

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Микола СОТНИК

_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

на тему: **Розробка горизонтального одноступеневого консольного насоса для перекачування чистої та забрудненої води**

Здобувача групи ГМ.м-31 Скоромний Олексій Віталійович

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Скоромний Олексій Віталійович

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Віталій ПАНЧЕНКО

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
“ ___ ” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ
до кваліфікаційної роботи магістра студенту

Скоромний Олексій Віталійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка горизонтального одноступеневого консольного насоса для перекачування чистої та забрудненої води»**
затверджена наказом по університету від 14.11.2024 р. №1385-VI
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 06.12.2024 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**
параметри насосу:
подача насоса $Q_n = 290 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H_n = 72 \text{ м}$, частота обертів $n_n = 2950 \text{ об/хв}$.
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**
гідравлічні розрахунки, розрахунки з вибору електродвигуна, розрахунок кінцевого ущільнення, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників.
- 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**
монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, креслення валу, креслення робочого колеса, креслення корпусу сальника, теоретичне креслення корпусу насоса.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика консольних насосів		
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		Керівник
7	Виконання економічного розділу		Керівник
8	Оформлення звіту з практики		
9	Розрахунки з вибору електродвигуна		
10	Розрахунок кінцевого ущільнення		
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса		
15	Складальне креслення насоса		Керівник
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів		
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.		
19	Перевірка роботи на плагіат.		
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.		
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.		
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання - 01.11.2024 р.

Студент _____
(підпис)

Скоромний О.В.

Керівник _____
(підпис)

Панченко В.О.
(прізвище, ініціали)

АНОТАЦІЯ

Пояснювальна записка: 75 с., 6 рисунків, 3 таблиці, 32 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка горизонтального одноступеневого консольного насоса для перекачування чистої та забрудненої води».

Графічні матеріал: 4 аркуші формату А1: монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, креслення валу, креслення робочого колеса, креслення корпусу сальника, теоретичне креслення корпусу насоса.

Мета роботи – розроблення конструкції відцентрового одноступеневого консольного насоса, призначеного для перекачування технічно чистої та забрудненої води.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун;
- розраховано довговічність підшипників;
- виконано розрахунки на міцність.

У розділі з охорони праці було розглянуто безпеку експлуатації герметичних систем, що працюють під тиском.

У економічному розділі було розглянуто систему технічного обслуговування та ремонту насосного обладнання.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, ВІДВІД, ПІДВІД, РОТОР.

ВСТУП.....	7
1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА....	11
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА.....	14
3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ	Ошибка! Закладка не определена.
3.1 Вихідні дані для розрахунку	Ошибка! Закладка не определена.
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	Ошибка! Закладка не определена.
3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	Ошибка! Закладка не определена.
3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини	Ошибка! Закладка не определена.
3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	Ошибка! Закладка не определена.
3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	Ошибка! Закладка не определена.
3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей.....	Ошибка! Закладка не определена.
3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	Ошибка! Закладка не определена.
4 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА	Ошибка! Закладка не определена.
4.1 Загальні відомості	Ошибка! Закладка не определена.
4.2 Побудова меридіанного перерізу	Ошибка! Закладка не определена.
5 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ	Ошибка! Закладка не определена.
5.1 Побудова нормалей.....	Ошибка! Закладка не определена.
5.2 Побудова ліній течії.....	Ошибка! Закладка не определена.
6 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ	Ошибка! Закладка не определена.
6.1 Загальні положення.....	Ошибка! Закладка не определена.
6.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра	Ошибка! Закладка не определена.
6.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії	Ошибка! Закладка не определена.
6.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра	Ошибка! Закладка не определена.
6.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	Ошибка! Закладка не определена.
6.6 Побудова лопаті у плані	Ошибка! Закладка не определена.
7 ВИКОНАННЯ РОБОЧОГО КРЕСЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА	Ошибка! Закладка не определена.

8 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ З

ТАНГЕНЦІАЛЬНИМ ВИХОДОМ..... **Ошибка! Закладка не определена.**

8.1 Конструктивні особливості спірального відводу **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2 Розрахунок і проектування спіральної камери **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.1 Визначення діаметра початкової окружності . **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.2 Визначення ширини входу в спіраль **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.3 Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі..... **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.4 Визначення кута обхвату спіралі в плані **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.5 Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі
..... **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.6 Визначення площі розрахункового перерізу .. **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.7 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу
 $F_{\text{розрах}}$ **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.8 Визначення площі проміжних перерізів..... **Ошибка! Закладка не определена.**

8.2.9 Побудова плану спіралі..... **Ошибка! Закладка не определена.**

8.3 Розрахунок і проектування дифузornoї ділянки **Ошибка! Закладка не определена.**

9 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА..... 47

9.1 Визначення осьової сили..... 47

9.2 Визначення радіальної сили..... 49

10 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ 49

11 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА 51

11.1 Вибір типу ущільнення..... 51

11.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні 52

12 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА 53

13 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ..... 55

13.1 Розрахунок реакцій в опорах 55

13.2 Розрахунок довговічності підшипників..... 57

13.3 Розрахунок вала на статичну міцність 59

13.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом 61

14 Економічний розділ.....	
15 Охорона праці.....	
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	73

ВСТУП

Відцентрові консольні насоси – це пристрої, які призначені для перекачування рідин за рахунок використання відцентрової сили, яку створює робоче колесо насоса під час свого обертання. Відцентрові консольні насоси належать до класу динамічних лопатевих насосів і їх досить широко застосовують у різних системах водопостачання, у різних галузях промисловості, у енергетичному секторі, а також у сільському господарстві завдяки таким якостям як: простота конструкції, надійність та висока продуктивність [10].

Відцентрові консольні насоси виробляють у різних варіантах виконання, зокрема у горизонтальному та вертикальному. Такий підхід дозволяє пристосувати ці насоси до конкретних умов на їхньому місці експлуатації згідно з вимогами споживача [15].

Відцентрові консольні насоси мають ряд переваг, які дозволяють їм займати провідне місце під час вибору того або іншого типу насосного обладнання у багатьох галузях. Конструктивні та експлуатаційні особливості консольних відцентрових насосів забезпечують їх гарантовану впродовж довгого часу експлуатації на робочому місці високий рівень ефективності (високі значення коефіцієнту корисної дії), а також надійність роботи і економічну доцільність їхнього використання під транспортування (перекачування) чистих технічних рідин, а також рідин, які містять у собі домішки у вигляді твердих частинок [13].

До переваг відцентрових консольних насосів можна віднести наступні [10]:

- висока ефективність – відцентрові консольні насоси ефективно перетворюють механічну енергію обертання робочого колеса насоса на енергію динамічного напору та тиск усередині перекачуваної рідини;
- простота конструкції та надійність - відцентрові консольні насоси не мають у своєму складі складних механізмів (поршні, клапани тощо), що значною мірою знижує ймовірність їхніх поломок та відповідно підвищує їхню надійність, зокрема й термін служби;

- універсальність застосування - відцентрові консольні насоси можуть перекачувати різні типи рідин, які відрізняються між собою густиною, в'язкістю, температурою, хімічним складом тощо;
- зручність експлуатації та обслуговування - відцентрові консольні насоси мають конструкцію, яка спрощує встановлення їх на робоче місце, оскільки такий насос досить легко може бути напряму з'єднаний із привідним електричним (або іншого типу) двигуном; конструкція відцентрових консольних насосів забезпечує доступність робочих елементів (робоче колесо, ущільнення тощо), що дозволяє легко і швидко та відповідно без надлишкових витрат часу виконати ремонт насоса безпосередньо на місці його експлуатації без необхідності демонтажу та транспортування до підприємства-виробника;
- економічні вигоди - відцентрові консольні насоси завдяки гідравлічній досконалості елементів проточної частини мають достатньо високі значення коефіцієнту корисної дії та відповідно низький рівень споживання електричної енергії на одиницю корисної роботи, що дозволяє економити енергетичні ресурси під час здійснення технологічних процесів на виробництві.

Проте не зважаючи на наявність достатньо суттєвих та вагомих переваг, консольні відцентрові насоси мають і низку недоліків, які є обмеженням для їхнього використання та які цілком очевидно слід враховувати під час їх проектування та експлуатації замовником. Такі обмеження є наслідком як їхніх конструктивних особливостей, так і принципу їхньої роботи (робочого процесу) [15].

Серед таких недоліків відцентрових консольних насосів можна виділити наступні [13]:

- залежність від умов експлуатації - відцентрові консольні насоси погано працюють в тих умовах, коли є необхідним створення високого напору за малої подачі насоса (при низьких значеннях коефіцієнту швидкохідності насоса), оскільки за таких умов коефіцієнт корисної дії відцентрового

насоса суттєво знижується від оптимальних показників; за умови недостатнього підпору на вході (малого тиску) виникає ризик виникнення кавітації у проточній частині насоса, що може призвести до зриву параметрів відцентрового насоса та навіть до зупинки його роботи, а також неодмінно призведе до різкої інтенсифікації процесу зношування робочих органів відцентрового насоса (робоче колесо – у першу чергу); суто завдяки дії фізичних законів відцентрові насоси взагалі та консольні зокрема обмежені у висоті всмоктування, яка навіть теоретично не може перевищувати 10 метрів, а практично становить 6-8 або навіть і менше (залежно від умов експлуатації насоса, властивостей рідини тощо);

- обмеження за типом перекачуваної рідини - відцентрові консольні насоси за умови перекачування високов'язких рідин втрачають продуктивність (відбувається зменшення подачі насоса); наявність у перекачуваній насосом рідині твердих абразивних домішок значною мірою підвищує швидкість зношування елементів проточної частини насоса (насамперед робочого колеса та корпусу); перекачування рідин з високою температурою вимагає застосування спеціальних конструкторських рішень, які ускладнюють процес виробництва насоса, призводять до використання більш вартісних матеріалів та відповідно призводять до зростання ціни на такий насос;
- високі вимоги до якості монтажу та експлуатації - відцентрові консольні насоси чутливі до наявності у перекачуваній рідині великих сторонніх предметів, які можуть призвести до заклинювання робочого колеса або пошкодження ущільнень; для забезпечення стабільної та тривалої роботи насоса у гідравлічній системі необхідно забезпечити узгодження робочої характеристики насоса з характеристикою цієї системи (кожен насос необхідно підбирати під конкретну гідравлічну систему);
- обмеження за конструктивними особливостями - відцентрові консольні насоси мають у своєму складі кінцеві ущільнення (механічні або торцеві), що вимагають регулярного обслуговування та зношуються під

час тривалої експлуатації; елементи ротора (робоче колесо, вал, захисні втулки) та ущільнення піддаються інтенсивному зношуванню під час роботи з абразивними та хімічно агресивними рідинами; порушення балансування ротора насоса може викликати значні вібрації, здатні призвести до поламок деталей насоса та виходу насоса з ладу.

1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні дані : подача $Q = 290 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 72 \text{ м}$, частота обертання ротора насоса: $n=2950 \text{ об/хв}$ перекачуване середовище: чиста та забруднена вода.

Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса виконують на основі аналізу параметрів системи, технічних та економічних вимог, висунутих до цього технологічного обладнання, а також з урахуванням особливостей перекачуваного рідкого середовища (густина, в'язкість, наявність домішок тощо).

Основні критерії, які зазвичай використовують для здійснення такого вибору полягають у врахуванні наступних моментів [11, 15]:

- параметри робочого середовища – горизонтальні одноступеневі відцентрові насоси можливо використовувати для перекачування рідин із низькою та середньою в'язкістю (якщо перекачувана насосом рідина є хімічно агресивною, то у такому випадку необхідним стає використання відповідних спеціальних матеріалів, наприклад нержавіючої сталі, тефлону тощо; насоси горизонтальної консольної конструктивної схеми зазвичай використовують для перекачування рідин з помірною температурою (у разі використання насоса для перекачування гарячих рідких середовищ необхідно ввести відповідні зміни до конструкції насоса, а також вибрати спеціальні матеріали та ущільнення);
- коефіцієнт швидкохідності насоса – співвідношення параметрів насоса (подача, напір, частота обертання ротора) мають перебувати у рекомендованих межах, які дозволяють досягти максимального (або прийняттого) рівня коефіцієнту корисної дії насоса; якщо у одноступеневій однопотоковій схемі цього досягти неможливо, то необхідно перейти на багатоступеневу або ж на багатопотокову конструктивну схему відцентрового насоса;
- конструктивні особливості – горизонтальні одноступеневі насоси зазвичай займають достатньо мало місця порівняно із вертикальними

схемами та забезпечують при цьому зручність під час монтажу та експлуатації (проведення огляду, обслуговування ремонту тощо);

- економічні аспекти – одноступенева горизонтальна конструктивна схема насоса є достатньо простою у виготовлення, що дозволяє досягти достатньо низького рівня собівартості та відповідно ціни виробу і отже, отримати конкурентну перевагу на ринку порівняно із аналогічної продукцією виробників-конкурентів; менша кількість рухомих елементів (порівняно із багатоступеневими конструкціями насосів) та спрощене технічне обслуговування дозволяють мінімізувати витрати на ремонт та технічне обслуговування насоса, що знижує вартість життєвого циклу насоса у цілому;
- особливості встановлення – горизонтальна конструктивна схема насосного агрегату дозволяє достатньо легко інтегрувати такий насос у вже існуючу гідравлічну систему трубопроводів на місці його експлуатації у споживача; горизонтальна конструктивна схема насоса також є значно більш стійкою щодо роботи за великих значеннях частоти обертання ротора насоса, що дозволяє істотним чином зменшити рівень шуму та вібрації насоса під час його роботи у гідравлічній лінії;
- зручність для модифікації та стандартизації – горизонтальні відцентрові насоси достатньо легко можна модернізувати або ж адаптувати під конкретні специфічні умови (наприклад, шляхом заміни робочого колеса), що дозволяє однією базовою конструкцією закрити широкий спектр параметрів; наявність стандартизованого ряду (стандартні значення основних розмірів насосів) дозволяє значним чином спростити заміну одного насоса на інший (навіть у разі використання насосів від різних виробників) під час встановлення у існуючі гідравлічні мережі.

Отже можна стверджувати, що вибір горизонтального одноступеневого консольного відцентрового насоса обґрунтований його простотою, надійністю та універсальністю порівняно з іншими можливими конструктивними схемами. Такий насос є вигідним для застосування у гідравлічних мережах і системах із

середнім рівнем продуктивності (подачі насоса), під час перекачування рідин (або рідинних сумішей) із низькою та середньою в'язкістю та відносно невеликих значеннях напору насоса. Простота обслуговування насоса під час його експлуатації у споживача та відносно низький рівень експлуатаційних витрат обумовлюють його перевагу під час вибору серед можливих варіантів насосного обладнання.

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Основні елементи конструкції горизонтального одноступеневого консольного насоса [10, 20]:

- корпус насоса – захищає внутрішні елементи та спрямовує потік перекачуваної рідини під час роботи насоса. Виготовлений із сірого чавуну (або сталі методом лиття). Форма корпусу – спіральна камера, яка забезпечує рівномірність руху рідини від відцентрового робочого колеса до напірного патрубку;
- робоче колесо – це основний робочий орган відцентрового насоса, який завдяки силовій взаємодії з перекачуваною рідиною перетворює механічну енергію обертання ротора насоса на гідравлічну енергію рідини (напір та швидкість). Робоче колесо – закрите (має основний та покривний диски) з лопатями. Можливе встановлення двох варіантів коліс, відмінність між якими полягає у тому, що у робочому колесі, призначеному для перекачування забруднених рідин (які містять у своєму складі тверді домішки), частина лопатей мають меншу довжину (від зовнішнього діаметру до вхідного – назустріч потоку рідині у колесі). Така конструкція дозволяє розширити вхідний переріз у найвужчому місці проточної частини насоса (у вхідній воронці колеса) та відповідно знизити ризик забивання проточної частини насоса, що може призвести до зниження параметрів насоса або навіть до його виходу з ладу. Робоче колесо насоса виготовляють методом лиття із подальшим механічним обробленням;
- вал насоса – передає механічну енергію обертання від привідного двигуна до головного робочого органу насоса – робочого колеса. Вал встановлений на підшипниках кочення, що забезпечує його плавне обертання та стійкість;
- ущільнення валу – запобігають витокам перекачуваної рідини у місці виходу валу зі статорної частини (корпусу) насоса. Можливе

встановлення двох типів ущільнення – сальникове з м'якою набивкою (більш просте та доступне, проте вимагає постійного обслуговування) і торцеве (більш герметичне і довговічне, проте має значно вищу вартість та вимоги до наявності у перекачуваній рідині твердих абразивних домішок);

- опорні підшипники – розміщені у кронштейні насоса, підтримують вал (сприймають радіальна та осьові зусилля) і знижують тертя під час його обертання;
- патрубки насоса (вхідний та вихідний) – вхідний патрубок насос спрямовує рідину з всмоктувального трубопроводу до проточної частини насоса; вихідний патрубок насос – забезпечує відведення рідини з насоса (приєднаний до напірного трубопроводу);
- привід насоса – електричний асинхронний двигун, з'єднаний з насосом за допомогою пружної муфти.

1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

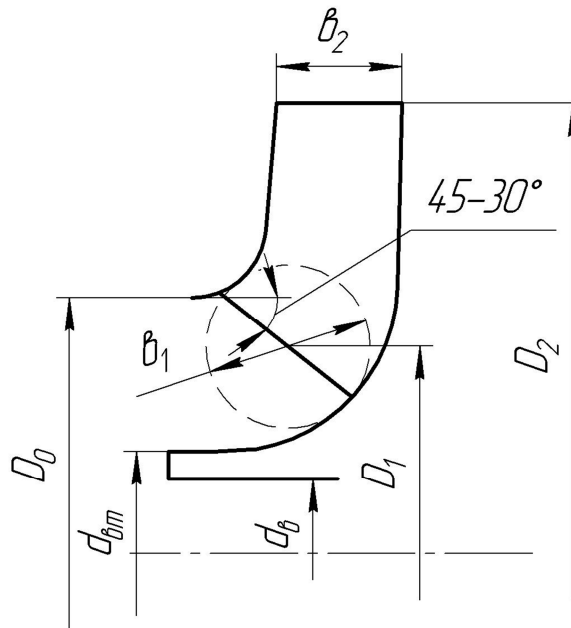


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

1.1 Вихідні дані для розрахунку

Розрахунок виконуємо за загальноприйнятою методикою та згідно з рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Під час проектування робочого колеса відцентрового насоса задають його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$),
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000$, кг/м³;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 290$ м³/год = 0,0806, м³/с;
- напір $H = 72$, м;
- частота обертання $n = 2950$, об/хв.

Коефіцієнт швидкості

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 2950 \sqrt{\frac{290}{3600}}}{72^{\frac{3}{4}}} = 124.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3,$$

де $K_{ex} = 3,5 - 5,0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{290}{3600 \cdot 2950}} 10^3 = 127,98 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 124^{-\frac{2}{3}}} = 0,973.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{290}{0,973} = 298 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 127,98 - 0,172)^2} = 0,888.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 124^{-2}} = 0,946.$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_{Г} \eta'_M \eta_M,$$

де $\eta_{Г}$ - гідравлічний ККД;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД задаємо: $\eta_M = 0,95 - 0,99$ (менші значення беруться для малих потужностей).

$$\eta = 0,973 \cdot 0,888 \cdot 0,946 \cdot 0,99 = 0,809$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 290 \cdot 72}{3600 \cdot 0,809} = 70331 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_{Г}} = \frac{72}{0,888} = 81,08 \text{ м.}$$

1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

Розрахунок виконуємо за загальноприйнятою методикою та згідно з рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{\kappa}]}}$$

де $M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$ - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max} = 1,1 \cdot N$ - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_{\kappa}] = 10 - 30$ МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 70331 = 77364 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{77364 \cdot 30}{\pi \cdot 2950} = 250,6 \text{ Н·м,}$$

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{250,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 39,72 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_{\epsilon} = 40 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{\text{вт}} = (1,2 - 1,25)d_{\epsilon} = (1,2 - 1,25)40 = (48 - 50) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{\text{вт}} = 48 \text{ мм.}$$

1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Розрахунок виконуємо за загальноприйнятою методикою та згідно з рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{вп}}^2 + d_{\text{вт}}^2} = \sqrt{127,98^2 + 48^2} = 136,69 \text{ мм.}$$

Отримане значення округляємо до цілого у більшу сторону.

$$D_0 = 137 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{\text{р.к.}}}{3600\pi(D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)} = \frac{4 \cdot 298}{3600\pi(0,137^2 - 0,048^2)} = 6,4 \text{ м/с.}$$

Орієнтовно D_1 беруть таким, що дорівнює $0,8D_0$

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 \cdot 137 = 109,6 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіус середньої точки R_1 , за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході $\beta_{\text{вп}}$.

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{109,6}{2} = 54,8 \text{ мм.}$$

У першому наближенні меридіанну складову швидкості V'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями беруть такою, що дорівнює V_0 .

$$V'_{1m} = V_0 = 6,4 \text{ м/с.}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається виразом

$$V_{1m} = \Psi_1 V'_{1m},$$

де $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1,25 \cdot 6,4 = 8 \text{ м/с.}$$

У загальному випадку кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}},$$

де $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$ - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

V_{1U} - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,1096 \cdot 2950}{60} = 16,9 \text{ м/с.}$$

У консольних насосах $V_{1U} = 0$.

Тоді

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{8}{16,9} = 25,33^\circ.$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1II} + \Delta\beta.$$

Кут атаки $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$ вводять з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей.

$$\beta_1 = 25,33 + 5 = 30,33^\circ.$$

1.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Розрахунок виконуємо за загальноприйнятою методикою та згідно з рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей $z = 5 - 8$.

Приймаємо $z = 7$.

Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у робоче колесо $s_1 = 2 - 10$ мм при $D_1 = 150 - 500$ мм.

Оскільки насос може перекачувати забруднену воду, яка містить тверді абразивні частинки, приймаємо $s_1 = s_2 = 5$ мм.

1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Розрахунок виконуємо за загальноприйнятою методикою та згідно з рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення Ψ'_1 за формулою

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}.$$

Повинна бути забезпечена умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$. Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись $\Psi''_1 = \Psi'_1$, визначають V_{1m} , потім β_{1II} та $\Delta\beta$ (див. п. 1.3). Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$.

1-е наближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5}{2\pi \cdot 54,8 \sin 30,33^\circ}} = 1,252$$

$$|1,252 - 1,25| = 0,00 < 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса, м, на вході знаходимо з виразу

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} = \frac{298}{3,14 \cdot 0,1096 \cdot 8 \cdot 3600} = 0,03 \text{ м.}$$

1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Розрахунок виконуємо за загальноприйнятою методикою та згідно з рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$. Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 81,8}{0,5}} = 40,1 \text{ м/с,}$$

а діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 40,1}{3,14 \cdot 2950} = 0,259 \text{ м.}$$

Кінцеве значення D_2 визначають з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0)V'_{1m}.$$

Менші значення беруть у тому випадку, коли для полегшення відливання необхідно збільшити ширину робочого колеса на виході b_2 .

$$V'_{2m} = 0,75V'_{1m} = 0,75 \cdot 6,4 = 4,8 \text{ м/с.}$$

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення V'_{2m} таким чином, щоб отримати бажане відношення відносних швидкостей на вході та на виході $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right),$$

де $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$ - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

W_1 - відносна швидкість на вході у робоче колесо;

$W_{2\infty}$ - відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s . Графічна залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f(n_s)$

наведена на рис. 2.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

n_s	40	100	200	300
β_2 , град	30 - 36	25 - 30	20 - 22	15 - 20

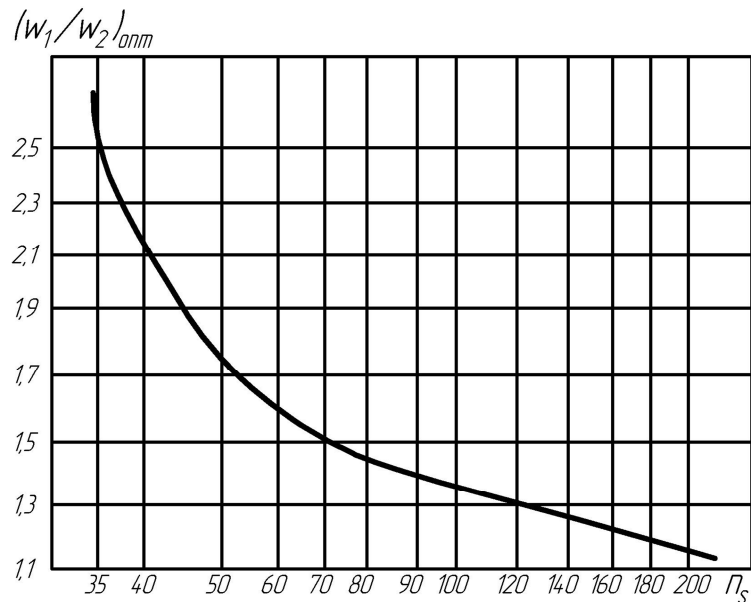


Рисунок 2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

При $n_s = 124$ визначаємо за графіком $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,29$.

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1\right) = \arcsin\left(1,29 \cdot \frac{1,07}{1,252} \cdot \frac{4,8}{6,4} \sin 30,33^\circ\right) = 24,68^\circ$$

1.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Розрахунок виконуємо за загальноприйнятою методикою та згідно з рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Поправка K_z на кінцеве число лопатей може бути визначена за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p},$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D'_2}\right)^2}.$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

- при $n_s < 150$:

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2,$$

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 24,68^\circ = 0,85$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D'_2}\right)^2} = 2 \frac{0,85}{7} \frac{1}{1 - \left(\frac{109,6}{259}\right)^2} = 0,296$$

$$K_z = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,296} = 0,772$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} = \frac{72}{0,888 \cdot 0,772} = 105,03 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 1,07 \cdot 4,8 = 5,18 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g H_{T\infty} + V_{1U} U_1} =$$

$$= \frac{5,18}{2 \operatorname{tg} 24,68^\circ} + \sqrt{\left(\frac{5,18}{2 \operatorname{tg} 24,68^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 105,03 + 0} = 38,23 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 38,23}{\pi \cdot 2950} = 0,248 \text{ м.}$$

1.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Після визначення s_2 та D_2 уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}}.$$

При цьому повинна бути забезпечена умова $|\Psi'_2 - \Psi_2| \leq 0,01$. Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись $\Psi''_2 = \Psi'_2$, визначають V_{2m} , β_2 та D_2 . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$.

1-е наближення

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5}{\pi \cdot 248 \cdot \sin 24,68}} = 1,068$$

$$|1,068 - 1,07| = 0,002 < 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{298}{\pi \cdot 0,248 \cdot 5,18 \cdot 3600} = 0,0205 \text{ м.}$$

2 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА

2.1 Загальні відомості

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 3).

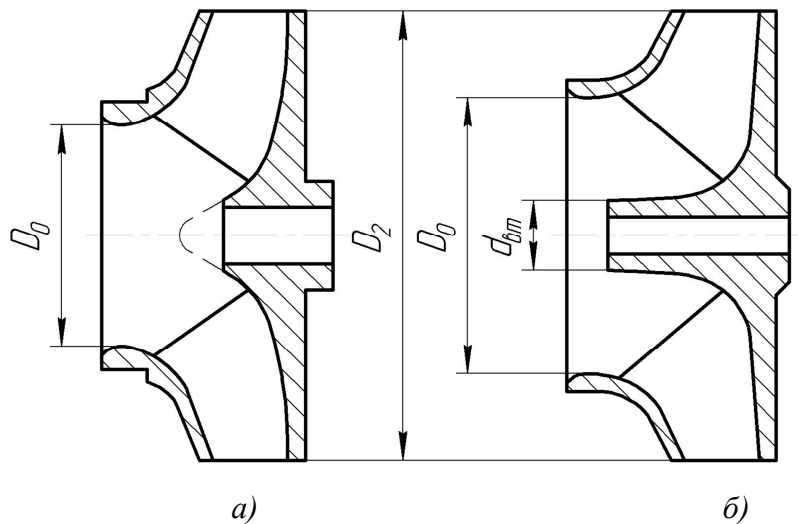


Рисунок 3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:
а – робоче колесо консольного насоса;
б – робоче колесо насоса із прохідним валом

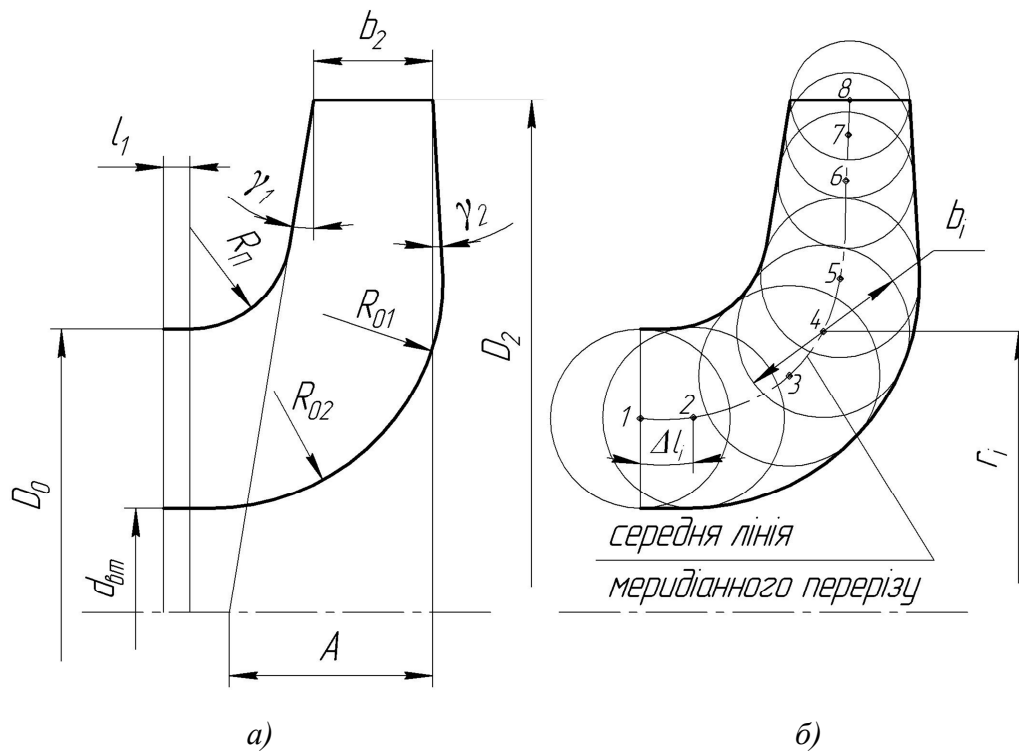


Рисунок 4 – До проектування меридіанного перерізу

2.2 Побудова меридіанного перерізу

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Контури меридіанного перерізу знаходять методом послідовних наближень.

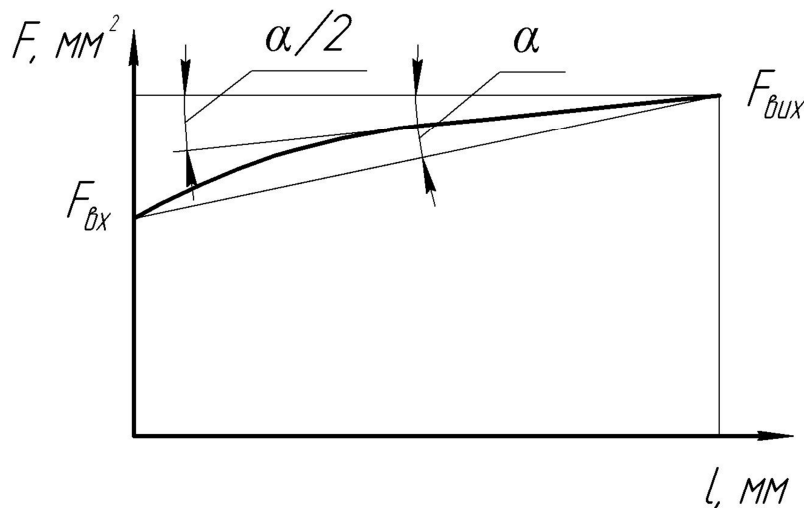


Рисунок 5 – Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримують середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруються цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу.

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d_{\text{ем}}^2),$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

$$F_i = 2\pi r_i b_i,$$

де r_i - відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

b_i - діаметр вписаного кола.

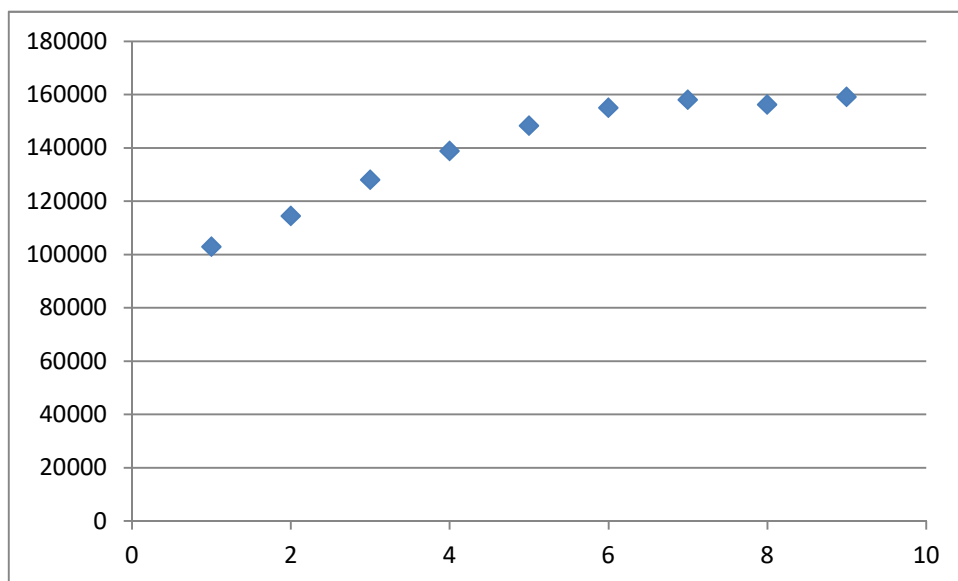
Величини r_i та b_i визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

Таблиця 1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

Номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	54,8	30	8,75	102859
2	65	29,2	17,5	114411,4
3	75	28,3	26,25	127944,3
4	85	27,1	35	138855
5	95	25,9	43,75	148318,9
6	105	24,5	52,5	155070,3
7	115	22,8	61,25	158054,2
8	120	21,6	70	156245,8
9	124	20,5	78,75	159074

За даними таблиці будують приблизний графік $F = f(l)$.



Графік зміни площ меридіанного перерізу

3 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

3.1 Побудова нормалей

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Нормалі називають лінії, перпендикулярні до ліній течії. Розглянемо наближений спосіб побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса.

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка $F = f(l)$ (див. рис. 4), тому можна використовувати раніше вписані кола.

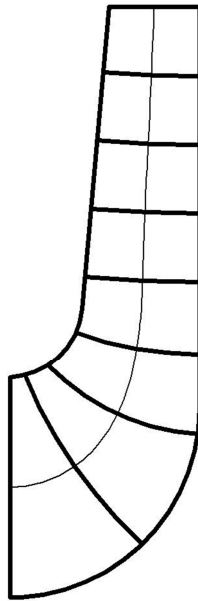


Рисунок 6 – Побудова нормалей

3.2 Побудова ліній течії

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 7). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість

рідини V_m розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус.

Приймаємо кількість потоків – 2.

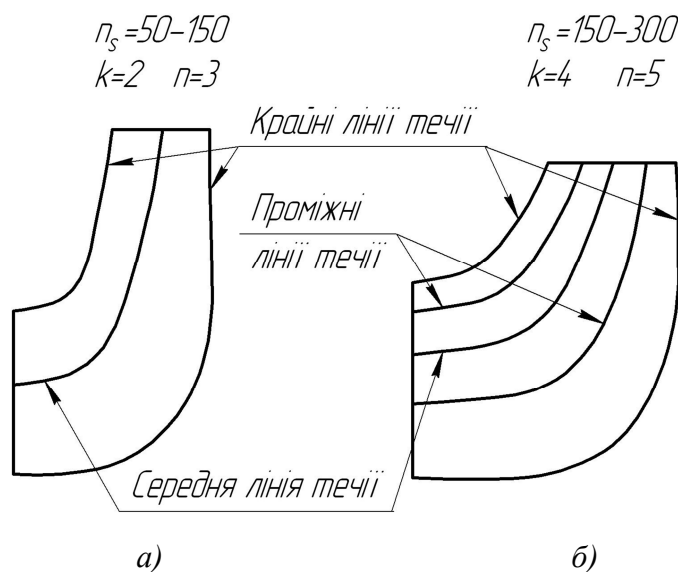


Рисунок 7 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі, через кожну струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600k} = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_1 = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_2 = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_k$$

де $Q_{p.k.}$ - постійна витрата через робоче колесо;

l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{ц.м.}$ - відстань від центра тяжіння відрізка l до осі колеса.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме вигляд

$$r_{ц.м.} l = const .$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 8), на якій відкладають рівні відрізки $\frac{b_2}{k}$. Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз $I-I$) визначають з рівності

$$D_0^2 - d_k^2 = d_k^2 - d_{k-1}^2 = \dots = \frac{D_0^2 - d_{em}^2}{k} .$$

Контури ліній течії між входом та виходом знаходять методом послідовних наближень.

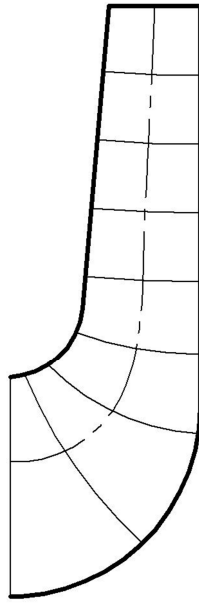


Рисунок 8 – Побудова ліній течії

4 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

4.1 Загальні положення

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Найбільш поширеним у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр).

4.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці відображувального циліндра (рис. 9) утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей), проведених із відстанями між ними відповідно ΔS та ΔL . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кут $\Delta\phi$ між меридіанними перерізами відображувального циліндра (рис. 9), який, як правило беруть таким, що дорівнює $5-10^\circ$, та радіусом конформного циліндра $R_{к.ц.} = 150 - 200$ мм (іноді припускають, що $R_{к.ц.} = R_2$), після чого визначають розміри ΔS та ΔL за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

де C - стала, що, як правило, береться такою, що дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ}.$$

Приймаємо $R_{к.ц.} = 200$ мм, $C = 10$, $\Delta\phi = 10^\circ$. Тоді

$$\Delta L = \frac{200}{10} = 20 \text{ мм},$$

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 10}{180} = 34,91 \text{ мм}.$$

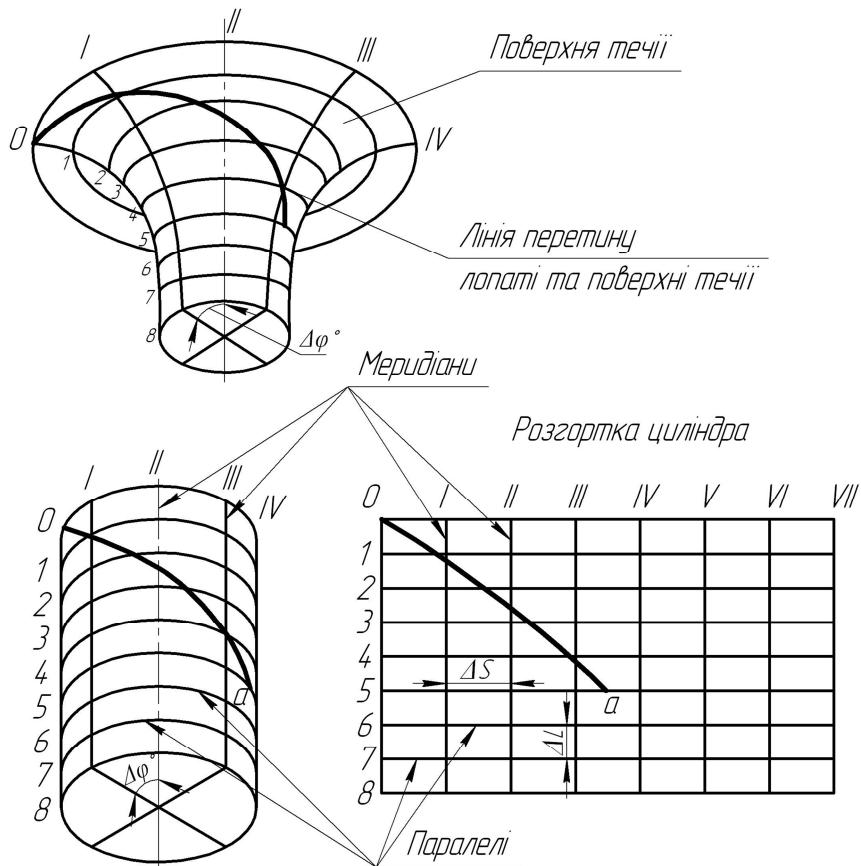


Рисунок 9 – Сітка на розгортці відображувального циліндра

4.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії a , b , c (рис. 10) на відрізки Δl за умовами конформності

$$\frac{r_{icp}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const,$$

де r_{icp} - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl .

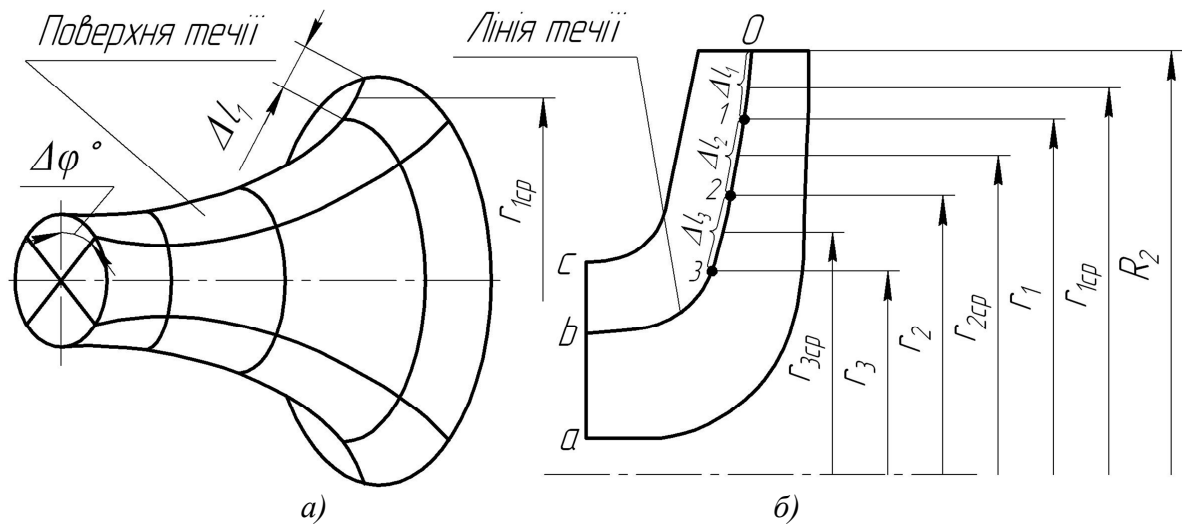


Рисунок 10 – Розбивка ліній течії

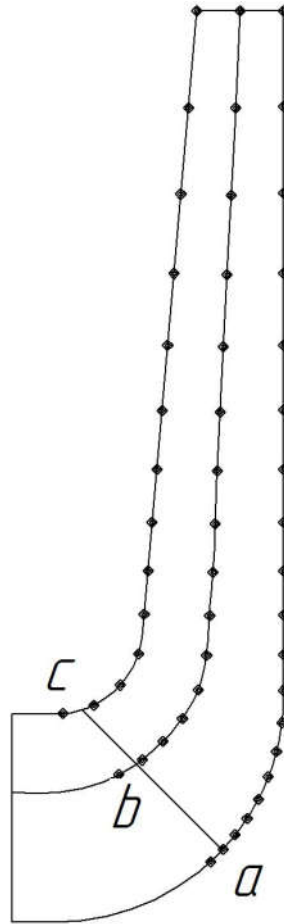
Для циліндричної поверхні $R_{к.ц.} = const$, $\Delta l = const$. Для поверхні течії (рис. 10 а) $r \neq const$, тоді й $\Delta l \neq const$.

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом охвата Θ лопаті, який в основному залежить від n_s (табл. 4).

Таблиця 4

n_s	50-70	70-100	100-300	300-400
Θ , град	140-120	120-110	110-80	80-60

Приймаємо кут охвату 120° .



Побудова координатної сітки

4.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Поверхня лопаті на розгортці циліндра профілюється з урахуванням таких рекомендацій:

1. Кут нахилу лопаті β на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до кута β_2 .

2. Вхідну кромку лопаті робочого колеса бажано розмістити у одній меридіанній площині (на розгортці циліндра – вертикально). При цьому спрощується технологія виготовлення та контролю виконання вхідних кромek лопатей колеса.

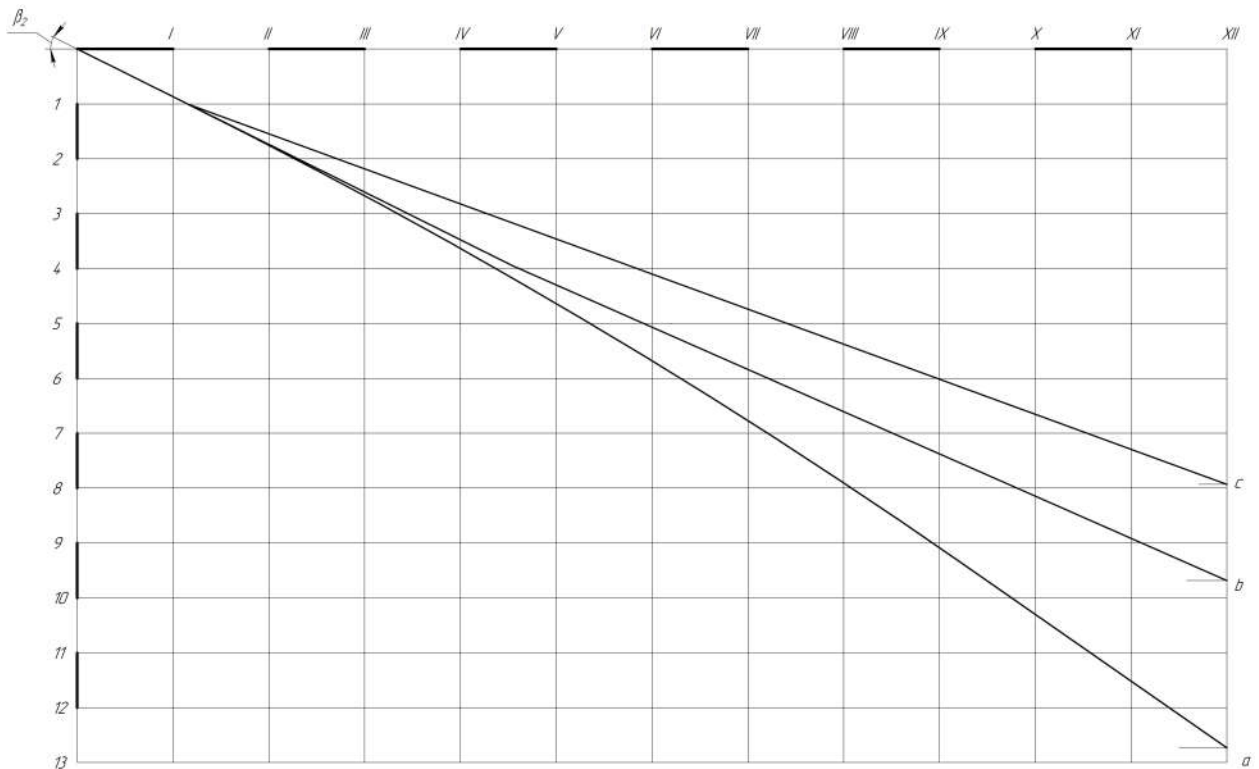


Рисунок 11 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)

Через точки a , b , c проводимо промені під кутами β_{1a} , β_{1b} , β_{1c} до перетину променя, проведеного під кутом β_2 у точках, що лежать нижче від точки n_{II} .

Для точки a :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,049 \cdot 2950}{60} = 7,56$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_{1a}} = \arctg \frac{5,17}{9} = 31,12^\circ$$

$$\beta_{1a} = 31,12 + 5 = 36,12^\circ$$

Для точки b :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,1015 \cdot 2950}{60} = 15,67$$

$$\beta_{1Pb} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_{1b}} = \arctg \frac{8}{15,67} = 27,05^\circ$$

$$\beta_{1b} = 27,05 + 5 = 32,05^\circ$$

Для точки c :

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,136 \cdot 2950}{60} = 20,99$$

$$\beta_{1pc} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_{1c}} = \arctg \frac{8}{20,99} = 20,86^\circ$$

$$\beta_{1c} = 20,86 + 5 = 25,86^\circ$$

4.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 19) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i},$$

де x_i - відстань від шуканої точки до паралелі на координатній сітці;
 y_i - відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

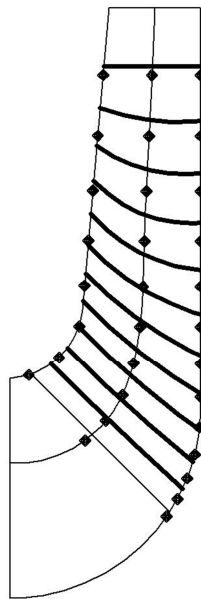


Рисунок 19 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті

4.6 Побудова лопаті у плані

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (див. рис. 20).

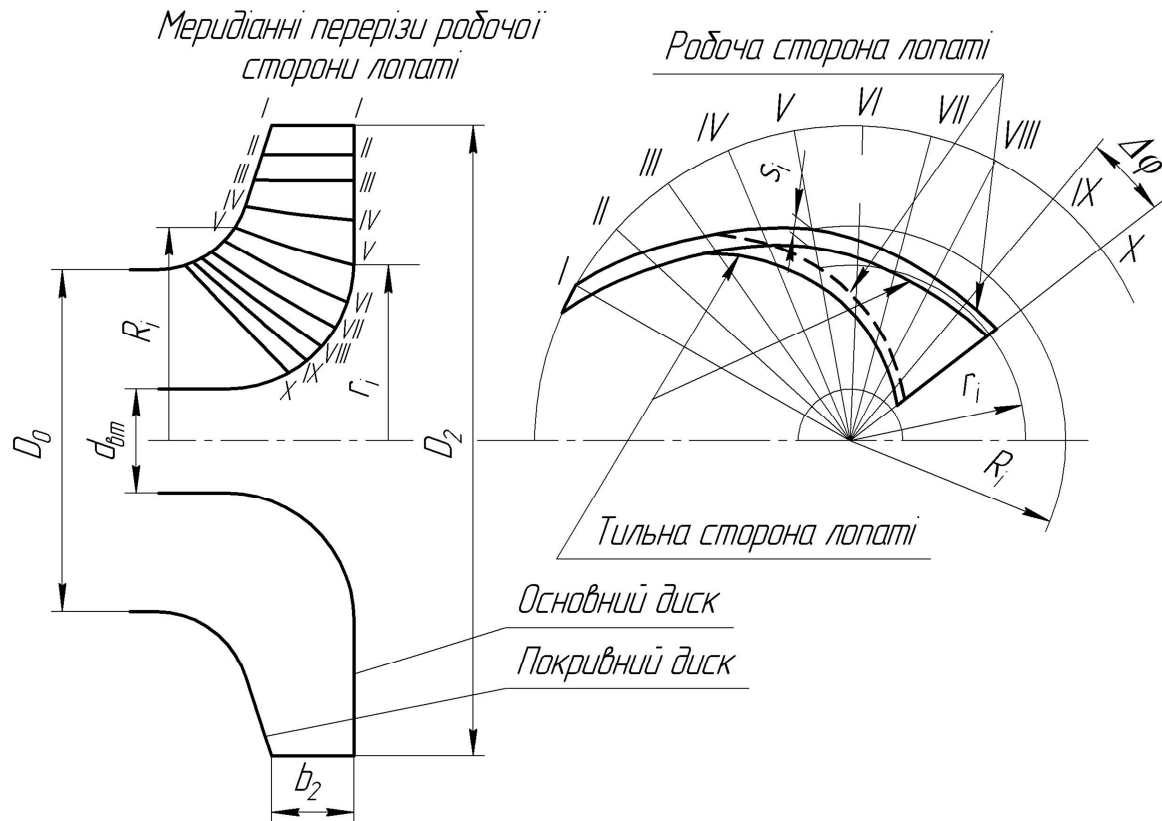


Рисунок 20 – Побудова лопаті у плані

На меридіанній проекції вимірюють відстані R_i та r_i від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перерізів з лініями течії на основному та покривному дисках і переносять ці відстані на план. Отримані точки з'єднують плавними кривими, отримуючи таким чином робочі сторони лопаті по основному та покривному дисках. Потім на плані відкладають нормальні товщини лопаті s_i та будують тильну сторону лопаті. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою.

5 ВИКОНАННЯ РОБОЧОГО КРЕСЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Кінцевий результат профілювання лопатей – робоче креслення, за яким виготовляються лопаті. Робоче креслення виконується на основі отриманих креслень меридіанної проекції та плану робочого колеса.

На окремому аркуші креслять меридіанний переріз робочого колеса, зазначаючи розміри. На нього переносять отримані раніше меридіанні перерізи робочої поверхні лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до таблиці).

6 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ З ТАНГЕНЦІАЛЬНИМ ВИХОДОМ

6.1 Конструктивні особливості спірального відводу

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Спіральний відвід (див. рис. 1.1) являє собою камеру змінного перерізу (власне спіраль), розміщену навколо робочого колеса, що закінчується розбіжним напірним патрубком (дифузором).

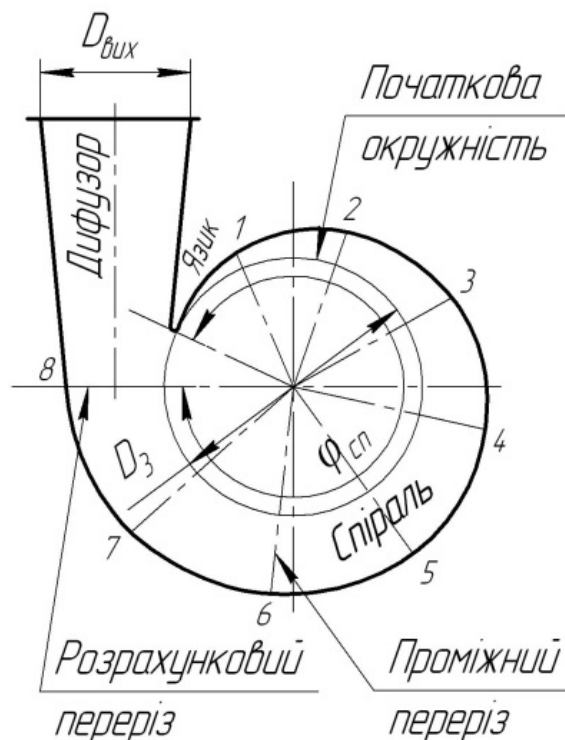


Рисунок 1.1 – Схема спірального відводу з тангенціальним виходом

Розміри й форму спіральної частини відводу характеризують такі величини (див. рис. 1.1 та 1.2).

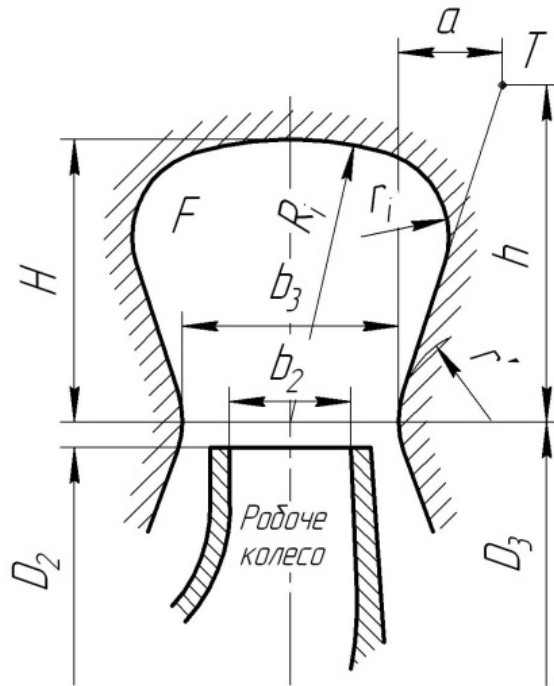


Рисунок 1.2 – Схема перерізу спіральної камери

На рисунках D_3 – діаметр початкової окружності; b_3 – ширина входу у відвід; ϕ_{en} – кут обхвату спіральної камери.

Під час руху рідини усередині спірального відводу від початкового перерізу до вихідного її витрата зростає пропорційно куту ϕ . При цьому витрату рідини через проміжний переріз можна оцінити математично:

$$Q_{\phi} = \frac{Q}{360} \cdot \phi^{\circ}$$

Витрата в спіральному відводі буде збільшуватися аж до вихідного перерізу, де вона дорівнюватиме подачі насоса $Q_{вих} = Q$.

Значення n_s , D_2 , b_2 , η_r визначають під час розрахунку робочого колеса насоса.

$$Q = 290 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$H = 72, \text{ м};$$

$$n = 2950, \text{ об/хв};$$

$$n_s = 124$$

$$D_2 = 0,248 \text{ м};$$

$$b_2 = 0,0205 \text{ м};$$

$$\eta_r = 0,888;$$

6.2 Розрахунок і проектування спіральної камери

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

6.2.1 Визначення діаметра початкової окружності

Діаметр початкової окружності D_3 рекомендують вибирати з умови мінімальних гідравлічних втрат

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03 - 1,05)R_2 = 2(1,03 - 1,05)0,124 = 0,255 - 0,260 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$D_3 = 260 \text{ мм}$$

6.2.2 Визначення ширини входу в спіраль

Ширину b_3 вибирають залежно від ширини b_2 і діаметра D_2 на виході лопатевого колеса:

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2 = 0,012 + 0,05 \cdot 0,248 = 24 \text{ мм}$$

6.2.3 Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням a/h або кутом γ (див. рис. 2.4).

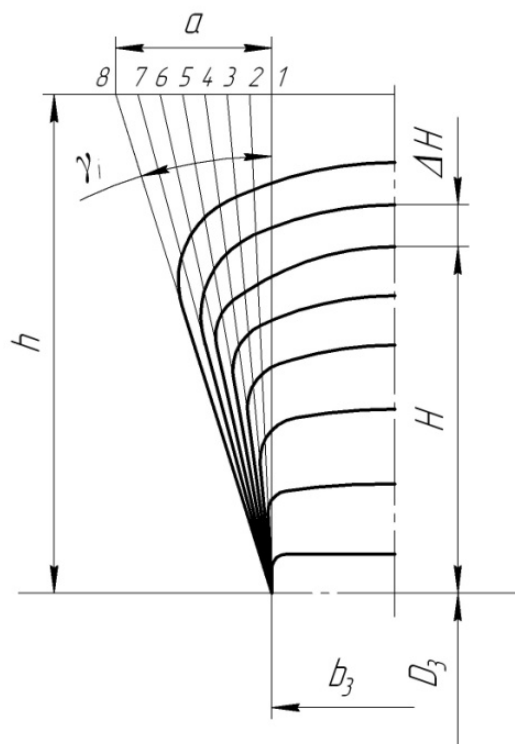


Рисунок 1.4 – Нахил бічних стінок спірального відводу

Кут нахилу бічних стінок можна задати, знаючи коефіцієнт швидкохідності. Так, для $n_s = 50-60$ $\gamma = 10-16^\circ$ ($a/h = 0,18-0,3$), а для $n_s > 80$ $\gamma = 14-22^\circ$ ($a/h = 0,25-0,4$).

Приймаємо $\gamma = 16^\circ$

6.2.4 Визначення кута обхвату спіралі в плані

Кут обхвату спіралі ϕ_{cn} (див. рис. 2.5) залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s .

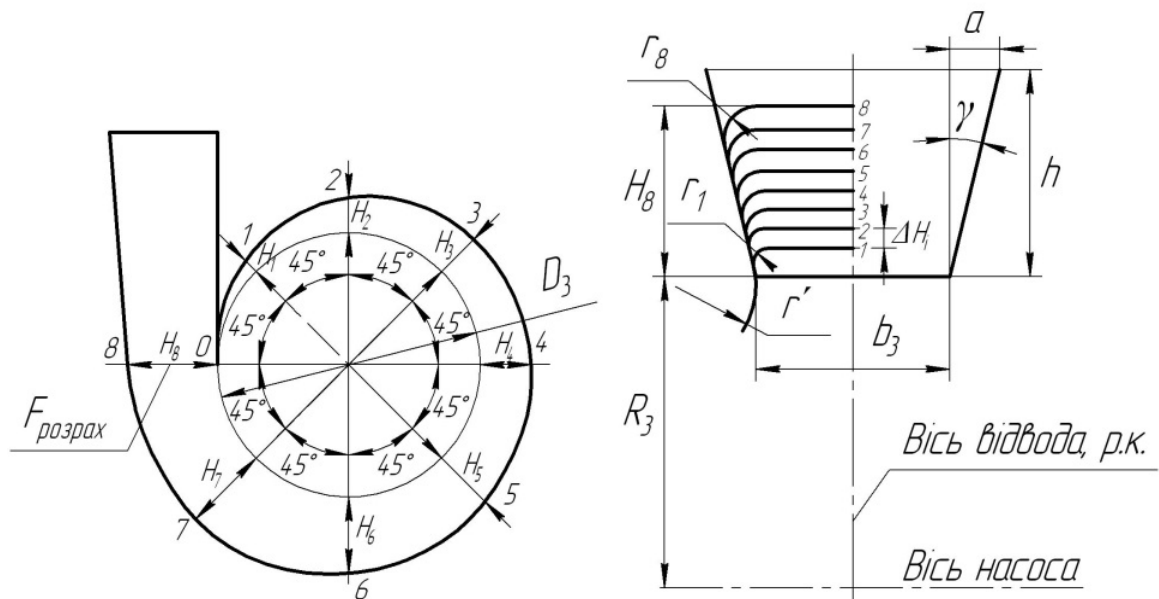


Рисунок 1.5 – План спірального відвода (а) і меридіанний переріз відвода (спіралі) (б)

Приймаємо $\phi_{cn} = 360^\circ$.

6.2.5 Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі

Пропускна здатність спіралі $A_{cn, \text{розрах}}$, м, у вихідному перерізі визначається за формулою

$$A_{cn, \text{розрах}} = \frac{\phi_{cn}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_s n Q}{30 g H} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,888 \cdot 2950 \cdot 290}{30 \cdot 9,81 \cdot 72} = 112,5.$$

6.2.6 Визначення площі розрахункового перерізу

Існує зв'язок між розмірами перерізу спіралі та витратою рідини через цей переріз, який можна описати, використовуючи основне рівняння спіральної камери:

$$Q_i = K_2 \int_{R_3}^{r_i} \frac{b}{r} dr.$$

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на n елементарних площадок ΔS_i однакової висоти Δr (див. рис. 2.6). Розрахунок проводиться доти, поки сумарна витрата не перевищить значення подачі насоса ($Q_{\text{розрах}} \approx 1,05Q$). Розрахунок при цьому зручно виконувати в табличній формі (див. табл. 2).

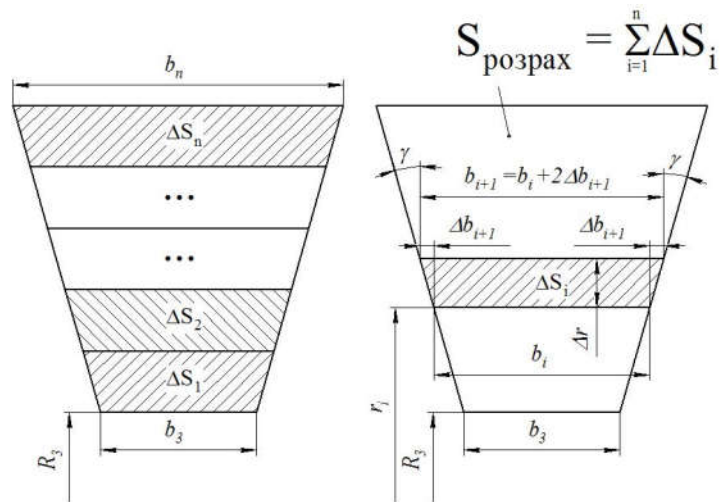


Рисунок 1.6 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

У табл. 2 ширину проміжних перерізів b_{i+1} (див. рис. 2.6) можна визначити за формулою

$$b_{i+1} = b_i + 2\Delta b_{i+1} = b_i + 2 \cdot \Delta r \cdot \operatorname{tg}(\gamma).$$

Момент швидкості K_2 , $\text{м}^2/\text{с}$, на виході з робочого колеса для насосів типу К і В визначається так:

$$K_2 = V_{u_2} \cdot R_2 = \frac{g \cdot H_m}{\omega},$$

де V_{u_2} – окружна складова абсолютної швидкості потоку на виході з робочого колеса, $\text{м}/\text{с}$;

R_2 – зовнішній радіус робочого колеса, м ;

$H_m = \frac{H}{\eta_2}$ – теоретичний напір, м ;

$g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – кутова швидкість обертання робочого колеса, c^{-1} .

Тоді

$$K_2 = \frac{30g \cdot H_m}{\pi n} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 81,08}{3,14 \cdot 2950} = 2,58 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Витрата ΔQ_i , $\text{м}^3/\text{с}$, через елементарну площадку визначається за формулою

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\phi_{сн}}.$$

За розрахунковими даними будують графік $Q = f(r)$, який сполучається з меридіанним перерізом спіралі.

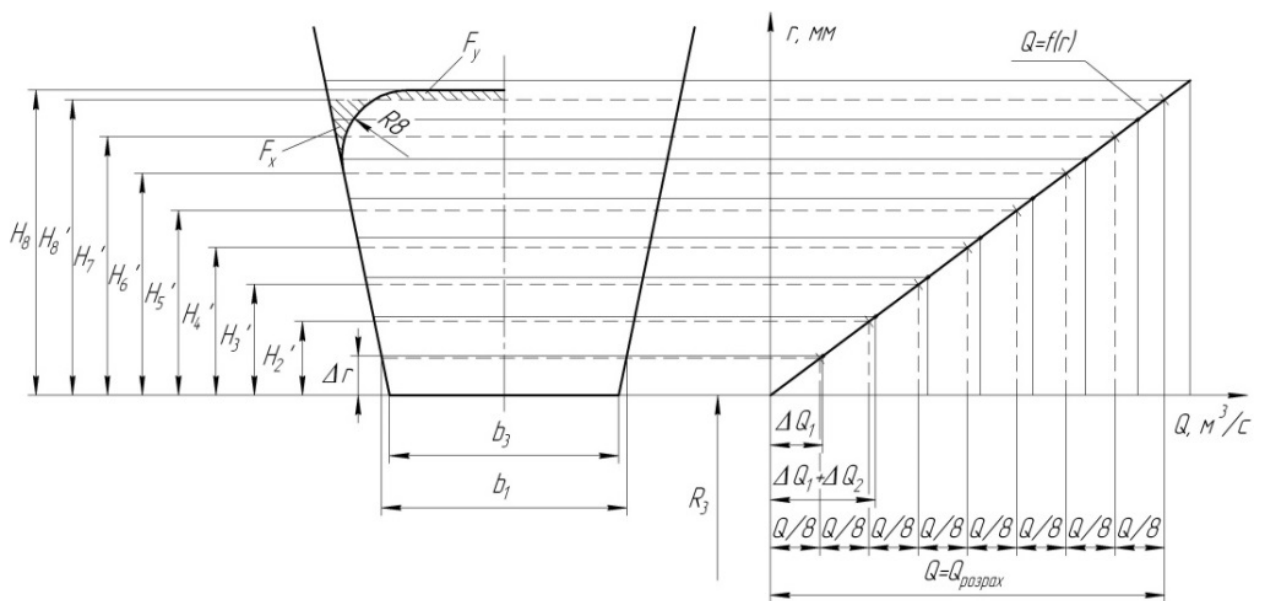


Рисунок 1.7 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ($F_{\text{розрах}} = F_8$) і проміжних ($F_1 - F_7$) перерізів

6.2.7 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{\text{розрах}}$

Перед побудовою проміжних перерізів спіралі необхідно переконатися в правильності визначення $F_{\text{розрах}}$. Для цього будується площа $F_{\text{пр}}$ (див. рис. 2.8).

Критерієм правильності визначення $F_{\text{розрах}}$ є умова

$$A_{\text{сп. розрах}} \approx A_{\text{сп. граф}},$$

де $A_{\text{сп. граф}} = F_{\text{пр}} / \rho$.

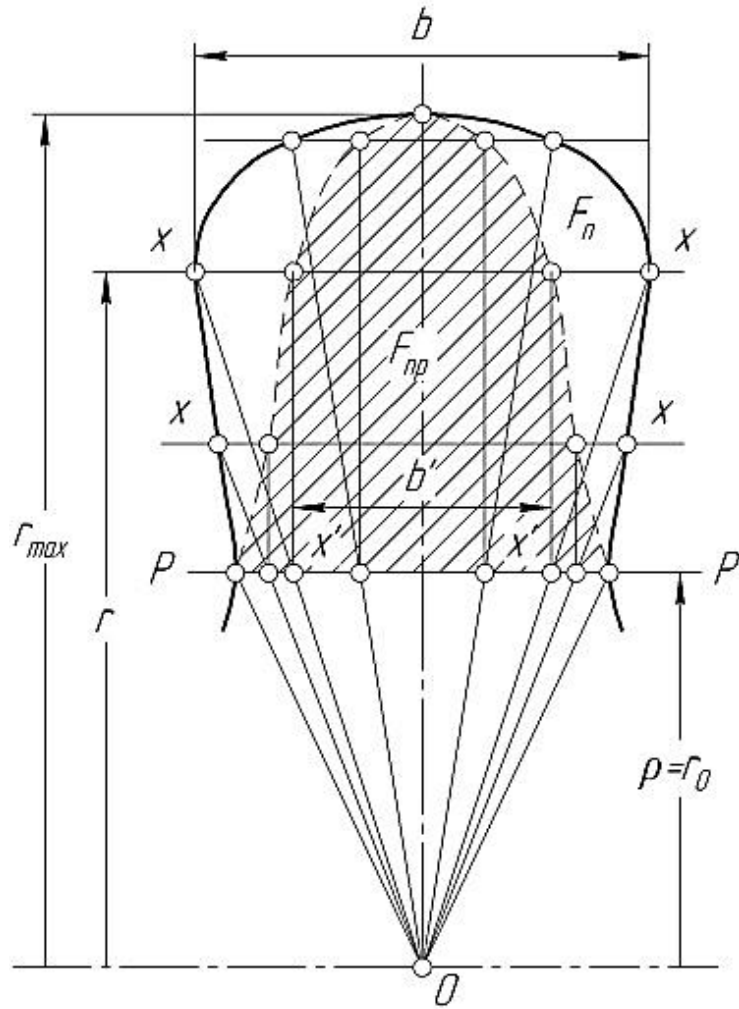


Рисунок 1.8 – Перевірка правильності визначення $F_{розрах}$

$$A_{сп.граф} = \frac{15,29}{0,137} = 111,61 \approx A_{сп.розрах} = 112,5$$

Умова виконується

6.2.9 Побудова плану спіралі

План спіралі будується в такій послідовності:

- від початкової окружності діаметром D_3 у перерізах (після їхньої розмітки) відкладають відповідні висоти $H_1 - H_8$ (див. рис. 2.5);
- отримані точки з'єднують дугами різних радіусів (три-чотири радіуси).

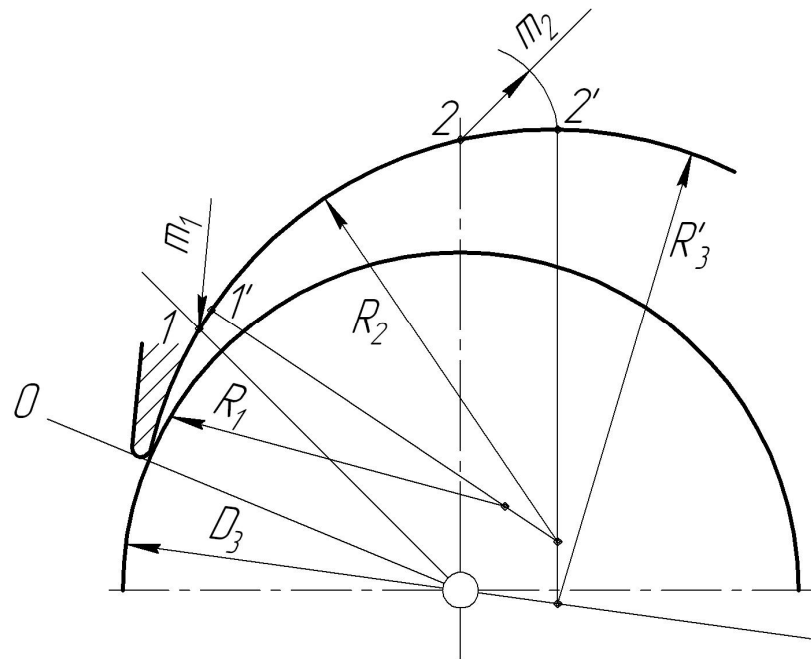


Рисунок 1.9 – Побудова контуру спіралі

6.3 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Дифузорна ділянка (див. рис. 2.1, 2.10) починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується окружністю напірного патрубку діаметром $D_{вих}$.

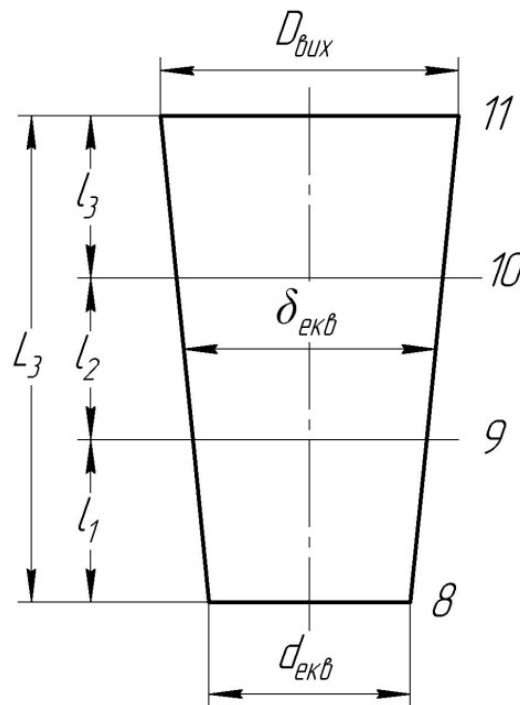


Рисунок 1.10 – Основні розміри дифузорної ділянки

Середня швидкість на виході з насоса ($V_{вих}$) повинна лежати в межах від 2 до 8 м/с.

Діаметр напірного патрубку визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 290}{3,14 \cdot 3600 \cdot 6}} = 0,131 \text{ м.}$$

Після розрахунку $D_{вих}$ його значення повинне бути скореговане відповідно до такого ряду: 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400 мм і т. д.;

Приймаємо $D_{вих} = 150$ мм.

9 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА

9.1 Визначення осьової сили

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Осьова гідравлічна сила складається з суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку.

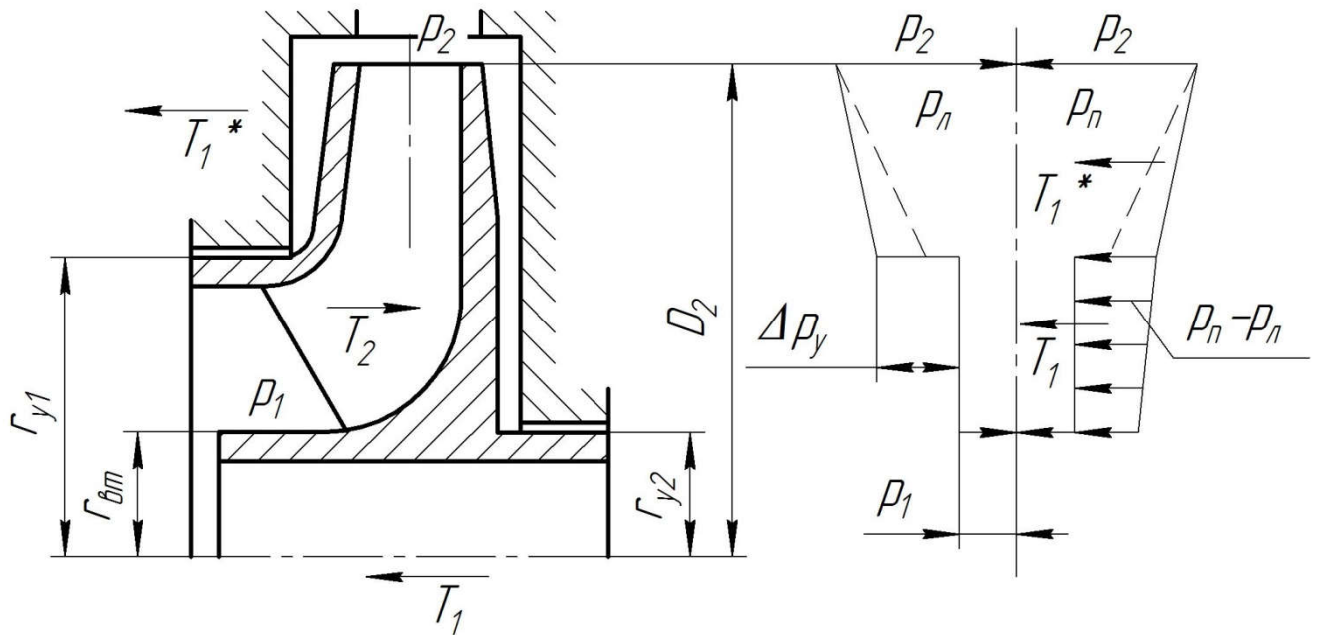


Рисунок 3.1 – Схема дії осьових сил в насосі

Ця сила буде дорівнювати [1]:

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right) \quad (3.4)$$

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,0945 \text{ м}, \quad r_2 = 0,0895 \text{ м}.$$

Кругова швидкість на виході робочого колеса

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (3.5)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,248 \cdot 2950}{60} = 38,29 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,124^2 - 0,0945^2) \cdot 9810 \frac{38,29^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,124^2}{0,124^2 - 0,0945^2} \cdot \ln \frac{0,124^2}{0,0945^2} + \frac{0,124^2 + 0,0945^2}{2 \cdot 0,124^2} - 2 \right) = 321 \text{ Н}$$

По осі насоса діє також динамічна сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осевого напрямку руху на радіальне.

Сила T_2 дорівнює [1]:

$$T_2 = B \frac{\gamma Q}{g} \cdot v_0, \quad (3.6)$$

де $B = 1$ – для радіальних коліс,

v_0 – швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість v_0

$$v_0 = 6,4 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 290}{3600 \cdot 9,81} \cdot 6,4 = 516 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1^* - T_2 \quad (3.9)$$

$$T = 516 - 321 = 195 \text{ Н}$$

9.2 Визначення радіальної сили

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Для визначення радіальної сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [3]:

$$R = K_R \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 b_2, \quad (3.10)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили,

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса,

$D_2 = 0,248$ м,

b_2 – ширина колеса на вході, що включає в себе і товщину його дисків,

$b_2 = 0,0205$ м.

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 124$, $K_R = 0,276$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$R = 0,276 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 72 \cdot 0,248 \cdot 0,0205 = 991$ Н.

10 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.11)$$

де λ_1 і λ_2 – коефіцієнти,

v_0 – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо,

W_1 – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті колеса.

Для насосів при безударном вході на лопаті колеса коефіцієнти приймають рівними:

$$\lambda_1 = 1,14, \quad \lambda_2 = 0,253.$$

Швидкість $v_0 = 6,4$ м/с.

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (3.12)$$

де U_1 – кругова швидкість на вході в колесо,

v_{m1} – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Кругова швидкість на вході колеса

$$U_1 = 16,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості v_{m1}

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (3.14)$$

де $\psi_1 = 1,15 - 1,3$ - коефіцієнт стиснення на вході в колесо.

При $\psi_1 = 1,18$

$$v_{m1} = 1,18 \cdot 6,4 = 7,55 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{16,9^2 + 7,55^2} = 18,51 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,14 \frac{6,04^2}{2 \cdot 9,81} + 0,253 \frac{18,51^2}{2 \cdot 9,81} = 6,54 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n / \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (3.15)$$

$$C = \frac{5,06 \cdot 2950 \cdot \sqrt{290}}{60 \cdot 6,54^{3/4}} = 1036.$$

Отримане значення $C = 1036$ свідчить, що проєктований насос має хороші кавітаційні якості [3].

11 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

11.1 Вибір типу ущільнення

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосовано сальникове ущільнення (рис. 4.1).

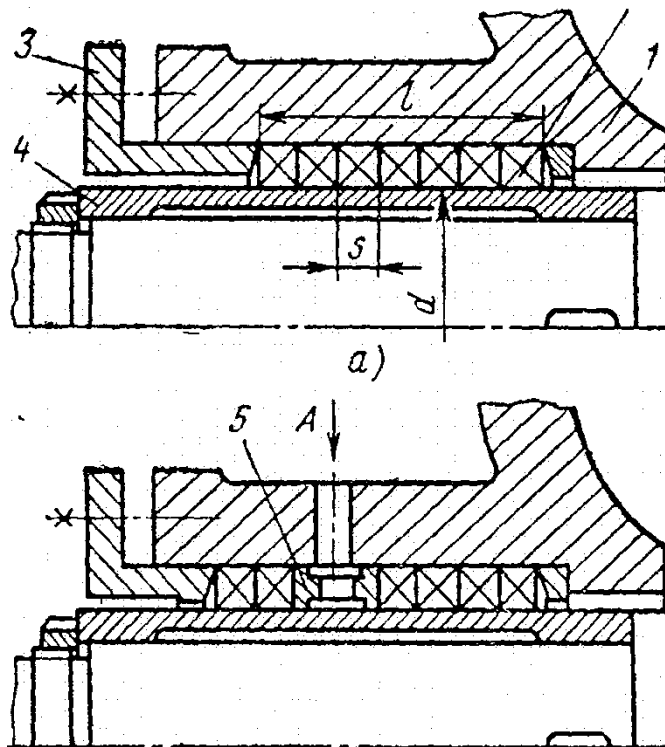


Рисунок 4.1 – Схема сальникового ущільнення

Згідно [1] товщина кільця набивка

$$S = \sqrt{d}, \quad (4.1)$$

де d – діаметр вала в місці набивки сальника, мм ($d = 72$ мм).

$$S = \sqrt{72} = 8,48 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 10$ мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

$$L = i \cdot s, \quad (4.2)$$

де i – кількість кілець набивки, шт. ($i = 4$),

s – товщина кільця набивки, мм.

$$L = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм.}$$

Відповідно до ДСТУу 5152-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 10х10.

11.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af \frac{L}{s}}\right), \quad (4.3)$$

де r – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 4,15 \text{ см})$$

n – частота обертання вала, об/хв,

σ_0 – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см²,

l – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки,

f – коефіцієнт тертя ($f = 0,01 - 0,1$).

Контактне напруження

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (4.4)$$

де l – довжина пакета ($l = 4,0$ см),

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя,

s – товщина кільця сальникової набивки, см ($s = 1,0$ см),

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 5$ кг/см²).

$$\sigma_0 = 5 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,0}{1,0}} = 6,11 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 2950 \cdot 4,15^2 \cdot 1,0 \cdot 6,11 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,0}{1,0}}\right) = 1,82 \text{ кВт.}$$

12 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

Потужність насоса на номінальному режимі

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 70331 = 77364 \text{ Вт,}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4AIP232S4Y3 з параметрами:

Потужність – 95 кВт;

Напруга – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

13 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

13.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рис 6.1

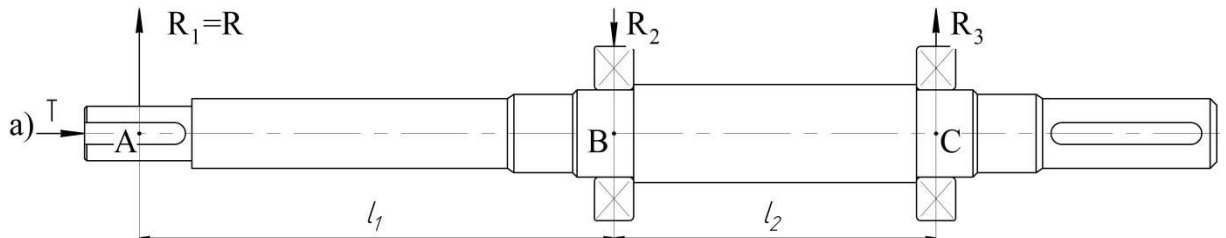


Рисунок 13.1 – Схема навантаження вала

Навантаження P_1 визначається за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3}G_{1B} + R \quad (6.1)$$

де G_K – вага робочого колеса, Н,

G_{1B} – вага вала на ділянці l_1 , Н,

R – радіальна сила, Н.

$$G_K = 86,4 \text{ Н}, G_{1B} = 51,5 \text{ Н}, R = 991 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 86,4 + \frac{1}{3} \cdot 51,5 + 991 = 1094,6 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3}G_{2B} \quad (6.2)$$

де G_{2B} – вага вала на ділянці l_2 , Н.

$$G_{2B} = 79,8 \text{ Н},$$

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot 79,8 = 26,6 \text{ Н.}$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\text{В}} \quad (6.3)$$

де $G_{\text{ПМ}}$ – вага напівмуфтами, $G_{3\text{В}}$ – вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 68,4 \text{ Н, } G_{3\text{В}} = 40,3 \text{ Н.}$$

$$P_3 = 68,4 + \frac{1}{3} \cdot 40,3 = 81,8 \text{ Н.}$$

Для визначення реакцій в підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил щодо точок опор.

R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,286$ м, $l_2 = 0,172$ м, $l_3 = 0,153$ м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (6.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (6.5)$$

$$R_B = \frac{1094,6 \cdot 0,286 - 81,8(0,172 + 0,153) - 26,6 \cdot 0,172 / 2}{0,172} = 1652,2 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (6.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (6.7)$$

$$R_A = \frac{26,6 \cdot 0,172/2 + 1094,6 \cdot (0,286 + 0,172) - 81,8 \cdot 0,153}{0,172} = 2855,2 \text{ Н.}$$

13.2 Розрахунок довговічності підшипників

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

В опорі А встановлений підшипник 42015 ДСТУ 8328-75, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 70200 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 79040 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (6.8)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

P - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

$$P = (XVFr + YFa) = K_T K_\delta \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки $K_s = 1,2$, температурний коефіцієнт $K_T = 1,0$, коефіцієнт обертання $V = 1$.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 2855,2 \text{ Н}; F_a = A = T = 195 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{195}{1 \cdot 2855,2} = 0,068$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{195}{70200} = 0,0028$$

При цьому $e = 0,1108$.

Так як $F_a / V \cdot F_r < e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 1$.

Коефіцієнт осьового навантаження Y

$$Y = 1$$

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 2855,5 + 1 \cdot 195) \cdot 1 \cdot 1,15 = 3507,7 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 2950} \cdot \left(\frac{79040}{3507,7} \right)^3 = 64639 \text{ г.}$$

13.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Розрахунок проводимо за методикою [6].

Для визначення напружень в перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

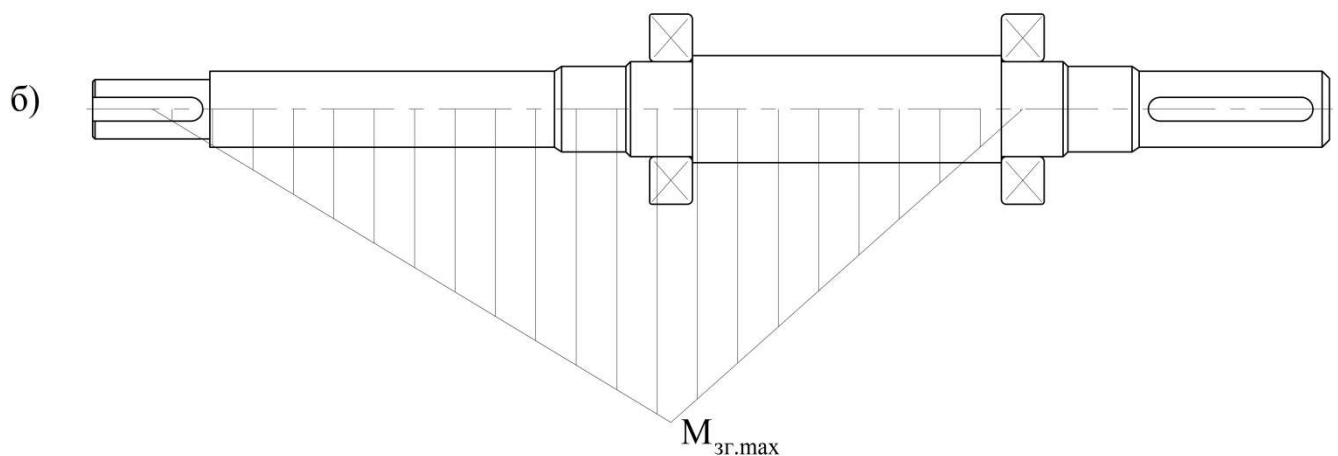


Рисунок 13.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний моментів в перерізі А

$$M_{зг} = P_1 \cdot l_l \tag{6.10}$$

$$P_1 = 2855,2 \text{ Н, } l_l = 0,286 \text{ м,}$$

$$M_{зг} = 2855,2 \cdot 0,286 = 816,6 \text{ Н} \cdot \text{ м.}$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.11)$$

де N – потужність насоса, $N = 77,36$ кВт

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{77,36}{2950} = 252,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

$$W_{\text{зг}} = 0,1d^3 \quad (6.12)$$

де $d = 70$ мм – діаметр валу під підшипники

$$W_{\text{зг}} = 0,1 \cdot 0,070^3 = 34,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_{\text{кр}} = 0,2d^3 \quad (6.13)$$

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,070^3 = 68,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_{\text{зг}}} \quad (6.14)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{816,6}{34,3 \cdot 10^{-6}} = 23,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 23,8 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (6.15)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{252,1}{68,6 \cdot 10^{-6}} = 3,67 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,67 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{зГ}}^2 + 3\tau_{\text{КР}}^2} \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{23,8^2 + 3 \cdot 3,67^2} = 24,63 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості $\sigma_T = 780$ МПа.

Запас міцності за межею текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЕКВ}}} \quad (6.17)$$

$$n_T = \frac{780}{24,63} = 31,67$$

Умова міцності виконується.

13.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом

Розрахунок виконуємо згідно з загальноприйнятою методикою та за рекомендаціями [12, 14, 16, 28].

Основні вихідні дані для розрахунку

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості $\sigma_{0,2} = 780$ МПа.

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості $\sigma_T = 350$ МПа.

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості $\sigma_T = 440$ МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{\text{кр}} = 252,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 10 \times 8 \times 45$$

При розрахунку шпоночного з'єднання вала з колесом визначальним є напруження зминання

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (6.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки,

t_1 – глибина паза шпонки,

h – висота шпонки,

d – діаметр вала.

$$l_p = l - e = 45 - 10 = 35 \text{ мм}, t_1 = 4,5 \text{ мм}, h = 8 \text{ мм}, d = 51 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 252,1}{0,051 \cdot 0,035 \cdot (0,008 - 0,0045)} = 80,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 80,7 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

14 Економічний розділ

Система технічного обслуговування та ремонту насосного обладнання

Технологічне насосне обладнання, яке застосовують у різних галузях (промисловість, енергетика, видобуток нафти тощо) унаслідок об'єктивних процесів (таких як зношування елементів проточної частини насосного обладнання, старіння матеріалів конструкції, руйнування окремих деталей та вузлів тощо) з плином часу втрачає свої основні початкові технічні показники (показники призначення, надійності тощо). З метою попередження передчасної небажаної зміни вказаних технічних показників насосного (та допоміжного) обладнання на місці експлуатації у обов'язковому порядку необхідно своєчасно та якісно виконувати технічне обслуговування та ремонт підконтрольного насосного (та допоміжного) обладнання [31].

У різних галузях (зокрема у промисловості, енергетиці тощо) з метою забезпечення довговічності та працездатності насосного та допоміжного обладнання впроваджено централізовану систему технічного обслуговування та ремонту обладнання. За базову відправну точку такої системи технічного обслуговування та ремонту обладнання було прийнято наступні основні принципи [32]:

- відділення ремонту та технічного обслуговування насосного обладнання та трубопроводів від технологічного процесу, прийнятого на даному конкретному підприємстві (залежно від галузі: перекачування чистої або забрудненої води, нафти, гідравлічних сумішей тощо, перекачування холодних або гарячих рідин, перекачування гідросумішей, що містять газ, тверді домішки, абразивні домішки, волокнисті тощо, перекачування багатофазних сумішей);
- комплексна механізація процесів технічного обслуговування насосного та допоміжного обладнання на місці його експлуатації під час реалізації технологічного процесу на підприємстві;

- автоматизація процесів технічного обслуговування та ремонту насосного та іншого обладнання, наявного на даному підприємстві.

Така система технічного обслуговування та ремонту обладнання на місці його експлуатації під час здійснення підприємством технологічного процесу (прийнятого на цьому підприємстві та затвердженого під час розробки бізнес-плану підприємства) передбачає удосконалення технічного обслуговування насосного та іншого технологічного, або ж допоміжного, обладнання на підприємстві на основі спеціалізації, централізації та широкій механізації (а також автоматизації) виконуваних на підприємстві (або на інших сторонніх сервісних підприємствах) ремонтних робіт, а також створення безремонтного матеріально-технічного та транспортного обслуговування на даному конкретному промисловому підприємстві машинобудівної (або іншої) галузі [32].

Зокрема у підприємствах нафтовидобувної, нафтопровідної та нафтопереробної галузей широко та неухильно впроваджують наступні елементи централізованої системи технічного обслуговування та ремонту насосного обладнання [31]:

- центральна база виробничого обслуговування насосного технологічного обладнання – це зазвичай найбільший (за розмірами, штатом, обсягом виконуваних робіт, грошовим оборотом тощо) підрозділ, основним призначенням якого є проведення усіх видів ремонту (поточний, капітальний, аварійних тощо) основного технологічного насосного і не насосного, а також іншого нетехнологічного, обладнання та спеціальної техніки, виготовлення (за обґрунтованої необхідності) спеціального нестандартного технологічного (або нетехнологічного) обладнання та запасних частин до нього (або до основного обладнання), виготовлення (за необхідності) спеціальних інструментів і пристосувань, необхідних для реалізації технологічного процесу на підприємстві. Безпосередньо ремонтні роботи на таких базах виконують зазвичай як в умовах виробничих цехів бази, так і безпосередньо на місці експлуатації насосного (або іншого типу технологічного або нетехнологічного)

обладнання силами спеціально призначених виїзних ремонтних бригад. Такі бази з технічного обслуговування та ремонту насосного обладнання зазвичай розміщують у великих населених пунктах; ремонт насосного та іншого технологічного обладнання, задіяного на виробництві підприємством машинобудівної галузі під час реалізації виробничого процесу частково може бути виконаний на місці експлуатації цього обладнання (устаткування);

- бази, які здійснюють технічне обслуговування виробничого обладнання, здійснюють планово-попереджувальні роботи з технічного обслуговування насосного та іншого технологічного обладнання (устаткування), зокрема ремонт обладнання насосних станцій (у тому числі й автоматичних), ремонт автомобільного транспорту, ремонт спеціальної техніки, аварійні ремонтні та відновлювальні роботи. Головним завданням таких баз є постійне та безперервне забезпечення стабільної роботи абсолютно усіх об'єктів основного та допоміжного виробництва (залежно від галузі). До складу таких баз входять: опорні аварійно-відновлювальні пункти, виїзні бригади з ремонту, налагодження та відновлення насосного, енергетичного, транспортного, технологічного та іншого типу і виду обладнання, зокрема засобів телеметрії, автоматики, електричного та хімічного захисту тощо;
- база технологічних транспортних засобів та спеціальної техніки – організована з метою реалізації на підприємстві машинобудівної галузі транспортного обслуговування технологічних та інших процесів виробництва продукції, ремонтного персоналу, вахтового персоналу, а також інших необхідних на даному підприємстві робіт;

Забезпечення справного та придатного до використання стану насосного технологічного та іншого допоміжного обладнання досягають за рахунок неухильного дотримання певних вимог, а саме: своєчасного проведення якісного сервісного обслуговування обладнання та устаткування, виконання якісного та швидкого ремонту обладнання та устаткування з найменшим рівнем витрат на

їхнє проведення, постійною модернізацією обладнання впродовж усього його життєвого циклу [31].

Технічне обслуговування насосного або іншого технологічного обладнання – це цілий комплекс різного типу та виду операцій, які призначені для забезпечення підтримки працездатності та справного стану вказаного технологічного (або нетехнологічного) обладнання, за умови повного дотримання вимог щодо його експлуатації, зазначених у технічній документації (паспорт, інструкція з експлуатації, керівництво, технічні умови тощо). Безпосередньо до складу такого технічного обслуговування зокрема насосного обладнання можна віднести наступні операції: перевірка технічного стану обладнання та/або окремих його частин (вузлів, деталей тощо), змащування пар тертя у обладнанні (підшипники тощо), чищення поверхонь (у разі відповідних вказівок у документації, приданої до даного обладнання), заміна окремих елементів обладнання (деталей, вузлів тощо), усунення виявлених під час проведення перевірки технічного стану обладнання несправностей (у разі наявності технічної можливості щодо проведення таких робіт, а у окремих випадках – виключно за погодженням із виробником такого насосного обладнання) [32].

При цьому також слід враховувати періодичність проведення технічного обслуговування насосного обладнання, тобто інтервал часу або напрацювання (у годинах) між даним конкретним видом обслуговування насосного та іншого типу технологічного обладнання та наступним таким самим (за його видом) технічним обслуговуванням або ж іншим (більш складним типом технічного обслуговування насосного обладнання) [32].

Також необхідно зазначити на важливості наступного параметру системи технічного обслуговування та ремонту насосного обладнання – тривалості технічного обслуговування. Під цим терміном будемо розуміти календарні витрати часу, які є необхідним для проведення у повній мірі одного технічного обслуговування даного конкретного виду. При цьому у обов'язковому порядку необхідно враховувати витрати часу на виконання операцій одного єдиного технічного обслуговування насосного обладнання, яке є визначеним залежно від

конструкції цього конкретного насосного обладнання, а також від дійсного технічного стану насосного обладнання на місці його технічної експлуатації у межах виробничого процесу [31].

Ще одним з важливих та необхідних для аналізу і визначення ефективності комплексу з проведення ремонтних робіт у рамках здійснення роботи системи з технічного обслуговування насосного обладнання параметрів є трудомісткість технічного обслуговування насосного обладнання. Така трудомісткість є параметром, який визначає витрати праці на здійснення одного єдиного технічного обслуговування насосного обладнання даного конкретного виду. Вона у обов'язковому порядку має містити у собі також усі витрати праці, які було здійснено на виконання абсолютно усіх (незалежно від виду чи типу) операцій з технічного обслуговування даного конкретного насосного обладнання. Залежно від його періодичності, тривалості, а також трудомісткості технічне обслуговування насосного технологічного та нетехнологічного (не задіяного напряму у здійсненні технологічного процесу, прийнятого на підприємстві-виробнику промислової продукції) насосного обладнання можна розділити на наступні види: щозмінне (проводять кожної робочої зміни на даному підприємстві), періодичне, а також сезонне технічне обслуговування.

Щозмінне технічне обслуговування насосного обладнання на підприємстві зазвичай полягає у проведенні комплексу заходів та робіт, спрямованих на обслуговування насосного обладнання впродовж усієї робочої зміни на підприємстві. Такий тип технічного обслуговування входить до переліку безпосередніх службових обов'язків працівників даного підприємства [31].

Періодичне технічне обслуговування насосного обладнання – це таке технічне обслуговування, яке виконують згідно попередньо встановлених відповідними експлуатаційними документами графіків. До складу такого періодичного обслуговування насосного обладнання входять також й усі операції, які виконує персонал підприємства під час здійснення ним щозмінного технічного обслуговування насосного обладнання на місці його безпосередньої експлуатації.

Сезонне технічне обслуговування насосного обладнання зазвичай виконують лише за певних умов, а саме під час підготовки насосного та іншого технологічного обладнання до його подальшого використання у період, що обумовлений осінньо-зимовими, або ж весняно-літніми умовами [32].

15 Охорона праці

Безпека експлуатації герметичних систем, що працюють під тиском

Гідравлічне обладнання різного типу, виду і призначення (зокрема й насосне) є досить поширеним у широкому спектрі діяльності людини (як у промисловій, так і у інших типах). При цьому слід завжди пам'ятати, що будь-яке обладнання чи устаткування (зокрема й насосне) часто може бути джерелом шкідливих та небезпечних факторів, що можуть негативно вплинути на здоров'я та життя людини, яка у даному конкретному випадку виступає у ролі працівника машинобудівного (або іншого типу) підприємства. Цілком очевидно, що забезпечення безпеки для працівників підприємства, а також інших осіб, що можуть перебувати на його території, є одним із головних завдань системи охорони праці та техніки безпеки на підприємстві, причому як із суто гуманістичних міркувань, так і з суто прагматичних (оскільки кожен нещасний випадок на підприємстві призводить до втрат часу, грошей, репутації тощо) [2].

Гідравлічне обладнання, таке як насоси та інші елементи гідравлічних систем, так само як і будь-яке інше обладнання на підприємстві, містять у собі зокрема рухомі елементи, які є джерелом потенційної небезпеки та у випадку необережного поводження з цим обладнанням можуть призвести до виникнення травм у персоналу даного підприємства, а у окремих випадках навіть і до летального наслідку. Причиною таких подій можуть бути великі значення тиску, створюваного насосами, а також наявність елементів, що рухаються зі значною швидкістю. Саме тому з метою уникнення можливості виникнення подібних ситуацій на підприємстві під час роботи працівників цього підприємства мають бути суворо дотримані усі вимоги щодо техніки безпеки під час роботи з відповідним потенційно небезпечним обладнанням, прийняті у даній конкретній галузі промисловості. Увесь персонал машинобудівного підприємства, незалежно від займаної посади та виконуваних ним функцій, у обов'язковому порядку має бути проінструктований щодо вимог дотримання техніки безпеки під час роботи з

насосним (та іншим гідравлічним або негідравлічним) обладнанням, а також постійно проходити навчання (згідно розроблених та затверджених на даному підприємстві графіків) щодо дотримання вимог із забезпечення безпечної експлуатації гідравлічного насосного та іншого технологічного обладнання на підприємстві. Не слід забувати при цьому також і про необхідність у використанні відповідного захисного одягу як одного з елементів особистого індивідуального захисту працівника на підприємстві під час виконання ним своїх безпосередніх службових обов'язків [4].

Кожен працівник підприємства має чітко та однозначно усвідомлювати, що недотримання вимог з техніки безпеки та вимог правил безпечної експлуатації будь-якого обладнання, зокрема й насосного, може призвести (та у більшості випадків й призводить) до виникнення нештатних ситуацій, які у своє чергу стають джерелом для виникнення поламок, виходу з ладу складного та вартісного обладнання, а у окремих випадках і до небажаних (іноді трагічних) наслідків безпосередньо до цих самих працівників, діяльність або бездіяльність яких і призвела до цього, або до інших осіб, які безпосередньо не працювали з даним технологічним обладнанням, а лише перебували з тих чи інших причин біля обладнання та потрапили у його небезпечну зону під час інциденту [1].

З метою захисту персоналу машинобудівного підприємства під час їхньої роботи із гідравлічним обладнанням, яке створює високі значення тисків, а також інших осіб які можуть перебувати поблизу цього насосного обладнання та потрапити у його небезпечну зону, зазвичай використовують захисні кожухи, виготовлені з міцного матеріалу (наприклад, листової сталі). Такі кожухи можуть запобігти потраплянню назовні з насосного обладнання перекачуваних ним технічних рідин та убезпечити осіб, що перебувають поряд із цим обладнанням (працівників та інших осіб), від впливу на них цих перекачуваних технічних рідин, які можуть спричинити виникнення травм (як випадку високого тиску рідини) та опіків (термічних – якщо рідина має високу температуру, та хімічних – якщо перекачувана рідина є хімічно активною). Крім того такі захисні кожухи

здатні суттєво запобігти передчасному зношуванню елементів (деталей та вузлів) гідравлічного приводу технологічного обладнання [3].

У тому випадку, коли під час роботи із гідравлічною системою, яка містить рідину, що перебуває у ній під високим тиском, виникають протікання цієї рідини назовні, то у обов'язковому порядку слід негайно та повністю вимкнути живлення технологічного обладнання, а також вимкнути усі пристрої та обладнання, які до нього приєднані. Наступним етапом після виконання цих дій є з'ясування причин виникнення нештатної ситуації. У разі можливості виправлення такої нештатної ситуації власними силами персоналу, який безпосередньо задіяний у процесі експлуатації цього гідравлічного обладнання, і без залучення ремонтних бригад перш за все слід переконатися що дана гідравлічна система не перебуває під високим тиском. Якщо ж гідравлічна система перебуває під високим тиском, слід вжити відповідних визначених технічним регламентом роботи з цим обладнанням заходів щодо зниження тиску у гідравлічній системі до атмосферного, або ж до вказаного у відповідних документах (паспорт, інструкція з експлуатації, керівництво тощо) [4].

Під час роботи персоналу з гідравлічним обладнанням, яке перебуває під високим тиском, обов'язково слід контролювати положення рукавів високого тиску та шлангів. Усі вони мають бути розміщені суворо поздовжньо, без сплутувань їх між собою та без перекручувань. Кожен з рукавів високого тиску та шлангів має бути підібраний відповідної довжини, діаметру та допустимого тиску. При виборі рукавів високого тиску і шлангів, а також під час їхньої експлуатації безпосередньо у гідравлічній системі необхідно слідкувати за тим, щоб вони не мали протікань, а також будь-яких дефектів на їхній поверхні. Я разі будь-яких відхилень від вказаних вимог усі ці шланги та рукави високого тиску мають бути негайно замінені. Їхня експлуатація є абсолютно неприпустимою [2].

З метою забезпечення безпечних умов роботи для персоналу підприємства під час роботи з гідравлічним обладнанням, що перебуває під високим тиском, на кожному такому обладнанні необхідно встановити відповідні прилади контролю тиску усередині гідравлічного обладнання (манометри). При цьому також

обов'язково необхідно вказати діапазон припустимих для даного гідравлічного обладнання тисків (як мінімального значення так і максимального). Таке рішення однозначно дозволить виконувати актуальний та своєчасний контроль тиску усередині гідравлічних систем та насосного обладнання зокрема, а також уникнути ризиків виникнення перевантажень насосного обладнання і привідних двигунів або пошкоджень елементів гідроприводу внаслідок втрати міцності його деталями [1].

У разі виникнення будь-якої з ознак порушення цілісності елементів гідравлічної системи персонал має негайно здійснити дії, які дозволять у максимально короткий термін зупинити роботу гідравлічного обладнання та іншого обладнання, робота якого безпосередньо пов'язана з роботою гідравлічного. Ознаками, які має брати до уваги персонал, є наступні: підвищення рівня шуму та вібрації гідравлічного обладнання під час його роботи, виникнення сторонніх шумів (стуків), несправність пристроїв сигналізації, виникнення несправного стану вимірювальної та контрольної апаратури, протікання назовні перекачуваної рідини з елементів гідравлічної системи під час її роботи [4].

Під час роботи з гідравлічним обладнанням на виробництві та гідравлічними системами крім спостереження за справним станом цих систем необхідно також здійснювати контроль за перекачуваною рідиною, її станом та якістю. При цьому слід дотримуватися наступних рекомендації [3]:

- масла та оливи слід зберігати лише у закритих та ретельно очищених ємностях (гідробаках);
- у разі необхідності проведення заміни існуючої ємності для зберігання масла (гідробака) її слід ретельно очистити від бруду, який накопичився там під час роботи гідравлічної системи на технологічній лінії;
- кожен технічну рідину необхідно очищувати за допомогою фільтрів відповідної тонкості (незалежно від типу та конструкції).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Левченко О. Г. Охорона праці та цивільний захист / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 420 с.
2. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
3. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.
4. Олійник П. В. Цивільний захист : підручник / П. В. Олійник, С. Т. Омельчук, В. В. Чаплик та ін. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.
5. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навчальний посібник / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 265 с.
6. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
7. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.
8. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. 1. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.
9. Панченко В. О. Експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
10. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.

11. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ., 2020. – 212 с.
12. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 р.
13. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
14. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
15. Applied Fluid Mechanics Lab Manual [Електронний ресурс] / Н. Ahmari, S. Md. I. Kabir; ed. G. Bowers. — Arlington : Mavs Open Press, 2019. – 104 р.
16. Gulich J F Centrifugal Pumps / Johann Friederich Gulich // Springer Heidelberg Dordrecht London New York. : 2020. – 1116 р.
17. Renewable Energy Devices and Systems with Simulations in MATLAB and ANSYS. Frede Blaabjerg, Dan M. Ionel / Taylor & Francis Group – 415 р.
18. Методологія наукових досліджень : навч. посіб. / В. І. Зацерковний, І. В. Тішаєв, В. К. Демидов. – Ніжин : НДУ ім. М. Гоголя, 2017. – 236 с.
19. Симоновський В. І. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика. : навчальний посібник / В. І. Симоновський. – Суми: СумДУ, 2015. – 121 с.
20. Краснянський М. Ю. Енергозбереження: навчальний посібник / М. Ю. Краснянський. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 136 с.
21. Управління енергоспоживанням: промисловість і соціальна сфера : монографія / за заг. ред.: О. М. Теліженка, М. І. Сотника. – Суми : Мрія-1, 2018. – 336 с.
22. Енергетичний інжиніринг та менеджмент: в 3-х ч. Ч. І. Проектування ефективних енергетичних систем / П. Г. Плешков, С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков, І. В. Савеленко. – МОН, Центральноукр. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 156 с.

23. Основи енерго- і ресурсозбереження: навчальний посібник / Г. І. Канюк, Т. М. Пугачова, В. Ф. Без'язичний, О. М. Близниченко, Д. І. Шматков. – Харків : друкарня «Мадрид», 2019. – 230 с.
24. Нестерчук Д. М. Основи метрології та засоби вимірювань: навчальний посібник / Д. М. Нестерчук, С. О. Квітка, С. В. Галько. – Мелітополь : Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2017. – 256 с.
25. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи / укладачі : В. І. Склабінський, Я. Е. Михайловський, В. М. Маренок. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 52 с.
26. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
27. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.
28. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відповідних пристроїв» / укладачі: Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 27 с.
29. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
30. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажу та експлуатації. Звід правил.
31. Регламент технічного обслуговування насосів – Електронний ресурс / Режим доступу: <https://stroitelstvo24.kiev.ua/uk/reglament-tekhnicheskogo-obsluzhivaniya-nasosov/>
32. <https://ep3.nuwm.edu.ua/2626/1/nd038%20zah.pdf>