужність має максимальне значення для осьових насосів?

44. За якого положення засувки на напірному трубопроводі рекомендують запуск у роботу відцентрових насосів?

45. За якого положення засувки на напірному трубопроводі рекомендують запуск у роботу осьових насосів?

7 РОБОТА ЛОПАТЕВИХ НАСОСІВ НА ЗОВНІШНІЮ МЕРЕЖУ

7.1 Загальні положення про роботу насоса на зовнішню мережу

Роботу лопатевих насосів регламентують такими стандартами: ГОСТ 17398-72 «Насоси. Терміни та визначення», ДСТУ 3503-97 «Насоси. Основні технічні показники та характеристики рідинних насосів. Терміни, визначення та позначення».

Відповідно до них у галузі насособудування встановлена така система термінів і визначень.

Насос – машина для створення потоку рідкого середовища (ГОСТ 17398-72).

Насосний агрегат – агрегат, що складається з насоса або декількох насосів і приводного двигуна, сполучених між собою (ГОСТ 17398-72).

Насосна установка – насосний агрегат із комплектуючим устаткуванням, змонтованим за певною схемою, що забезпечує роботу насоса (ГОСТ 17398-72).

Мережа – сукупність резервуарів (звідки забирається і куди подається рідина), всмоктувального і напірного трубопроводів.

Витрата – кількість переміщеної рідини (масова, об'ємна чи вагова) за одиницю часу через поперечний переріз (ДСТУ 3503-97).

Подача насоса (ДСТУ 3503-97) – корисна кількість рідини (масова, об'ємна чи вагова), що подається за одиницю часу через його вихідний переріз (нагнітальний патрубок).

Геометричний напір – різниця рівнів вільної поверхні рідини в напірному і приймальному резервуарах.

Характеристика трубопроводу – це залежність сумарної втрати напору у всмоктувальному й напірному трубопроводах від витрати рідини.

Вхідний переріз насоса – вільний поперечний переріз початку вхідного патрубка насоса (ДСТУ 3503-97).

Вихідний переріз насоса – вільний поперечний переріз кінця вихідного патрубка насоса (ДСТУ 3503-97).

Середня швидкість – відношення об'ємної подачі в розглянутому перерізі до площі перерізу (ДСТУ 3503-97).

Напірна характеристика насоса – графічне зображення залежності напору від подачі за постійної частоти обертання (ДСТУ 3503-97).

Напірна характеристика насосної установки – залежність напору установки від подачі насоса (ДСТУ 3503-97).

Робоча точка – точка перетину напірної характеристики насоса та напірної характеристики установки (ДСТУ 3503-97).

Характеристика споживаної потужності – графічне зображення залежності потужності, споживаної насосом, від подачі за постійної частоти обертання (ДСТУ 3503-97).

Характеристика к. к. д. – графічне зображення залежності к. к. д. насоса від подачі за постійної частоти обертання (ДСТУ 3503-97).

Насос і зовнішня мережа утворюють єдину систему (або утворюють насосну установку). Насосна установка (рис. 78) складається з таких основних елементів: приймальний 1 і напірний 2 резервуари, всмоктувальний 12 і напірний 3 трубопроводи, насос 7, двигун 6, запірно-регулювальна апаратура, контрольно-вимірювальні прилади.

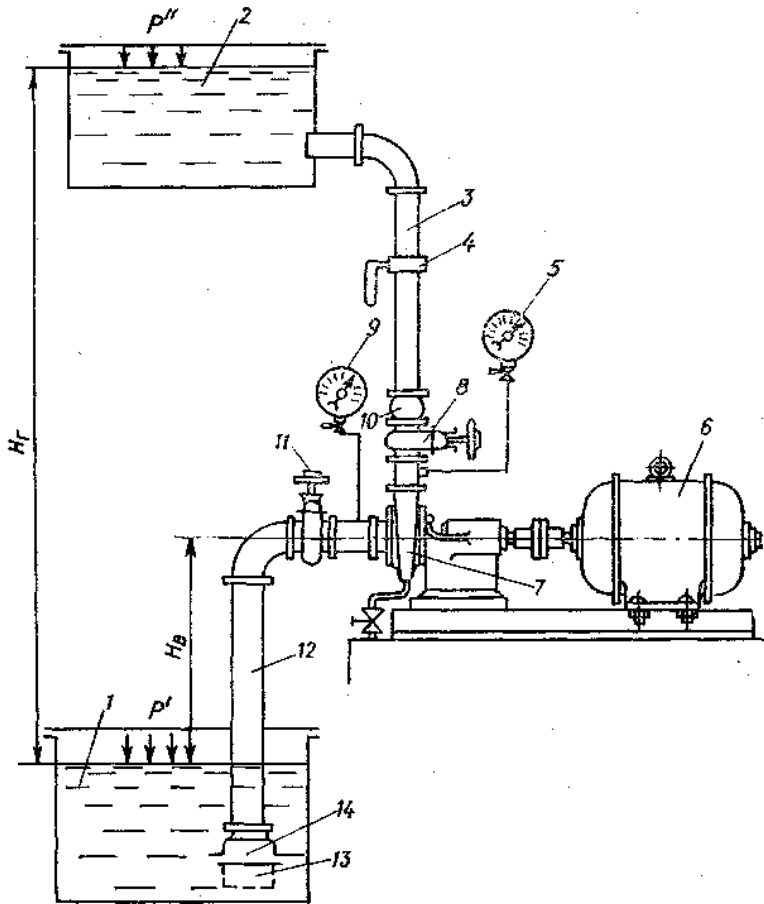


Рисунок 78 – Схема насосної установки: 1 – приймальний резервуар; 2 – напірний резервуар; 3 – напірний трубовід; 4 – витратомір; 5 – манометр; 6 – електродвигун; 7 – насос; 8, 11 – засувка; 9 – вакууметр; 10 – зворотний клапан; 12 – всмоктувальний трубовід; 13 – приймальна сітка; 14 – клапан

Під час роботи насоса його напір H затрачається для підйому рідини на висоту H_{Γ} , на подолання різниці тиску в резервуарах $p''-p'$, на подолання втрат напору у всмоктувальному і напірному трубопроводах

$$H = H_{\Gamma} + \frac{p' - p''}{\rho g} + \sum h, \quad (133)$$

де

$$\sum h = \frac{8Q^2}{\pi^2 g} \left[\frac{1}{d_B^4} \left(\lambda_B \frac{l_B}{d_B} + \sum \zeta_B \right) + \frac{1}{d_H^4} \left(\lambda_H \frac{l_H}{d_H} + \sum \zeta_H \right) \right]. \quad (134)$$

Точку перетину кривих A називають робочою точкою (рис. 79), за якою визначають режим роботи насоса: цей насос у певний трубопровід забезпечує подачу Q_A за напору H_A .

Рівноважний стан насосної установки визначають матеріальним і енергетичним балансом. Матеріальний баланс визначають рівністю подачі насоса витраті в зовнішній мережі, енергетичний – рівністю напору насоса напору, який споживає мережа (потрібному напору). Графічно умова матеріального й енергетичного балансу системи виражається точкою перетину характеристик насоса і мережі. Ця точка називається **робочою**. За даних характеристик насоса і мережі існує тільки одна робоча точка що відповідає умовам стійкої рівноваги. За роботи насоса величину необхідної подачі потрібно змінювати, тобто змінювати режим роботи насоса. Відповідно до цього повинна змінюватися і робоча точка.

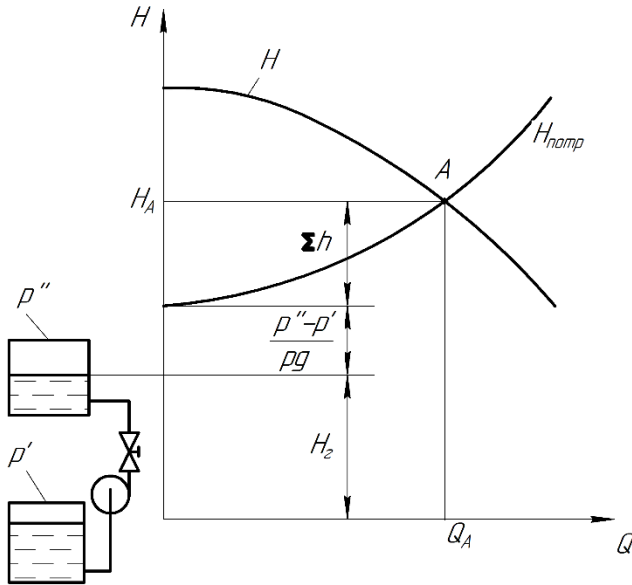


Рисунок 79 – Характеристика насоса і насосної установки

Насос, установлений у даній насосній установці, працює на такому режимі, за якого потрібний напір дорівнює напору насоса, тобто за якого енергія, споживана під час руху рідини трубопроводами установки, дорівнює енергії, що створює насос. Для визначення режиму роботи насоса потрібно на одному і тому самому графіку в однакових масштабах нанести характеристику насоса і мережі (рис. 79). Рівність напору насоса і потрібного напору отримуємо для режиму, визначуваного точкою А перетину характеристик.

Продемонструємо, що насос не може працювати на режимі, який не відповідає режиму в точці А (рис. 80). Припустимо, що насос працює в режимі В. У цьому разі напір, що створює насос, дорівнює H_B ; напір, що витрача-

ється під час руху рідини установкою, дорівнює $H_{B \text{ потр}} < H_B$. Отже, енергія, що витрачається під час руху рідини установкою, менше, ніж енергія, що створює насос. Надлишок енергії в рідині йде на приріст її кінетичної енергії. Отже, швидкість рідини збільшується. Збільшення швидкості призведе до збільшення витрати, яке відбуватиметься доти, поки вона зрівняється з Q_A . Якщо подача насоса більше ніж Q_A (режим С), то напір, що створює насос, менше ніж споживаний. Недолік енергії призведе до зменшення швидкості руху і, отже, до зменшення витрати до Q_A .

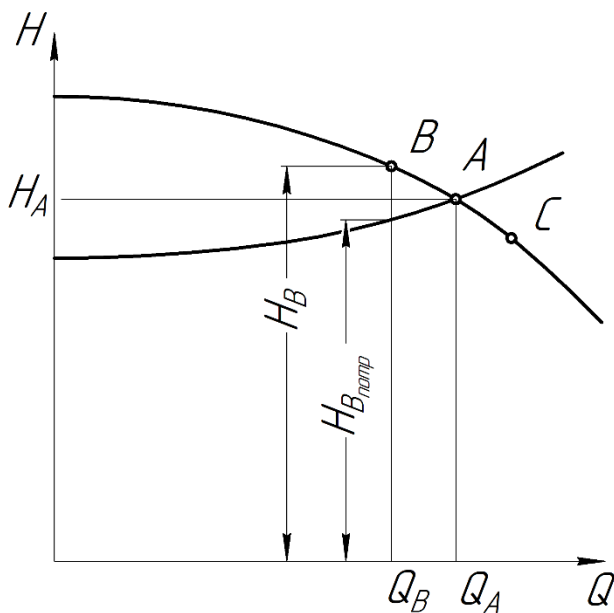


Рисунок 80 – Визначення режиму роботи насоса на мережу

7.2 Регулювання режиму роботи насоса

Процес зміни характеристики мережі або насоса для забезпечення заданої величини подачі називають **регулюванням**. Регулювання може бути здійснене зміною характеристики мережі за допомогою регулювальної засувки (дросельне регулювання), зміною характеристики насоса за допомогою зміни частоти обертання або повороту лопатей колеса (регулювання зміною кута установки лопатей робочого колеса) або лопатевого відводу. У конденсатних насосах іноді застосовують специфічний спосіб регулювання зміни зривної характеристики насоса зміною величини підпору перед насосом.

Регулювання засувкою (дросельне регулювання)

Дросельне регулювання здійснюють засувкою, розташованою на напірній лінії насоса, звичайно, у безпосередній від нього близькості. Засувка необхідна для від'єднання насоса від мережі в період зупинення або ремонту. Тому дросельне регулювання не вимагає внесення в систему установки насоса жодних нових елементів, що є **основною перевагою** цього способу.

Кожному положенню дросельної засувки відповідає нова характеристика мережі (рис. 81).

Припустимо, що насос повинен мати подачу не Q_a , відповідну точці А перетину характеристики насоса з характеристикою мережі, а Q_b (рис. 81). Нехай $Q_b < Q_a$. Цій подачі відповідає робоча точка В характеристики насоса. Для того, щоб характеристика мережі перетиналася з кривою напорів $H = f(Q)$ у точці В, необхідно збільшити втрати напору в мережі. Це здійснюють прикриттям регулювальної засувки, встановленої на напірному трубопроводі. Унаслідок збільшення втрат напору в мережі характеристика мережі піде крутіше і перетне криву напорів $H = f(Q)$ насоса в точці В.

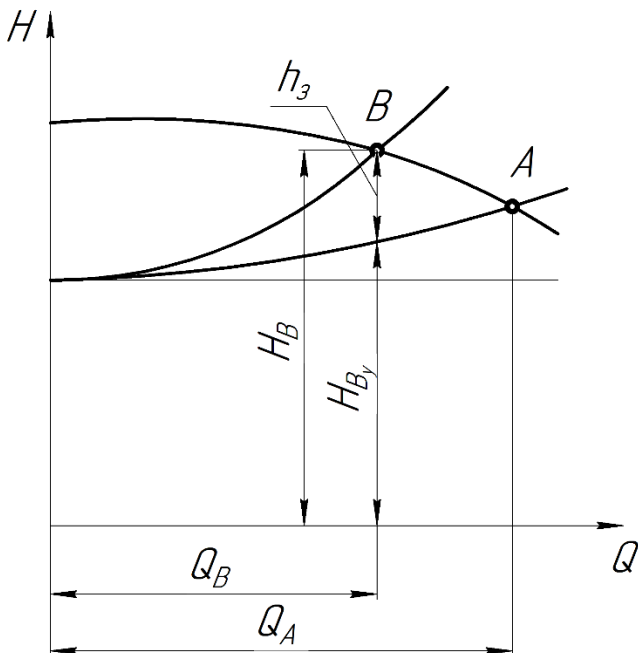


Рисунок 81 – Регулювання насоса дроселюванням

За цього режиму напір насоса складається з напору H_{By} , що витрачається в мережі під час експлуатації з повністю відкритою засувкою, і втрат напору в засувці h_3 . Рівняння енергетичної рівноваги набуде вигляду

$$H_B = H_{By} + h_3 H_B. \quad (135)$$

Потужність насосного агрегата за подачі Q_B визначають за залежністю

$$N_{\text{агр}} = \frac{\rho g H_B Q_B}{\eta_B \eta_{\text{дв}}}, \quad (136)$$

де η_B – к. к. д. насоса; $\eta_{\text{дв}}$ – к. к. д. привода (електродвигуна).

Потужність, що корисно використовується, визначають так:

$$N_K = \rho g H_{\text{БУ}} Q_B, \quad (137)$$

а к. к. д. насосної установки

$$\eta_y = \frac{N_K}{N_{\text{агр}}} = \frac{H_{\text{БУ}}}{H_B} \eta_B \eta_{\text{дв}}. \quad (138)$$

Відношення $\frac{H_{\text{БУ}}}{H_B} = \eta_H$ можна назвати коефіцієнтом використання напору. Отже, к. к. д. насосної установки можна визначити за залежністю

$$\eta_y = \eta_H \eta_B \eta_{\text{дв}}. \quad (139)$$

Регулювання роботи насоса дроселюванням відбувається з додатковими втратами потужності

$$N_{\text{вт}} = \frac{\rho g h_{\text{зас}} Q_B}{\eta_B}. \quad (140)$$

На рисунку 82 подані заштриховані площі, що відповідають втраті енергії і к. к. д. за дросельного регулювання.

Під час роботи з повністю закритою засувкою ($Q = 0$) з'являється **небезпека нагріву** води в насосі.

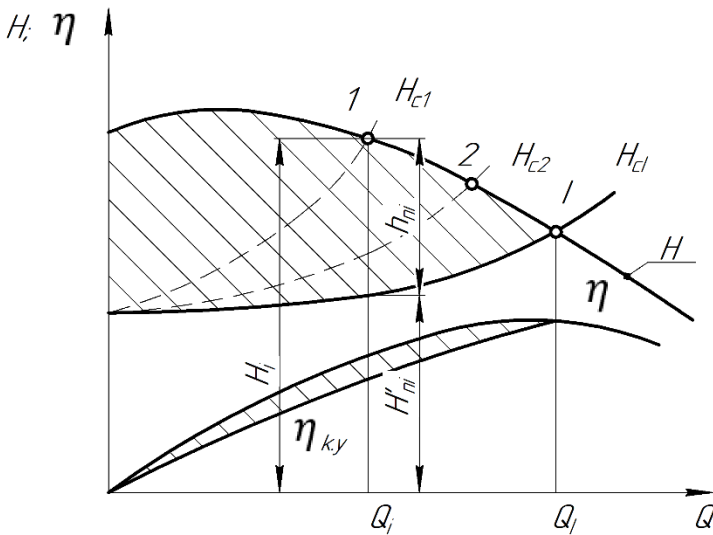


Рисунок 82 – Зміни характеристик мережі під час регулювання роботи насоса

Таке регулювання доцільно застосовувати для насосів із пологою напірною характеристикою.

Незважаючи на деякі негативні чинники (зношування і вібрація дросельного пристрою, нагрівання рідини і зниження к. к. д.), цей спосіб широко застосовують через **простоту здійснення**. Указаним способом користуються, якщо втрати напору на засувці малі порівняно з напором насоса, тобто якщо $h_3 < 0,1H_N$.

Дросельне регулювання на всмоктувальному трубопроводі насоса більш економічне, ніж на напірному, але до нього вдаються у виняткових випадках через небезпеку

зриву роботи насоса, погіршення його кавітаційних властивостей.

Регулювання перепуском

Регулювання перепуском здійснюють за допомогою перепуску частини рідини, що подає насос, з напірного трубопроводу, у всмоктувальний обвідним трубопроводом, на якому встановлена засувка (див. схему установки на рисунку 83, засувка 2). Залежно від відкриття засувки змінюється витрата рідини, що відводиться у всмоктувальний патрубок або скидається, і, отже, витрата в зовнішній мережі. Енергія рідини, що проходить обвідним трубопроводом, втрачається. Тому регулювання перепуском **неекономічне**.

Його можна використовувати в малих насосах за $Q_{\text{пер}} < 0,1 Q_{\text{нас}}$.

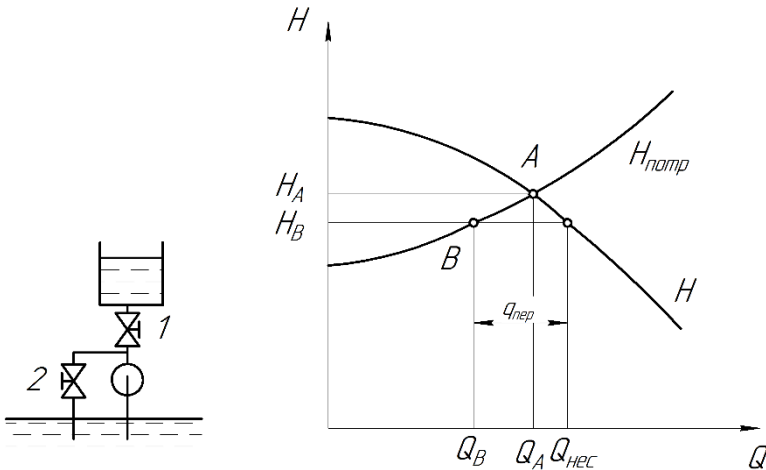


Рисунок 83 – Регулювання режиму роботи насосної установки перепуском

У швидкохідних насосів потужність різко зростає за умови зменшення подачі. У цьому разі замість дросельного регулювання економічно вигідно застосовувати регулювання перепуском або частковим скиданням подачі. Окремий випадок цього способу – використання лінії рециркуляції для захисту насоса від помпажу або перегріву рідини.

Регулювання поворотом лопатей

Такий спосіб регулювання застосовують у середніх і великих поворотнолопатевих осьових насосах. У разі повороту лопатей змінюється характеристика насоса і, отже, режим його роботи (рис. 84).

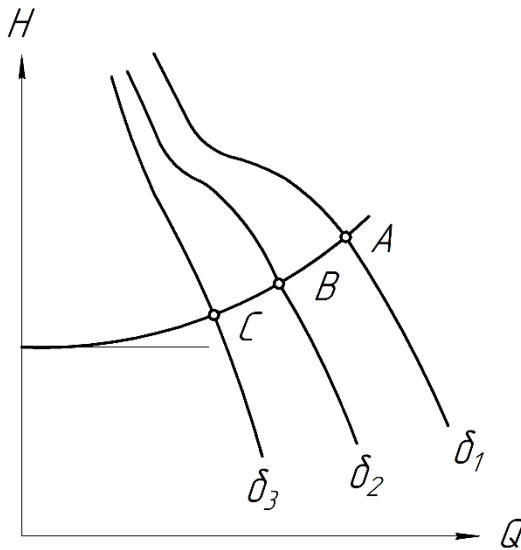


Рисунок 84 – Регулювання осьового насоса зміною кута установки лопатей

Але за такого способу регулювання відбувається незначна зміна к. к. д. насоса. Тому цей спосіб регулювання є **значно економічнішим** за дросельне регулювання. Але за такого способу регулювання конструкція насоса з поворотними лопатями дуже складна.

Регулювання зміною частоти обертання вала насоса

Зміна частоти обертання призводить до зміни його характеристики і, отже, до зміни робочого режиму (рис. 85).

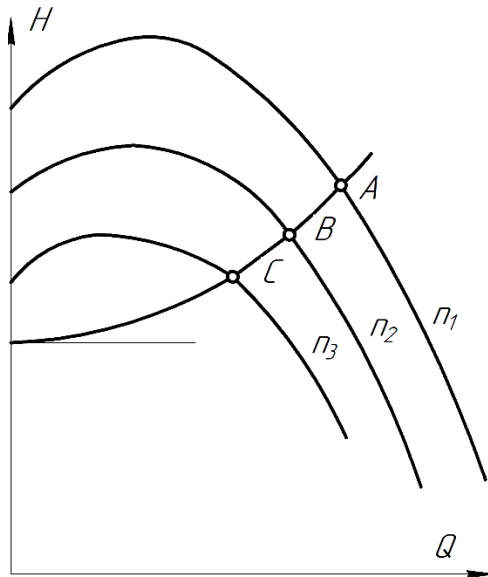


Рисунок 85 – Регулювання насоса зміною частоти обертання

Для здійснення регулювання зміною частоти обертання необхідні **двигуни із змінною частотою обертання вала двигуна**.

Такими двигунами є електродвигуни постійного струму, парові і газові турбіни і двигуни внутрішнього згорання. Найпоширеніші асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором практично не допускають зміни частоти обертання.

Застосовують також зміну частоти обертання задіянням опору в ланцюг ротора асинхронного двигуна з фазовим ротором, а також гідромуфтою, встановленою між двигуном і насосом.

Регулювання роботи насоса зміною частоти обертання вала насоса **більш економічне**, ніж регулювання дроселюванням. Навіть використання гідромуфт і опору в ланцюгу ротора асинхронного двигуна, які пов'язані з додатковими втратами потужності, є більш економічним, ніж дросельне регулювання.

Якщо розглядати насос під час роботи на даній частоті обертання n_1 як модель, то для роботи насоса за нової частоти обертання n можна скористатися для розрахунку подачі, напору і потужності формулами подібності. Водночас коефіцієнт подібності $\lambda = 1$. В умовах автоточності гідравлічний, об'ємний і внутрішній к. к. д. у широких межах залишаються незмінними і рівняння подібності набувають вигляд

$$Q = Q_1 \frac{n}{n_1}; H = H_1 \left(\frac{n}{n_1} \right)^2; N_i = N_{i2} \left(\frac{n}{n_1} \right)^3. \quad (141)$$

За такої умови за наведеними рівняннями легко можуть бути підраховані подача Q , напір H і внутрішня потужність N_i на режимі за частоти обертання n за даними значеннями Q_1 , H_1 та N_{i1} за частоти обертання n_1 . Внутріш-

ня потужність N_i дорівнює повній N за вирахуванням механічних втрат на тертя в сальниках і підшипниках

$$N_l = N - N_{r2} - N_{r3}. \quad (142)$$

Потужність тертя в сальниках і підшипниках звичайно становить незначний відсоток від повної потужності та в першому наближенні нею можна нехтувати. У разі потреби в уточненні значення повної потужності втрати на тертя в підшипниках і сальниках може бути визначене розрахунковим способом.

Під час використання рівнянь (142) можливо побудувати характеристики $H = f(Q)$ та $N = f(Q)$ за нової частоти обертання n . За значеннями Q , H , N можливо розрахувати характеристику $\eta = f(Q)$.

Точність перерахунку дещо знижується за $n/n_1 > 2$.

Якщо з вищенаведених рівнянь виключити частоту обертання, отримаємо рівняння параболи, яка проходить через точку (Q_1, H_1)

$$H = \frac{H_1}{Q_1^2} Q^2. \quad (143)$$

Парабола являє собою геометричне місце точок з режимами роботи насоса, подібних до режимів у точці (Q_1, H_1) . Ця парабола називається параболою подібних режимів.

Парабола подібних режимів є лінією постійного внутрішнього к. к. д. $\eta_i = \text{const}$.

Порівняння економічності регулювання насоса різними способами

Порівняння економічності регулювання насоса різними способами простіше за все здійснити за величиною споживаної насосом потужності. Нехай крива OA (рис. 86) є характеристикою насосної установки за умови повністю відкритої регулювальної засувки 1, а криві H_1 і N_1 – напірна характеристика і характеристика потужності насоса за частоти обертання n_1 . Режим роботи насоса визначають точкою A . Подача насоса дорівнює Q_A .

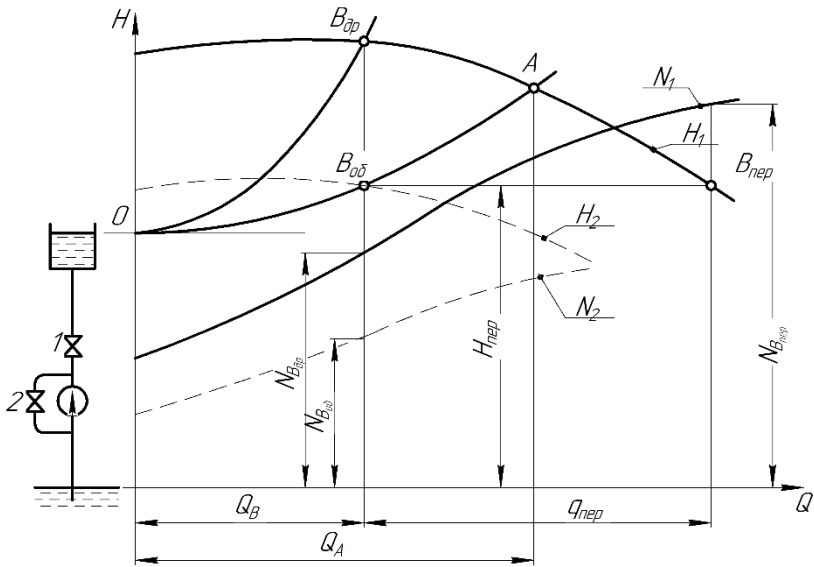


Рисунок 86 – Порівняння економічності різних способів регулювання насоса

Меншу подачу Q_B можна отримати такими способами:

1. **Дроселюванням.** У разі закриття регулювальної засувки 1 робоча точка насоса зміщується уздовж його характеристики з A у $B_{др}$. Потужність, яку споживає насос під час роботи на режимі $B_{др}$, міститься на кривій потужності N_1 . Вона дорівнює $N_{B_{др}}$.

2. **Зміною частоти обертання.** У разі зменшення частоти обертання робоча точка зміщується уздовж характеристики мережі з A у $B_{об}$. Цьому режиму роботи відповідає частота обертання n_2 .

Потужність насоса визначають за кривою потужності N_2 , побудованою для частоти обертання n_2 . Вона дорівнює $N_{B_{об}}$.

3. **Перепуском.** Перепуск здійснюють відкриттям засувки 2. Оскільки під час регулювання перепуском характеристика мережі не змінюється (засувка 1 залишається відкритою повністю), то за витрати насосної установки Q_B напір насоса, що дорівнює потрібному напору установки, визначають ординатою $H_{пер}$ характеристики мережі OA . Для цього режиму напір насоса відповідає точці $B_{пер}$. Рідина, що подає насос, частково спрямовується в зовнішню мережу (Q_B), а частково повертається у всмоктувальний трубопровід ($q_{пер}$). Потужність насоса під час його роботи на режимі $B_{пер}$ дорівнює $N_{B_{пер}}$.

З рисунка 86 бачимо, що **найменша потужність** витрачається під час регулювання зміною частоти обертання, **дещо більша потужність** – за дросельного регулювання, а **найбільша** – за регулювання перепуском:

$$N_{B_{об}} < N_{B_{др}} < N_{B_{пер}}. \quad (144)$$

Цей результат справедливий лише для насосів, у яких із збільшенням подачі потужність збільшується (тихохідні і нормальні відцентрові насоси). Якщо із збільшенням подачі потужність зменшується (наприклад, осьові насоси), то регулювання перепуском більш економічне за дросельне регулювання.

Зміна характеристики насоса обточкою робочого колеса за діаметром

Якщо привідний двигун нерегульований, змінити характеристику насоса можна обточкою робочого колеса за зовнішнім діаметром, тобто зменшенням діаметра на виході ($D_2' < D_2$). За умови зменшення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 колова швидкість u_2 на виході з робочого колеса зменшується, що призводить до зменшення напору. Отже, у разі обточки робочого колеса характеристика насоса пройде нижче від характеристики насоса без обточки.

Цей спосіб зміни характеристики не можна назвати регулюванням, оскільки зміна характеристики разова, без можливості повернення до колишнього режиму. Геометрична подібність коліс у такому разі порушується, формули перерахунку – напівемпіричні

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^x; \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^y; \quad \frac{N}{N'} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^3, \quad (145)$$

де D , Q , H , N – відповідно діаметр робочого колеса, подача, напір і потужність насоса до обточки; D' , Q' , H' , N' – після обточки.

Досліди доводять, що для режимів, які задовольняють вищенаведеним рівнянням, к. к. д. насоса приблизно однаковий, якщо обточка робочого колеса не дуже велика.

Після підстановки в рівняння для відповідних напорів (145) величини D_2/D_2' , яку визначають із рівняння для відповідних подач (145), отримуємо

$$\frac{H}{H'} = \left(\frac{Q}{Q'}\right)^2 \quad (146)$$

або

$$\frac{H}{Q^2} = \frac{H'}{(Q')^2} = \text{const} = c \quad (147)$$

і

$$H = kQ^2. \quad (148)$$

Отже, режими, що задовольняють рівнянням (146)–(147), розташовуються в полі Q – H на параболі, що має вершину на початку координат. Рівняння (148) є рівнянням **параболи обточок**. Оскільки під час обточки робочого колеса зовнішнім діаметром геометрична подібність порушується, то парабола обточок **не має нічого спільного** з параболою подібних режимів.

За великих обточок робочого колеса к. к. д. насоса зменшується, що обмежує обточку. Гранична величина обточки робочого колеса залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s . Ця залежність наведена в таблиці 2.

Таблиця 2 – Залежність гранично величини обточки робочого колеса $\frac{D_2 - D'_2}{D_2}$ від коефіцієнта швидкохідності n_s

n_s	60	120	200	300	350	> 350
$\frac{D_2 - D'_2}{D_2}$	0,20	0,15	0,11	0,09	0,07	0,00

Щоб не допустити надмірного зниження к. к. д., обточка не повинна перевищувати 7...20 % діаметра нормального робочого колеса. Більшу обточку (до 20 %) допускають за $n_s = 60$; меншу за $n_s = 350$.

Насос вигідно експлуатувати в області високих к. к. д. $\eta > 0,9\eta_{\max}$ і великих висот всмоктування. Тому повинна використовуватися не вся характеристика насоса, а тільки її частина. **Мінімальну подачу** робочої ділянки характеристики насоса визначають допустимим зниженням к. к. д. порівняно з максимальним; **максимальна подача** – допустимим зниженням к. к. д. або, переважно, допустимим зниженням висоти всмоктування, яка за подачу, більших за оптимальну, різко падає.

Нехай крива I на рисунку 87 є характеристикою насоса з робочим колесом до обточки.

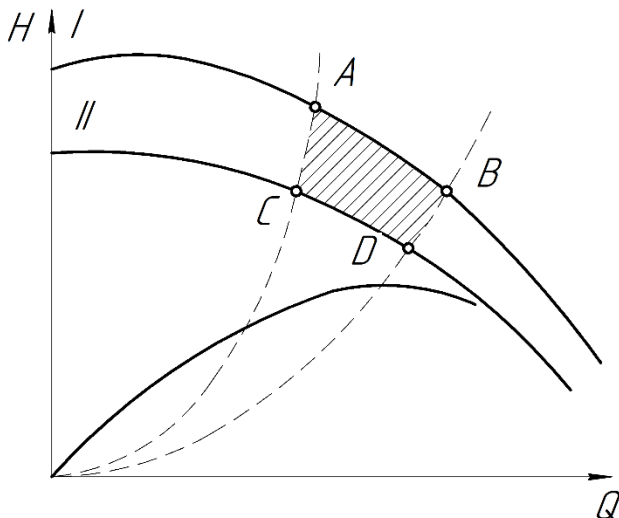


Рисунок 87 – Робоче поле насоса

Ділянка АВ характеристики є робочим інтервалом. Побудуємо характеристику насоса за максимальної обточки робочого колеса (крива II) і зазначимо на ній межі С і D робочого інтервалу. З'єднавши точки А і С, а також точки В і D, отримаємо чотирикутник АВDC. Усі режимні точки чотирикутника можна отримати, якщо застосовувати проміжну обточку робочого колеса. Режими, що лежать у межах чотирикутника, задовольняють вимогам, як за величиною к. к. д., так і за висотами всмоктування і, отже, є робочими. Чотирикутник АВDC називають **робочим полем насоса**. На рисунку 88 зображений зведений графік робочих полів консольних насосів. Графік побудований у логарифмічних координатах.

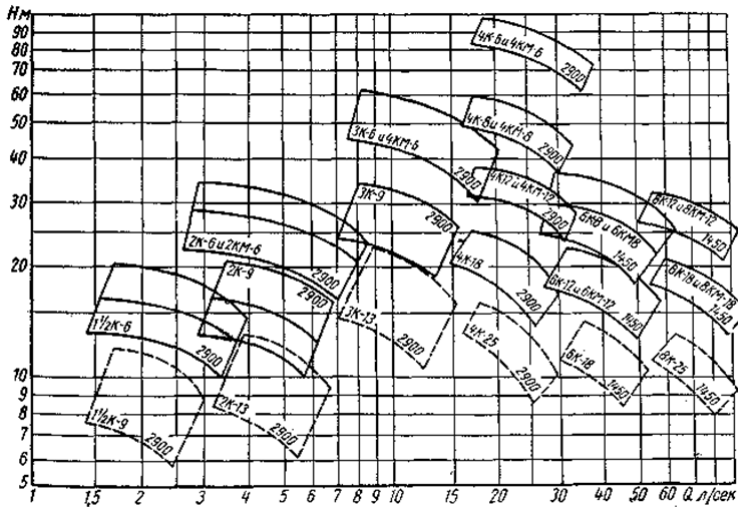


Рисунок 88 – Зведений графік робочих полів консольних насосів

Такі графіки додають до каталогів насосів, що випускає промисловість, і полегшують вибір насоса.

Для цього за заданими значеннями подачі і напіору знаходять на зведеному графіку режимну точку і відповідну їй марку та частоту обертання вала насоса.

7.3 Стійкість режиму роботи насоса. Помпаж

За певних умов роботи енергетичний баланс між насосом і мережею може спостерігатися не в одній точці. Необхідною умовою для цього випадку є наявність западаючої ділянки напірної характеристики насоса.

Нехай характеристика мережі перетинає характеристику насоса у двох точках А і В (рис. 89). В обох точках є умови матеріальної та енергетичної рівноваги системи «насос – мережа». Продемонструємо, що якщо робоча точка

розташована на **спадній ділянці** характеристики, то **рівновага стійка**, а якщо на **западаючій**, то рівновага за відомих умов може бути і **нестійкою**.

У разі збільшення подачі в системі на величину ΔQ_A , що виникло, скажімо, унаслідок короточасного падіння потенційного напору мережі H_{pc} , виникає позитивна різниця напорів

$$\Delta H = H_M - H > 0. \quad (149)$$

Недолік енергії ΔH , що надходить у систему, порівняно з H_M , що віддається, може бути компенсований тільки завдяки кінетичній енергії всієї маси рідини в мережі. Швидкість руху рідини зменшується, подача падає. У разі досягнення значення Q_A рівноважне положення відновлюється. Інакше складаються умови в точці В. У разі збільшення подачі на величину ΔQ_B , що виникає унаслідок короточасного пониження потенційного напору мережі, виникає негативна різниця напорів

$$\Delta H = H_M - H < 0. \quad (150)$$

Надлишок енергії, що надходить у мережу, H порівняно з H_M , що віддається, сприяє зростанню кінетичної енергії всієї маси рідини в мережі. Водночас швидкість руху рідини зростає, подача зростає, що призводить до подальшого відхилення системи від рівноважного положення в точці В; система випадає з рівноваги. Такими самими міркуваннями можна довести, що негативне зменшення подачі в точці В призводить до уповільнення руху рідини в системі і до подальшого випадання з рівноваги. Отже, у цьому поєднанні форм характеристик насоса і мережі на **спадній ділянці** вони **стійкі**, а на **западаючій** –

нестійкі. Проте було б помилковим робити висновок, що стійка робота на западаючій ділянці характеристики ніколи неможлива.

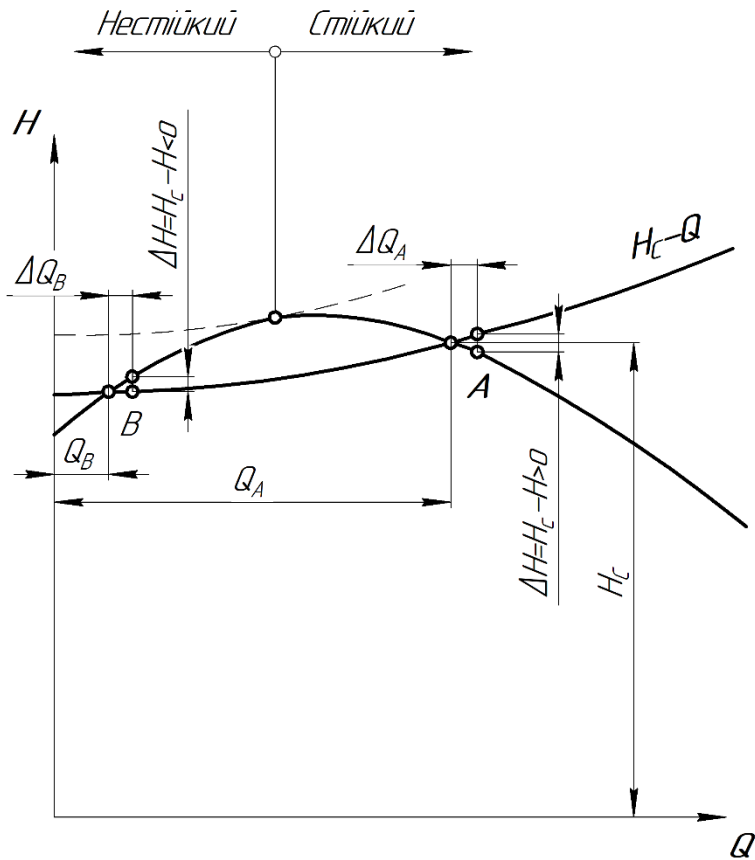


Рисунок 89 – Стійкість режиму роботи насоса

Нехай потенційна складова потрібного напору мережі менше, ніж напір насоса за нульової подачі (рис. 90).

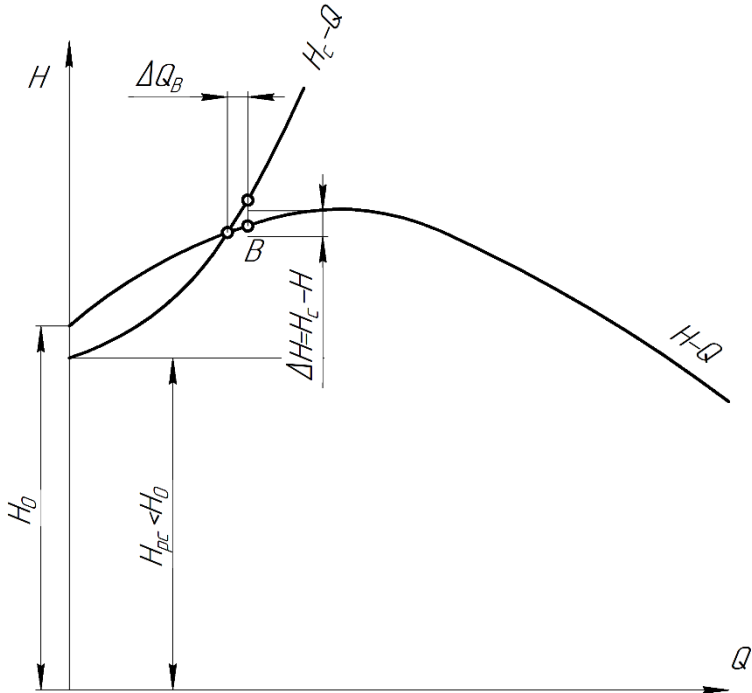


Рисунок 90 – Умови стійкої роботи на западаючій ділянці характеристики

Тоді характеристика мережі буде перетинати характеристику насоса тільки в одній точці.

Помпаж

Розглянемо роботу насоса (рис. 91). У разі підвищення тиску в резервуарі характеристика мережі еквідистантно переміщується вгору до граничного значення (точка К).

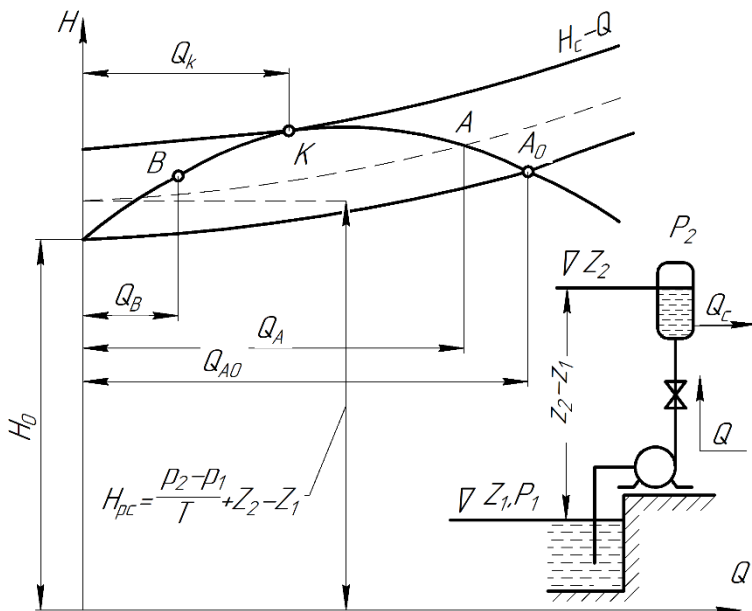


Рисунок 91 – Виникнення помпажу під час роботи насоса

У разі подальшого підвищення тиску характеристика насоса стрибкоподібно переміститься в зону негативних подач і за відсутності зворотного клапана рідина з резервуара піде через насос. Тиск у резервуарі падатиме, і коли характеристика мережі досягне точки з H_0 , відбудеться стрибкоподібний перехід характеристики насоса в зону позитивних подач. Цей процес може багато разів повторюватися. Така нестійка робота насоса, що супроводжується різким коливанням тиску і подачі, називається **помпажем**.

Умови виникнення помпажу, амплітуда і частота коливання тиску залежать від форми характеристики насоса і мережі.

Робота насоса в умовах помпажу вкрай **небажана** і **не повинна допускатися** під час експлуатації. Для запобі-

гання помпажу треба застосовувати насоси із стабільною формою напірної характеристики. За наявності западаючої ділянки характеристики запобігти або зменшити помпаж можна вживанням зворотних клапанів із лінією рециркуляції, зменшення частоти обертання, розташування дросельовальної засувки безпосередньо за насосом.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 415–429, 437–447, 452–473, 478–488.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 22–27, 93–101.

3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 129–157.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 280–297.

5. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни «Гідродинамічні машини» / укладач В. Ю. Кондусь. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – С. 20–34.

6. Методичні вказівки до лабораторних робіт для студентів напряму підготовки 6.050502 «Інженерна механіка» спеціальності 6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» денної форми навчання / укладачі: В. М. Липовий, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2017. – С. 13–15.

Контрольні питання

1. Що таке характеристика насоса?
2. Яке призначення характеристики насоса?
3. Що таке енергетична характеристика насоса?
4. Чим визначається робоча частина характеристики насоса?
5. Що таке оптимальний режим роботи насоса?
6. Що таке номінальний (розрахунковий) режим?
7. Що таке робоча точка?
8. Що називають насосною установкою?
9. Що називають насосним агрегатом?
10. Які є способи визначення подачі насоса?
11. Які є способи визначення споживаної потужності насоса?
12. Яка умова енергетичного балансу насосної установки?
13. Які негативні чинники дросельного способу регулювання роботи насоса?

8 КАВІТАЦІЯ В ЛОПАТЕВИХ НАСОСАХ

8.1 Кавітація і причини її виникнення

Під **кавітацією** йдеться про комплекс фізико-механічних явищ, що виникають у разі зниження тиску в потоці рідини до деякого критичного. За критичний тиск звичайно беруть тиск насиченої пари рідини за даної температури. Під час кавітації порушується суцільність рідини, з якої виділяється пара і розчинені гази, зокрема повітря. Бульбашки пари і газу відводяться рідиною в область із тиском вище за критичний, де і захоплюються (руйнуються).

Розглянемо насосну установку, у якій насос розташований на висоті $h_{гвс}$ від вільної поверхні рідини (рис. 92).

Запишемо рівняння Бернуллі для вільної поверхні I-I і перерізу всмоктувального патрубку насоса II-II, якщо взяти за площину порівняння вільну поверхню рідини у приймальному резервуарі

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_{вс}}{\rho g} + h_{r\text{ вс}} + \frac{v_{вс}^2}{2g} + \sum h_{вс}, \quad (151)$$

звідки

$$\frac{p_{вс}}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - h_{r\text{ вс}} - \frac{v_{вс}^2}{2g} + \sum h_{вс}, \quad (152)$$

де p_a – тиск на вільній поверхні рідини у приймальному резервуарі; $h_{гвс}$ – геометрична висота всмоктування; $\sum h_{вс}$ – гідравлічні втрати у всмоктувальному трубопроводі; $p_{вс}$ і $v_{вс}$ – тиск і швидкість рідини у всмоктувальному патрубку насоса.

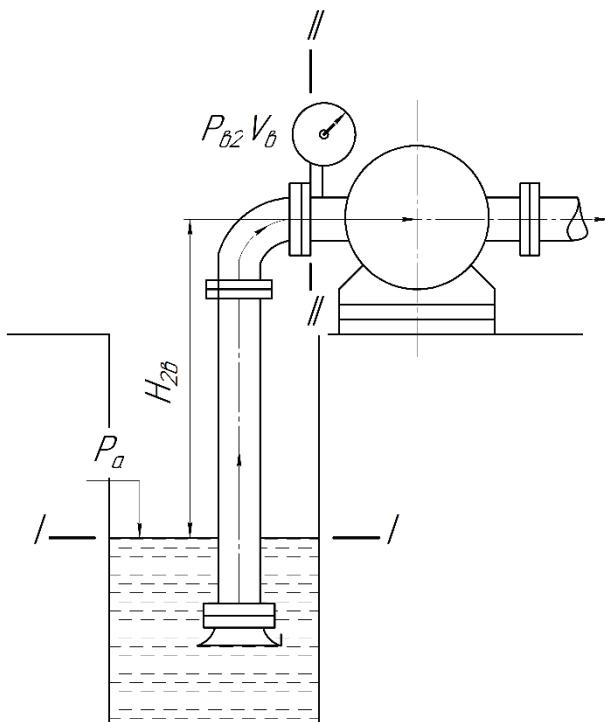


Рисунок 92 – Схема для визначення геометричної висоти всмоктування

Отже, тиск у всмоктувальному патрубку зменшується зі збільшенням висоти всмоктування $h_{вс}$ і гідравлічного опору трубопроводу. Як буде подано нижче, одночасно зменшується тиск на вході в лопатеве колесо. За достатньо великої висоти всмоктування й опору всмоктувального трубопроводу або за малого тиску у всмоктувальному резервуарі тиск біля входу в робоче колесо стає настільки малим, що виникає кавітація. Отже, кавітація обмежує ви-

соту всмоктування насоса. Тиск насиченої пари залежить від виду рідини і температури.

Кавітація, зазвичай, супроводжується погіршенням характеристик гідромашин (зниженням напору, подачі, к. к. д.), звуковими ефектами (шумом, тріском), вібрацією і ерозійним руйнуванням елементів конструкцій машин. Отже, кавітація негативно позначається на економічності, надійності та довговічності машин. Погіршення роботи насоса пояснюється зміною фазового стану потоку, через який погіршується його структура. За розвиненої кавітації відбувається розрив суцільності потоку, і насос перестає працювати – зриває.

Під час кавітації можна спостерігати такі явища:

1. Падіння подачі, напору, к. к. д. та потужності, оскільки частина міжлопатевих каналів робочого колеса заповнюється бульбашками пари.

2. Ерозія (механічне руйнування) матеріалу стінок робочого колеса, корпусу. Бульбашки пари, що виділилися, потоком рідини переносяться в область підвищеного тиску, де конденсуються. Тиск під час конденсації всередині бульбашки залишається зниженим, а тиск у навколишній рідині підвищується. Під дією різниці тисків частинки рідини прискорено рухаються до центру бульбашки. За повної конденсації відбувається зіткнення частинок рідини, що супроводжується місцевим миттєвим підвищенням тиску. Якщо це зіткнення відбувається на поверхні деталей насоса, то воно супроводжується руйнуванням стінок. У момент руйнування кавітаційної бульбашки (каверни) місцевий тиск досягає дуже великих значень, виникають місцеві гідравлічні удари і напруги, що перевищують межі міцності матеріалу елементів машини, що призводить до їхнього руйнування. Відомі випадки, коли робочі колеса

гідромашин, лопаті гвинтів через кавітацію ставали повністю непридатними через декілька сотень годин роботи. Ерозія є **найнебезпечнішим** наслідком кавітації.

3. Корозія (хімічне руйнування) металу в зоні кавітації киснем повітря, що виділяється з рідини під час проходження зони вакууму. Корозія поверхні металу посилюється через механічне руйнування захисної плівки оксидів, що покривають метал.

4. Місцеве підвищення температури під час стиснення бульбашок (під час стиснення газів, як відомо, температура підвищується), а також через удари і деформацію стінок і рідини.

5. Електричні явища, пов'язані з окисненням металу і з місцевим підвищенням температури (утворення термопари між холодними і нагрітими стінками).

6. Конденсація пари і удари в рідині викликають шум, тріск, вібрацію насоса.

Отже, кавітація призводить до руйнування робочих органів насосів, погіршення характеристик і тому *тривала робота на режимах кавітації не допускається*.

Зниження тиску в гідромашині до критичного може виникнути за різних причин, які залежно від умов роботи машини, її конструктивних особливостей можуть бути місцевого або загального характеру.

До **причин місцевого характеру**, залежних від насоса, відносять:

– великі швидкості рідини на вході в робоче колесо внаслідок стиснення потоку;

– відхилення лінії течії від заданих траєкторій у разі зміни напрямку потоку, а також під час обтікання частин, що виступають;

- великі опори внаслідок шорсткості і нерівностей поверхонь на вході в насос;
- відрив потоку від обмежувальних поверхонь;
- наявність вторинної течії в зазорах гідромашини;
- несталий режим роботи під час пуску або зупинення насоса.

На рисунку 93 подані деякі види місцевого зниження тиску на вході в насос з циліндричними лопатями (рис. 93 а), з лопатями двоякої кривизни (рис. 93 б) і в меридіанному перерізі робочого колеса (рис. 93 в).

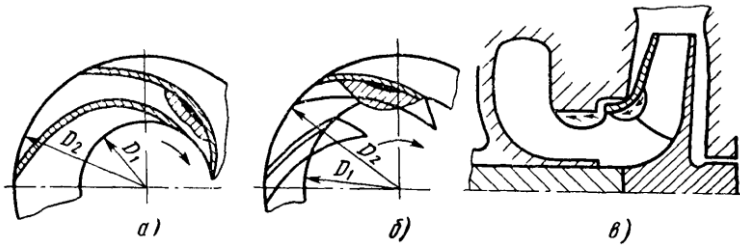


Рисунок 93 – Зони місцевого зниження тиску на вході в насос

Причинами загального характеру, які призводять до зниження тиску до критичної величини, можуть бути:

- зниження абсолютного тиску в мережі, звідки відкачують рідину в разі розташування насоса значно вище за рівень моря або завдяки розрідженню в системі, наприклад, у конденсаторі паротурбінної установки;
- збільшення геометричної висоти всмоктування;
- підвищення температури перекачуваної рідини (зростання тиску пароутворення);
- значні втрати у всмоктувальному трубопроводі (засмічення або обмерзання трубопроводу).

Руйнуванню більше піддаються вхідні елементи робочих коліс. Руйнування кавітаційної бульбашки може відбутися і в області великого тиску. Спостерігалися випадки, коли руйнуванню піддавалися вихідні кромки робочих коліс, напрямні апарати.

8.2 Кавітаційні характеристики насосів. Умова безкавітаційної роботи. Кавітаційний запас

Енергія рідини у всмоктувальному патрубку насоса, де звичайно вимірюють тиск, завжди більше, ніж у точці початку кавітації. Введемо поняття **кавітаційного запасу** Δh як перевищення питомої енергії рідини у всмоктувальному патрубку насоса над питомою енергією насиченої пари

$$\Delta h = \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g}, \quad (153)$$

де $p_{\text{вс}}$ і $v_{\text{вс}}$ – тиск і швидкість на вході в насос; $p_{\text{н.п.}}$ – тиск насиченої пари рідини.

Кавітаційний запас, за якого виникає кавітація, називають **критичним** $\Delta h_{\text{кр}}$.

Значення кавітаційного запасу, необхідного для заданих умов роботи, визначають за допомогою оброблення даних кавітаційних випробувань, для яких можна скористатися схемою, поданою на рисунку 94.

Для визначення критичного кавітаційного запасу проводять кавітаційні випробування насоса, за результатами яких для кожного режиму роботи насоса отримують зривну кавітаційну характеристику (рис. 95). Зривні кавітаційні характеристики насоса являють собою залежність

напору H і потужності N від кавітаційного запасу Δh за постійних значень подачі Q і частоти обертання n .

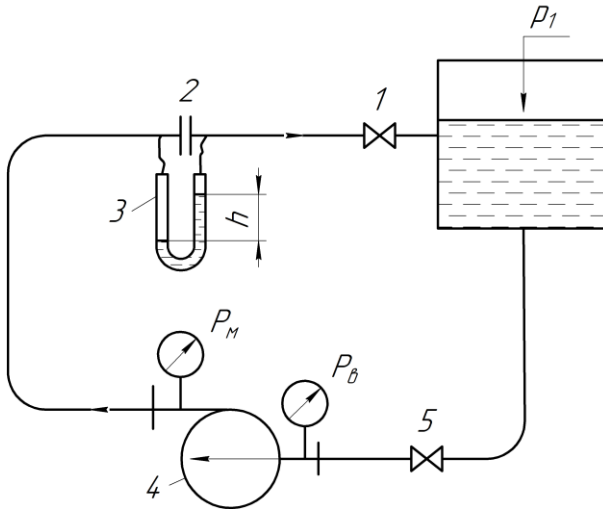


Рисунок 94 – Схема стенда для кавітаційних випробувань:
 1, 5 – засувка; 2 – витратомірна шайба; 3 – u-подібний манометр;
 4 – насос; p_v – вакууметр; p_m – манометр; p_1 – тиск
 на вільній поверхні в резервуарі

Випробування проводять за умови незмінності частоти обертання. Насос встановлюють на певний режим за допомогою вентиля 1. Цьому режиму відповідають певні значення Q , H , n , N і η . Зміну Δh здійснюють за допомогою зменшення тиску на вільній поверхні рідини. У замкнутій системі зниження тиску p_1 призводить до зменшення тиску у всій мережі без порушення режиму роботи насоса. Для отримання кавітаційних характеристик знімають результати для 6–8 режимів. Найменша кількість досліджуваних

режимів може становити 3–4. Визначення Δh проводять за формулою (153).

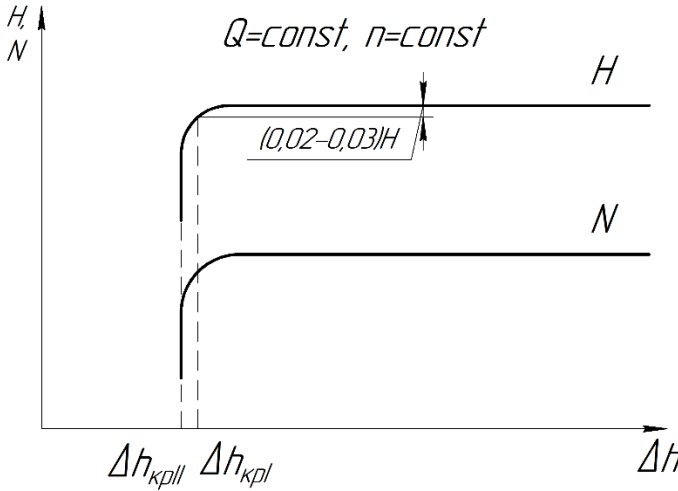


Рисунок 95 – Зривні кавітаційні характеристики насоса

За великих кавітаційних запасів кавітаційні явища відсутні і величини напору і потужності від кавітаційного запасу не залежать. До певного значення Δh подача, напір і потужність залишаються незмінними – це область безкавітаційної роботи на характеристиці. У подальшому Q , H і N починають зменшуватися, у насосі з’являється шум, що свідчить про наявність кавітації.

Режим, за якого починається падіння напору і потужності насоса, називають **першим критичним режимом** і йому відповідає $\Delta h_{1кр}$. На початковій стадії за $\Delta h_{1кр} > \Delta h > \Delta h_{2кр}$ кавітація є місцевою й охоплює незначну зону на вході в робоче колесо. За подальшого зменшення кавітаційного запасу кавітаційна область поступово розширюється, відбувається повільне падіння напору і потужності.

За **другого критичного режиму** $\Delta h_{2кр}$ різко збільшується кількість пари в рідині, відбувається відрив потоку від лопаті. Це викликає різке зменшення напору і потужності, а потім і повний зрив роботи насоса.

Характер виникнення і розповсюдження кавітації залежить від типу насоса. У насосах із малими n_s (тихохідних) перший критичний режим на характеристиці не виявляється. У цьому разі обмежуються тільки другим критичним режимом.

Перший критичний кавітаційний запас або для випадку допустимості роботи в області $\Delta h_{1кр} > \Delta h > \Delta h_{2кр}$ – другий вважають за найменше значення кавітаційного запасу, за якого можлива експлуатація насоса.

Для того, щоб насос не працював у зоні кавітації, задають деяке перевищення допустимого кавітаційного запасу над критичним

$$\Delta h_{доп} = k\Delta h_{кр}, \quad (154)$$

де k – коефіцієнт запасу, що дорівнює 1,2÷1,3.

Оскільки кавітація, її виникнення і розвиток залежать від конструктивних елементів машини (площа входу в робоче колесо, число лопатей тощо), а останні визначають коефіцієнт швидкохідності n_s , то, мабуть, що і кавітаційні характеристики будуть залежать від n_s .

Кавітаційні характеристики дозволяють встановити початок впливу кавітації на енергетичні характеристики машини, проте вони не дають можливість уловити зародження кавітації, а отже, і встановити початковий момент ерозійного руйнування елементів машини. Практика підтверджує, що ерозія починається задовго до зниження енергетичних характеристик. Методами, за допомогою яких

можна встановити момент зародження кавітації і початок ерозійного руйнування матеріалу, є візуальне спостереження і віброакустичний метод. За допомогою безпосереднього спостереження з використанням прозорих корпусних деталей можна визначити місце та початок виникнення кавітації, а за допомогою шумових спектрів можна з достатньою достовірністю визначити початок процесу кавітації, її розвиток і пов'язані з цим руйнування проточної частини.

Для конкретної насосної установки необхідно розрізняти допустимий (необхідний) кавітаційний запас $\Delta h_{\text{доп}}$ і дійсний кавітаційний запас $\Delta h_{\text{д}}$.

Допустимий (необхідний) кавітаційний запас $\Delta h_{\text{доп}}$ залежить від конструкції насоса, його визначають як мінімально допустиму різницю між питомою енергією потоку на вході в робоче колесо за даної подачі й питомою енергією, що відповідає тиску насиченої пари рідини.

Обчислюють $\Delta h_{\text{доп}}$ за формулою (154).

Дійсний кавітаційний запас $\Delta h_{\text{д}}$ залежить від конкретної мережі, на яку працює насос.

З рівняння (152) геометричну висоту всмоктування визначають як

$$h_{\text{ГВС}} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{ВС}}}{\rho g} - \frac{v_{\text{ВС}}^2}{2g} - \sum h_{\text{ВС}}. \quad (155)$$

Якщо взяти до уваги залежності (153) і (155), то взаємозв'язок між кавітаційним запасом Δh і геометричною висотою всмоктування визначається залежністю

$$h_{\text{ГВС}} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g} - \Delta h - \sum h_{\text{ВС}}. \quad (156)$$

Вираз для дійсного кавітаційного запасу набуває вигляду

$$\Delta h_{\text{д}} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g} - h_{\text{ГВС}} - \sum h_{\text{вс}}. \quad (157)$$

Допустимий і дійсний кавітаційні запаси $\Delta h_{\text{доп}}$ і $\Delta h_{\text{д}}$ змінюються залежно від подачі. За заданої геометричної висоти всмоктування дійсний кавітаційний запас $\Delta h_{\text{д}}$ із збільшенням подачі зменшується через зростання гідравлічних втрат (157). Допустимий кавітаційний запас $\Delta h_{\text{доп}}$ залежить від швидкості на вході в робоче колесо (153) та зі збільшенням подачі збільшується (рис. 96).

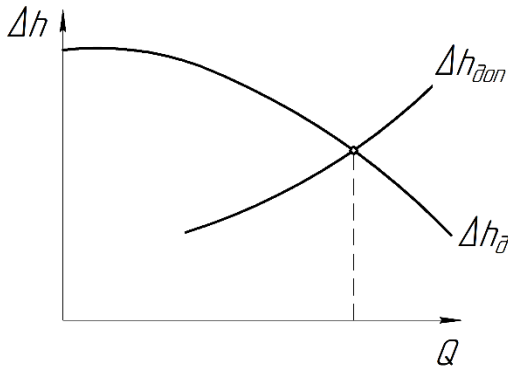


Рисунок 96 – Залежності необхідного і дійсного кавітаційного запасу від подачі

Для усунення кавітації необхідно, щоб на заданому режимі дійсний кавітаційний запас $\Delta h_{\text{д}}$ був **більшим** за допустимий $\Delta h_{\text{доп}}$ або за потреби дорівнював би йому.

8.3 Основне рівняння кавітації (визначення критичного кавітаційного запасу)

Теоретичне значення кавітаційного запасу можливо отримати за умови розглядання руху потоку рідини від входу в насос до деякої точки в робочому колесі, яка характеризується мінімальним тиском і становить найбільшу небезпеку з погляду виникнення кавітації.

Розглянемо розподіл тиску в проточній порожнині насоса на вході і на лопаті (рис. 97).

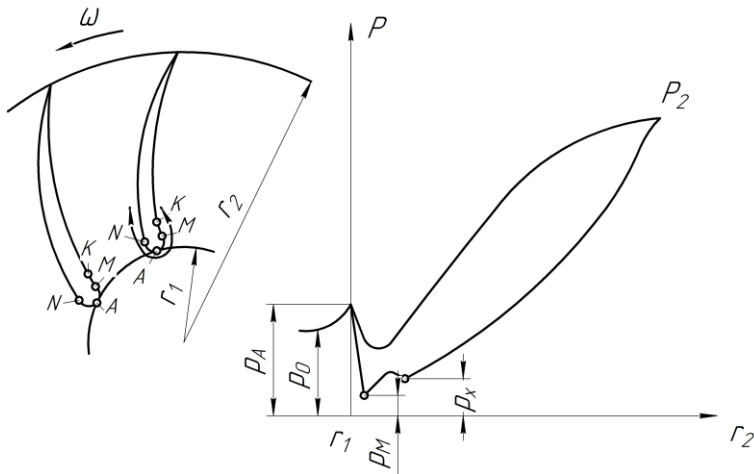


Рисунок 97 – Розподілення тиску по лопаті у відцентровому насосі

Тиск p_0 перед входом на лопать менший, ніж тиск p_2 , на виході з робочого колеса. Рідина натікає на лопать із відносною швидкістю w_0 . У точці A розгалуження потоку швидкість дорівнює нулю, тому тиск p_A більше ніж p_0 через перетворення кінетичної енергії на потенційну. Під час

обтікання вхідного елемента лопаті струминки згинаються, з'являються відцентрові сили, які прагнуть відірвати рідину від лопаті, що призводить до пониження тиску (точки М і N). Але зона зниженого тиску в точці М на тильному боці лопаті мала, а в точці К, розташованій також на тильному боці лопаті поблизу вхідного елемента слідом за точкою М, зона зниженого тиску значна (тут потенційна енергія перейшла частково в кінетичну). Як довели експерименти, саме в точці К можливий початок кавітації за $p_k = p_{\min} = p_{\text{н.п.}}$ (тут $p_{\text{н.п.}}$ – тиск насиченої пари). Отже, умовою безкавітаційної роботи буде співвідношення $p_k > p_{\text{н.п.}}$. Проте контроль цього співвідношення в умовах експлуатації та експерименту ускладнений, оскільки вимагає дренажування лопаті та вимірювання тиску на робочому колесі, що обертається.

Кавітація починається за рівності мінімального тиску на вході на лопаті робочого колеса насоса тиску насиченої пари рідини, тобто $p_{\min} = p_{\text{н.п.}}$.

Основне розрахункове рівняння кавітації має вигляд

$$\Delta h_{\text{кр}} = \frac{v_1^2}{2g} + \lambda_{\text{кр}} \frac{w_1^2}{2g}, \quad (158)$$

де v_1 та w_1 – абсолютна та відносна швидкості рідини на вході в робоче колесо; $\lambda_{\text{кр}}$ – критичне число кавітації (залежить від конструкції та робочого колеса).

Рівняння (158) доводить, що тиск p_{\min} тим менше, чим більші швидкості v_1 і w_1 . Швидкість w_1 максимальна для струминки уздовж переднього диска, у якій діаметр входу і, отже, відносна швидкість найбільші. Умовно зазвичай застосовують рівняння (158) для середньої струминки і під v_1 та w_1 йдеться про абсолютну і відносну швидкості

безпосередньо перед входом на лопаті робочого колеса на середній струминці потоку.

Рівняння (158) доводить, що критичний кавітаційний запас залежить тільки від швидкості руху рідини. Він не залежить від атмосферного тиску та мало залежить від роду і температури рідини, якщо Re потоків у робочому колесі не дуже сильно відрізняються або якщо потоки автономельні. Це дає можливість використовувати результати випробування насоса на одній рідині для визначення кавітаційного запасу під час роботи насоса на іншій рідині.

Для використання рівняння (158) необхідно знати критичне число кавітації $\lambda_{кр}$. Його визначають за емпіричними формулами та експериментальними таблицями, наведеними у спеціальних посібниках.

8.4 Критерій кавітації

Користуючись теорією розмінностей, встановлюємо, що критичний кавітаційний запас $\Delta h_{кр}$ має розмірність напору і пропорційне $(nR)^2$, тобто

$$\frac{\Delta h_{кр(H)}}{\Delta h_{кр(M)}} = \frac{(n_{(H)} R_{(H)})^2}{(n_{(M)} R_{(M)})^2}, \quad (159)$$

де R – характерний лінійний розмір (радіус) на вході в робоче колесо.

Відомо, що за рівних значень об'ємних к. к. д.

$$\frac{Q_{(H)}}{Q_{(M)}} = \frac{n_{(H)} R_{(H)}^3}{n_{(M)} R_{(M)}^3}. \quad (160)$$

Виключимо з рівнянь (159) і (160) лінійний розмір, для чого приведемо обидві частини рівняння (160) у степінь 1/2, а рівняння (159) – у степінь 3/4 і розділимо їх один на одного. Помножимо обидві частини рівняння на $10^{3/4}$, отримуємо таку залежність

$$\frac{n_{(H)}\sqrt{Q_{(H)}}}{(\Delta h_{\text{кр}(H)}/10)^{3/4}} = \frac{n_{(M)}\sqrt{Q_{(M)}}}{(\Delta h_{\text{кр}(M)}/10)^{3/4}}. \quad (161)$$

Отже, можна стверджувати, що існує певний коефіцієнт C , величина якого однакова для всіх геометрично подібних насосів за їхньої роботи на подібних режимах (тут Q – в $\text{м}^3/\text{с}$; n – в об./хв , $\Delta h_{\text{кр}}$ – у м ; водночас величини Q , n , $\Delta h_{\text{кр}}$ відповідають режиму максимального к. к. д. насоса):

$$\frac{n_{(H)}\sqrt{Q_{(H)}}}{(\Delta h_{\text{кр}(H)}/10)^{3/4}} = \frac{n_{(M)}\sqrt{Q_{(M)}}}{(\Delta h_{\text{кр}(M)}/10)^{3/4}}. \quad (162)$$

За аналогією з коефіцієнтом швидкохідності n_s величину C називають **кавітаційним коефіцієнтом швидкохідності**.

Професор С. С. Руднев у 1935 р. узагальнив дослідні дані і на основі теорії подібності (за оптимального діаметра входу в робоче колесо), отримав формулу для визначення критичного кавітаційного запасу

$$C = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h_{\text{кр}}^{3/4}}. \quad (163)$$

де n – частота обертання робочого колеса, об./хв; Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$; C – експериментальний коефіцієнт, який характеризує кавітаційні властивості насоса.

Величина кавітаційного коефіцієнта швидкохідності C *постійна для геометрично подібних машин* і лежить у межах $C = 800 \div 1200$, а для спеціальних насосів із підвищеними кавітаційними властивостями $C = 1300 \div 3000$. Чим більше C , тим кращий насос за своїми кавітаційними властивостями.

8.5 Вплив температури, густини і в'язкості рідини на кавітаційні властивості насоса

Як зазначалося вище, дійсний кавітаційний запас насосної установки визначають за залежністю

$$\Delta h_{\text{д}} = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{н.п.}}}{\rho g} - h_{\text{ГВС}} - \sum h_{\text{вс}}. \quad (164)$$

З виразу (164) випливає, що підвищення температури рідини, а отже, підвищення тиску насиченої пари $p_{\text{н.п.}}$ призводить до зниження мінімального дійсного кавітаційного запасу $\Delta h_{\text{мін}}$. Для запобігання кавітації, тобто збереження $\Delta h_{\text{мін}}$ незмінним, потрібно або підвищувати тиск над вільною поверхнею p_a , або зменшувати геометричну висоту всмоктування, або зменшувати втрати у всмоктувальному трубопроводі.

Зі свого боку, тиск на вході в насос визначають за залежністю

$$\frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - h_{\text{ГВС}} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} - \sum h_{\text{вс}}. \quad (165)$$

З виразу (165) випливає, що тиск $p_{вс}$ залежить від густини рідини. Збільшення густини рідини за інших однакових умов сприятиме більш ранній появі кавітації, тобто погіршенню кавітаційних властивостей насоса. Із збільшенням в'язкості внаслідок збільшення втрат на тертя потрібно чекати появи кавітації і погіршення всмоктувальної здатності насоса.

Щоб забезпечити безкавітаційну роботу насоса, необхідно дотриматися умови $p_{\min} > p_{н.п.}$. Тобто мінімальний тиск у потоці повинен бути більшим за тиск насиченої пари рідини за даної температури. Запас питомої енергії потоку при вході в насос повинен бути достатнім для створення швидкостей і прискорень у потоці на вході без падіння тиску до критичного його значення.

8.6 Заходи із запобігання або ослаблення кавітації

Вирішальний вплив на виникнення кавітації в насосі мають умови входу рідини в робоче колесо і натікання на його лопаті. Насос необхідно спроектувати так, щоб швидкості рідини на вході, особливо відносна w_1 , були невеликими, поля швидкостей і тиску по перетину – рівномірними.

З метою створення сприятливих умов для входу рідини всі виступаючі частини насоса на вході в робоче колесо повинні мати добре обтічну форму. Умови входу в робоче колесо визначаються діаметром входу в робоче колесо D_0 , шириною каналу на вході b_1 і кутом установки лопаті на вході β_1 . Практика доводить, що малі входні кути β_1 покращують кавітаційні властивості насоса і водночас через велике стиснення потоку на вході погіршують гідродинамічні якості каналу робочого колеса.

Розглянемо заходи щодо запобігання та ослаблення кавітаційних явищ. Умовно їх можна розділити на три категорії.

Перша категорія заходів припускає способи запобігання або ослаблення кавітації **завдяки дії на мережу**, яку обслуговує насос. До них можна віднести:

- зменшення геометричної висоти всмоктування;
- зниження температури перекачуваної рідини;
- зменшення втрат у всмоктувальному трубопроводі;
- підвищення тиску перед входом у насос за допомогою перепуску рідини у всмоктувальний патрубок із напірного трубопроводу або установки ежектора на початку приймального трубопроводу;
- впускання повітря в приймальну частину насоса.

Друга категорія передбачає ослаблення кавітації **завдяки конструктивним змінам** окремих елементів машини (рис. 98), таких як:

- робоче колесо з розширеним входом;
- для першого ступеня багатоступінчастого насоса використання робочого колеса з великим значенням коефіцієнта швидкохідності n_s порівняно з рештою робочих коліс;
- виконання вхідних кромek робочого колеса із збільшеною шириною, загострених і розташованих із нахилом до осі колеса;
- застосування підпірних пристроїв, розташованих на валу насоса перед першим ступенем: осьове робоче колесо або шнек, що дозволяє отримати насоси з кавітаційним коефіцієнтом швидкохідності $C = 2\ 500\text{--}5\ 000$ і більше; (конструкція осьового колеса з гвинтовими поверхнями лопатей – це **шнек**);
- застосування передвключених (бустерних) насосів;

– застосування в робочих колесах суперкавітаційних профілів, що дозволило б збільшити частоту обертання п без погіршення енергетичних характеристик;

– установка у всмоктувальному патрубку вирівнювача – тонкої радіальної пластини, що розташовується від стінки до осі патрубка;

– установка лопатей у підводі перед робочим колесом з метою зменшення закрутки потоку.

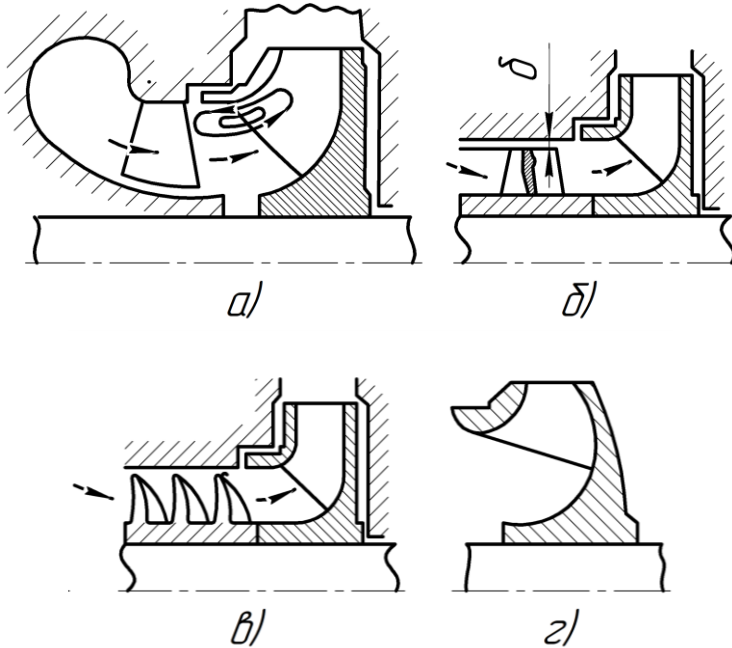


Рисунок 98 – Конструктивні способи підвищення кавітаційних властивостей насоса:

- а – установка нерухомих лопатей перед входом у насос;
б – передвключене осьове колесо; в – передвключений шнек;
г – робоче колесо з розширеним входом

Третя категорія містить заходи, що дозволяють ослабити або унеможливити кавітацію за допомогою **зміни робочих параметрів насоса** в процесі його експлуатації.

До них можна віднести:

– штучне зменшення подачі Q за постійної частоти обертання n , що можна досягти в разі застосування насоса з подачею 120–140 % від тієї, що вимагається;

– зменшення частоти обертання n порівняно з розрахунковою.

Якщо ж виключити кавітацію неможливо, то з метою ослаблення руйнівної дії кавітації деталі машин рекомендують виготовляти з легованих сталей (з присадкою хрому, нікелю).

Численні досліді підтверджують, що кавітаційному руйнуванню добре протистоять антикорозійні матеріали.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 188–211.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 33–42.

3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 115–129.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 185–204.

5. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни «Гідродинамічні машини» / укладач В. Ю. Кондусь. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – С. 34–38.

6. Методичні вказівки до лабораторних робіт для студентів напряму підготовки 6.050502 «Інженерна механіка» спеціальності 6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» денної форми навчання / укладачі В. М. Липовий, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2017. – С. 13.

Контрольні питання

1. Що називають кавітацією?
2. Які причини та місця розташування зони найнижчого тиску у відцентровому насосі?
3. Явища, що спостерігаються під час кавітації.
4. Що називають ерозією в динамічних насосах?
5. Що таке корозія в динамічних насосах?
6. Причини підвищення температури за умови кавітаційних явищ у динамічних насосах?
7. Причини виникнення кавітації в насосах?
8. Які основні зони зниження тиску в насосі?
9. Що називають критичним кавітаційним запасом?
10. Допустимий кавітаційний запас. Як визначають?
11. Яка схема випробувального стенда під час кавітаційних випробувань?
12. Що є дійсним кавітаційним запасом?
13. Що є основним рівнянням кавітації?
14. Що таке критичний кавітаційний запас?
15. Який вплив температури рідини на кавітаційні властивості насоса?
16. Який вплив густини рідини на кавітаційні властивості насоса?

17. Який вплив в'язкості рідини на кавітаційні властивості насоса?

18. Які основні напрямки щодо запобігання або ослаблення кавітації?

19. Які є заходи із запобігання або ослаблення кавітації завдяки дії на мережу, яку обслуговує насос?

20. Які є заходи ослаблення кавітації завдяки змінам в конструкціях окремих елементів машини?

21. Які є заходи, що дозволяють ослабити або виключити кавітацію за допомогою зміни робочих параметрів насоса в процесі його експлуатації?

9 ОСЬОВА І РАДІАЛЬНА СИЛИ В ЛОПАТЕВОМУ НАСОСІ

9.1 Ротор у зборі

Ротор лопатевого насоса є окремою складальною одиницею, яка значною мірою визначає економічність, надійність і довговічність роботи насосів.

Базовою деталлю ротора є звичайно двохопорний вал, на якому встановлюють робочі колеса, захисні втулки, деталі гідравлічного розвантажувального пристрою, напівмуфту та інші деталі, закріплені на валу.

Для консольної конструкції ротора (рис. 99 а) робоче колесо розташовують на кінці вала і фіксують його в осьовому напрямі гайкою, яка одночасно є обтічником. В одноступінчастих насосах із прохідним валом робоче колесо звичайно встановлюють на однаковій відстані від опор (рис. 99 б). Розташування комплекту робочих коліс багатоступінчастого насоса залежить від конструктивної схеми насоса (рис. 99 в, г). Робочі колеса ступенів упираються в буртик вала і через втулки круглими гайками їх фіксують в осьовому напрямі. У насосах, що перекачують гарячі рідини, між комплектом робочих коліс і натискною втулкою передбачають зазор 0,5–1,0 мм для компенсації теплових розширень деталей ротора.

Захисні втулки або нагвинчують на вал, або підтискають в осьовому напрямі круглими гайками. Напрямок різьби необхідно вибирати з урахуванням напрямку обертання вала для попередження самовідгвинчування під час роботи.

На привідному кінці вала, що має циліндричну або конічну форму, встановлюють напівмуфту, яка в осьовому напрямі може фіксуватися круглою гайкою.

Більшість деталей ротора посаджена на вал на шпонках. Деталі, які встановлюють без з'єднання шпонкою, повинні бути надійно закріплені від провертання.

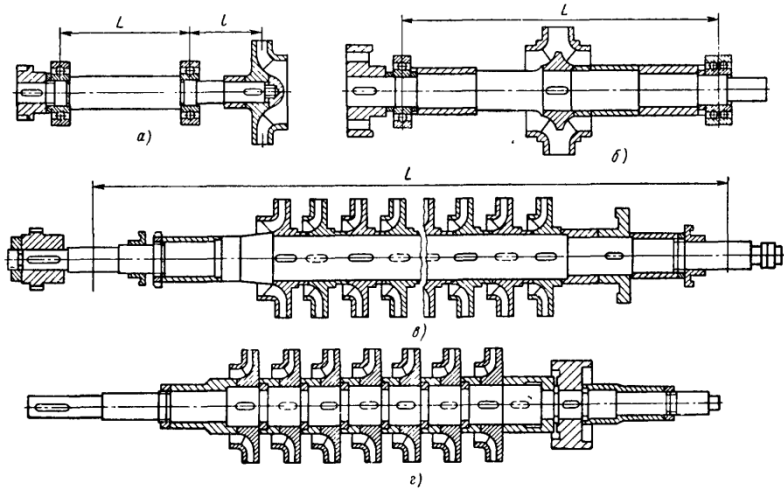


Рисунок 99 – Ротори насосів

Залежно від конструктивної схеми насоса ротори бувають з одностороннім (вхідні воронки робочих коліс мають напрямок в один бік) і симетричним розташуванням робочих коліс. У цьому разі робочі колеса попарно розташовані вхідними воронками в протилежні боки.

Спокійну і надійну роботу насоса наряду з діаметром вала значною мірою визначає відстань між опорами L , яка переважно залежить від кількості ступенів. Аналогічний вплив надає виліт l в насосах консольного типу. Зменшення розмірів L і l є першочерговим завданням під час конструювання роторів. Позитивні результати водночас, особливо для високонапірних насосів, дає підвищення частоти обертання ротора.

Відсутність вібрації в насосі через неврівноваженість ротора під час його обертання є однією з основних умов нормальної роботи насоса. Виконання цієї вимоги здійснюється завдяки ретельному статичному балансуванню окремих деталей ротора і динамічному балансуванню зібраного ротора.

Динамічне балансування ротора проводиться на спеціальних верстатах, звичайно за зниженої частоти обертання. Ротори великих багатоступінчастих насосів рекомендують балансувати за частоти обертання, близької до робочої. У деяких випадках доводиться балансувати ротор насоса у власних опорах на місці експлуатації.

Найсприятливіші умови для забезпечення урівноваженості створює так звана **нерозбірна конструкція** ротора, за якої робочі колеса насаджені на вал із натягом. Тип посадки залежить від частоти обертання, температури перекачуваної рідини і вибирається з таким розрахунком, щоб під час роботи не утворився зазор між валом і втулкою робочого колеса під дією відцентрових сил і температурного розширення. Збирають і розбирають такий ротор, зазвичай, з підігрівом робочих коліс. Причому рекомендують користуватися спеціальними підігрівачами, що забезпечують рівномірний нагрів по колу втулки робочого колеса. Вал у такій конструкції ротора має ступінчасте зменшення діаметрів посадочних поверхонь під колеса.

У вітчизняній практиці за частоти обертання до 3 000 об./хв переважне розповсюдження отримала **розбірна конструкція** ротора, у якій робочі колеса посаджені на вал по рухомій посадці (рис. 99 в). Колеса встановлюють на валу по ковзаючій або щільній посадці, що забезпечує мінімально можливі зазори.

Під час роботи насоса через торці ступиці робочих коліс на вал передається осьове зусилля, що досягає десятків тонн. За неперпендикулярності торців під дією осьового зусилля вал додатково згинається, що призводить до розбалансування ротора. Щоб уникнути цього, торці робочих коліс обробляють із перпендикулярністю 0,01–0,02 мм за шорсткості поверхні 1,25–0,63. Завдяки щільному приляганню торців унеможлиблюється перетікання перекачуваної рідини по валу.

Для попередження задирів торців ступиці за великих осьових зусиль ротор виконують так, що зусилля на вал передається від декількох робочих коліс або від кожного колеса окремо (рис. 99 г). Для цього на валу проточують кільцеві канавки, у які встановлюють роз'ємні кільця. Для полегшення зборки обидві половинки кільця утримуються стягнутим кільцем.

Якщо робочі колеса виготовлені з короткими ступицями, то в зібраному роторі між ними встановлюють дистанційні втулки. У зібраному роторі необхідно перевірити биття робочих поверхонь, яке не повинне перевищувати таких значень (мм) для: поверхні ущільнення робочих коліс – 0,05–0,08; міжступінчатих ущільнень – 0,06–0,09; втулок кінцевих ущільнень – 0,03–0,04, поверхні торця розвантажувального диска – 0,02, шийки вала під підшипники – 0,01–0,02. Биття перевіряють за умови відпущених і затягнутих гайок ротора.

Великий вплив на роботу ротора чинить з'єднувальна муфта, яка забезпечує передачу крутного моменту. Але під час її роботи не повинні створюватися додаткові радіальні зусилля.

9.2 Осьова сила

У робочому колесі одностороннього входу через відсутність симетрії його щодо площини, перпендикулярної осі обертання насоса, виникає невідносна гідравлічна сила, спрямована по осі в бік вхідної воронки робочого колеса. Сумарна осьова сила сучасних потужних насосів досягає десятків і навіть сотень тон і урівноваження її пов'язане з великими труднощами.

Точно визначити осьові сили до сьогодні не вдалося через складний вплив чинників, що складно враховуються: обертання рідини і витоків у пазухах, впливу зазору на виході з робочого колеса, режиму роботи тощо.

Тиск, що діє на обидва диска робочих коліс відцентрових насосів неоднаковий і збільшується від втулки до зовнішнього діаметра робочого колеса, як подано на рисунку 100.

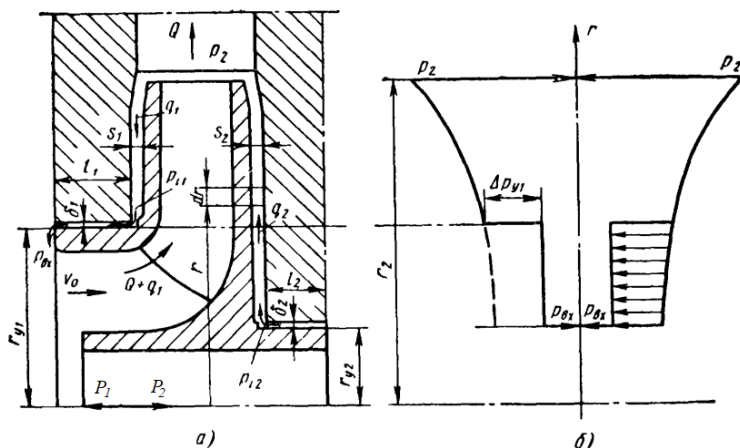


Рисунок 100 – Схема розподілу тисків на зовнішні поверхні робочого колеса відцентрового насоса

Приблизно осьову силу P_1 , яка виникає внаслідок різниці тиску на бокові поверхні робочого колеса, обчислюють за умови, що рідина, яка потрапила в зазори між боковими поверхнями колеса і корпусом, обертається як тверде тіло з постійною кутовою швидкістю ω_p та дорівнює половині кутової швидкості обертання робочого колеса ω_2 , тобто $\omega_p = \omega_2/2$. На підставі взятих припущень осьову силу, що діє на бокові поверхні робочого колеса, можна визначити за залежністю

$$P_1 = \gamma\pi(R_i^2 - r_{\text{вТ}}^2) \left[H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left(1 - \frac{R_i^2 + r_{\text{вТ}}^2}{2r_2^2} \right) \right], \quad (166)$$

де $H_p = H \left[1 - \left(\frac{v_{u2}}{2u_2} \right) \right]$ – потенційний напір робочого колеса, який можна взяти $H_p = (0,6 - 0,8)H$.

Дійсна осьова сила дещо менше, ніж за наведеною формулою (166). Унаслідок зміни напрямку потоку в робочому колесі з осьового на радіальне виникає додаткова сила P_2 . На основі закону про зміну кількості руху величину сили P_2 розраховують за залежністю

$$P_2 = B \frac{\gamma Q}{g} v_0, \quad (167)$$

де $B = 1$ – для радіальних коліс; $B < 1$ – для діагональних коліс (визначають експериментально).

Напрямок дії сили P_2 збігається з напрямком швидкості v_0 , а чисельно вона значно менше, ніж сила P_1 . Зазвичай $P_2 = (0,01 \div 0,05) P_1$.

Сумарну осьову силу, яка діє на робоче колесо, визначають за такими залежностями.

Для нормального зазору в ущільненнях

$$P = P_1 - P_2. \quad (168)$$

За аварійного зношення ущільнень

$$P = P_1 + P_1^* - P_2. \quad (169)$$

За аварійного зношення ущільнення через зміну епюри розподілу тиску виникає додаткова осьова сила P_1^* , спрямована в бік всмоктування

$$P_1^* = \pi(r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right). \quad (170)$$

Осьова сила робочого колеса напіввідкритого типу (без покривного диска) може бути приблизно розрахована за залежністю

$$P = \frac{\pi}{4} \left[\frac{p_2}{3} (D_2^2 + D_1^2 + D_1 D_2) - \frac{D_2^2 \gamma u_2^2}{16g} - (D_1^2 + d_{\text{вТ}}^2) \frac{\gamma v_0^2}{g} \right]. \quad (171)$$

Осьову силу ротора багатоступінчастого насоса за умови одностороннього розташування робочих коліс роз-

раховують як суму осьових сил, що діють на окремі його робочі колеса

$$P_{oc} = \sum_1^i P, \quad (172)$$

де i – число ступенів насоса.

За даними ВНДГІдромаш, осьову силу консольних насосів можливо визначити за залежністю

$$P = K_a \frac{\pi}{4} (D_i^2 + d_{вт}^2) \gamma H, \quad (173)$$

де K_a – коефіцієнт осьової сили, який визначають графічно (рис. 101); $D_{щ}$ – діаметр щілинного ущільнення; $d_{вт}$ – діаметр втулки.

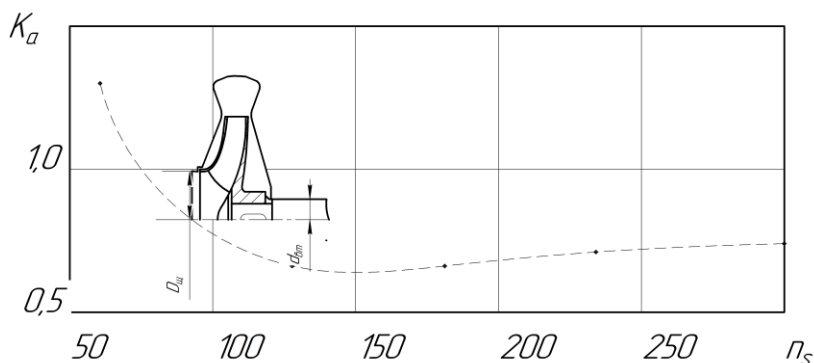


Рисунок 101 – Залежність коефіцієнта осьової сили K_a в одноступінчатих насосах із різними n_s

За значення коефіцієнта швидкохідності $n_s = 60-75$ доцільно взяти $K_a \approx 1$ за $n_s = 120-150 - K_a \approx 0,65$.

Для робочих коліс із прохідним валом осьову силу визначають за залежністю

$$P = \frac{\pi}{4} (D_i^2 + d_{\text{ВТ}}^2) \gamma H_{\text{сер}}, \quad (174)$$

де $H_{\text{сер}} = 0,6H$ за умови $n_s < 60$; $H_{\text{сер}} = 0,8H$ за умови $n_s = 60-200$.

Істотний вплив на значення осьової сили надають витоки в пазухах, які насамперед змінюють кутову швидкість рідини ω_p . Перетікання від периферії до центру (у покривного диска) збільшує тиск у пазусі, протікання рідини від центру до периферії (в основного диска) – зменшує тиск у пазусі. Для запобігання зростання осьової сили не допускають використання робочих коліс зі значним зношенням як переднього, так і міжступінчастого ущільнення. **Збільшенням розміру пазухи S_1 із боку покривного диска за одночасного зменшення розміру S_2 можна дещо зменшити осьову силу.** Особлива увагу потрібно звернути на чистоту оброблення покривного диска і стінки корпусу в пазусі для зменшення ω_p і збільшення сили тиску на покривний диск.

Для зменшення осьової сили рекомендують знижувати кутову швидкість ω_p у покривного диска і підвищувати її в основного.

У разі зміщення робочого колеса щодо відводу змінюється осьова сила.

9.3 Урівноваження осьової сили в одноступінчастих насосах

Осьова сила в насосах має відносно велику величину, що робить нераціональним урівноваження її упорним підшипником. Тому вдаються до гідравлічних способів урівноваження осьової сили, що досягають:

- 1) на основі принципу симетрії розподілу тиску по поверхні робочого колеса або ротора загалом;
- 2) спеціальними гідравлічними системами, що забезпечують урівноваження осьової сили на всіх можливих в експлуатації режимах роботи.

На основі принципу симетрії розподілу тиску по поверхні колеса або симетрії осьового тиску на ротор загалом не можна практично забезпечити повне урівноваження осьової сили внаслідок неможливості здійснення повної симетрії. Для урівноваження залишкової осьової сили в конструкціях насосів необхідна установка упорного підшипника. Підшипники застосовують двосторонньої дії, оскільки напрям залишкової осьової сили невідомий.

Урівноваження осьової сили за принципом симетрії в лопатевих насосах здійснюють такими способами:

1. Застосуванням робочого колеса із **двостороннім входом** рідини (рис. 102).

Унаслідок симетрії робочого колеса теоретично осьове зусилля повинне бути повністю урівноважене. Через неточність виготовлення або за аварійного одностороннього зношування ущільнення можливе виникнення осьової сили величиною P_1^* . Упорний підшипник у насосах із лопатевими робочими колесами такої конструкції повинен бути розрахований на зусилля, яке дорівнює хоча б половині P_1^* .

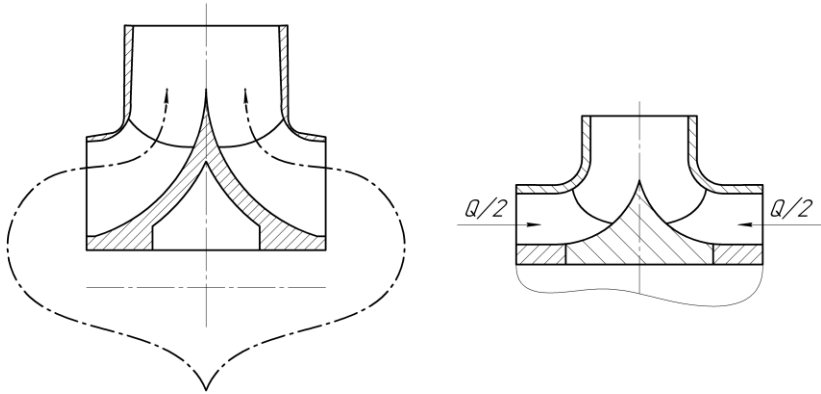


Рисунок 102 – Робоче колесо із двостороннім входом рідини

2. Застосуванням **симетричних ущільнень** по обидва боки робочого колеса (рис. 103).

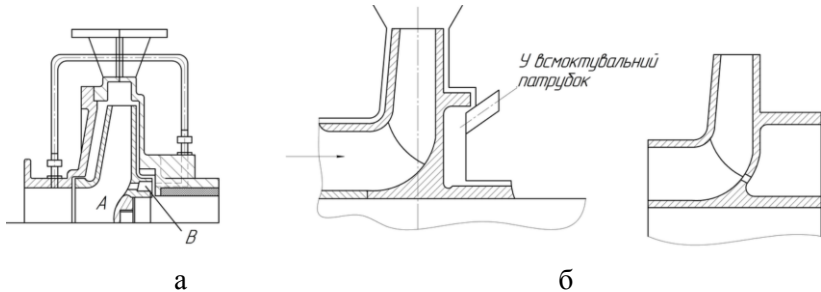


Рисунок 103 – Одноступінчастий насос:

а – з перепуском витоків у всмоктувальний патрубок;

б – з отворами в робочому колесі

Шпаринні ущільнення виконують на одному діаметрі. Порожнини А і В для вирівнювання тиску можуть з'єднуватися або через отвори в основному диску, або за

допомогою перепускної трубки (подані штриховими лініями). У цьому разі в дисках не виконують. Така конструкція дозволяє виключити складову P_1 осьової сили, що діє на бокові поверхні робочого колеса. Залишаються неврівноваженими складова P_2 осьової сили по внутрішній поверхні і можлива осьова сила P_1^* за одностороннього зношення ущільнень, на величину яких $P = P_1^* - P_2$ і повинен бути розрахований упорний підшипник. За такого способу врівноваження к. к. д. насоса знижується на 3–5 % у зв'язку із збільшенням об'ємних втрат і порушення структури потоку на вході в робоче колесо.

Площу отвору або трубки вибирають за умови

$$F_{\text{тр}} \left(\sum F_{\text{отв}} \right) = (4 \div 5) \pi D_i \delta, \quad (175)$$

де D_i – діаметр ущільнення; δ – зазор.

Указаний спосіб урівноваження осьової сили іноді застосовують для багатоступінчастих низьконапірних насосів.

3. Виконанням **розвантажувальних ребер** (радіальних імпелерів) на зовнішній стороні основного диска (див. рис. 6). Такий спосіб часто застосовують для насосів, що перекачують забруднені рідини, де основним завданням радіальних імпелерів є запобігання проникнення зважених частинок у зазор між основним диском робочого колеса і корпусом насоса. Одночасно імпелери знижують тиск перед кінцевим ущільненням.

Імпелери бувають із відкритими (рис. 104 а), закритими (рис. 104 б) і комбінованими (рис. 104 в) лопатками.

Відкриті лопатки виконуються радіальними, закриті можуть бути профільованими.

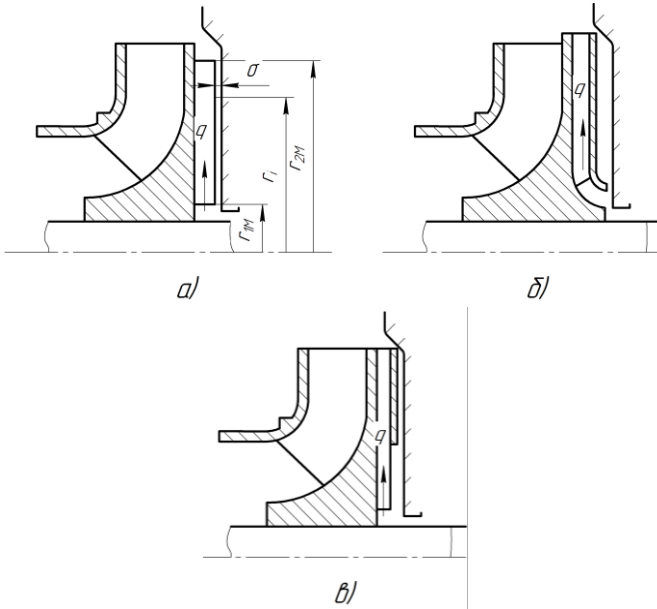


Рисунок 104 – Конструкції імпелерів: а – з відкритими; б – із закритими; в – з комбінованими лопатками

Створюваний імпелерами тиск визначають за залежністю

$$p_i = K_n \frac{\gamma \omega^2}{2g} (r_{2i}^2 - r_{1i}^2), \quad (176)$$

де $K_n = 0,8 \div 0,9$ – коефіцієнт (для імпелерів із відкритими лопатками залежить від зазору δ).

Зменшення осьової сили від дії відкритих імпелерів можна визначити за залежністю

$$P_{л} = \frac{3}{8} \gamma \left(\frac{\pi D_{2i}^2}{4} - \frac{\pi d_{1i}^2}{4} \right) \left(\frac{u_{2i}^2 - u_{1i}^2}{2g} \right), \quad (177)$$

де D_{2i} , d_{1i} – зовнішній і внутрішній діаметри імпелерів відповідно; u_{2i} , u_{1i} – колова швидкість імпелера на виході та вході в робоче колесо відповідно.

Розвантажувальні ребра можуть бути сконструйовані так, що робоче колесо буде повністю або частково розвантажено. Для повного урівноваження необхідно виконати умову $P_{л} = P$. **Число лопаток** беруть рівним 6–8, їхню висоту – 4÷7 мм залежно від розмірів колеса. За умови технологічності конструкції робочого колеса можливо взяти дев'ять лопаток.

Вживання імпелерів пов'язане з додатковою витратою потужності і зниженням к. к. д. насоса. Залишкова осьова сила сприймається упорним підшипником.

4. Сприйняття осьової сили упорним підшипником.

Указаний спосіб із погляду к. к. д. насоса є якнайкращим, оскільки витрата потужності в цьому разі мінімальна внаслідок порівняно малого коефіцієнта тертя упорних підшипників.

Усякий пристрій для зменшення осьового зусилля на робочі колеса з одностороннім входом супроводжується витратами і відповідним зниженням к. к. д. насоса.

Вище були розглянуті способи розвантаження осьової сили робочих коліс одностороннього входу з прохідним валом, тобто у випадках, коли насос має два сальники,

розташовані по обидва боки робочого колеса. У зазначених випадках тиск всмоктування не впливає на величину осьової сили. На робоче колесо консольного насоса, закріпленого консольно на валу і має один сальник, впливає тиск всмоктування. Крім неврівноваженої сили, поданої на рисунку 100, є ще осьова сила, що дорівнює добутку площі вала під сальником на різницю між тиском на всмоктуванні та атмосферним тиском. Отже, ця сила може діяти або в напрямку всмоктування робочого колеса, якщо тиск всмоктування більше, ніж атмосферний тиск, або в протилежному напрямку, якщо тиск всмоктування менше, ніж атмосферний.

9.4 Урівноваження осьової сили в багатоступінчастих насосах

Урівноваження осьової сили в багатоступінчастих насосах пов'язано із збільшенням об'ємних втрат і ускладненням умов роботи окремих вузлів. Найпоширеніші схеми урівноваження осьової сили наведені на рисунку 105.

У насосах спірального типу урівноваження досягають завдяки симетричному розташуванню групи робочих коліс вхідними воронками в протилежні боки (рис. 105 б, в, г, д).

За рівних розмірів симетрично розташовані лопатеві колеса створюють однакові напори і, отже, у нормальних умовах мають рівні, але протилежно направлені осьові сили, що сприяє урівноваженню ротора загалом.

За такої конструкції насоса осьова сила виникає лише в разі кавітаційного зриву першого ступеня. Водночас осьова сила може досягти максимального значення P_1 для одного колеса.

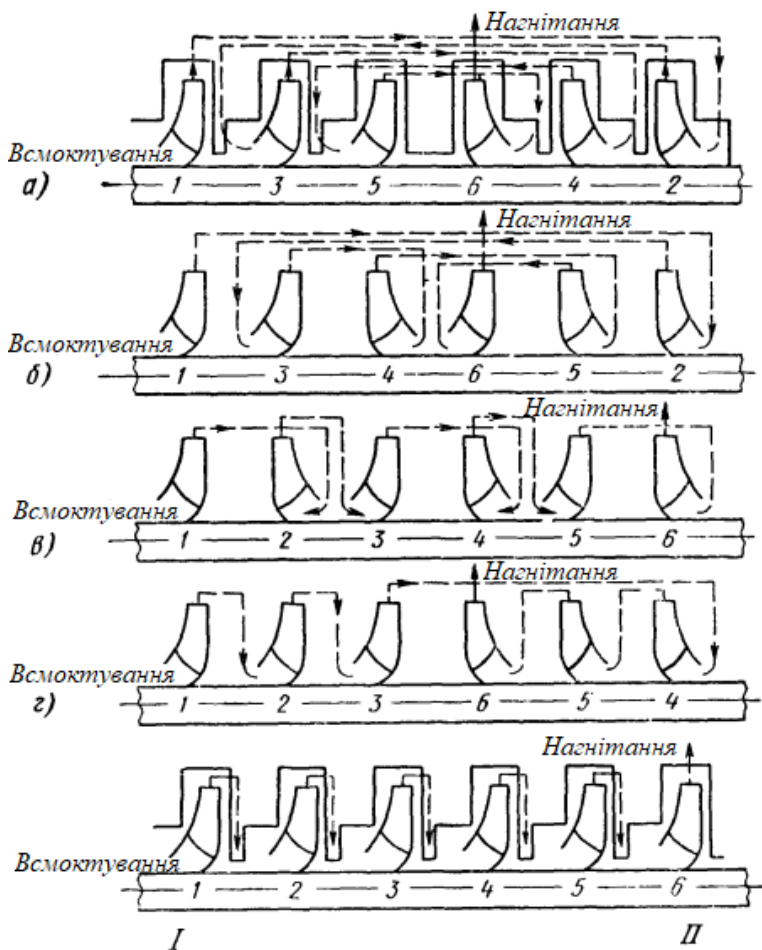


Рисунок 105 – Схеми урівноваження осьових сил у багатоступінчастих насосах

Інша причина виникнення осьової сили в таких конструкціях – зношування ущільнення з одного якого-небудь боку. Тоді осьова сила може досягти величини P_1^* .

І нарешті, осьова сила може виникнути в разі зносу ущільнення в діафрагмі, що розділяє колеса. Водночас виникають збільшені перетоки з камери напірного ступеня в область всмоктування (рис. 106).

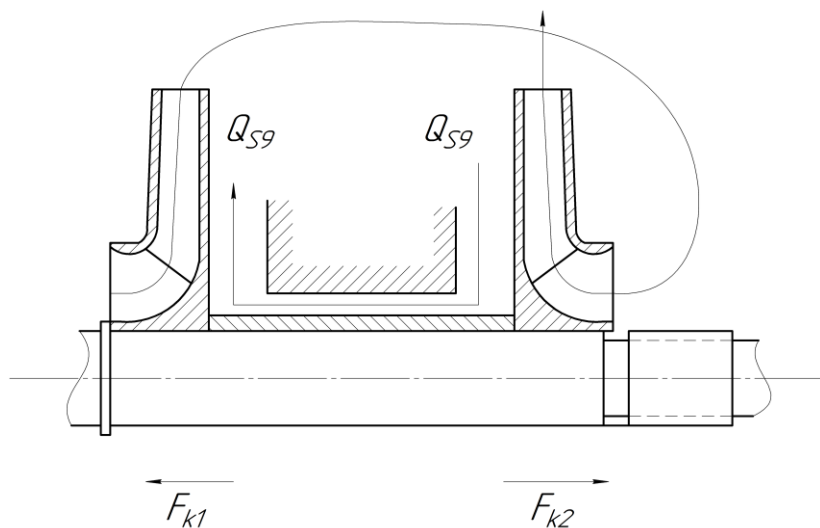


Рисунок 106 – Схема урівноваження осової сили за принципом симетрії

Кожна з наведених схем має свої переваги і недоліки з погляду роботи міжступінчастих і кінцевих ущільнень, конструктивної і технологічної складності відливки корпусу.

Неврівноважена осьова сила може виникнути через неточність виготовлення втулок робочих коліс.

Очевидно, що розміри упорного підшипника повинні допускати хоча б короткочасну його роботу за максимальних значень осової сили $\sum P_1^*$, які виникають у разі аварійного зношування ущільнень усіх робочих коліс, вхідні воронки яких спрямовані в один бік.

Симетричне розташування робочих коліс трапляється і в насосах секційного типу з напрямними апаратами.

За одностороннього розташування робочих коліс (рис. 107) осьову силу урівноважують гідравлічним розвантажувальним пристроєм: розвантажувальним барабаном (рис. 107 а) або гідравлічною п'ятою (рис. 107 б).

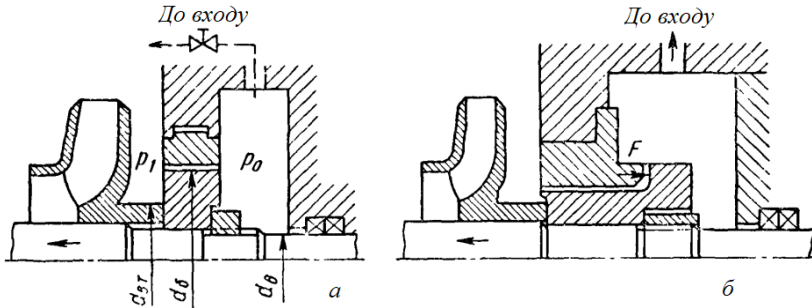


Рисунок 107 – Пристрої для урівноваження осьової сили:
а – розвантажувальний барабан; б – гідравлічна п'ята

Розвантажувальний барабан є циліндровою деталлю, яку встановлюють на вал за останнім ступенем. Між рухомим барабаном і нерухомою втулкою утворюється циліндрична щілина (0,2–0,3 мм на сторону), на якій відбувається дроселювання тиску. Розвантажувальний барабан виконує дві функції: урівноважує осьову силу і знижує тиск перед кінцевим ущільненням із напірного боку насоса.

Урівноважувальна сила, яка діє на барабан, спрямована у протилежний бік дії осьової сили та визначається виразом

$$P_{ос} = \frac{\pi}{4} (d_б^2 + d_{вт}^2) p_i - \frac{\pi}{4} (d_б^2 + d_в^2) p_o. \quad (178)$$

Підбором розмірів барабана можна зменшити осьову силу P_{oc} до будь-якого значення. З камери за барабаном рідина по трубці відводиться до всмоктувального патрубку насоса. Площу поперечного перерізу трубки беруть відповідно до залежності

$$F_{тр} = (4 \div 5)\pi d_6 \delta. \quad (179)$$

Повністю урівноважити осьову силу барабаном можна тільки для одного розрахункового режиму. На інших режимах виникає неврівноважена осьова сила, яка повинна сприйматися радіально-упорним шарикопідшипником або упорним підшипником сегментного типу двосторонньої дії.

Гідравлічна п'ята є автоматичним саморегульовальним гідравлічним урівноважувальним пристроєм, що працює на всіх режимах роботи насоса (рис. 108).

Диск гідравлічної п'яти 3 закріплюють на валу насоса за останнім ступенем ротора. Рідина з робочого колеса 1 надходить через кільцевий зазор 2 у проміжну камеру 4. Потім рідина перетікає через торцевий зазор 5 у розвантажувальну камеру 6, з'єднану трубою 7 із всмоктувальним патрубком насоса. Оскільки тиск у проміжній камері 4 значно більше, ніж розвантажувальній 6, на диск гідравлічної п'яти діє зусилля, що розвантажує осьову силу на роторі. Зазор 5 автоматично встановлюється завдяки осьовому переміщенню ротора. Водночас різниця гідродинамічних сил по обидва боки диска гідроп'яти дорівнює осьовій силі на роторі насоса.

Між диском гідравлічної п'яти 3 та підп'ятником 8 (нерухомою втулкою корпуса насоса) утворюються два зазори: циліндричний зазор v_0 із постійним опором і змінний торцевий зазор v_1 , у якому здійснюється до 70 % дроселювання загального перепаду тиску. Тиск p_y у розвантажуваль-

ній камері 6, яка трубою з'єднується із всмоктувальним патрубком, залежить від торцевого зазору b_1 .

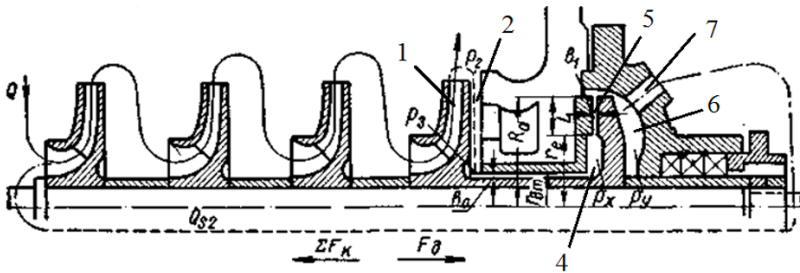


Рисунок 108 – Конструкція насоса з гідравлічною п'ятою:
 1 – робоче колесо; 2 – кільцевий зазор; 3 – гідравлічна п'ята;
 4 – проміжна камера; 5 – торцевий зазор;
 6 – розвантажувальна камера; 7 – трубка

У разі збільшення осьової сили торцевий зазор b_1 зменшується, що супроводжується зменшення тиску p_y у розвантажувальній камері 6, і ротор припиняє подальший рух.

У разі зменшення осьової сили ротор переміщується вправо. Торцевий зазор b_1 збільшується, унаслідок чого збільшується перетікання рідини в розвантажувальну камеру. Відбувається перерозподіл тиску у проміжній p_x і розвантажувальній p_y камерах. Встановлюється нове положення рівноваги і подальше переміщення ротора припиняється. У разі використання гідравлічної п'яти кінцеве ущільнення також розвантажувється від високого тиску.

Іноді у великих насосах застосовують комбінований гідравлічний розвантажувальний пристрій, що складається з барабана і гідравлічної п'яти.

Зазвичай, розрахунок системи урівноваження осьової сили за допомогою гідравлічної п'яти зводиться до визначення:

- а) робочого перепаду тиску;

б) витрати на розвантаження осьової сили за заданим значенням торцевого зазору;

в) розмірів щілин, що забезпечують мінімальні витрати за достатнього торцевого зазору h_2 , за якого гідропр'ята працює без контакту робочих поверхонь (рис. 109).

Рекомендовані зазори $h_2 = 0,08-0,25$ мм; $h_1 = 0,2-0,4$ мм.

Переваги використання гідропр'яти:

а) автоматичне регулювання;

б) спрощується конструкція кінцевого ущільнення завдяки дроселюванню рідини в зазорах.

Недоліки: додаткові витрати і механічні втрати, зменшення к. к. д.

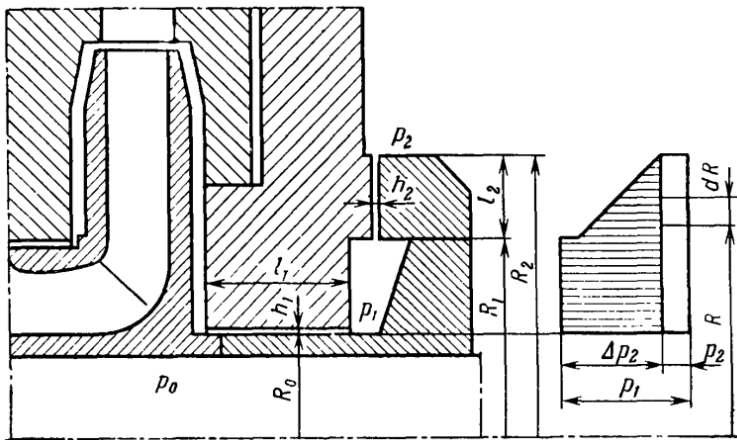


Рисунок 109 – Схема для розрахунку гiдрравлічної п'яти

За урівноваження осьової сили на роторі насоса в разі використання гiдропр'яти упорні підшипники не установлюють.

9.5 Радіальна сила, яка діє на ротор у відцентрових насосах

Вісесиметричний потік на виході з робочого колеса перед відводом може бути лише на розрахунковому режимі за подачі $Q_{\text{опт}}$. За умови $Q < Q_{\text{опт}}$ спіральний відвід працює як дифузор, а за $Q > Q_{\text{опт}}$ – як конфузор. У цьому разі відсутня симетрія у розподілі тиску за колесом і виникає радіальна рівнодійна сила тиску R , яка діє на робоче колесо. Сила R збільшує навантаження на опори і може викликати погіршення вібраційного стану насоса.

Величину радіальної сили залежно від режиму роботи насоса визначають за залежністю

$$R = K_R \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right] \gamma H D_2 b_2, \quad (180)$$

де $K_R = 0,36$ – коефіцієнт радіальної сили; H – напір, м; b_2 , D_2 – ширина міжлопатевих каналів і зовнішній діаметр робочого колеса, м.

Максимального значення радіальна сила досягає за подачі, яка приблизно дорівнює 0, мінімального – в області оптимальних подач. Напрямок сили R залежить від подачі і швидкохідності насоса (рис. 110).

Унаслідок обточки зовнішнього діаметра робочого колеса радіальна сила змінюється пропорційно діаметру в третій степені, а подача для розрахованої сили пропорційна квадрату діаметра.

У насосах із кільцевими відводами максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до режиму з подачею $Q_{\text{опт}}$, і визначається

$$R_{\text{к.в.}} = K_R \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \gamma H D_2 b_2. \quad (181)$$

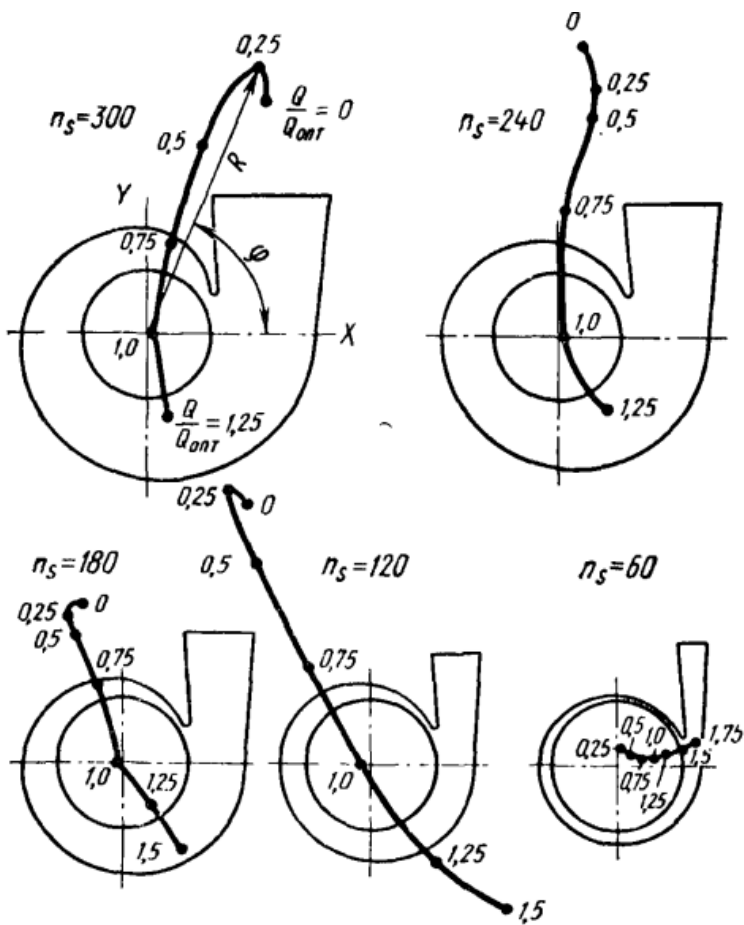


Рисунок 110 – Напряг і величина радіальних сил у відцентрових насосах спірального типу за різних значень подачі

Для урівноваження радіальної сили R в одноступінчастих насосах застосовують:

- 1) двозавиткові спіральні відводи (рис. 111 а, б);
- 2) лопатеві відводи – напрямні апарати (рис. 112).

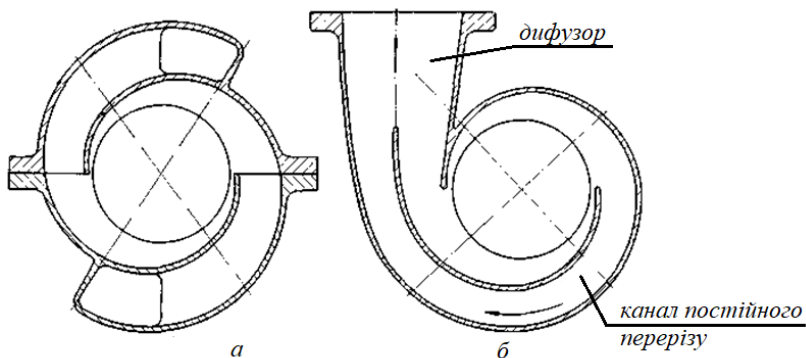


Рисунок 111 – Схеми двозавиткових спіральних відводів:
 а – для багатоступінчастих насосів;
 б – із загальним дифузором

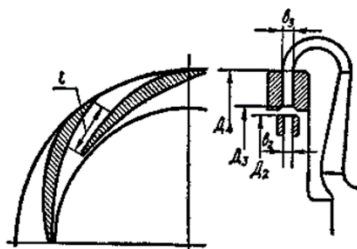


Рисунок 112 – Профіль лопатевого відводу

У конструкції спірального відводу із **двозавитковою спіраллю** язик другої напівспіралі зміщується щодо язика першої напівспіралі на 180° . Вживання двозавиткового спірального відводу із загальним дифузором не дає 100-відсоткового урівноваження радіальних сил унаслідок того, що шлях, який проходить рідина по каналу 1-2-3-4-5 (рис. 113), має більшу протяжність, ніж шлях по каналу 1'-2'-3' (отже, тиск у першому каналі дещо вищий).

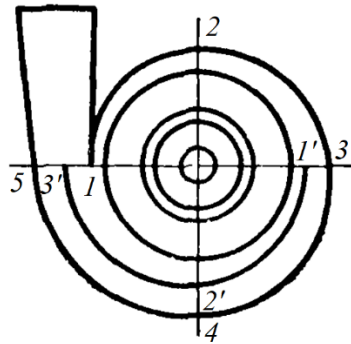


Рисунок 113 – Спосіб розвантаження осьових сил в одноступінчатому насосі

У багатоступінчастих насосах спірального типу для урівноваження радіальних сил повертають спіралі суміжних ступенів на 180° одну щодо іншої (рис. 114). У цьому разі радіальні сили приводяться до пари сил із плечем, який дорівнює відстані між колесами. Через велику відстань між підшипниками ротора порівняно з плечем сили реакції на опорах незначні.

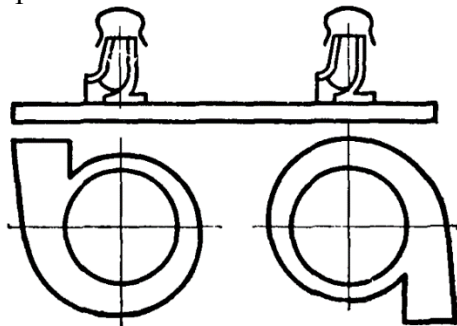


Рисунок 114 – Спосіб розвантаження осьових сил у багатоступінчастому насосі

У насосах такої конструкції вплив радіальних сил, що діють на окремі робочі колеса, має бути врахований під

час розрахунку вала. Недооцінювання цих сил може призвести до суттєвих несправностей.

Урівноваження радіальних сил, що діють на лопатеві робочі колеса, на основі принципу симетрії вимагає високої точності виконання відводів. Цієї точності легко досягти в лопатевих відводах, які одержують механічним обробленням і до яких не ставлять жорстких вимог для відливки порівняно із спіральними відводами.

Іншу групу радіальних сил являють собою гідродинамічні сили, що виникають під час обертання вала, а також під час дроселювання рідини в шпаринних ущільненнях насоса. Звичайно через виникнення цих сил ущільнення розглядають як проміжні опори ротора насоса. Проте за певних умов ці сили можуть стати децентруючими і значно погіршують вібраційний стан насоса.

Уперше на наявність цих сил вказав О. О. Ломакін, тому в деяких джерелах їх називають «сили Ломакіна». Теоретично та експериментально вивчали «сили Ломакіна» багато авторів. Найцінніші результати наведені в роботах С. М. Білоцерковського, В. В. Малюшенко, Г. Ф. Проскури.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 489–502.

2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 51–53.

3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 179–194.

4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 204–227.

5. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни «Гідродинамічні машини» / укладач В. Ю. Кондусь. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – С. 39–51.

Контрольні питання

1. Що називають ротором насоса?
2. Що є базовою деталлю ротора?
3. Яка конструкція ротора із двохопорним валом?
4. Яка конструкція ротора консольного насоса?
5. Яка конструкція ротора багатоступінчастого насоса з одностороннім розташуванням робочих коліс?
6. Яка конструкція ротора багатоступінчастого насоса із двостороннім розташуванням робочих коліс?
7. Розбірна і нерозбірна конструкції ротора. Які відмінності, сфери застосування?
8. Осьова сила. Напрямя. Причини виникнення.
9. Які є способи урівноваження осьової сили за принципами симетрії?
10. Який вплив конструкції робочого колеса на виникнення осьової сили?
11. Який вплив конструкції симетричних ущільнень на виникнення осьової сили?
12. Яке призначення радіальних імперелерів?
13. Який вплив конструкції радіальних імперелерів на виникнення осьової сили?

14. Методи урівноваження осьової сили в багатоступінчастих насосах.
15. Пристрої для урівноваження осьової сили.
16. Принцип дії розвантажувального барабана.
17. Принцип дії гідроп'яти.
18. Який розвантажувальний пристрій працює тільки на розрахункових режимах, а який на всіх?
19. Радіальна сила у відцентрових насосах. Напрямок, причини виникнення?
20. Способи урівноваження радіальної сили в одноступінчастих насосах?
21. Способи урівноваження радіальної сили в багатоступінчастих насосах?

10 УЩІЛЬНЕННЯ В ЛОПАТЕВИХ НАСОСАХ

10.1 Призначення кінцевих ущільнень вала та їхні типи

Для ущільнення вала насоса в місцях виходу його з корпусу передбачають **кінцеві ущільнення**, основні призначення яких полягають у:

- запобіганні витокам перекачуваної рідини з насоса;
- недопущенні потрапляння повітря в насос під час роботи останнього з розрідженням на вході;
- забезпеченні охолодження вала під час перекачування гарячих рідин для запобігання нагріву шийок вала в підшипниках;
- забезпеченні повної герметизації вала під час перекачування токсичних або вибухонебезпечних рідин.

Кінцеві ущільнення є одними з найважливіших вузлів насоса, що характеризують надійність його роботи. Залежно від умов роботи до них ставлять такі вимоги: надійність і довговічність роботи за різних параметрів і умов експлуатації насоса; корозійна та ерозійна стійкість щодо робочого середовища; зручність збирання і розбирання; простота і дешевизна обслуговування і виготовлення.

За всього різноманіття конструктивних виконань кінцеві ущільнення можуть бути розділені на три групи:

- ущільнення з м'якою сальниковою набивкою;
- торцеві ущільнення;
- ущільнення щілинного типу.

Перші дві групи належать до **контактних**, тоді як третя група – **безконтактні ущільнення**. Інколи використовують і комбіновані ущільнення.

Вибір того або іншого типу ущільнення ґрунтується на детальному вивченні можливих умов роботи, конструкції насоса, доступності для обслуговування тощо.

У насосах із гідравлічним розвантаженням осьового зусилля обидва кінцеві ущільнення працюють приблизно за однакового тиску, що дає можливість виконати їх з обох боків насоса однаковими. Такі умови можна забезпечити також у насосах із симетричним розташуванням робочих коліс. За умови використання неоднакових ущільнень треба прагнути того, щоб їхня конструкція забезпечувала максимальну уніфікацію деталей.

Для повної герметизації насосів застосовують комбіновані кінцеві ущільнення, конструкція яких і умови виготовлення відрізняються великою складністю (у нафтових та атомних насосах).

10.2 Контактні ущільнення

Контактні ущільнення розділяють на сальникові, торцеві та ущільнення з плаваючими кільцями.

Сальникові ущільнення (рис. 115) найбільш поширені через просте конструктивне виконання й обслуговування. Вони добре працюють за тиску перед сальником до 1,0 МПа (10 кгс/см^2) і колової швидкості обертання втулки вала до 20 м/с, хоча область їхнього застосування може бути розширена в разі ретельного виконання та експлуатації. У корпусі сальника 1 встановлюють кільця із м'якої сальникової набивки 2. В осьовому напрямі кільця сальника піджимаються натискною втулкою 3, водночас набивка притискається до втулки вала 4 і ущільнює його.

Сальникову набивку 1 (рис. 116) виготовляють здебільшого із спеціального бавовняного або, за високої температури перекачуваної рідини, азбестового шнурка квадратного

перетину і протитують сумішшю з графіту і технічного жиру. Шнур укладають у сальник окремими кільцями. Його не можна намотувати на вал одним куском, оскільки водночас не можна отримати рівномірного по колу підтискування набивки. Після укладання набивка затискається натискною втулкою 2 завдяки рівномірному затягуванню гайок шпильок 3.

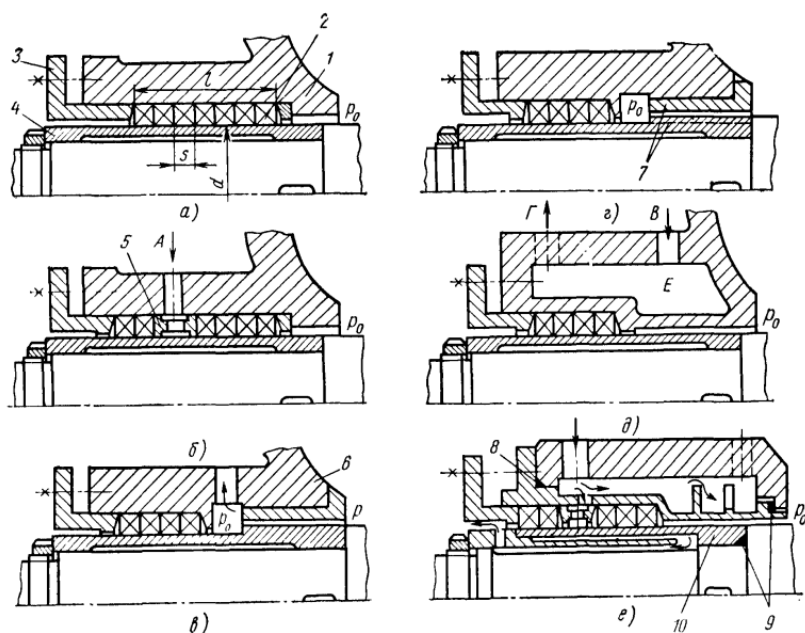


Рисунок 115 – Сальникові ущільнення: А – підведення запірної води; Б – відведення здросельованої води; В – підведення охолоджувальної води; Г – відведення охолоджувальної води; 1 – корпус сальника; 2 – сальникова набивка; 3 – натискна втулка; 4 – вал; 5 – гідрозатвірне кільце; 6 – дресельна втулка; 7 – гвинтовий імпелер; 8, 10 – захисні втулки (гільзи); 9 – кільця

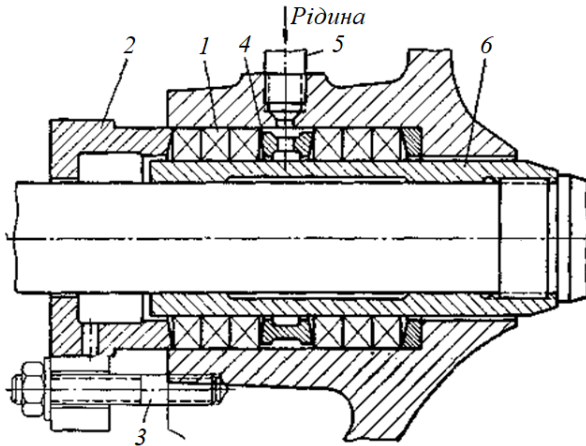


Рисунок 116 – Конструкція кінцевого ущільнення сальникового типу: 1 – сальникова набивка; 2 – натискна втулка; 3 – шпилька; 4 – гідрозатвірне кільце; 5 – штуцер; 6 – захисна втулка (гільза)

Для захисту вала від зношування в місці розташування сальника і корозії поверхні вала на нього установлюють захисні втулки 6.

Детально принцип роботи сальникового ущільнення розглянутий у роботах О. О. Ломакіна і В. А. Марцинковського. Натискне зусилля на сальник повинне бути мінімальним за умови забезпечення необхідної герметичності. За правильної роботи сальникового ущільнення через нього повинна протікати деяка кількість (тонкою цівкою) рідини для змащування кілець набивки і відведення частини тепла, що виділяється під час тертя. Під час роботи сальника матеріал набивки зношується, перестає щільно прилягати до вала. Водночас витік рідини через сальник збільшується. Тому гайки сальника треба періодично підтягувати. Якщо повторне підтягування натискної втулки не дає ущільнення або призводить до надмірного нагріву сальника, то набивку

необхідно замінити. Набивка працює до її заміни **200–500 год** залежно від ступеня забруднення рідини.

Потужність (кВт), що втрачається в сальниковому ущільненні (рис. 115, а), визначають за залежністю

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} n r^2 s \sigma_0 \left(1 - e^{-2af^l/s}\right), \quad (182)$$

де n – частота обертання вала, об./хв; $r = d/2$, см; s – товщина кільця сальникової набивки, см; σ_0 – контактне напруження між набивкою та валом; l – товщина пакета сальникової набивки, см; $a \approx 0,5$; f – коефіцієнт тертя ($f = 0,01 \div 0,1$).

Контактне напруження між сальниковою набивкою та валом визначають за залежністю

$$\sigma_0 = p_0 e^{-2af^l/s}. \quad (183)$$

де p_0 – тиск перед сальниковим ущільненням.

Для рівномірного розподілу напруження за тиску перед сальником до 0,5МПа (5 кгс/см²) кількість кілець сальникової набивки рекомендують брати не більше ніж чотири. У разі збільшення тиску кількість кілець необхідно збільшити. Не рекомендують брати кількість кілець більше ніж сім, оскільки в цьому разі збільшується нерівномірність розподілення тиску між кільцями, що призводить до інтенсивного зносу втулки вала і набивки на ділянці прилягання сальника до натискної втулки.

Вирівнювання розподілу радіальних напружень по довжині пакета набивки можна досягти завдяки виконанню опорних поверхонь втулок під кутом 60–80° до осі вала

(рис. 117). У деяких конструкціях з цією метою натискну втулку розташовують із боку дії високого тиску.

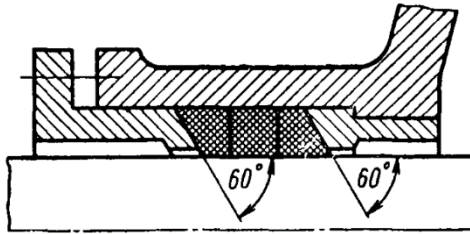


Рисунок 117 – Конструктивне виконання сальникового ущільнення

Чіткі рекомендації з вибору товщини кільця набивки s відсутні. Орієнтовно можна брати $s = \sqrt{d}$ для валів із діаметром до 100 мм; $s = 2\sqrt{d}/3$ – для валів із діаметром понад 100 мм (s і d у мм). Отриманий розмір перетину набивки округляють до найближчого стандартного розміру.

Робоча довжина натискної втулки сальника береться рівною 2,5–3 ширини кільця набивки. Зазор між натискною втулкою і валом насоса не повинен бути більшим ніж 0,7–1 мм на діаметр для того, щоб запобігти продавленню набивки.

Якщо насос працює з розрідженням на вході, то між кільцями набивки встановлюють гідравлічне кільце 5 двотаврового перетину (рис. 115 б). Запірна рідина підводиться до кільця через отвір під тиском. У такий спосіб створюється гідравлічний бар'єр, що перешкоджає проникненню повітря в насос. Сальники на всмоктувальному боці насоса не повинні допускати потрапляння повітря в середину насоса. Навіть невелика кількість повітря сильно знижує напір, подачу і к. к. д. насоса. Крім того, повітря не

відводить тепла. Сальник гріється і набивка може згоріти. Через рідинне кільце гідравлічного затвора повітря потрапити всередину насоса не може. Рідина з кільця 5 (рис. 115) по краплях витікає назовні і всередину насоса, водночас відводиться тепло. Між кільцем і натискною втулкою встановлюють 2–3 кільця набивки.

Гідравлічні кільця встановлюють також в ущільненнях, які повинні запобігати виходу назовні перекачуваної рідини (наприклад, гарячої води). У цьому разі до кільця від стороннього джерела підводиться рідина під тиском $p = (1,25 \div 1,35)p_0$ за фізичними властивостями подібна перекачуваній рідині.

Якщо тиск перед сальником перевищує 1 МПа (10 кгс/см²), необхідно передбачити розвантаження. В окремих випадках розвантаження виконується і за більш низького тиску. Найбільш поширені такі дві схеми розвантаження.

Перед сальником встановлюють дросельну втулку 6 (рис. 115 в). У циліндричній щілині із зазором 0,2–0,3 мм відбувається дроселювання рідини, що протікає, внаслідок чого її тиск зменшується до значення, що дорівнює тиску в порожнині, куди відводиться рідина перед сальником.

Перед сальником встановлюють гвинтовий імпелер 7, який під час обертання вала відводить рідину від сальника, знижуючи тиск перед останнім (рис. 115 г). Це ущільнення більш економічне, оскільки відсутні втрати рідини на розвантаження.

Істотно ускладнена конструкція сальникового ущільнення насосів, призначених для перекачування гарячих рідин. Частина перекачуваної рідини випаровується і у вигляді пари легко проникає зовні через сальникове ущільнення. Під час перекачування гарячої води відбувається інтенсивне вилуговування набивки. Для попередження цих

явищ сальникове ущільнення охолоджують. Охолодження сприяє також обмеженню теплового потоку від корпусу насоса до корпусу сальника, перешкоджає розповсюдженню тепла по валу. Найпоширенішим і простим є зовнішнє охолодження сальника (рис. 115 д). Для інтенсифікації охолодження застосовують комбіноване охолодження (рис. 115 е). Водночас втулку вала 10 виготовляють із двох частин. У втулці роблять отвори для підведення і відведення охолоджувальної рідини, причому одна частина рідини омиває зовні корпус сальника і відводиться через спеціальний отвір, а інша частина через отвори в корпусі і втулці в зоні гідравлічного кільця потрапляє під втулку, омиває її зсередини і відводиться в зливну ємність.

Порожнини охолодження повинні бути надійно ущільнені для запобігання потрапляння охолоджувальної рідини в робочу порожнину насоса. Досить надійно працюють кільця ущільнювачів із круглої гуми 8. Кільця 9, які дотикаються з перекачуваною рідиною, повинні бути виконані з гуми спеціальних марок: термостійкої, маслобензостійкої тощо.

Охолоджені сальникові ущільнення надійно працюють за температури перекачуваної рідини 150–180 °С.

Тип сальникової набивки визначають за умовами роботи ущільнення. Для **холодної води** (до 80 °С) застосовують бавовняні шнури, насичені технічними маслами або графітом. Для **гарячої води** можна рекомендувати набивку АГ-1. Набивка отримана з комбінації азбестової нитки, гумового клею і графіту; рекомендована для насосів, що перекачують воду з температурою до 260 °С. Для насосів, що перекачують гарячі нафтопродукти, застосовують сальникові кільця з алюмінієвої фольги з м'яким сердечником або спресованої фольги без сердечника.

Різновидом сальникових ущільнень є **ущільнення манжетами**. Манжети звичайно виготовляють із гуми і застосовують для рідин із змащувальною здатністю за низького тиску. Порівняно із сальниками ущільнення манжети мають деякі переваги: не вимагають обслуговування під час експлуатації, мають менші витрати і втрати потужності на тертя.

Торцеві ущільнення (рис. 118) отримали широке розповсюдження, оскільки забезпечують практично повну герметичність.

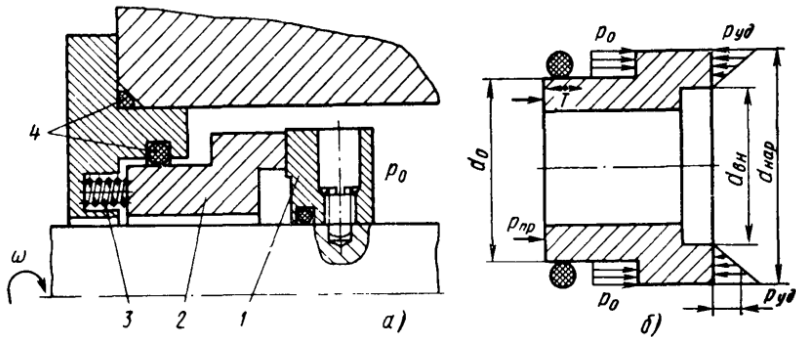


Рисунок 118 – Конструкція торцевого ущільнення: 1 – роторна деталь; 2 – статорна деталь; 3 – пружина; 4 – кільця

Порівняно із сальниковими торцеві ущільнення мають такі переваги: нормально працюють навіть за підвищеної вібрації, оскільки ущільнювальна площина розташована перпендикулярно осі вала, мають велику довговічність і більш широку зону роботи за тиском і коловою швидкістю; практично не вимагають обслуговування в процесі експлуатації, що важливо для автоматизації насосних установок.

Торцеві ущільнення – найпрогресивніші та ефективні ущільнювальні пристрої обертаючих валів насосів. Вони надійні та прості в обслуговуванні, а головне – завдяки їхньому використуванню повністю запобігають витокам перекачуваних рідин, унеможливають серйозні аварії енергетичних установок і комплексів. Повсюдний перехід у конструкції відцентрових насосів від сальникової набивки до компактних торцевих ущільнень дозволив підвищити к. к. д. насосів, а використання гідравлічних п'ят здатне забезпечити мінімальний розгін ротора в осьовому напрямі. Це в сукупності дає помітне зниження енергоспоживання насосних установок і комплексів. У торцевих ущільненнях ущільнювальна поверхня розташовується в площині, перпендикулярній до осі обертання вала насоса.

Ущільнення здійснюється між нерухомою 2 і рухомою 1 деталями, які притискаються одна до іншої пружиною 3 (рис. 118, а). У деяких конструкціях ущільнень для стиснення кілець використовують також силу тиску ущільнювальної рідини.

Кільце, що обертається, закріплюється на валу насоса, а те, що не обертається, – може переміщуватися в осьовому напрямі. Існують також конструкції з рухомим в осьовому напрямі кільцем, що обертається.

Ущільнення нерухомих одна щодо іншої деталей здійснюється кільцями 4 з гуми або пластмаси. Рухомий в осьовому напрямі елемент центрують у корпусі по гумовому кільцю круглого перетину, завдяки чому він може переміщуватися по поверхні жорсткого елемента.

Ширину поясочка ущільнювача зазвичай задають залежно від діаметра вала: для діаметрів не менше ніж 80–100 мм $b = 6–8$ мм, для діаметрів до 50 мм $b = 2,5–3$ мм.

Під час роботи через ущільнення все ж таки протікає деяка кількість рідини. Витікання рідини змінюється з часом і залежить від багатьох чинників: тиску середовища, тиску на контактних поверхнях, ступеня розвантаження, колової швидкості, матеріалів пари тертя, биття, вібрації тощо. Роботу торцевого ущільнення **можна вважати задовільною**, якщо витоки **не перевищують 0,002–0,035 л/год**.

Необхідність вживання торцевих ущільнень для герметизації валів агрегатів, що обертаються, обумовлена тим, що витоки через ущільнення роторів промислових насосів призводять до величезних втрат енергії, цінної сировини, води тощо. За деякими даними близько 60 % викидів в атмосферу становлять неконтрольовані витоки через ущільнення насосів (навіть для агресивних рідин допустимим вважається рівень витоків 0,5–2,0 л/год; тільки через один такий насос втрати становлять 4–16 т на рік перекачаного середовища, що вимагає додаткових витрат на їхню утилізацію і знешкодження).

Вимушені простої технологічних ліній і систем через відмови в роботі ущільнень завдають значного економічного збитку підприємствам, а їхній ремонт вимагає великих витрат праці і дорогих матеріалів. У промислово розвинених країнах, де вирішальним чинником у виборі технічних засобів є економічна доцільність, виробники насосів і інших роторних машин вважають за краще застосовувати надійні (іноді дорогі) торцеві ущільнення, розуміючи, що витрати на них окупаються.

Середньостатистичні відомості про втрати робочого середовища в насосах під час їхньої експлуатації залежно від типу кінцевого ущільнення, що використовують, наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Середньостатистичні відомості про втрати робочого середовища в насосах під час їхньої експлуатації

Тип ущільнення	Витоки, л/год	Втрати, м ³ /рік
Сальникове ущільнення	2...5	25...42
Торцеве ущільнення з кільцями з твердих антифрикційних матеріалів	0,002...0,035	0,02...0,3
Торцеве ущільнення з кільцем із сальниковою набивкою	0,1...0,25	0,9...2

Відповідно до таблиці 3 торцеві ущільнення дозволяють забезпечувати якнайкращі показники за герметизувальною здатністю.

Незважаючи на уявну зовнішню простоту вузла торцевого ущільнення, процеси, що протікають на стику зв'язаних поверхонь торців двох деталей, одна з яких обертається разом із ротором, є надзвичайно складними. Це можна пояснити одночасним впливом і взаємодією процесів тертя, гідродинаміки, теплових, а так само процесів зміни форм зв'язаних поверхонь в ущільнювальному стику за умови зміни параметрів навантаження торцевого ущільнення. Процеси у шпаринах ущільнювачів визначаються властивостями рідин і газів, фізичними явищами процесів теплопередачі і тепловіддачі, фазовими змінами, процесами зношування і корозії, рівновагою діючих сил і моментів, вібраційним станом тощо.

З погляду конструкції і технології виготовлення торцевих ущільнень складніше, ніж сальникових. Торцеві ущільнення мають численні конструктивні різновиди. Докладний опис їх наведений у низці джерел, наприклад у працях О. І. Голубева, В. А. Марцинковського. Торцеві ущільнення бувають одинарними (рис. 119 а, б) або подвійними (рис. 120), одноступінчастими або двоступінчастими. Усі торцеві ущільнення розділяють на ущільнення із зовнішнім або внутрішнім підведенням рідини до щілини торця; ущільнення розвантажені і нерозвантажені залежно від відношення тиску на контактних поверхнях до ущільнюваного тиску.

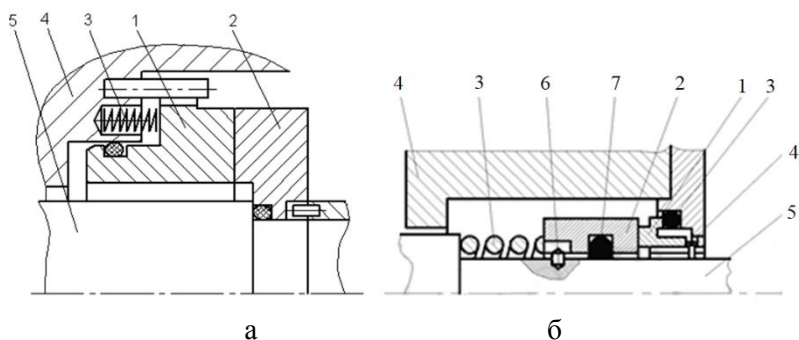


Рисунок 119 – Конструкції одинарних торцевих ущільнень:
 1 – нерухомий елемент; 2 – рухомий елемент; 3 – пружина;
 4 – корпус; 5 – вал; 6 – штифт; 7 – кільце

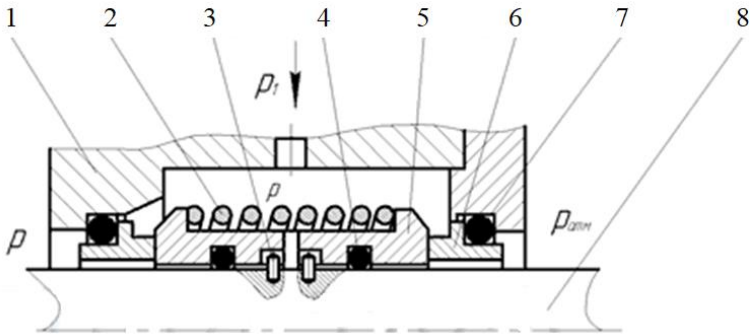


Рисунок 120 – Конструкція подвійного торцевого ущільнення:
 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – штифт; 4, 7 – кільце; 5 – рухомий
 елемент; 6 – нерухомий елемент; 8 – вал

Наведемо деякі **рекомендації для конструювання механічних ущільнень**. Підведення рідини до щілини з боку великого діаметра є більш переважним. Жорсткий нерухомий елемент ущільнення потрібно виконувати з твердого матеріалу. Рухомий в осьовому напрямі елемент треба виготовляти з твердого металу із вставкою з більш м'якого матеріалу (графіту, кераміки, бронзи).

Рухомий елемент ущільнення повинен притискатися до нерухомого циліндричною або пластинчастою пружиною. За великих розмірів ущільнення для рівномірного розподілу притискного зусилля рекомендують застосовувати 6–8 невеликих пружин. Сумарне зусилля від пружин повинне трохи перевищувати силу тертя рухомого елемента об ущільнювальне кільце. Пружини, що працюють у нейтральних рідинах, треба виготовляти з вуглецевої або малолегованої сталі. Для хімічно активних рідин варто застосовувати пружини з вуглецевої сталі з покриттям гуною, фторопластом, пластмасою, або пружини без покриття із сталей X18N9T, X17N13M3T, 0X23N28M3Д3T. Напру-

ження кручення для пружин, що допускаються, рекомендують брати не більше ніж $3\ 000\ \text{кгс/см}^2$.

У спеціальних конструкціях притискне зусилля створюється пружними силами еластичного елемента і мембрани, сильфона, діафрагми тощо.

Для забезпечення непрокручення рухомі елементи треба фіксувати шпонками, пружинами та іншими елементами, що забезпечують свободу осьових переміщень.

Найвідповідальнішим моментом під час конструювання торцевого ущільнення є **вибір матеріалу пари тертя**. У звичайній холодній воді добре працює пара тертя сталь 2Х13 (HRC 50) – графіт 2П-100.

Втрати потужності (кВт) у парі тертя торцевого ущільнення визначають за залежністю

$$N = 16,16 \cdot 10^{-6} b d_{\text{сер}}^2 f p_{\text{уд}} n, \quad (184)$$

де b – ширина ущільнювального пояса, см; $d_{\text{сер}} = (d_{\text{зовн}} + d_{\text{вн}})/2$, см; $f = 0,05\text{--}0,15$ – коефіцієнт тертя; $p_{\text{уд}}$ – тиск на контактній поверхні, кгс/см^2 ; n – частота обертання вала, об./хв.

На сьогодні існує конкуренція на ринку торцевих ущільнень за співвідношення ціни та якості. Законодавцями в цій сфері є зарубіжні фірми. Проте їхня цінова політика «відлякує» масового споживача, примушуючи його орієнтуватися на вітчизняну продукцію.

Багато типів торцевих ущільнень розрізняють за своїми характеристиками залежно від галузей застосування насосів і параметрів перекачуваної рідини і зовнішнього середовища.

Торцеві ущільнення, призначені для прісної води і нафтопродуктів, мають робочу поверхню контактних кілець (рис. 121), виготовлену з хіманіта (антифрикційний вуглецевий графіт) за твердим сплавом на основі карбіду вольфраму. Гарантійний міжремонтний період хіманіта за твердим сплавом (для прісної води і світлих нафтопродуктів) – від 4 000 год до 7 000 год; хіманіта за хіманітом (для морської води і світлих нафтопродуктів) – від 3 500 год до 5 000 год; твердого сплаву за твердим сплавом (для прісної води) – від 6 000 год до 9 000 год.

Антифрикційний графіт хіманіт поставляють у вигляді втулок і кілець.



Рисунок 121 – Зовнішній вигляд втулок із хіманіту

Вироби з хіманіту зносостійкі і міцні, їх можна використовувати в разі великих механічних навантажень, за високої швидкості ковзання і сильного тертя (коефіцієнт тертя – 0,05–0,1).

Низка підприємств-виробників виготовляють торцеві ущільнення з використанням силіцированого графіту. Але традиційна технологія виготовлення з нього виробів складна, технологічний цикл тривалий, а сам матеріал крихкий. Це спричиняє велику кількість відходів виробництва і малоремонтопридатність торцевих ущільнень.

Для конструкцій насосів, які не вимагають ретельного підпору кінцевого ущільнення, можливе використання торцевих сальникових ущільнень (рис. 122).

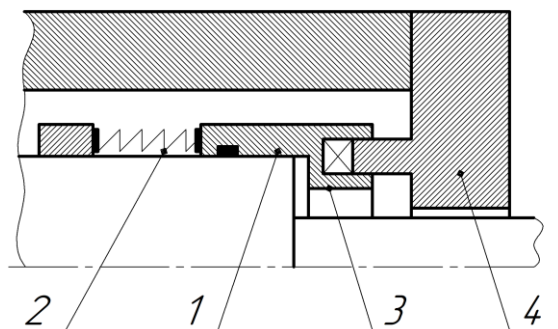


Рисунок 122 – Конструкція торцевого сальникового ущільнення:
1 – роторний елемент; 2 – пружина; 3 – сальникова набивка;
4 – статорний елемент

10.3 Безконтактні ущільнення

Безконтактні ущільнення (рис. 123) застосовують переважно у великих відповідальних насосах, для яких вимоги надійності і довговічності роботи є переважними. Такі ущільнення варто віднести до ущільнень динамічного типу.

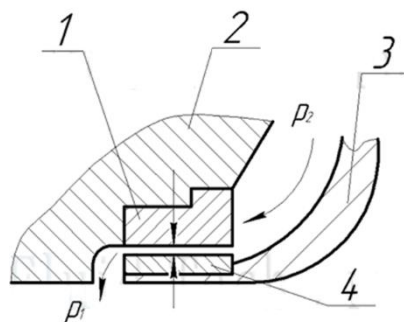


Рисунок 123 – Принцип роботи шпаринного (переднього безконтактного) ущільнення

Конструкції безконтактних передніх ущільнень робочого колеса та міжступінчастих ущільнень наведені на рисунку 124.

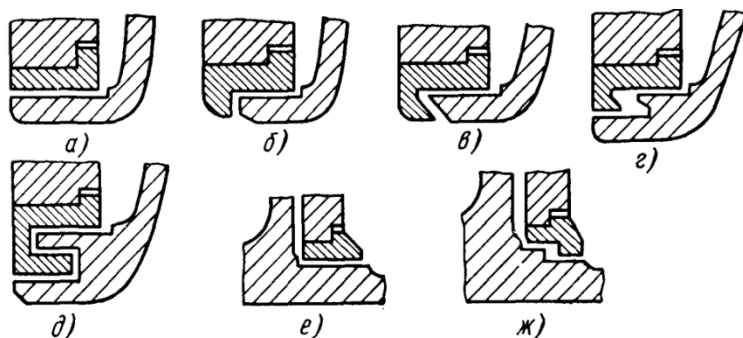


Рисунок 124 – Конструкції шпаринних ущільнень

Ущільнення шпаринного (лабіринтового) типу задовільно працюють за тиску до 5 МПа (50 кгс/см²) і температури перекачуваної рідини до 250 °С.

Динамічні ущільнення, на відміну від наведених вище, не розглядають як додатковий опір. У динамічному ущільненні частину енергії привода насоса витрачають на створення протитиску, що перешкоджає виходу назовні перекачуваної рідини. Вживанням динамічного ущільнення можна забезпечити повну зовнішню герметичність насоса, що є важливим під час перекачування радіоактивних, токсичних і вибухонебезпечних рідин. Основним недоліком таких ущільнень є те, що вони не ущільнюють вал під час стоянки насоса, тому їх часто виконують у комбінації із стояночним ущільненням.

Найбільшого розповсюдження в насособудуванні набули динамічні ущільнення, виконані у вигляді радіальних або осьових **імпелерів** (рис. 125).

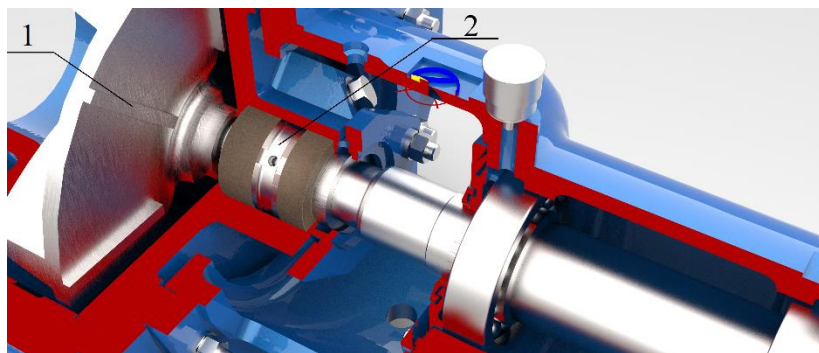


Рисунок 125 – Комбіноване ущільнення вільновихрового насоса типу СВН: 1 – радіальні імпелери; 2 – сальникове ущільнення

Радіальні імпелери застосовують звичайно в одноступінчастих хімічних насосах. Вони утворюють конструкцію, подібну до напіввідкритого або закритого робочого колеса відцентрового насоса, розташованого на зовнішньому

боці основного диска робочого колеса. Лопатки імпелера відкритого типу зазвичай виконують радіальними.

Осьові імпелери спрощено можна уявити як гвинтовий або лабіринтовий насос, розташований у зоні ущільнення вала. Гвинтову нарізку (прямокутної або трапецеїдальної форми) на втулці вала виконують так, щоб під час обертання рідина спрямовувалася всередину корпусу.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 25–28.

2. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 208–220.

3. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / 2-е изд. перераб. и доп. / А. А. Ломакин. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 313–315.

5. Методичні вказівки до практичних занять із дисципліни «Гідродинамічні машини» / укладач В. Ю. Кондусь. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – С. 52–56.

Контрольні питання

1. Яке призначення ущільнення насосів?
2. Які є основні групи конструктивного виконання ущільнень насосів?
3. Що належить до ущільнень контактного типу?
4. Що таке сальникове ущільнення?

5. Яке конструктивне виконання сальникового ущільнення?
6. Який матеріал сальникової набивки?
7. Принцип роботи сальникового ущільнення.
8. За яких температур ефективно використовувати сальникові ущільнення?
9. Що таке торцеве ущільнення?
10. Яке конструктивне виконання торцевого ущільнення?
11. Який матеріал пари тертя торцевого ущільнення?
12. Принцип роботи торцевого ущільнення.
13. Порівняйте витoki робочої рідини через сальникове і торцеве ущільнення. Причини таких витоків.
14. Які відмінності між одинарним і подвійним торцевим ущільненням?
15. Що таке торцеве сальникове ущільнення? Принцип дії, сфери застосування.
16. Що варто віднести до безконтактних ущільнень?
17. Принцип роботи щілинного ущільнення.
18. Конструктивні особливості щілинних ущільнень.
19. Що таке динамічне ущільнення?

11 БАЛАНСУВАННЯ

11.1 Основні причини виникнення вібрацій у насосах

Унаслідок несиметричного розташування маси щодо осі її обертання виникає неврівноваженість деталі. Наявність неврівноважених мас на роторі називають, відповідно, дисбалансом.

Дисбаланс обертових мас ротора є одним із найбільш поширених дефектів обладнання, зазвичай призводить до різкого збільшення вібрацій. Дисбаланс – векторна величина, що характеризує неврівноваженість обертових частин насосів (роторів, робочих коліс, напівмуфт, шківів тощо).

Підвищена вібрація спричиняє збільшення навантаження на підшипники обладнання, змінює режим роботи і призводить до їхнього прискореного руйнування. Крім того, у деяких випадках підвищена вібрація негативно позначається на якості продукції і може служити причиною руйнування несучих конструкцій, анкерів або фундаменту агрегатів.

Подвоєння навантаження у вісім разів знижує термін служби підшипника. Це впливає з наведеної залежності розрахунку ресурсу підшипника

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3, \quad (185)$$

де L_{10} – номінальний ресурс підшипника, млн обертів; C – динамічна вантажопідйомність, кН (постійна величина); P – еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, кН.

Види нерівноваженостей

Залежно від взаємного розташування осі обертання і головної центральної осі інерції $x-x$ за ГОСТом 19534-74 розрізняють такі види нерівноваженості роторів (рис. 126):

- **статична**, коли ці вісі паралельні (рис. 126 а);
- **моментна**, коли вісі перетинаються в центрі мас ротора S (рис. 126 б);
- **динамічна (змішана)**, коли вісі або перетинаються поза центру мас, або не перетинаються, а перехрещуються в просторі (рис. 126 в).

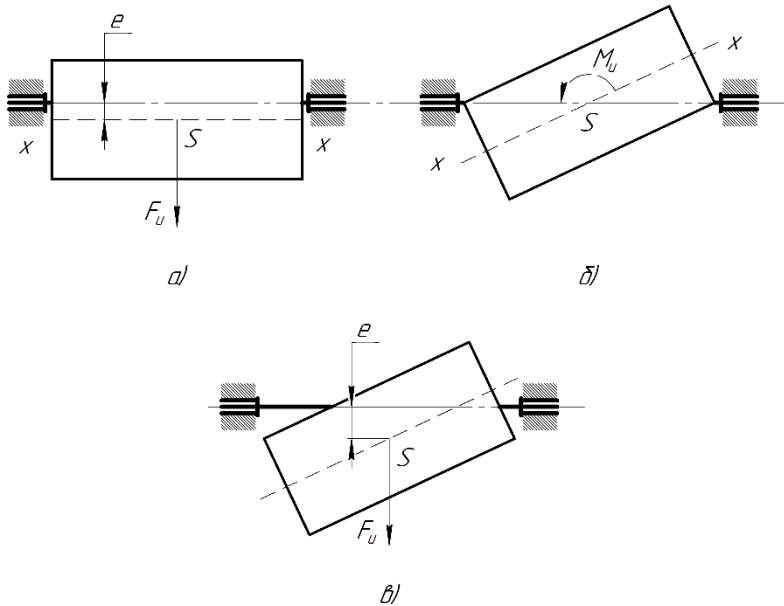


Рисунок 126 – Види нерівноваженостей: а – статична; б – моментна; в – динамічна (змішана)

У разі неврівноваженості ротора проводять його балансування. Балансування ротора може бути виконане залежно від конкретних умов і можливостей на балансувальному верстаті або у власних опорах.

Балансування – це процес компенсації неврівноважених мас ротора.

Ротор насоса вважають відбалансованим у тому разі, коли його центральна вісь інерції мас збігається з віссю обертання ротора.

Робота устаткування з дисбалансом ротора може **призвести до:**

- підвищеного рівня вібрації і шуму агрегата;
- збільшення сил тертя і, отже, підвищення енергоспоживання;
- нагрівання підшипників;
- витікання змащення;
- пошкодження несучих конструкцій, обриву анкерних болтів;
- передчасного виходу з ладу муфтових з'єднань, шківів і ременів привода, підшипникових вузлів, корпусних сальникових ущільнень;
- випуску неякісної продукції;
- аварійної зупинки насосного агрегата;
- незапланованого простою підприємства.

До ознайомлення з балансуванням як із технологічною операцією необхідно розглянути основні **причини виникнення дисбалансу**, що призводять до вібрації в насосах:

- 1) неврівноваженість мас, що обертаються (обрив елементів ротора в процесі роботи або нерівномірний знос елементів ротора);
- 2) неточність центрування роторів насоса і електродвигуна;

- 3) неточна посадка ротора в його підшипникові вузли (недостатні або надмірні зазори в підшипниках);
- 4) ослаблення кріплення корпусу підшипника;
- 5) викривлення вала від перекосів торців робочих коліс і втулок, закріплюваних на валу;
- 6) умови експлуатації агрегата (незадовільне кріплення трубопроводів, тепловий дисбаланс);
- 7) робота насоса на кавітаційному режимі і на нестійкій ділянці характеристики;
- 8) неоднорідність потоку рідини (потрапляння в проточну частину сторонніх предметів) і вихроутворення.

Вібрації діють руйнівню на підшипники, фундаменти і будівлю, а також є джерелом шуму. Деякі насоси перевіряють за віброакустичними показниками на стендах у спеціально обладнаних приміщеннях. Норми вібрацій для насосів наведені в таблиці 4.

Таблиця 4 – Норми вібрацій для насосів

Частота обертання, об./хв	Амплітуда коливань корпусів підшипників, мм		
	Добре	Допустимо	Аварійно
До 750	0,04	0,08	0,20
750–1 500	0,03	0,06	0,15
1 500–3 000	0,02	0,04	0,10
Більше ніж 3 000	0,01	0,03	0,06

Амплітуди коливань вимірюють віброметром (рис. 127) у місцях кріплення насоса до плити або фундаменту, а також у зонах знаходження підшипників. Частота коливань дорівнює частоті обертання.



Рисунок 127 – Зовнішній вигляд вібрметра

Однією з головних причин виникнення вібрацій є невірноваженість мас, що обертаються. Водночас виникають два види невірноваженості: статична і динамічна.

11.2 Статичне балансування

Статична невірноваженість спостерігається в разі незбігання центру тяжіння ротора з його віссю обертання (рис. 126 а).

Процес виявлення та усунення статичної невірноваженості в одній площині називають статичним балансуванням. У разі зміщення центру тяжіння від вісі обертання на відстань x (рис. 128) виникає відцентрова сила інерції S під час обертання ротора. За умови відношення подовжнього розміру L до діаметра D : $L/D \leq 0,5$ балансування проводять в одній площині корекції.

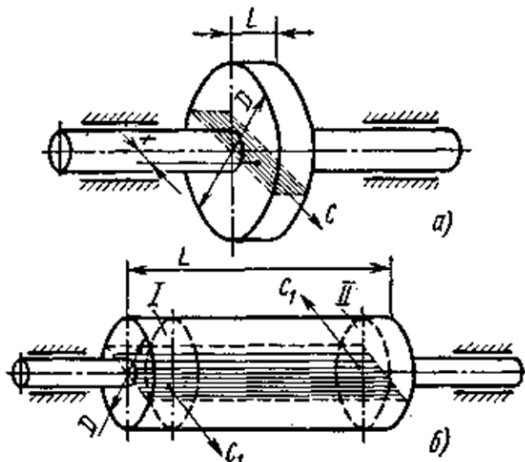


Рисунок 128 – Схеми виникнення нерівноваженості:
 а – розташування сил; б – розташування центрів тяжіння

З курсу теоретичної механіки відомо, що відцентрова сила інерції залежить від маси, кутової швидкості, зміщення центру тяжіння від осі обертання

$$C = \frac{m\omega^2 x}{g}, \quad (186)$$

де C – відцентрова сила інерції; g – прискорення сили тяжіння; ω – кутова швидкість.

У підшипниках виникають сили P_1 і P_2 у такому співвідношенні:

$$\frac{P_1}{l_1} = \frac{P_2}{l_2} = \frac{C}{l}. \quad (187)$$

Напрям сил P_1 і P_2 змінюється під час обертання ротора; під дією сил P_1 і P_2 виникають знос підшипників і вібрація насоса.

Величина і розташування неврівноваженої маси m може визначитися за положенням центру тяжіння і за величиною відцентрової сили інерції S .

Перший метод заснований на властивості твердого тіла займати в просторі таке положення, за якого його центр тяжіння розташований у крайньому нижньому положенні. За наявності неврівноваженої маси m , що зміщує центр тяжіння на відстань x від осі обертання (рис. 129 а), ротор (диск із валом), що вільно обертається в підшипниках, розташується так, що центр тяжіння виявиться внизу.

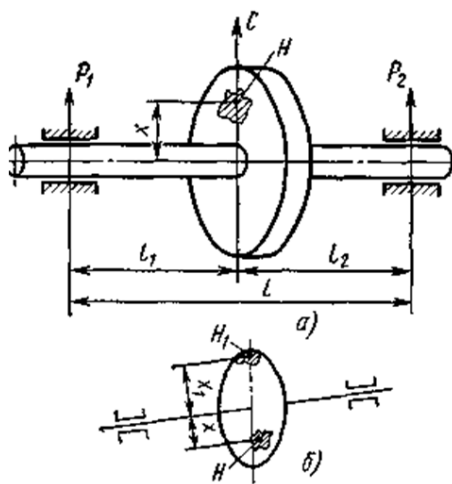


Рисунок 129 – Схеми до визначення статичної неврівноваженості: а – розташування сил; б – розташування центрів тяжіння

Якщо вивести диск із цього положення, то виникне момент, що повертає його в попереднє положення. Якщо знати кутове положення m , то можна розмістити з протилежного боку на відстані x_1 вантаж масою m_1 , величина якого визначається із рівності моментів

$$mx = m_1x_1. \quad (188)$$

Водночас центр тяжіння збігатиметься з віссю обертання і ротор займе в підшипниках довільне положення, тобто він стане статично відбалансований.

Статичне балансування за місцезнаходженням центру тяжіння може проводитися на горизонтальних призматичних планках або дискових роликах (рис. 130).

Для прикладу подане робоче колесо, насаджене на оправку (рис. 130 а), яка вільно прокочується на двох призмах. Відхилення від горизонтальності не повинне перевищувати $4'$. Оправка і призми сталеві, загартовані до високої твердості і шліфовані. У вільному стані колесо обертається так, що маса m займе нижнє положення. Поворотом колеса з оправкою на кут 90° створюється найбільший момент mx , який прагне повернути колесо у зворотному напрямі. Цьому повороту перешкоджає момент опору кочення

$$M_k = Gfr, \quad (189)$$

де G – вага ротора; f – коефіцієнт тертя, який залежить від шорсткості поверхонь оправки і призми, від їхньої контактної деформації, а також від тертя кочення, беруть $f = 0,001-0,004$; r – радіус оправки.

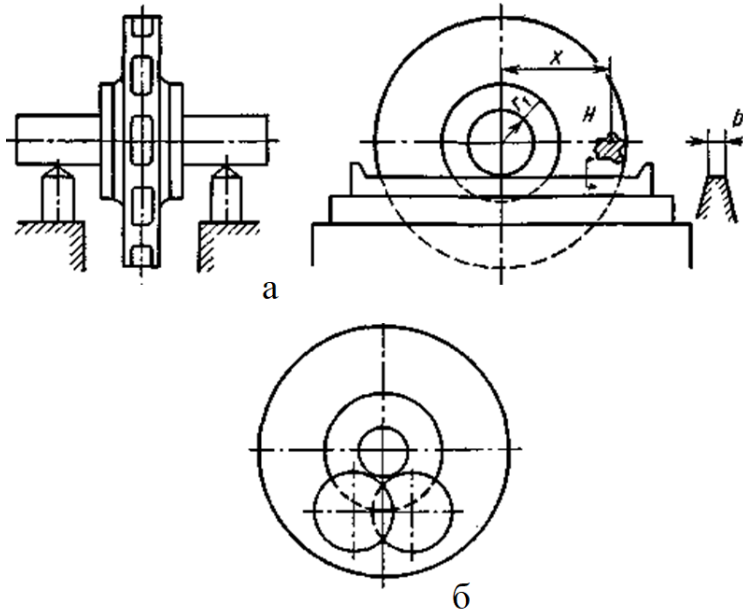


Рисунок 130 – Схеми статичного балансування:
 а – на горизонтальних планках; б – на дискових роликах

Розмір притуплення b (див. рис. 130 а) визначають за залежністю

$$b = \frac{0,175GE}{\sigma_{3M}^2 r}, \quad (190)$$

де E – модуль пружності матеріалу оправки і призми; σ_{3M} – межа міцності на зминання цих матеріалів.

Робоче колесо повернеться за умови $mgx > M_k$. Якщо $mgx < M_k$, то неврівноваженість не буде знайдена; отже, M_k є межею чутливості цього методу балансування.

На рисунку 130 б наведена схема балансування на дискових роликах. У цьому разі не потрібна установка за горизонтальністю, але додається тертя в підшипниках.

Ще один спосіб статичного балансування за місцезнаходженням центру тяжіння на призматичних планках поданий на рисунку 131.

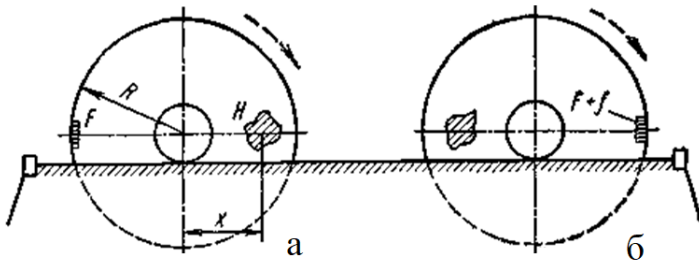


Рисунок 131 – Схеми статичного балансування за допомогою додаткового вантажу: а – у початковому положенні; б – після повороту на 180°

Цей спосіб застосовують для балансування робочих коліс і деталей типу дисків масою до 40 кг в умовах дрібносерійного виробництва. Робоче колесо виводять у положення, подане на рисунку 131 а, за якого створюється найбільший момент mgx , що повертає колесо за годинниковою стрілкою. На протилежному боці навішують на відомому радіусі R вантаж F (звичайно пластилін) так, щоб у ротора залишилося «прагнення» до повільного повороту за годинниковою стрілкою. Це означає, що додавання найдрібнішої

частинки пластиліну приводить до зупинки ротора. Потім ротор перекочують на 180° в положення, подане на рисунку 131 б. Для того, щоб зберегти таке саме «прагнення» до повороту за годинниковою стрілкою, до вантажу F необхідно додати вантаж f .

На підставі рівності моментів в обох положеннях ротора можна записати $mgx - FR = (F + f)R - mgx$, звідки $mgx = (F + f/2)R$. Доведення ротора до стану «прагнення» до повороту, а не до його повного зупинення обумовлене тим, що коефіцієнт тертя під час руху менше, ніж під час спокою, завдяки чому підвищується чутливість балансування. Що стосується подібності «прагнення» до повороту, тобто рівності моментів, то цього легко досягати за наявності деякої навички на операції балансування. Після зважування пластиліну визначають масу металу $(F + f/2)$, яку треба зняти в зоні знаходження неврівноваженої ваги mg або прикріпити (приварити) на протилежному боці робочого колеса на радіусі R .

Звичайно необхідний об'єм металу знімають шліфуванням, фрезеруванням або обточкою бокових поверхонь робочих коліс (рис. 132). Зняття металу є допустимим із двох боків на розрахункову глибину на секторі з центральним кутом не більш ніж 180° . Водночас необхідно забезпечувати плавний перехід і задану шорсткість поверхні. Шліфування сектора подане на рисунку 132, вихрове обточування – на рис. 132 б, а фрезерування торця – на рис. 132 в.

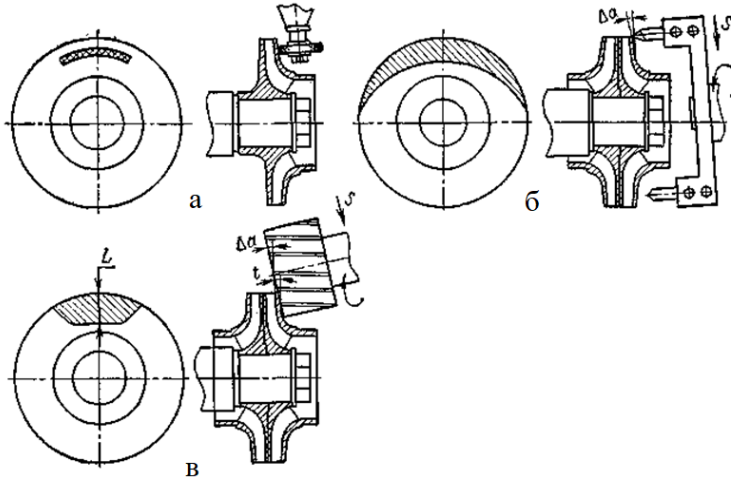


Рисунок 132 – Схеми усунення неврівноваженої маси за умови балансування робочого колеса

Водночас величини t , L і $\Delta\alpha$ підбирають за розрахунковими таблицями залежно від неврівноваженої маси, діаметра колеса і інших параметрів.

11.3 Динамічне балансування

Динамічну неврівноваженість можна спостерігати за умови нерівності нулю відцентрового моменту інерції (рис. 126 б). **Процес виявлення та усунення динамічної неврівноваженості у двох площинах називають динамічним балансуванням.** У роторі, що має велику довжину ($L/D \gg 0,5$), можуть виникнути дві відцентрові сили S , які утворюють момент, який призводить до вібрації в підшипниках. Тоді балансування повинне проводитися у двох площинах корекції I і II.

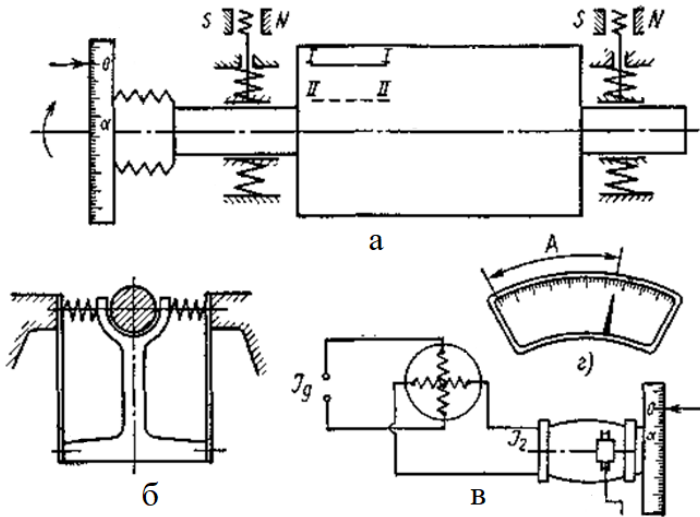


Рисунок 134 – Схема динамічного балансування:
 а – схема установки ротора; б – ковзачока підвіска;
 в – схема вимірювання; г – шкала вимірювального приладу

У вибраних площинах корекції проводять знімання металу для компенсації моменту, що призводить до вібрації, як подано на рисунку 134. За наявності на кінцях ротора деталей типу диска або напівмуфти зручно проводити свердлення отворів заданого діаметра на розрахункову глибину.

Викладений вище спосіб належить до динамічного балансування **жорстких роторів**, що працюють на **докритичних швидкостях**. У цьому разі усувають реакції в опорах, що виникають унаслідок відцентрового моменту інерції. Складнішим є балансування **гнучких роторів**, що працюють на **закритичних швидкостях**, коли виникає прогинання вала. У цьому разі після балансування за нормальної

частоти обертання верстата необхідне додаткове балансування за робочої частоти обертання насоса.

На балансованому роторі деталі повинні бути жорстко закріплені. Якщо ротор після балансування повинен розбиратися, то перед розбиранням взаємне положення деталей повинне бути відзначене мітками, а допуск на залишкову невірноваженість зменшений удвічі.

Істотним питанням є встановлення норм на допустиму залишкову невірноваженість робочих коліс, деталей типу дисків і роторів у зборі. На кресленнях звичайно допуски задають як добуток невірноваженої маси m на відстань x від центру її тяжіння до осі обертання: $\Delta = mx$ (г · см або г · мм).

Прийняті в насособудуванні допуски (Δ) на залишкову невірноваженість робочих коліс відцентрових насосів наведені на рисунку 135.

Допуски залежать від частоти обертання, маси колеса і призначення насоса. Для насосів з $n = 750$ і $1\ 000$ об./хв допуски однакові для всіх типів насосів. Менше ніж 100 г · мм Δ не беруть за всіх умов.

Узагальненим допуском балансування ротора є питома залишкова невірноваженість e , що виражає зміщення центру тяжіння ротора від осі обертання

$$e = \frac{\Delta}{G}, \text{ мкм} \quad (191)$$

де G – маса ротора, кг; Δ – допуск на залишкову невірноваженість, г · мм.

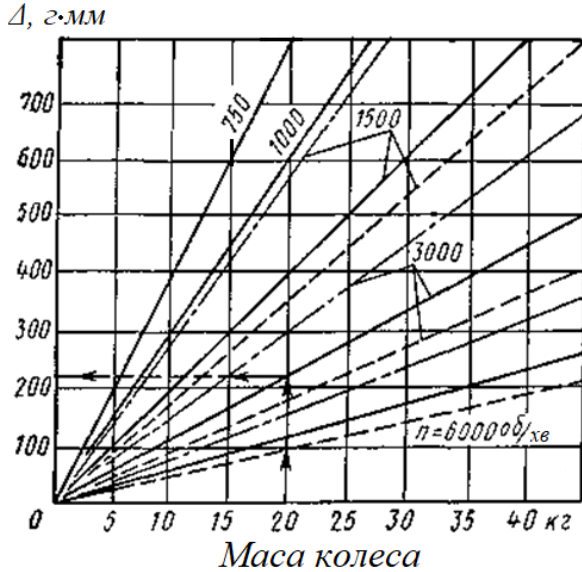


Рисунок 135 – Допуски на залишкову невірноваженість робочих коліс відцентрових насосів; позначення: штрихпунктирна лінія – для ґрунтових і шламових насосів; суцільна – для насосів загального призначення; штрихова – для насосів із підвищеними вимогами

Для роторів відцентрових насосів встановлено три класи точності за невірноваженістю: нульовий, перший і другий. До нульового класу належать ротори насосів з особливо жорсткими вимогами за надійністю і рівнем вібрацій, наприклад, ротори спеціальних, герметичних і судових насосів. До першого класу належать ротори живильних, нафтових тощо насосів із підвищеними вимогами щодо рівня вібрацій. До другого класу належать ротори консольних, двосторонніх, конденсатних та ін. насосів із звичайними вимогами за рівнем вібрацій.

На рисунку 136 наведені графіки для визначення e залежно від n і класу насоса.

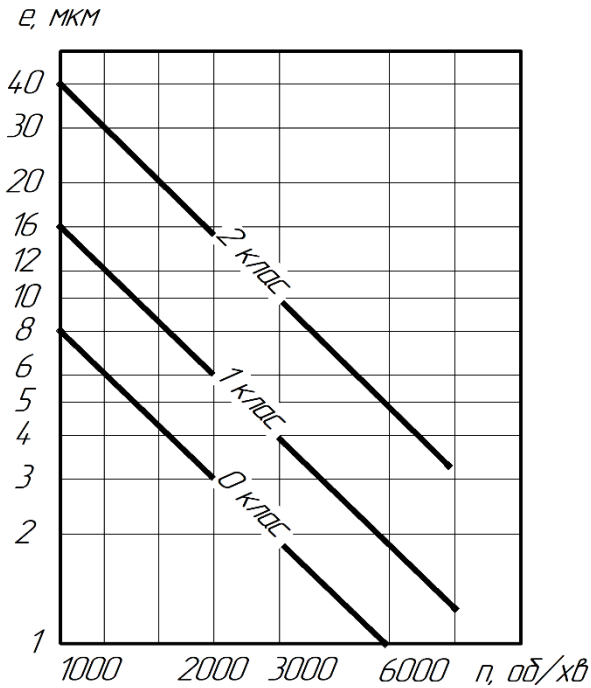


Рисунок 136 – Допуски на питому залишкову неврівноваженість ротора відцентрового насоса

Норми залишкової неврівноваженості для важких тихохідних робочих коліс встановлюють за умови, що відцентрова сила інерції не повинна перевищувати 5–10 % від маси робочого колеса.

Для роторів різних типів гідромашин, що працюють у підшипниках кочення, рекомендують емпіричну залежність

$$e = 10^9 \frac{C}{G \sqrt[3]{n^7 h}} \text{ мкм}, \quad (192)$$

де C – коефіцієнт працездатності підшипника; G – вага ротора, кг; n – частота обертання, об./хв; h – довговічність підшипника, години.

Список рекомендованої літератури

1. Шварцбурд Б. И. Технология производства гидравлических машин / Б.И. Шварцбурд. – Москва : Машиностроение, 1978. – С. 255–265.

2. Методичні вказівки до лабораторних робіт для студентів напряму підготовки 6.050502 «Інженерна механіка» спеціальності 6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» денної форми навчання / укладачі В. М. Липовий, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2017. – С. 17–22.

Контрольні питання

1. Що таке дисбаланс?
2. Які причини виникнення дисбалансу обертових деталей ротора?
3. Які види невірноваженостей ви знаєте?
4. Що таке процес балансування?
5. Які наслідки роботи устаткування з дисбалансом ротора ви знаєте?
6. Основні причини виникнення дисбалансу.

7. Яким приладом вимірюють амплітуди коливань для визначення віброакустичних показників насосів?
8. Що називають статичним балансуванням?
9. Які схеми статичного балансування ви знаєте?
10. У чому полягає схема статичного балансування на горизонтальних планках?
11. У чому полягає схема статичного балансування за допомогою додаткового вантажу?
12. Які існують схеми усунення неврівноваженої маси за умови балансуванні робочого колеса?
13. Що називають динамічним балансуванням?
14. У чому полягає схема динамічного балансування?
15. Які є норми на допустиму залишкову неврівноваженість робочих коліс?
16. Скільки існує класів точності за неврівноваженістю?
17. Що належить до нульового класу точності за неврівноваженістю?
18. Що належить до першого класу точності за неврівноваженістю?
19. Що належить до другого класу точності за неврівноваженістю?

12 ПРОЄКТУВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ЛОПАТЕВОГО НАСОСА МЕТОДОМ МОДЕЛЮВАННЯ

12.1 Методи проєктування проточних частин відцентрових насосів

Розширення діапазону параметрів і галузі застосування відцентрових насосів сприяло появі великої різноманітності конструкцій і форм проточних частин (рис. 137). Під час розроблення конструкції лопатевого насоса необхідно знати методи проєктування проточної частини, зокрема вміти розрахувати проточну частину за подібністю з моделлю, проєктувати елементи проточної частини, виконувати оціночні розрахунки втрат в елементах проточної частини.

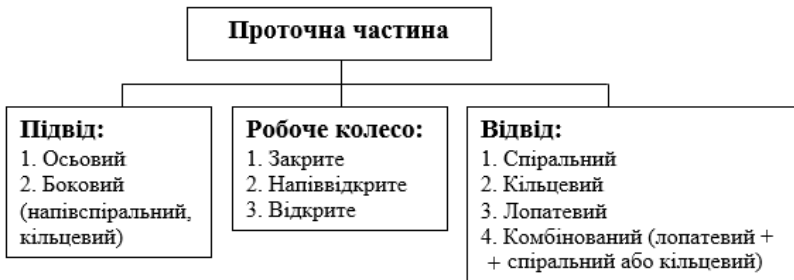


Рисунок 137 – Схема проточної частини відцентрового насоса

Під час проєктування проточних частин лопатевих насосів використовують такі методи:

– перерахунок із моделі на натурні умови (за наявності модельних проточних частин повністю відповідних вимогам технічного завдання);

– перерахунок із моделі на натурні умови з подальшим уточненням немодельних змін (у разі відхилення модельної проточної частини від повної геометричної подібності);

– розрахунок проточної частини наново із залученням узагальнених емпіричних даних (у разі відсутності модельних проточних частин);

– чисельний експеримент із застосуванням програмних продуктів, пропонованих фірмами розробниками (у разі відсутності модельних проточних частин).

12.2 Метод моделювання проточних частин лопатевих насосів

Багаторічний досвід створення лопатевих насосів доводить, що найдостовірнішим методом розрахунку і проектування проточних частин відцентрових насосів залишається метод моделювання, який застосовують за наявності модельних проточних частин. Цей метод дозволяє визначити геометричні розміри проточної частини нового насоса за допомогою перерахунку за формулами подібності розмірів наявного насоса. Для того, щоб скористатися цим методом, потрібно вибрати серед всього різноманіття наявних насосів, що мають високі техніко-економічні показники, такий насос, у якого режим, подібний заданому режиму роботи проєктованого насоса, був би близький до оптимального. Для цього необхідно розробити параметр, який служив би критерієм подібності і був би однаковий для всіх подібних насосів. Після визначення за заданими значеннями H , Q і n проєктованого насоса цього критерію подібності та, порівнявши його з критеріями подібності наявних конструкцій однотипних насосів, отримаємо можливість підібрати необхідний насос.

У теорії та практиці насособудування як критерій геометричної подібності використовують **коефіцієнт швидкохідності** n_s

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (193)$$

Величини, що входять у рівняння, мають розмірності: Q в $\text{м}^3/\text{с}$, H у м , n в об./хв .

Якщо насос, геометрично подібний даному, за подачі $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$ має напір 1 м , то, згідно із залежністю (193) його коефіцієнт швидкохідності n_s дорівнює частоті обертання насоса. У цьому разі

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{0,075}}{1^{3/4}} = n. \quad (194)$$

На цій підставі **коефіцієнтом швидкохідності** називають частоту обертання еталонного (модельного) насоса, усі елементи якого геометрично подібні натурному, що має з ним однакові гідравлічний і об'ємний к. к. д., але з напором $H = 1 \text{ м}$ і корисною потужністю $N = 1 \text{ к. с.}$, тобто з подачею $Q = 0,075 \text{ м}^3/\text{с}$.

Коефіцієнт швидкохідності різний для різних режимів роботи насоса. Назвемо коефіцієнт швидкохідності, визначений для оптимального режиму, тобто режиму, відповідного максимальному значенню к. к. д., коефіцієнтом швидкохідності насоса. Якщо насоси геометрично подібні, то коефіцієнти швидкохідності в них однакові. Отже, рівність коефіцієнтів швидкохідності є необхідною ознакою геометричної подібності насосів. Оскільки на задані значення параметрів n , $Q_{\text{опт}}$ і $H_{\text{опт}}$ насоса i , отже, на задане

значення коефіцієнта швидкохідності можуть бути сконструйовані насоси з різними співвідношеннями розмірів, рівність коефіцієнтів швидкохідності не є достатньою ознакою геометричної подібності насосів. Проте практично встановлені для кожного коефіцієнта швидкохідності співвідношення розмірів насоса, що забезпечують оптимальні техніко-економічні показники. Якщо обмежитися лише цими співвідношеннями розмірів, що переважно застосовують у лопатевих насосах, то рівність коефіцієнтів швидкохідності стає не тільки необхідною, але і певною мірою достатньою ознакою геометричної подібності насосів.

12.3 Визначення геометричних параметрів елементів проточної частини відцентрових насосів

З теорії подібності відомо, що для подібних насосів, що працюють на подібних режимах, справедливі співвідношення

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{L_1}{L_2}\right)^3 \quad \text{та} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1 \cdot L_1}{n_2 \cdot L_2}\right)^2. \quad (195)$$

Виключимо з рівняння частоту обертання насоса.

Нехай індекс 1 належить до параметрів натурної проточної частини «н»; індекс 2 належить до параметрів модельної проточної частини «м».

У цьому разі всі геометричні параметри елементів проточної частини перераховують з урахуванням масштабного множника або коефіцієнта подібності $\lambda = D_H/D_M$, який визначають за залежністю

$$\lambda = (Q_H/Q_M)^{0,5} \cdot (H_M/H_H)^{0,25}. \quad (196)$$

Значення подачі Q_M і напору H_M беруть із характеристики модельної проточної частини за необхідного коефіцієнта швидкохідності насоса n_s .

Користуючись виразом (196) і рівняннями подібності (195), за наявними розмірами модельних робочих органів можна визначити розміри проєктованого насоса і побудувати його розрахункові характеристики.

Характеристики натурної проточної частини одержують використовуючи формули подібності

$$H_H = H_M \lambda^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2, \quad (197)$$

$$Q_H = Q_M \lambda^3 \left(\frac{n_H}{n_M} \right), \quad (198)$$

$$N_H = N_M \lambda^5 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \frac{\rho_H}{\rho_M}. \quad (199)$$

Рівняння (формули) подібності (197–199) справедливі з точністю до масштабного ефекту, пов'язаного із змінами критерію Re і відносної шорсткості поверхні.

У разі відхилення від повної геометричної подібності, що, зазвичай, часто буває на практиці, використовують уточнені рівняння подібності

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \lambda^3 \left(\frac{n_H}{n_M} \right) \frac{n_{OH}}{n_{OM}}, \quad (200)$$

$$\frac{H_H}{H_M} = \lambda^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 \frac{n_{GH}}{n_{GM}}, \quad (201)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \lambda^5 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^5 \frac{n_{MM}}{n_{MH}}. \quad (202)$$

Визначення коефіцієнта швидкохідності впливає з умови рівності для подібних режимів об'ємного та гідравлічного к. к. д. і приблизної рівності механічного к. к. д.

Геометрична подібність шпаринних ущільнень, шорсткості стінок і товщини лопатей не завжди виконується. Звичайно в більш великих насосів зазори в ущільненнях, шорсткість і товщина лопатей відносно менші, ніж у малих. Рівність Re у моделі і в природи також не завжди вдається виконати. Проте, якщо ці відхилення від подібності невеликі, то формули (197–199) дають достатньо точні результати.

Формули перерахунку для одного і того самого насоса, що працює на різній частоті обертання ($D_H = D_M$), мають вигляд

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (203)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad (204)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \frac{\gamma_1}{\gamma_2}. \quad (205)$$

Оскільки звичайно в разі зміни частоти обертання насоса рівність Re не витримується, то формули (203–205) є наближеними. Більш точними з них є формули (203) і (204), які можуть застосовуватися із задовільним результатом навіть у тому разі, якщо частоти обертання значно відрізняються.

Список рекомендованої літератури

1. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д -ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 179–188.
2. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник / А. О. Євтушенко. – Суми : Сумський державний університет, 2005. – С. 27–33.
3. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 21–26.
4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 21–25.

Контрольні питання

1. Які використовують методи проектування проточних частин відцентрових насосів?
2. Які особливості передбачає перерахунок із моделі на натурні умови?
3. У чому відмінність методу перерахунку з моделі на натурні умови з подальшим уточненням немодельних змін від попереднього методу?
4. Який метод проектування проточних частин насосів використовують у разі відсутності модельних проточних частин?
5. Який метод є найдостовірнішим методом розрахунку і проектування проточних частин відцентрових насосів?

6. Який критерій подібності використовують у теорії та практиці насособудування під час моделювання проточних частин насосів?

7. У чому полягає фізичний зміст коефіцієнта швидкохідності?

8. Як впливає зміна частоти обертання насоса на параметри (напір, подача, споживана потужність) відцентрового насоса?

9. Як впливає зміна діаметра робочого колеса насоса на параметри (напір, подача, споживана потужність) відцентрового насоса?

Навчальне видання

Кондусь Владислав Юрійович,
Котенко Олександр Іванович

ЛОПАТЕВІ НАСОСИ

Навчальний посібник

Художнє оформлення обкладинки О. М. Лепетюхи
Редактор І. О. Кругляк
Комп'ютерне верстання В. Ю. Кондуся, Н. В. Кучеренка

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 16,97. Обл.-вид. арк. 14,38. Тираж 300 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.