

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

**“Розроблення вільновихрового насоса з параметрами:
подача $Q=50\text{м}^3/\text{год}$; напір $H=32\text{м}$ ”**

зі спеціальності 6.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика”

Виконавець роботи

Твердохліб Артем Сергійович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

Канд. техн. наук, старший викладач
науковий ступінь, вчене звання

Кондусь В.Ю.
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Суми 2023

ЗАВДАННЯ

До випускної роботи бакалавра студента

Твердохліба Артема Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка енергоефективного вільновихрового насоса СВН 50-32 для перекачування рідин з включеннями.

(Development of an energy-efficient torque-flow pump SVN 50-32 for pumping liquids with inclusions).

2. Термін здачі студентом закінченої роботи - до 14.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

Подача $Q = 50 \text{ м}^3/\text{год}$, напір = 32 м, густина рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):

4.1 Обґрунтування виробу конструктивної схеми насоса

4.2 Конструктивні розрахунки проточної частини насоса (визначення основних геометричних параметрів проточної частини)

4.3 Розрахунок сил, що діють на ротор (визначення осьової і радіальної сил)

4.4 Розрахунки насоса на кавітацію

4.5 Визначення роботоздатності складальних одиниць та деталей насоса (розрахунок реакцій на опорах вала; розрахунок довговічності підшипників; розрахунок шпонкових з'єднань)

4.6 Вибір кінцевих ущільнень

4.7 Розрахунки з вибору електродвигуна

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Складальне креслення насоса (А1), складальне креслення агрегату (А1), креслення робочого колеса (А1), креслення корпусу (А1), теоретичне креслення відводу (А1), маршрутний технологічний процес обробки робочого колеса (А1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальні відомості щодо роботи лопатевих насосів на забруднену воду	до 14.04.2023	Консультант - керівник роботи
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції обраного насоса		
4	Виконання розділу з охорони праці	до 20.04.2023	
5	Виконання економічного розділу		
6	Оформлення звіту з практики		
7	Конструктивні розрахунки проточної частини насоса	до 26.04.2023	
8	Складальне креслення насоса	до 03.05.2023	
9	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 10.05.2023	
10	Розрахунок кінцевого ущільнення	до 17.05.2023	
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса	до 24.05.2023	
14	Маршрутний технологічний процес обробки робочого колеса		
15	Створення 3D моделі робочого колеса		
16	Теоретичне креслення відводу	до 31.05.2023	
17	Креслення корпусу	до 02.06.2023	
18	Складальне креслення насосного агрегату	до 07.06.2023	
19	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 14.06.2023	
20	Захист роботи	з 19.06.2023 до 23.06.2023	

Дата видачі завдання - "08" квітня 2023 р.

Студент

_____ (підпис)

Твердохліб А.С.
(прізвище, ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Кондусь В.Ю.
(прізвище, ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 90 с., 36 рисунків, 6 таблиць, 16 літературних джерел.

Тема випускної роботи бакалавра «Розроблення вільновихрового насоса з параметрами: подача $Q=50\text{м}^3/\text{год}$; напір $H=32\text{м}$.».

Графічні матеріали – 2 листи формату А1: монтажне креслення електронасосного агрегату, маршрутний технологічний процес обробки робочого колеса вільновихрового насоса СВН 50/32; 2 листи формату А2: теоретичне креслення кільцевого відводу, робоче креслення корпусу; лист формату А2х3: складальне креслення вільновихрового насоса СВН 50/32, лист формату А4х3: робоче креслення робочого колеса насоса.

Мета роботи – розробка вільновихрового насоса СВН 50/32 з високим рівнем енергоефективності.

Відповідно до поставленої мети було виконано:

- опис конструкції проектного насоса
- розрахунок проточної частини;
- розрахунок гідродинамічних сили, що діють на ротор насоса;
- розрахунки на міцність;
- розрахунки сальникового ущільнення, шпонок, муфти крутного моменту;
- кавітаційні розрахунки насоса;
- підбір електродвигуна;
- розрахунки підшипників на довговічність;
- тривимірну модель робочого колеса з використанням програмного продукту SolidWorks;
- технологічний процес обробки робочого колеса;
- розділ охорони праці.

Ключові слова: ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ВІЛЬНА КАМЕРА, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ.

ЗМІСТ

Реферат	
Вступ.....	6
1 Вибір конструктивної схеми насоса.....	10
1.1 Уніфікація.....	10
1.2 Конструктивні схеми СВН.....	12
2 Опис конструкції вибраного насоса.....	17
3 Розрахунок проточної частини насоса.....	21
4 Розрахунок гідродинамічних сил.....	31
4.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	31
4.2 Визначення радіальної сили.....	33
4.3 Врівноваження осьової сили.....	33
5 Розрахунок насоса на кавітацію.....	36
6 Розрахунок вибору приводу насоса.....	37
6.1 Вибір електродвигуна.....	37
6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	37
7 Розрахунки на міцність.....	43
7.1 Розрахунок конструкції вала.....	43
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	45
7.2.1 Вибір типу ущільнення.....	45
7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	47
7.3 Розрахунок вала.....	48
7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	49
7.3.2 Наближений розрахунок вала.....	50
7.3.3 Перевірочний розрахунок вала.....	52

					131.05.BP.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Розробка вільновихрового насоса з параметрами: подача – $Q=55\text{м}^3/\text{год}$, напір- $H=32\text{м}$. Посередині записки	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Розроб.</i>	<i>Твердохліб</i>						4	90
<i>Перевір.</i>	<i>Кондусь</i>					СумДУ, гр. ГМ91/1		
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>								

7.4 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	55
7.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з робочим колесом.....	55
7.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою.....	57
7.5 Вибір муфти крутного моменту.....	60
7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	62
8. Технологічний розділ	66
9. Розробка 3D-моделі робочого колеса.....	74
10. Розділ з охорони праці.....	76
10.1 Причини забруднення і характер впливу повітря робочої зони на працівників.....	76
10.1.1 Шкідливі речовини в повітрі робочої зони, їх класифікація та нормування.....	76
10.1.2 Комфортні параметри мікроклімату для працівників	83
10.1.3 Вентиляція промислових приміщень.....	83
10.1.3.1 Призначення та класифікація вентиляційних систем.....	84
10.1.3.2 Природна вентиляція.....	85
Висновки.....	87
Список літератури.....	89
Додаток А	

ВСТУП

Модернізація різних галузей промисловості та інфраструктури в Україні поставила пріоритетним завданням підвищення ефективності обладнання. Це особливо важливо для гідравлічного трубопровідного транспорту, де зниження вартості транспортування мінеральної сировини та продуктів переробки є ключовою метою.

Відцентрові насоси зазвичай використовуються для перекачування чистої рідин, але часто вони потрібні для перекачування рідин з твердими і кристалічними включеннями, сумішей з піском, рідин з волокнистими домішками, суспензій підвищеної в'язкості, газорідинних сумішей та інших забруднених рідин. Незважаючи на те, що розроблено різні конструкції відцентрових насосів для перекачування цих типів рідин, оптимального рішення ще не знайдено. Наприклад, при перекачуванні шламів в целюлозно-паперовій промисловості ефективність знижується, коли концентрація суспензії наближається до 7%, а перекачування в'язких середовищ може призвести до зносу проточної частини насосів через абразивні суміші. Газорідинні суміші можуть призвести до переривання подачі, а транспортування стічних вод може призвести до засмічення насоса.

Вільновихрові насоси з'явилися як рішення цих проблем і були класифіковані як окрема група вихрових насосів у динамічних насосах. Загалом СВН є новим і ефективним типом насосів, які все частіше використовуються в різних галузях промисловості, оскільки вони прості у виготовленні, надійні та можуть працювати з багатьма різними типами речовин. СВН також мають інші переваги, наприклад, відсутність передніх ущільнень, що може спричинити проблеми з іншими насосами. Їх також легше ремонтувати і вони несуть менші витрати на запчастини. Вони надійні та можуть перекачувати суміші з газом, в'язкі суміші та рідини з твердими частинками.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкція СВН дозволяє здійснювати ремонт і виготовлення запасних частин на місці з невисокими затратами. Ці насоси прості в експлуатації, рідко засмічуються і залишаються надійними протягом усього терміну служби. СВН суттєво відрізняються від відцентрових насосів конструктивними особливостями і характером робочого процесу. Наприклад, РК СВН розташований в розточці задньої стінки корпусу, з вільною камерою, не пересіченою обертовими деталями. Це дозволяє частині потоку рідини проходити через вільну камеру, не контактуючи з лопатями РК.

Також до особливостей насосу вільновихрового типу можна віднести:

- робочий об'єм СВН є однозв'язним. Таким чином будь-який замкнутий контур, взятий усередині об'єму, можна стягнути у точку без перетину границь об'єму. Робочий об'єм відцентрових насосів багатозв'язний - якщо роздивлятися замкнутий контур навколо лопаті, то вже не вдасться отримати стягнутий в одну точку контур без перетину робочого органу. На практиці використання насосів це призводить до того, що волокна, які потрапили разом з рідиною під час перекачування забруднених і волокнистих сумішей, можуть намотуватися на лопаті відцентрового насоса, унеможлиблюючи його ефективну роботу;
- наявність вільної камери мінімізує контакт рідини з РК, що дозволяє перекачувати продукти без їх значного пошкодження;
- нескладна форма проточної частини- це позитивний аспект з огляду металоємності, також полегшується складання і досягається високий ступінь уніфікації;
- висока зносостійкість при транспортуванні сумішей із включенням абразивних твердих частинок забезпечується за рахунок того, що основна частина потоку проходить через насос без контакту з РК;

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- конструктивне виконання СВН дозволяє з невеликими витратами проводити ремонт і виготовлення запасних частин на місці експлуатації;
- насос зручний в експлуатації, практично не закупорюється і надійний протягом усього терміну його служби.

Одним з основних недоліків СВН є його низький ККД, який може коливатися від 35% до 58% в залежності від конструкції і розміру насоса. Іншим недоліком є обмежений напір, який він може видати, зазвичай не перевищує 100 метрів [10].

Підводячи підсумок, СВН може мати свої обмеження, але він знаходить широке застосування в різних галузях завдяки своїй здатності працювати з різними речовинами та потенціалу для використання в широкому спектрі складних умов:

- у комунальному секторі вони зазвичай використовуються для перекачування фекальних рідин, ґрунту, стічних вод і осаду стічних вод.
- у сільському господарстві їх використовують для гідротранспорту органічних добрив, картоплі, фруктів, риби.
- харчова промисловість покладається на ці насоси для перекачування швидкопсувних продуктів, соків, сиропів, суспензій та інших подібних речовин.
- вони використовуються в целюлозно-паперовій, а також хімічній промисловості для транспортування деревної маси, макулатури, полімерів, віскозної сировини, газоподібних рідин та інших продуктів.
- показує багатообіцяючий потенціал у теплоенергетичних системах для кульового очищення конденсаторів парових турбін.
- у галузі чорної металургії ці насоси використовуються для гідротранспортування шламу, золи, руд і хвостів на гірничо-збагачувальних фабриках.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- нафтова промисловість виграє від СВН, використовуючи його для перекачування відходів нафтохімічного виробництва. Крім того, вугільна промисловість використовує ці насоси для гідротранспорту вугілля та вугільного шламу, серед іншого. Нарешті, ці насоси підходять для подачі абразивних речовин, таких як пісок, ґрунт і гравій.

Механізм роботи СВН був ретельно досліджений і проаналізований у багатьох країнах світу, включно з Україною. Завдяки накопиченню знань, отриманих під час розрахунків, теоретичних досліджень і практичних досліджень вільновихрових насосів, нормативна документація була розроблена для полегшення створення стандартизованої серії насосів відповідно до міжнародно визнаного стандарту ISO 2858.

					<i>131.05.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Вибір конструктивної схеми насоса

1.1 Уніфікація

Розгляд уніфікації та стандартизації є важливим на кожному етапі розробки та експлуатації насосів:

- науково-дослідні, дослідно-конструкторські роботи та розроблення технічної документації;
- виготовлення та випробування;
- експлуатація.

Вирішальну роль у визначенні відповідного технічного рівня відіграє наявність державних і галузевих стандартів, а також стандартів, встановлених підприємствами-розробниками та виробниками, а також нормативних правил експлуатації. Ці стандарти та правила забезпечують різні аспекти, такі як розподіл ресурсів, надійність, скорочення часу виробництва та витрат. А отже, вони сприяють оптимізації вартості і зниженню операційних витрат.

Уніфікація – один із головних критеріїв під час вибору оптимальної конструктивної схеми і конструкції насоса.

Ціль уніфікації:

- поліпшення ремонтпридатності;
- зниження витрат на технологічне оснащення;
- скорочення термінів підготовки виробництва, виготовлення та освоєння обладнання;
- підвищення якості;
- зниження вартості проектування, виготовлення та освоєння.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Використовуючи параметричні ряди, стає можливим встановити найменшу кількість стандартних розмірів насосів, необхідних для ефективного охоплення заданого діапазону подачі Q і напору H .

Уніфікація проточних частин виконується з метою зниження витрат на експериментальні та доводочні роботи і в кінцевому рахунку зниження вартості насоса.

Уніфікація проточних частин може базуватися на таких основних положеннях :

- гідравлічні втрати в робочому колесі в досить широкому діапазоні подач практично не змінюються, тобто не мають чітко вираженого мінімуму;
- гідравлічні втрати у відводі мають чітко виражений мінімум;
- механічні (дискові) та об'ємні втрати ступені не мають мінімуму, а їхня відносна величина зменшується зі зростанням подачі.

Таким чином, оптимальний режим визначається тільки відведенням, тому видається можливим використовувати одне й те саме робоче колесо в ступені з різними оптимальними подачами.

Один із прикладів уніфікації одноступінчастих горизонтальних консольних насосів з осьовим входом можна спостерігати при створенні насосів відповідно до міжнародного стандарту ISO 2858. Цей стандарт встановлює різні параметри, включаючи основні габаритні та з'єднувальні розміри. Базовою складовою частиною таких насосів є опорний кронштейн, що визначає допустимий діапазон основних параметрів (подачу, натиск, частоту обертання), масу і осьові габарити насоса.

Високий ступінь уніфікації дозволяє:

- підвищити якість завдяки застосуванню більш прогресивних технологій;
- створити більш сприятливі умови для забезпечення запчастинами;

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- впровадити агрегатно-вузловий метод ремонту.

З уніфікацією нерозривно пов'язані питання стандартизації. Стандарти спрямовані на підвищення рівня уніфікації насосів і насосних агрегатів завдяки стандартизації параметрів і розмірів, конструктивно-технологічних вимог до насосів різних типів і конструкцій та обмеження типорозмірних рядів як насосів, так і вузлів і деталей (кінцевих ущільнень, підшипників і сполучних муфт).

1.2 Конструктивні схеми СВН

У процесі розробки було створено три основні конструкції цих насосів, що відрізняються формою корпусу і його розташуванням по відношенню до вільної камери: Wemco, Seka і Turo. Різноманітність інших відомих конструкцій цих насосів є лише похідними від основних конструкцій. Порівняння характеристик різних конструктивних схем СВН (рис. 1.1) показало, що оптимальний ККД насоса зміщується в бік більших значень η_s при переході від конструкції насоса Wemco до конструкції насоса Seka. Найменше значення коефіцієнта напору відповідає конструктивній схемі "Wemco", найбільше - схемі "Seka" [10].

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

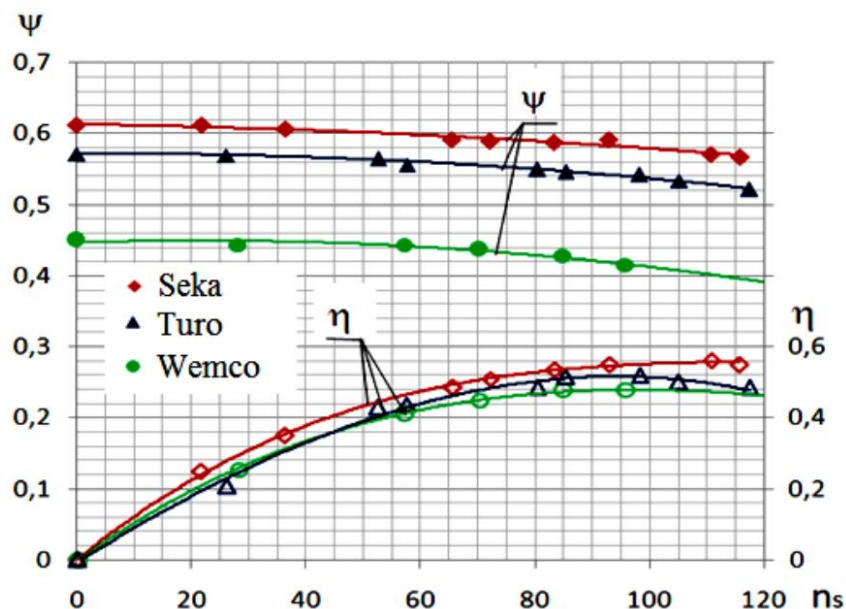


Рисунок 1.1– Порівняння характеристик різних схем СВН

Вільно-вихровий насос Wemco був вперше вироблений у Сполучених Штатах у 1954 році компанією Western Machinery Company [10].

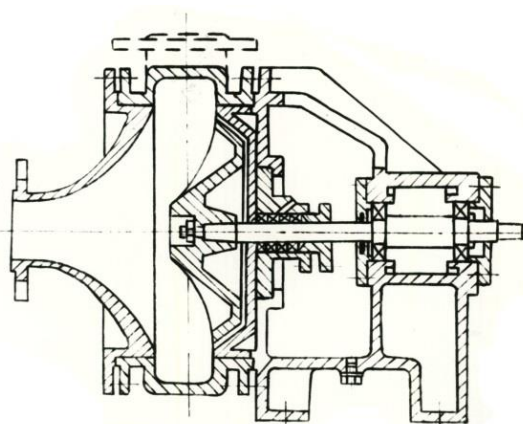


Рисунок 1.2 – Конструктивна схема “Wemco”

Насос (рис. 1.2) має корпус з осьовим всмоктувальним і тангенціальним напірним патрубками та вільну камеру між РК, розміщеним у розточці задньої стінки корпусу, і передньою кришкою насоса. Робоче колесо має конструктив схожий на РК гідромуфти. ККД насосів "Wemco" невисокий і досягає 30-40 %. Однак ці насоси

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05.BP.000.00 ПЗ

Арк.

13

демонструють виняткову надійність, коли йдеться про гідравлічне транспортування матеріалів значних розмірів.

Подальші дослідження різних конструкцій СВН з метою збільшення напору і ККД привели до створення нового типу насоса - конструктивної схеми Туро ("Turo") фірми "EGGER" (Швейцарія), у якій РК (рис. 1.3) виконано у вигляді диска з прямими радіальними лопатками (відкритого або закритого на периферії) [9].

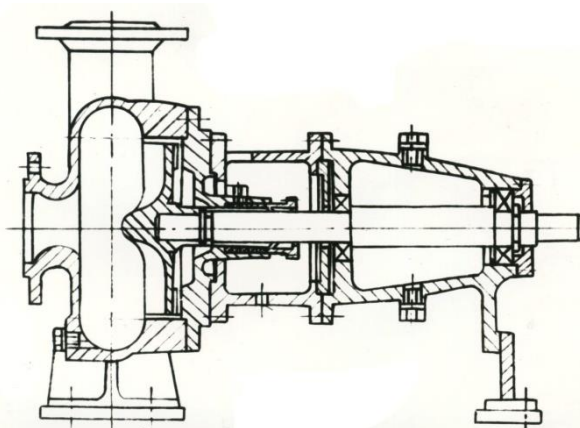


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема "Туро"

У цьому насосі відбувається різка зміна напрямку руху перекачуваної рідини на виході з РК в осьовому напрямку, що призводить до більш ефективного обміну енергією між потоком, що входить до робочої камери і вихідним потоками, що сприяє збільшенню напору і ККД (показник ефективності для насоса "Turo" досяг рівня 54 %).

Конструктивною особливістю схеми Сека ("Seka") є принцип висування РК з проточки корпусу у вільну камеру, що призводить до збільшення внеску в роботу лопатей і, як наслідок, підвищує напір і ККД насоса.

										Арк.
										14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05.BP.000.00 ПЗ					

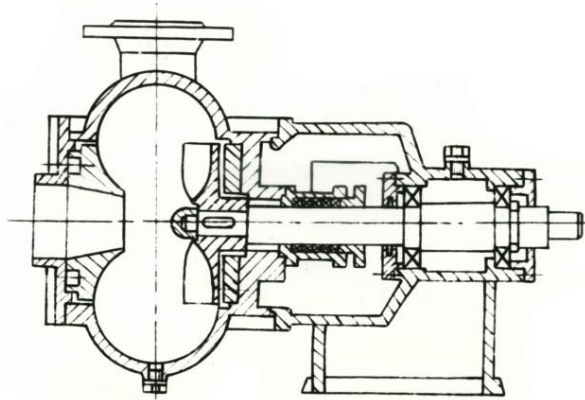


Рисунок 1.4 – Конструктивна схема “Seka”

Насос "Seka" (фірми "VOGEL", Австрія) зображений на рис. 1.4. Робоче колесо такого насоса не обмежується стінкою корпуса по периферії, а висунуте у вільну камеру, таким чином рідину, що виходить із РК, направлено безпосередньо у канал відводу.

Незважаючи на переваги цих насосів, їх застосування є дещо обмеженим через ризик закупорювання каналів РК, спричиненого матеріалами, що перекачуються, особливо під час транспортування рідин, що містять волокнисті речовини.

Наведено основні конструктивні схеми, які використовуються при виробництві вільновихрових насосів закордонними фірмами. Однак існують різні модифіковані версії конструктивних схем СВН, які відрізняються формою вихідної зони РК і ступенем висування лопатей у вільну камеру.

При проектуванні насоса обрана конструктивна схема ґрунтується на умовах експлуатації, властивостях і типу робочої рідини. Найбільш універсальною та часто використовуваною схемою СВН є "Turo", яка завдає мінімальної шкоди рідині та запобігає засміченню в проточній частині, але при цьому залишається економічно ефективною.

						131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
							15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

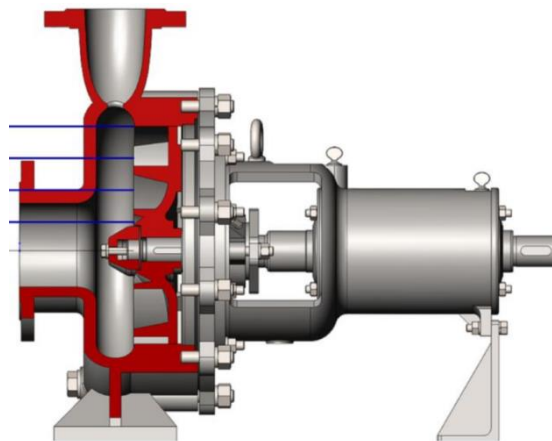


Рисунок 1.5 – СВН типу Turo в розрізі

Загальний вигляд насоса наведено на рис. 1.5 [11]. Конструктивною особливістю представленого насоса є те, що РК повністю відсунуте в проточку задньої стінки корпусу. Завдяки цьому перед РК залишається вільним увесь внутрішній простір корпусу. Лопатки РК, крім радіальних, можуть бути вигнутими в бік, протилежний його обертанню.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Опис конструкції вибраного насоса

Проектування вільновихрового насоса буде здійснене по схемі Seka. Дана схема має збалансовані показники ефективності, довговічності і ремонтпридатності.

На рис. 2.1 зображені основні вузли проектуваного насоса.

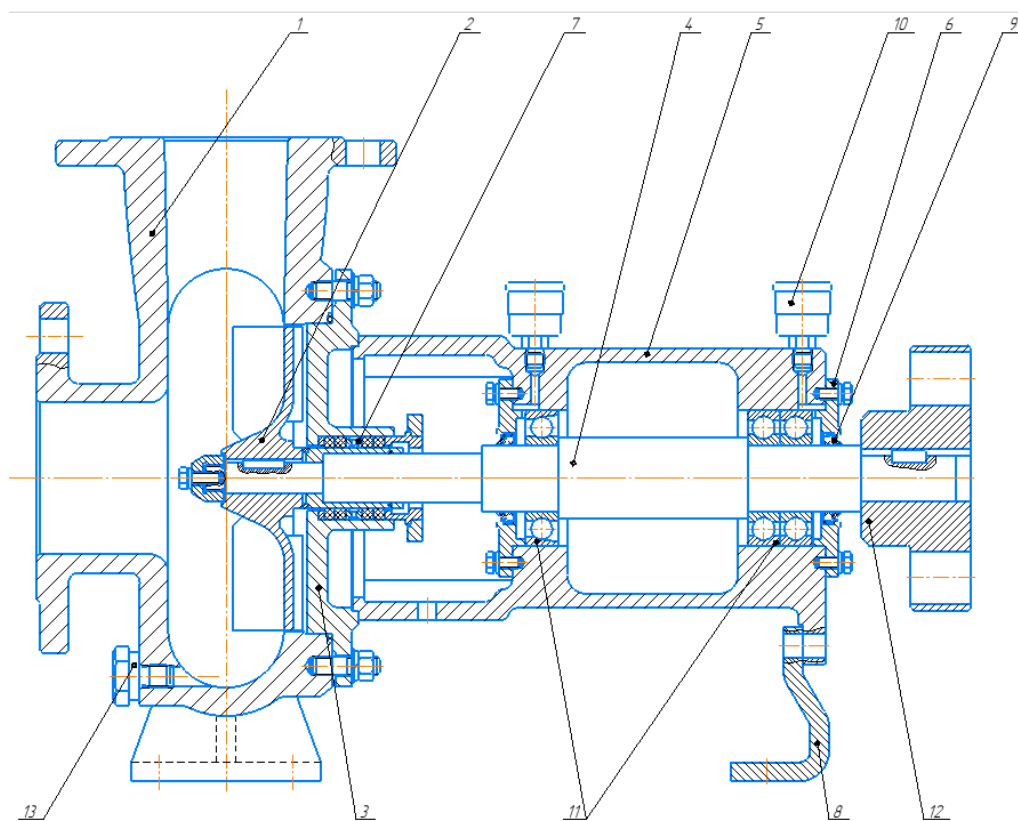


Рисунок 2.1– Схема насосу СВН 50-32

1– корпус, 2– робоче колесо, 3– корпус сальника, 4– вал, 5– виймальна частина (кронштейн), 6– кришка, 7– вузол сальникового ущільнення, 8– лапа, 9– манжета, 10– маслянка, 11– підшипники, 12– напівмуфта, 13– зливний канал з пробкою;

Дослідження структури течії в насосі показали, що на різних режимах в СВН спостерігається інтенсивний обмін енергією рідини між РК і вільною камерою, тобто існує меридіанна течія або поздовжній вихор.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

У дослідженні Г. Сківлі//// була розроблена теоретична модель, що зображує вільновихровий насос, перекачуючий однофазну в'язку рідину. Завдяки якісній картині потоку в проточній частині насоса, можна стверджувати, що існує два потоки:

Одновимірною теоретичною моделлю вільновихрового насоса для перекачування однофазної в'язкої рідини розроблена у дослідженні Г. Сківлі. Якісна картина потоку в проточній частині вільновихрового насоса (рис. 2.2) доводить існування двох потоків: циркуляційного, що сприяє вихроутворенню в області робочого колеса та вільної камери (штрихова лінія), а також основного, що направляє у відповідній пристрій після взаємодії з робочим колесом (суцільна лінія).

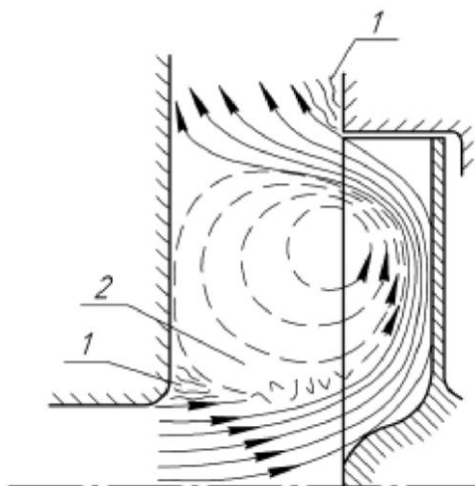


Рисунок 2.2 –Схема руху рідини в проточній частині СВН:

1 – зона відриву потоку; 2 – процес змішування циркуляційного і основного потоку;

Між зовнішнім і внутрішнім діаметрами порожнини насоса існує статичний перепад тиску. Для функціонування насоса повинен існувати стан рівноваги, в якому збільшення статичного тиску за рахунок вихрового руху у вільній камері компенсує перепад тиску, спричинений робочим колесом. Саме тому, наявність циркуляційного потоку є необхідною умовою для існування стану

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05.BP.000.00 ПЗ

Арк.

18

рівноваги в проточній частині вільновихрового насоса. Об'ємна витрата, що надходить у відповідній пристрій безпосередньо від робочого колеса, більше подачі насоса на величину циркуляційного руху, що є вирішальним фактором ефективності вільновихрового насоса [10].

У дослідженні потік рідини у вільновихровому насосі (рис. 2.3 а) розглядається як одновимірна модель (рис. 2.3 б), де змінні залежать лише від одного показника - розрахункового радіуса. Радіус r_0 відповідає області, де відсутній вихровий рух; r_1 – середній потік на вході в робоче колесо; r_0 – середній потік на виході з робочого колеса.

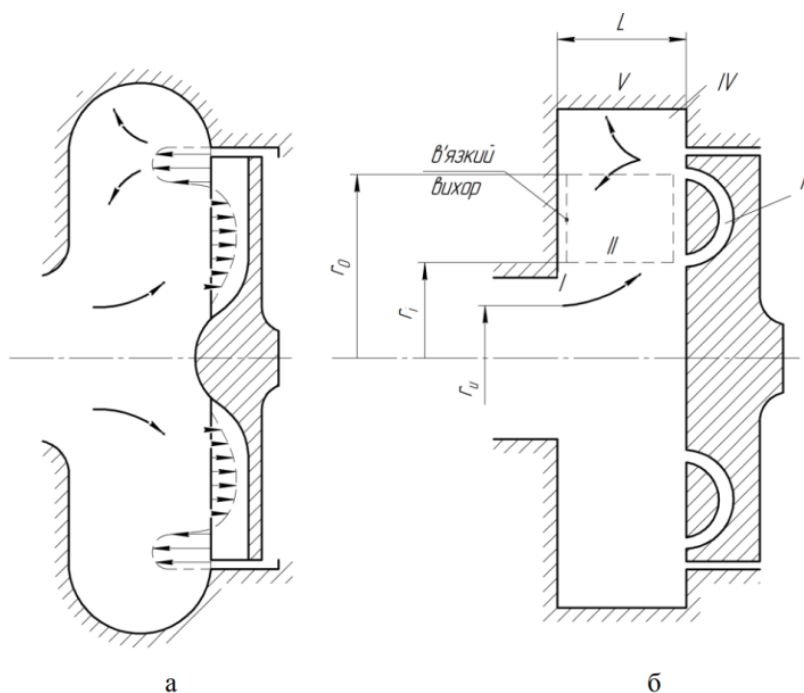


Рисунок 2.3 – Одновимірна модель потоку рідини у вільновихровому насосі: а) схема руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса; б) одновимірна модель потоку

Щоб пояснити рух у вільній камері, була обрана модель, яка враховує в'язкий рух. У цій моделі використовується значення в'язкості, яке відповідає такому значенню, що спостерігається в турбулентному потоці. Згідно з цією моделлю, одновимірний потік можна розділити на п'ять областей (I-V).

В області I потік зміщується на вході в робоче колесо. Потік, утворений в'язким вихором, залишає область I за наступних умов: Тангенціальна швидкість $V = 0$ при $R = r_u$ і $V = V_i$ при $R = r_i$.

Область II визначається спрямованим в неї в'язким вихором і характеризується наступними умовами: Тангенціальна швидкість $V = V_0$ при $R = r_0$ і $V = V_i$ при $R = r_i$.

Область III визначається комбінацією течії на вході в робоче колесо і в каналах між лопатями.

Область IV подібна до області I і має тангенціальну середню швидкість потоку на виході з вільної камери $V = V_0$ при $R = r_0$.

Область V включає вихідні області дифузора.

Зауважимо, що значення радіуса середнього потоку на вході в робоче колесо r_i близьке до значення вхідного радіуса робочого колеса r_1 , а радіус середнього потоку на виході з робочого колеса r_0 близький до значення зовнішнього радіуса робочого колеса r_2 .

Експериментальні дослідження показали, що існує високий ступінь узгодження між теоретичним значенням тангенціальної швидкості V як функції радіуса r і практичними результатами.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Розрахунок проточної частини насоса

Вихідні дані до виконання дипломного проекту (табл. 3.1):

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до проекту

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Подача (Q)	50	м ³ /ГОД
Напір (H)	32	м
Густина рідини (ρ)	1000	кг/м ³
Частота обертання (n)	3000	об/хв

Під час попередніх досліджень встановлено, що на напір і ККД СВН істотно впливають співвідношення геометричних параметрів проточної частини.

На підставі попередньо проведених дослідів, а також досліджень [10,11] встановлені такі оптимальні співвідношення для геометричних розмірів насоса, які рекомендуються під час проектування проточної частини СВН типу "Turo" (рис. 3.1).

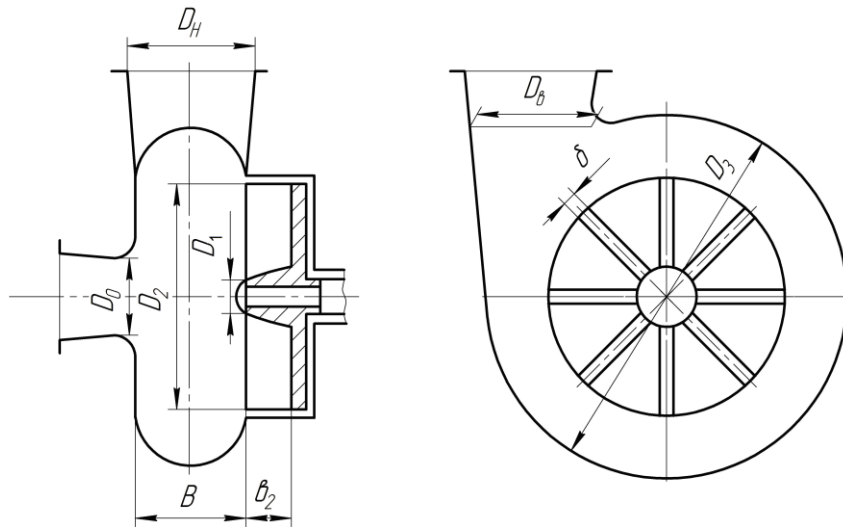


Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу “Turo”

Для робочого колеса:

- РК з прямими радіальними лопатками ($\beta_{2,l} = \beta_{2,y} = 90^0$) як найбільш технологічне при виготовленні;
- відносне значення діаметра входу РК $\bar{D}_1 = 0,15 - 0,25$ (зазвичай приймають $\bar{D}_1 = 0,2$);
- відносна ширина лопатки колеса на виході $\bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17$;
- число лопатей $Z = 10$;
- відносна товщина лопаті $\bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02$ (зазвичай приймають з урахуванням абразивності перекачуваного середовища і технологічних можливостей).

При проектуванні СВН типу "Turo" найбільш технологічною і оптимальною для напору і ККД є кільцева форма відводу з округленим меридіанним профілем.

Для кільцевого відводу:

- відносний радіус розташування язика $\bar{R}_{яз} = 1,3 - 1,4 = 1,35$;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05.BP.000.00 ПЗ

Арк.

22

- ширина вільної камери B визначається в залежності від коефіцієнта швидкості n_s за графіком (рис. 3.2);
- діаметр кільцевого відводу $D_3 = D_2 + B$;
- діаметр виходу на рівні язика відводу $D_B = B$;
- циліндричний або конфузорний всмоктуючий патрубок з діаметром

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot Q / (\pi \cdot V_0)} \quad (3.1)$$

де

$$V_0 = K_{V0} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.2)$$

при коефіцієнті вхідної швидкості:

$$K_{V0} = (0,2 \div 0,25) \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3} \quad (3.3)$$

(Менше значення приймається для більш в'язких рідин з великим вмістом твердих включень).

За розрахунками повинна виконуватися умова $D_0 \geq B$.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

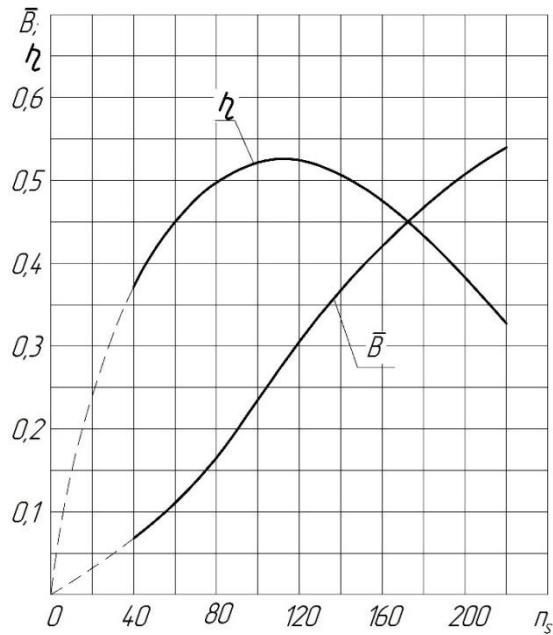


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s

Методика розрахунку вільновихрових насосів:

Методика розрахунку рекомендована при проектуванні СВН типу «Туро» і може бути використана в діапазоні коефіцієнта швидкохідності $n_s = 60-140$.

Розрахунок вільновихрових насосів полягає у визначенні оптимальних геометричних співвідношень проточної частини на задані параметри насоса.

Порядок розрахунку насоса:

1 Визначають коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.4)$$

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{2930 \cdot \sqrt{50}}{60 * 32^{3/4}} = 93,7$$

2 За графіком (рис. 3.2) визначають ККД і відносну ширину вільної камери:

$$\eta = 0,516; \bar{B} = 0,21 .$$

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів

$$\text{РК: } \bar{D}_1 = 0,2, \bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17, Z = 10, \bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02.$$

4 Визначають зовнішній діаметр РК, м, використовуючи вираз:

$$D_2 = \frac{A}{n} \cdot \sqrt{H} \quad (3.5)$$

де

$$A = \left[\frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

$\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД насоса (для малих і середніх насосів можна прийняти

$$\eta_{\text{мех}} = (0,95 - 0,97);$$

$K = 7,023 \cdot 10^{-3}$ - постійний коефіцієнт;

η - ККД насоса, визначається в залежності від n_s ;

F_1 - функція, що враховує вплив відносних розмірів РК, визначається розрахунковим шляхом або графічною залежністю (рис. 3.3) для

рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК $\bar{D}_1 = 0,2$, $F_1 = 1,91 \cdot 10^{-2}$;

F_2 - функція, що враховує вплив відносних розмірів відводу, визначається за графіком залежно від відношення $\bar{B} / \bar{b}_2 = 0,21 / 0,17 = 1,24$ (рис. 3.4), $F_2 = 2,16$;

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

n - частота обертання РК, об / хв.

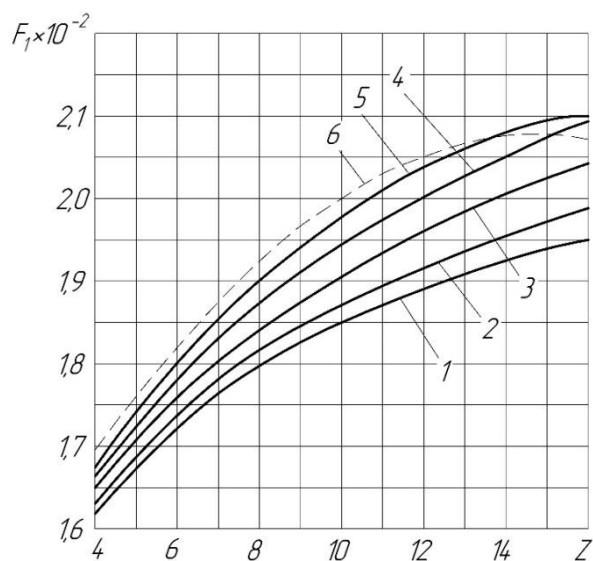


Рисунок 3.3 – Залежність функції F_1 від числа лопаток РК при

$\bar{D}_1 = 0,2$: 1 – $\bar{\delta} = 0,005$; 2 – $\bar{\delta} = 0,01$; 3 – $\bar{\delta} = 0,02$; 4 – $\bar{\delta} = 0,03$;

5 – $\bar{\delta} = 0,04$; 6 – $\bar{\delta} = 0,05$

Отримуємо: $F_1 = 0,0191$

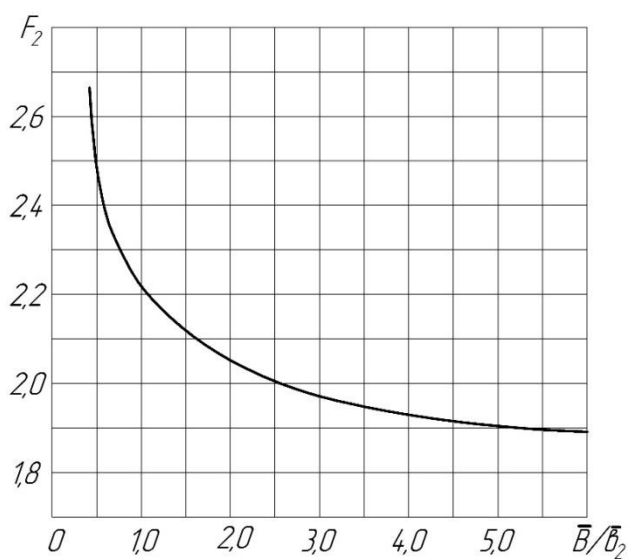


Рисунок 2.4 – Залежність функції F_2 від співвідношення \bar{V}/b_2

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05.BP.000.00 ПЗ

Арк.

26

Отримуємо: $F_2=2,16$;

$$A = \left[\frac{0,95}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,516 \cdot 0,0191 \cdot 2,16} \right]^{1/2} = 79,7$$

$$D_2 = \frac{79,7}{2930} \cdot \sqrt{32} = 0,154 \text{ м} = 154 \text{ мм}$$

Приймаємо: $D_2 = 160 \text{ мм}$

5 Обчислюють геометричні розміри РК:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2; \quad D_1 = 0,2 \cdot 160 = 32 \text{ мм};$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2; \quad b_2 = 0,17 \cdot 160 = 27,2 \approx 27 \text{ мм};$$

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2; \quad \delta = 0,02 \cdot 160 = 3,2 \approx 3 \text{ мм}.$$

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = 0,21 \cdot 160 = 33,6 \approx 34 \text{ мм}.$$

7 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу:

$$D_3 = D_2 + B; \quad D_3 = 160 + 34 = 194 \text{ мм};$$

$$D_B = B = 34 \text{ мм};$$

$$D_{\text{яз}} = \bar{D}_{\text{яз}} \cdot D_2; \quad D_{\text{яз}} = 1,35 \cdot 160 = 216 \text{ мм}.$$

8 Розраховують діаметр входу в насос D_0 по (3.1) і перевіряють умову

$$D_0 \geq D_g = B.$$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт вхідної швидкості:

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (n_s / 100)^{2/3},$$

$$K_{V_0} = (0,225) \cdot (93,7 / 100)^{2/3} = 0,215.$$

Приймаємо: $K_{V_0} = 0,215$.

Швидкість у вхідному патрубку

$$V_0 = K_{V_0} \cdot \sqrt{2gH}$$

$$V_0 = 0,215 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 32} = 5,4 \text{ м/с.}$$

Діаметр входу

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot Q / \pi \cdot V_0}$$

$$D_0 = \sqrt{(4 \cdot 50 / 3600) / (3,14 \cdot 5,4)} = 0,057 \text{ м.}$$

Приймаємо: $D_0 = 80 \text{ мм}$.

Умова $D_0 \geq B$ виконується.

Діаметр всасуючого та напірного патрубків приймають згідно зі стандартом ISO 2858 [1]:

$$D_{\text{вх}} = 80 \text{ мм};$$

$$D_{\text{н}} = 65 \text{ мм.}$$

9 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}, \quad (3.7)$$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

$$N = \frac{1000 \cdot 9,8 \cdot 50 \cdot 32}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,516} = 8,44 \text{ кВт.}$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу κ визначають як:

$$N_{\text{дв}} = \kappa \cdot N; \quad (3.8)$$

$$N_{\text{эд}} = 1,2 \cdot 8,44 = 10,13 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт запасу κ вибирають залежно від потужності:

до 2 кВт	$\kappa = 1,5;$
від 2 до 5 кВт	$\kappa = 1,25 - 1,5;$
від 5 до 50 кВт	$\kappa = 1,15 - 1,25;$
від 50 до 100 кВт	$\kappa = 1,08 - 1,15;$
від 100 кВт і більше	$\kappa = 1,05.$

Обирається електродвигун асинхронний серії АИР132М2 (ДСТУ ІЕС 60034-1:2019) [6]:

$$N=11\text{кВт};$$

$$n_{\text{синх}}=3000 \text{ об/хв};$$

$$\eta = 88,4 \text{ \%}.$$

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \cdot \frac{48960}{[\tau_{\text{кр}}]}}, \quad (3.9)$$

де $[\tau_{\text{кр}}]$ - допустиме напруження кручення, Па.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{8,44}{2930} \cdot \frac{48960}{45 \cdot 10^6}} = 0,0146 \text{ м.}$$

Матеріал валу: сталь 45, $[\tau_{кр}] = 45 \cdot 10^6 \text{ Па.}$

Отриману розрахункову величину d_B округлюють до найближчого нормалізованого діаметра в бік збільшення.

Приймаємо: $d_B = 16 \text{ мм.}$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Розрахунок гідродинамічних сил

4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса $R_2 = 0,08$ м; радіус входу в робоче колесо $R_1 = 0,016$ м; радіус втулки $R_{вт} = 0,011$ м.

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}, \quad (4.1)$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, $\text{м}^2/\text{с}$. Для розрахунку приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при температурі $t = 20^\circ\text{C}$, який становить $\nu = 1,006 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

n – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

$$Re = \frac{3000 \cdot 0,16^2}{60 \cdot 1,006 \cdot 10^{-6}} = 1,272 \cdot 10^6$$

Отримане значення числа Рейнольдса знаходиться в діапазоні $0,4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1,3 \cdot 10^6$. Тому для розрахунку коефіцієнтів β та φ_r використовуємо наступні формули:

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{1,272 \cdot 10^6} = 0,691$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{1,272 \cdot 10^6} = 0,297$$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість ω та [14] відносний радіус втулки $\overline{R}_{\text{вТ}}$.

Кутова швидкість обертання ротора насоса визначається за формулою, с^{-1} :

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (4.2)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{с}^{-1}.$$

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

$$\overline{R}_{\text{вТ}} = \frac{R_{\text{вТ}}}{R_2}, \quad (4.3)$$

$$\overline{R}_{\text{вТ}} = \frac{0,011}{0,08} = 0,138.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

$$A = \pi r g H [\beta (R_2^2 - R_{\text{вТ}}^2) - \varphi_r (R_2^2 - R_1^2)] - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 (1 - \overline{R}_{\text{вТ}}^2)^2, \quad (4.4)$$

де $k = 0,486$

тоді

$$\begin{aligned} A &= 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,8 \cdot 32 \times \\ &\times [0,691 \cdot (0,08^2 - 0,011^2) - 0,297 \cdot (0,08^2 - 0,016^2)] - \\ &- \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1000 \cdot 0,08^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,138^2)^2 = 1756 \text{ Н}. \end{aligned}$$

											Арк.
											32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05.ВР.000.00 ПЗ						

4.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

$$R = K_R \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \text{ Н} \quad (4.5)$$

де $K_R \approx 0,2$ – експериментальний коефіцієнт;

Δ - товщина диска робочого колеса, м.

$$\Delta = 0,005 \text{ м}$$

У насосах з кільцевими відводами максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до режиму з подачею $Q = Q_{\text{опт}}$. У цьому випадку максимальна радіальна сила буде визначатися :

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta),$$

$$R = 0,2 \cdot 1000 \cdot 9,8 \cdot 32 \cdot 0,16 \cdot (0,027 + 0,005) = 321 \text{ Н.}$$

4.3 Врівноваження осьової сили

Врівноваження осьової сили є важливою умовою роботи здатності насоса [14]. Якщо не виконувати розвантаження осьової сили, то зусилля, що діє на підшипники буде призводити до їх передчасного виходу зі строю.

Розвантаження осьового зусилля в проектуваному насосі пропоную виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів, рисунок 4.3). Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

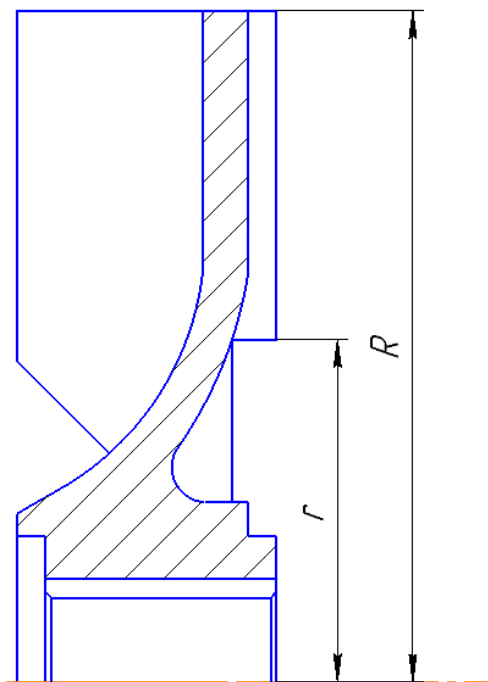


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дискове тертя, які можуть бути визначені з виразу:

$$N_u = C\varphi^2\rho\omega^3R^5\left[1 - (r/R)^5\right] \quad (4.6)$$

де $C = 3,6 \cdot 10^{-4}$;

$\varphi = 0,9$;

R, r - відповідно зовнішній і внутрішній радіуси імпелерних лопаток.

Осьове зусилля, що врівноважується за допомогою імпелера, може бути визначено з виразу:

$$T_u = \frac{3}{8}\rho g\pi(R^2 - r^2)\frac{U_R^2 - U_r^2}{2g} \quad (4.7)$$

Де U_R – колова швидкість на радіусі R ;

U_r - колова швидкість на радіусі r ;

$$U_R = \omega R;$$

$$U_R = 314 \cdot 0,08 = 25,12 \text{ м/с}$$

$$U_r = \omega r;$$

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля.

Врівноваження осової сили виконується за умови:

$$T_u = A$$

$$\frac{3}{8} \rho g \pi (R^2 - r^2) \frac{(\omega R)^2 - (\omega r)^2}{2g} = A$$

$$\frac{3}{8} \cdot 1000 \cdot 9,8 \cdot 3,14 \cdot (0,08^2 - r^2) \frac{25,12^2 - (314 \cdot r)^2}{2 \cdot 9,8} = 1756;$$

Звідси знаходимо r:

$$r \approx 0,03 \text{ м}$$

Таким чином, залишкове осьове зусилля, яке створюється на розрахунковому режимі, становить:

$$T = A - T_u = 0;$$

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1000 \cdot 314^3 \cdot 0,08^5 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,03}{0,08} \right)^5 \right] = 29 \text{ Вт}$$

Додаткові втрати потужності призводять до збільшення втрат на дискове тертя, і, як наслідок, зниження внутрішнього механічного ККД.

										Арк.
										35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05.BP.000.00 ПЗ					

5 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності [11]:

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}, \quad (5.1)$$

де Δh - критичний кавітаційний запас для першого кавітаційного режиму, м.

Установлено, що вільновихрові насоси малочутливі до кавітації . Тому їх можна віднести до насосів з підвищеними кавітаційними властивостями $c = 1300 - 3000$.

Для подальших розрахунків приймаємо коефіцієнт швидкохідності $c = 2000$.

Для визначення мінімального кавітаційного запасу С.С. Руднев запропонував формулу :

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}}, \quad (5.2)$$

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{3000 \cdot \sqrt{0,0139}}{2000} \right)^{\frac{4}{3}} = 0,993 \text{ м.}$$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 Розрахунки з вибору приводу

6.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,8 \cdot 50 \cdot 32}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,516} = 8,44 \text{ кВт.}$$

У якості приводу насоса вибираємо електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = kN, \text{ Вт}, \quad (6.2)$$

Коефіцієнт запасу k вибирають залежно від потужності:

до 2 кВт	$k = 1,5;$
від 2 до 5 кВт	$k = 1,25 - 1,5;$
від 5 до 50 кВт	$k = 1,15 - 1,25;$
від 50 до 100 кВт	$k = 1,08 - 1,15;$
від 100 кВт і більше	$k = 1,05.$

$$N_{\text{об}} = 1,2 \cdot 8,44 = 10,13 \text{ кВт}$$

За проведеними розрахунками обираю електродвигун АИР132М2 (ДСТУ ІЕС 60034-1:2019): [6] (рис. 6.1) з параметрами\\\\\\\\:

- потужність $N_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт};$
- частота обертання $n = 3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$

Структура умовного позначення електродвигуна:

					131.05.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- А – асинхронний;
- И – уніфікована серія (И – Інтерелектро);
- Р – прив’язка потужностей до встановлювально-приєднувальних розмірів (Р – за РС 3031-71);
- 132 – габарит, мм;
- М – встановлювальний розмір по довжині станини;
- 2 – число полюсів.

Таблиця 6.1 – Технічні характеристики електродвигуна АИР132М2У2

Модель	Потужність	Напруга	Струм	Частота обертання	ККД	cosφ	$M_{max}/$ M_H	$M_H/$ M_H	$I_H/$ I_H
	кВт	В	А	об/хв	%				
АИР132М2	11	220	21,2	3000	88,4	0,84	2,3	2,2	7,5
		380							



Рисунок 6.1 – Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна АИР132М2

Таблиця 6.2 – Габаритні та встановлювальні розміри електродвигуна АИР132М2 [6]

Тип двигуна	Число полісів
АИР132М2	2

Габаритні розміри, мм				Встановлювальні та приєднувальні розміри, мм							
L	D	H	L2	B	D5	L1	L3	D4	H2	B1	H1
510	275	345	89	270	12	178	80	38	41	10	132

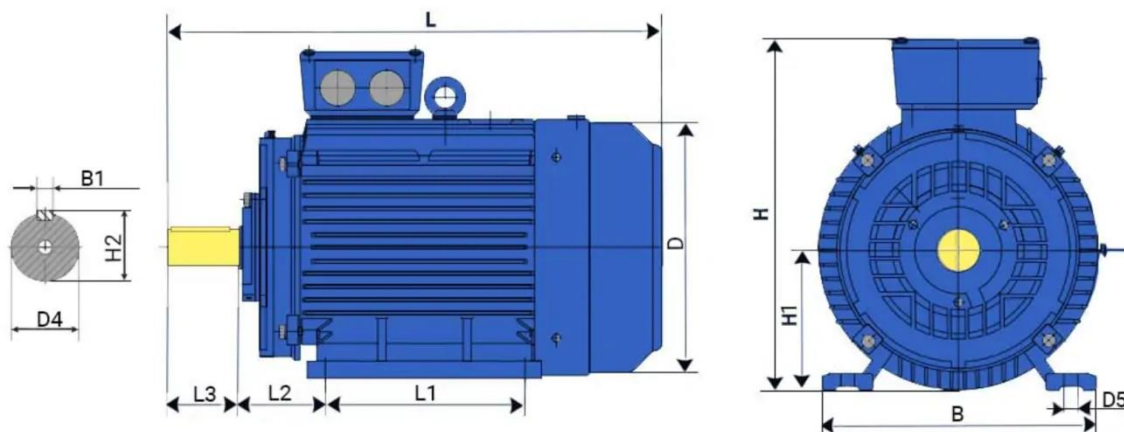


Рисунок 6.2 – Габаритне креслення електродвигуна серії АИР виконання 1081

6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

$$M_A = 0,21M_{\text{НОМ}}, \quad (6.3)$$

де $M_{\text{НОМ}}$ – номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega} \quad (6.4)$$

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{10130}{314} = 32,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 32,3 = 6,77 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (6.5)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{\text{max}} = N_{\text{дв}} \quad (6.6)$$

$$N_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\text{max}} = \frac{11 \cdot 10^3}{314} = 35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{\text{ном}}, \quad (6.7)$$

де $n_{\text{ном}}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв.}$$

$$M_B = 0,03M_{\text{max}}, \quad (6.8)$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 35 = 1,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболі визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2}, \quad (6.9)$$

$$k = \frac{35}{3000^2} = 3,89 \cdot 10^{-6}$$

За визначеним коефіцієнтом параболі проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n = 0$ до n_{max} :

$$M = kn^2. \quad (6.10)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.3.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 6.3 будують залежність $M = f(n)$
- точки $A(n_0; M_0)$ та $B(n_B; M_B)$ з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.3 – Пускова момент на характеристика

п, об/хв	0	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000
М, Н·м	0	0,35	1,4	3,15	5,6	8,75	12,6	17,15	22,4	28,35	35

На рисунку 6.3 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

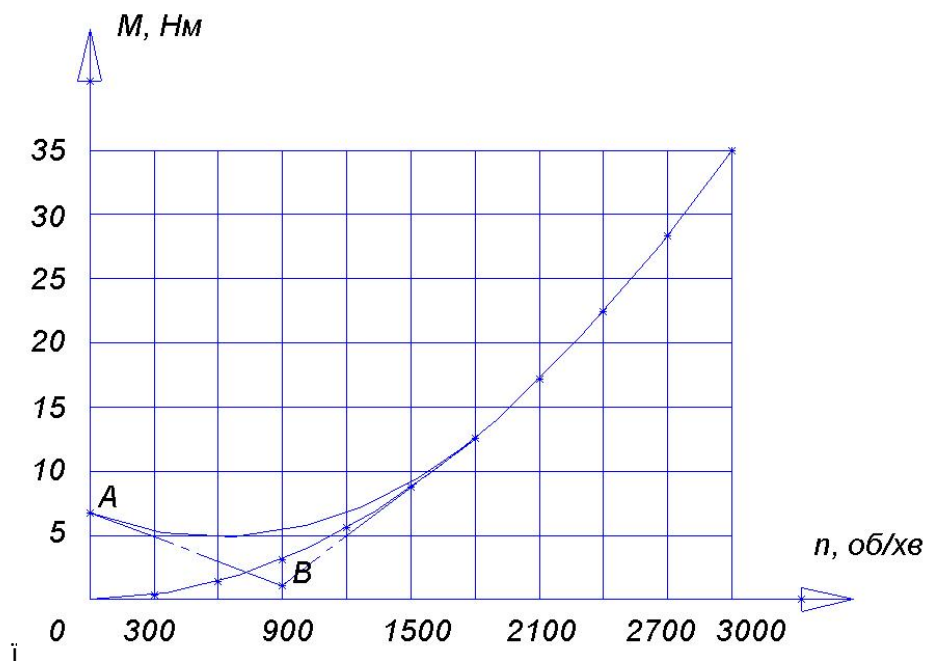


Рисунок 6.3 – Пускова моментна характеристика

7 Розрахунки на міцність

7.1 Розрахунок конструкції валу

Для конструювання валу необхідно визначити його геометричні розміри. На рисунку 7.1 показані основні геометричні розміри валу [8].

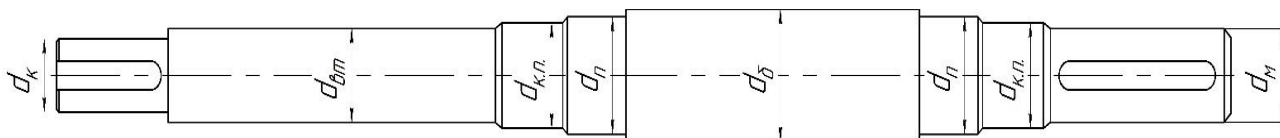


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

Діаметр посадочного місця робочого колеса визначаємо за формулою розрахунку на кручення, м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.1)$$

де M_{\max} – момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна, Н · м;

$[\tau]$ – дотичне напруження при крученні, Па.

Для подальшого розрахунку дотичне напруження на кручення приймаємо $[\tau] = 45 \cdot 10^6$ Па.

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна визначається за формулою, Н · м:

$$M_{\max} = \frac{N_{\max}}{\omega}, \quad (7.2)$$

де $N_{\max} = N_{\text{дв}}$ – максимальна потужність електродвигуна.

									Арк.
									43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05.BP.000.00 ПЗ				

$$M_{max} = \frac{11 \cdot 10^3}{314} = 35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 35}{3,14 \cdot 45 \cdot 10^6}} = 0,016 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 0,016 \text{ м.}$

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{дв}, \quad (7.3)$$

$$d_m = 1 \cdot 0,016 = 0,016 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду $d_m = 24 \text{ мм.}$

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{вт} = d_k + 0,01 = 0,016 + 0,01 = 0,026 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку $d_{вт} = 0,026 \text{ м.}$

Діаметр валу під манжет, розміщену на кришці підшипника визначаємо за формулою, м:

$$d_{к.п.} = d_m + (0,005 \div 0,01), \quad (7.4)$$

$$d_{к.п.} = 0,016 + 0,01 = 0,026 \text{ м.}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 , $d_{к.п.} = 35 \text{ мм.}$

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$d_{\Pi} = d_{\text{к.п.}} + 2 \cdot t, \quad (7.5)$$

де $t = 0,003$ – висота буртика, м.

$$d_{\Pi} = 0,026 + 2 \cdot 0,003 = 0,032 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під підшипник $d_{\Pi} = 35$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_{\delta} = d_{\Pi} + 3 \cdot r, \quad (7.6)$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника за таблицею 7.1.

Таблиця 7.1 – Визначення координати фаски підшипника

d_n , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
r , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

Як видно з таблиці 7.1 координата фаски підшипника для діаметру посадкової поверхні під підшипник становить $r = 2,5$ мм.

$$d_{\delta} = 0,035 + 3 \cdot 0,0025 = 0,0425 \text{ м.}$$

7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

7.2.1 Вибір типу ущільнення

Зазвичай в насосах типу СВН застосовують ущільнення сальникового типу як показано на рисунку 7.2.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

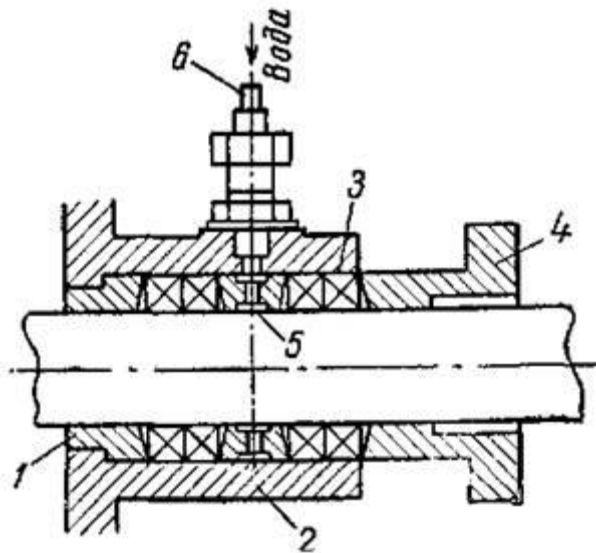


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення:
 1– опорна шайба, 2– корпус сальника, 3– сальникова набивка,
 4– втулка (фланець нажимний), 5– кільце гідрозатвору,
 6– згін для промивки ущільнення;

Сальникові ущільнення часто використовуються в насосах завдяки своїй простій конструкції. Найчастіше використовується набивка з бавовняного шнура, скрученого в кільця.

Сальникові ущільнення використовуються для тиску до 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащення поверхонь, що труться, і відведення тепла, що утворюється при терті. Тому сальникове ущільнення повинно бути затягнуте таким чином, щоб забезпечити проходження через нього потоку рідини 10-15 літрів на годину. Не допускається затягувати сальник до повного припинення витоку, інакше мастило сальника згорить і поверхні, що контактують з сальником, будуть пошкоджені.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05.BP.000.00 ПЗ

Арк.

46

7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d}, \quad (7.7)$$

де d – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм.

Тоді

$$S = \sqrt{32} = 5,66 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 6$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S, \quad (7.8)$$

де $i = 4 \div 6$ – кількість кілець набивки, шт.

Приймаємо $i = 4$ шт.

$$L = 4 \cdot 6 = 24 \text{ мм.}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \left(e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right), \quad (7.9)$$

де $r = \frac{d_{вт}}{2} + 0,7$ - радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпусу;

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = 2,4 \text{ см};$$

$$S = 0,6 \text{ см};$$

$$\rho_0 = 1,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Таким чином:

$$r = \frac{2,6}{2} + 0,7 = 2 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 2^2 \cdot 0,6 \cdot 1,2 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{24}{0,6}} - 1 \right) = 85 \text{ Вт}$$

7.3 Розрахунок вала

Основними завданнями проектування валів є забезпечення міцності та обмеження деформації згину і кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок і проектування пов'язані між собою, необхідні розміри визначаються в три етапи. На першому етапі, попередньому розрахунку, визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі, орієнтовному, визначаються основні розміри вала. На третьому етапі, перевірочному, визначаються коефіцієнти запасу міцності, порівнюються з допустимими і, при необхідності, вносяться корективи для приведення фактичних коефіцієнтів запасу міцності у відповідність з допустимими коефіцієнтами.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 7.3), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2l_2, \quad (7.10)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (7.11)$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{321 \cdot (146,5 + 125,5)}{125,5} = 696 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1l_1 - R_3l_2. \quad (7.12)$$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

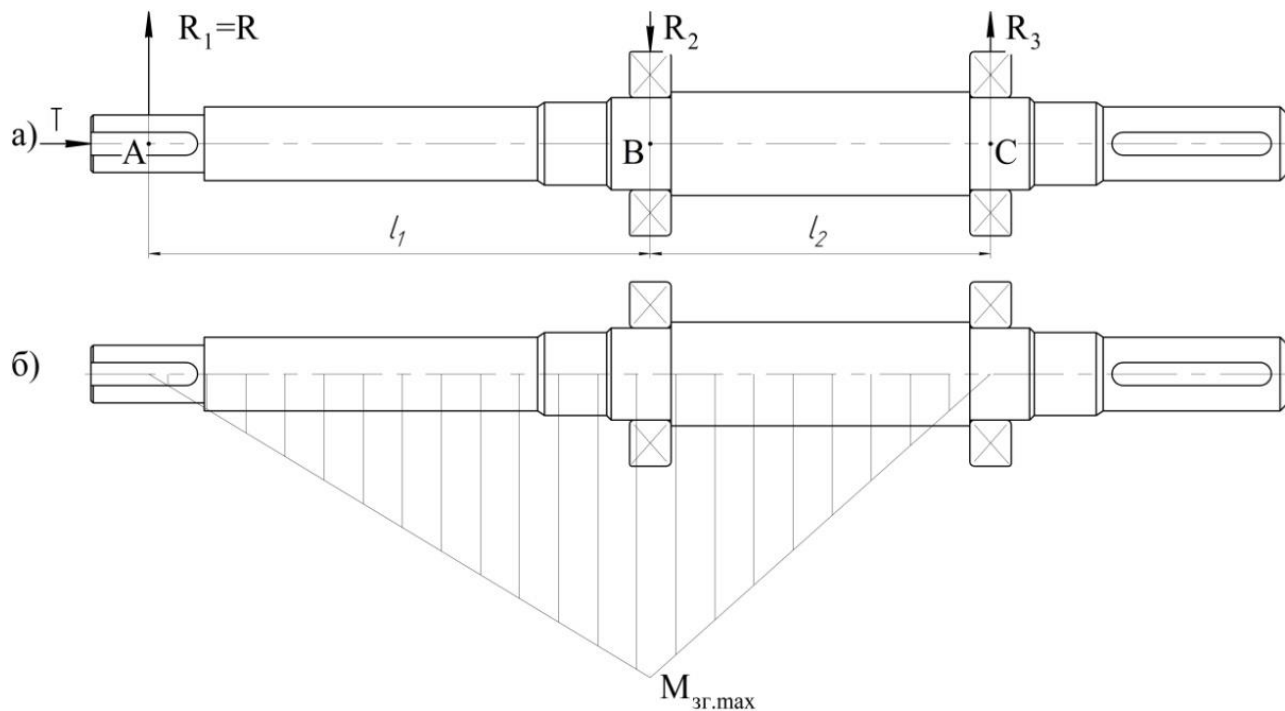


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}. \quad (7.13)$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{321 \cdot 146,5}{125,5} = 375 \text{ Н}$$

7.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75M_{мах}^2} \quad (7.14)$$

де $M_{зг.мах}$ – максимальний згинальний момент, Н·м.

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 5.3:

$$M_{зг.мах} = R_1 l_1. \quad (7.15)$$

Звідси:

$$M_{зг.мах} = 321 \cdot 0,1465 = 47 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{47^2 + 0,75 \cdot 35^2} = 56 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (7.16)$$

де $[\sigma] = 40$ МПа.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{56}{0,1 \cdot 40}} = 24,1 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $d_{п} = 25$ мм. При конструюванні був обраний діаметр підшипника 35 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 25 мм.

										Арк.
										51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05.BP.000.00 ПЗ					

7.3.3 Перевірочний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (7.17)$$

де S - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[S] = 2,5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

S_σ , S_τ - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями.

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (7.18)$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (7.19)$$

де σ_{-1} , τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a , τ_a та σ_m , τ_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_\sigma = 2,2$, $K_\tau = 1,41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

ε_σ , ε_τ - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

$\psi_\sigma = 0,25 - 0,3$, $\psi_\tau = 0,1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Межі витривалості вала знаходяться за формулами (7.20) та (7.21):

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{ МПа} \quad (7.20)$$

де $\sigma_B = 850$ МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 40Х).

Звідси:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 100 = 400 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа} \quad (7.21)$$

Тому:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 400 = 232 \text{ МПа}$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1d_{II}^3}, \text{ МПа} \quad (7.22)$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{47}{0,1 \cdot 0,035^3} = 11 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа} \quad (7.23)$$

Звідки:

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 0}{3,14 \cdot 0,035^2} = 0 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа} \quad (7.24)$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_T = \frac{1}{2} \cdot \frac{35}{0,2 \cdot 0,016^3} = 21,4 \text{ МПа}$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,77$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{400}{\frac{2,2}{0,77} \cdot 11 + 0,275 \cdot 0} = 12,72$$

$$S_\tau = \frac{232}{\frac{1,41}{0,77} \cdot 21,4 + 0,1 \cdot 21,4} = 5,61$$

$$S = \frac{12,72 \cdot 5,61}{\sqrt{12,72^2 + 5,61^2}} = 5,13 > 2,5$$

Отже, умова перевірконого розрахунку вала виконується.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.4 Розрахунок шпонкових з'єднань

7.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з робочим колесом

Для надійного з'єднання матеріал шпонки обирають міцніший за матеріал валу. Матеріал валу обираємо Сталь 40Х: матеріал шпонки обираємо Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 16 мм за, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 5$ мм - ширина шпонки;

$h = 5$ мм - висота шпонки;

$l = 28$ мм - довжина шпонки.

Для розрахунку шпонкового з'єднання валу з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (7.25)$$

де $d = d_k$ – діаметр валу, мм;

M_{\max} – максимальний крутний момент, Н · м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм.

Робоча довжина шпонки визначається за формулою, мм:

$$l_p = l - b, \quad (7.26)$$

$$l_p = 28 - 5 = 23 \text{ мм.}$$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 35}{16 \cdot 23 \cdot (5 - 3)} \cdot 10^3 = 95,1 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}, \quad (7.27)$$

де $\sigma_{0,2} = 343 \text{ МПа}$ – межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot 343 = 192 \text{ МПа.}$$

Розраховане напруження на зминання не перевищує допустимі напруження на зминання $\sigma_{зм} = 95,1 < [\sigma]_{зм} = 192$, тому умова виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3, \quad (7.28)$$

де d, l, b – підставляємо в мм;

M_{\max} – підставляємо у Н · м

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 35}{16 \cdot 28 \cdot 5} \cdot 10^3 = 31,25 \text{ МПа.}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

де:

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм}$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 31,25 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа.}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.
Таким чином, шпонка підібрана правильно.

7.4.2. Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 24 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 7$ мм - ширина шпонки;

$h = 7$ мм - висота шпонки;

$l = 18$ мм - довжина шпонки

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}$$

де $t_1 = 4$ мм – глибина паза вала;

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 18 - 7 = 11 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot 35}{24 \cdot 11 \cdot (7 - 4)} \cdot 10^3 = 88,4 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma_{\text{зм}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}$$

де $\sigma_{0,2} = 343 \text{ МПа}$ - межа текучості матеріалу шпонки.

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 0,56 \cdot 343 = 192 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{\text{зм}} \leq [\sigma_{\text{зм}}].$$

$$\sigma_{\text{зм}} = 88,4 \text{ МПа} < 192 \text{ МПа}$$

					<i>131.05.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b}$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 35}{24 \cdot 18 \cdot 7} \cdot 10^3 = 23,2 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}]$$

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм}$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 23,2 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

7.5 Вибір муфти крутного моменту

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву (МУВП) [3].

Тип I

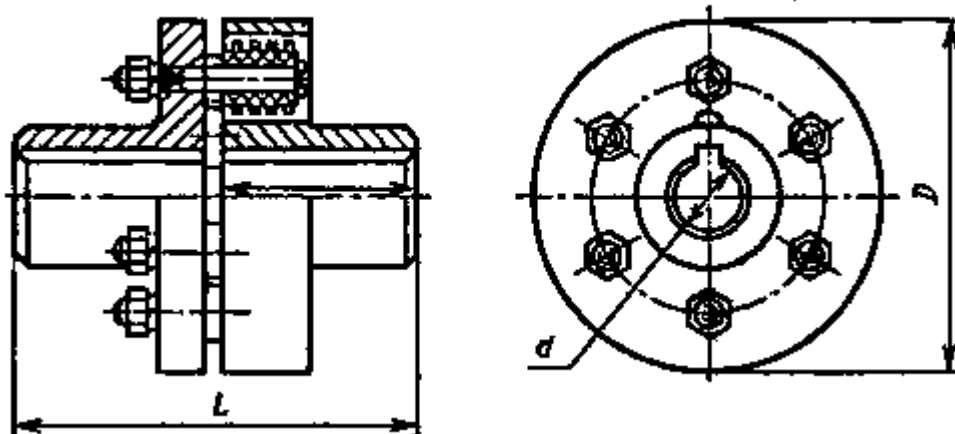


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (38 мм), максимального крутного моменту 250 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 250-38-1 У3 ГОСТ 21421-93.

Для неї:

$$D = 140 \text{ мм};$$

$$d = 38 \text{ мм};$$

$$L \leq 165 \text{ мм}.$$

Розрахунок муфти виконується з умов обмеження тиску на поверхню контакту з пальцем, а також з умов міцності на згин.

Навантаження, що припадає на один палець, визначають за формулою:

									Арк.
									60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05.BP.000.00 ПЗ				

$$F_{\Pi} = \frac{2M_{max}}{D \cdot z}, \quad (7.29)$$

де $D = 105$ мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$ – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot 35}{0,105 \cdot 6} = 111 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\Pi}}{d_{\Pi} l_{\text{в}}} \leq [p], \quad (7.30)$$

де $d_{\Pi} = 14$ мм – діаметр пальця;

$l_{\text{в}} = 26$ мм – довжина втулки муфти;

$[p] = 2,5$ МПа – допустимий тиск для резини.

Звідси:

$$p = \frac{111}{0,014 \cdot 0,026} = 0,3 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32F_{\Pi}(0,5l_{\text{в}} + c)}{\pi d_{\Pi}^3} \leq [\sigma], \quad (7.31)$$

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$[\sigma] = 65 \text{ МПа}$ – допустиме напруження згину пальців.

$$\sigma = \frac{32 \cdot 111 \cdot (0,5 \cdot 0,026 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,014^3} = 7,4 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

Отже, умова виконується. Таким чином, муфта обрана правильно.

7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 7.1 діаметром d_n вибирають тип та марку підшипників [8], їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний.

Позначення –66207 , ГОСТ 831-75

$$C = 27 \text{ кН}$$

$$C_0 = 19 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори . Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ Годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (7.32)$$

де $F_r = R_2$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт безпеки для спокійного навантаження;

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ C$, $K_T = 1,4$ при $t \approx 250^\circ C$;

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно. Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = (1 \cdot 696) \cdot 1 \cdot 1 = 696 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n} \quad (7.33)$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{27000}{696}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 324333 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 324333 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

Для менш навантаженої опори обираю – шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії.

Позначення –207, ГОСТ 8338-75 [4]

$$C = 25,5 \text{ кН}$$

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_0 = 13,7 \text{ кН}$$

Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T.$$

де $F_r = R_3$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкохідності для спокійного навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ \text{C}$, $K_T = 1,4$ при $t \approx 250^\circ \text{C}$;

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = (1 \cdot 375) \cdot 1 \cdot 1 = 375 \text{ Н.}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n}$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{25500 \cdot 2}{375}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 1,398 \cdot 10^7 \text{ год}$$

									Арк.
									64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				131.05.BP.000.00 ПЗ	

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 1,398 * 10^7 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 Технологічний розділ

У технологічному розділі розроблено технологічний процес обробки робочого колеса вільновихрового насоса (рис. 8.1).

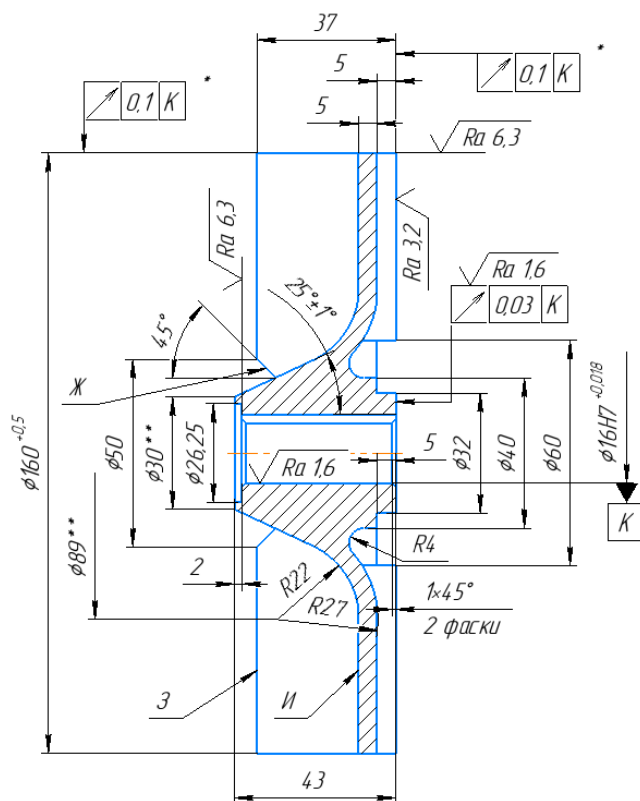


Рисунок 8.1 – Робоче колесо вільновихрового насоса СВН 50/32

Технологічний процес обробки деталі (додаток А) описаний у маршрутному технологічному процесі (формат А1).

Послідовність виконання операцій наступна.

005 Заготівельна

Виконання ливарних робіт відповідно до креслення заготовки.

010 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри відповідно до креслення заготовки.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05.BP.000.00 ПЗ

Арк.

66

015 Термічна

Виконати гартування і низький відпуск за температури 150 - 300°C.

020 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри відповідно до креслення заготовки.

025 Токарна (чорнова)

На операції виконується чорнова обробка циліндричних поверхонь 1, 4, 6, а також торцевих 2, 3, 5 (рис. 8.2).

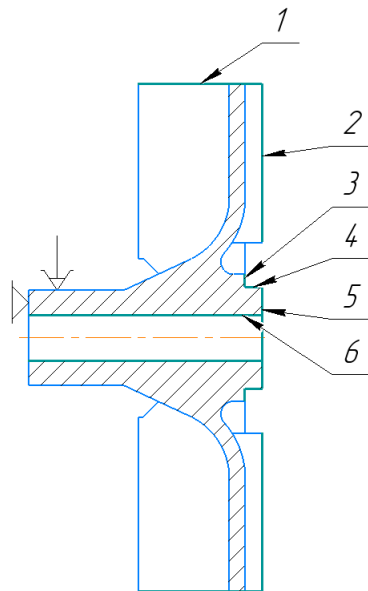


Рисунок 8.2 – Ескіз токарної чорнкової операції 025

030 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

035 Токарна (напівчистова)

На операції виконується напівчистова обробка циліндричних поверхонь 1, 4, а також торцевих 2, 3 (рис. 8.3).

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

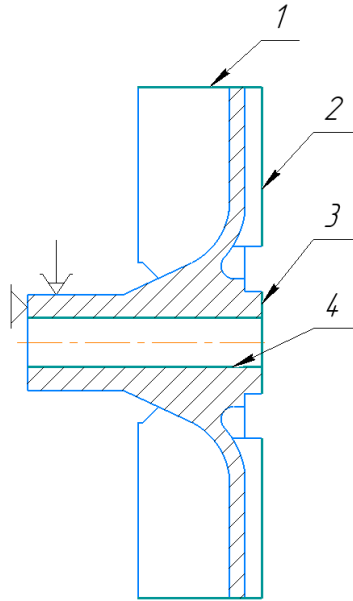


Рисунок 8.3 - Ескіз токарної напівчистої операції 035

040 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

045 Токарна (чистова)

На операції виконується чистова обробка циліндричної поверхні 3, а також торцевих 1, 2 (рис. 8.4).

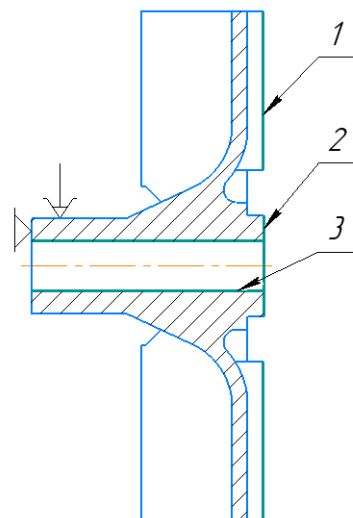


Рисунок 8.4 - Ескіз токарної чистої операції 045

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

050 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

055 Токарна (тонка)

На операції виконується тонка обробка торцевої поверхні 1 з подальшим зняттям фаски 2 (рис. 8.5).

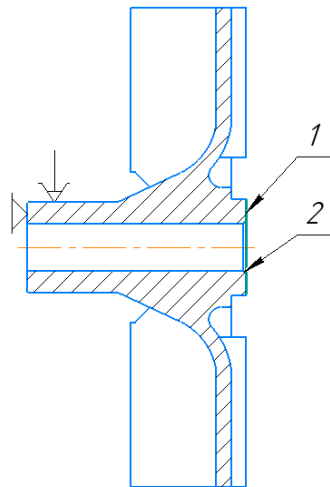


Рисунок 8.5 - Ескіз токарної тонкої операції 055

060 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

065 Токарна (чорнова)

На операції виконується чорнова обробка циліндричної поверхні 4, а також торцевих 1, 2, 3 (рис. 8.6).

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

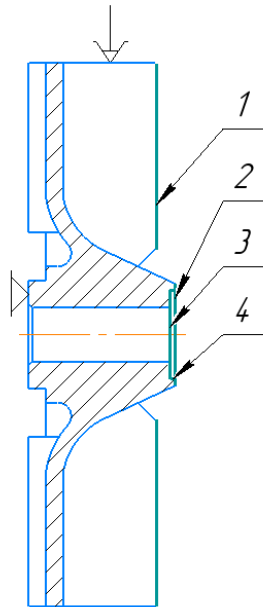


Рисунок 8.6 – Ескіз токарної чорнової операції 065

070 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

075 Токарна (напівчистова)

На операції виконується напівчистова обробка торцевих поверхонь 1, 2 з подальшим зняттям фаски 3 (рис. 8.7).

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

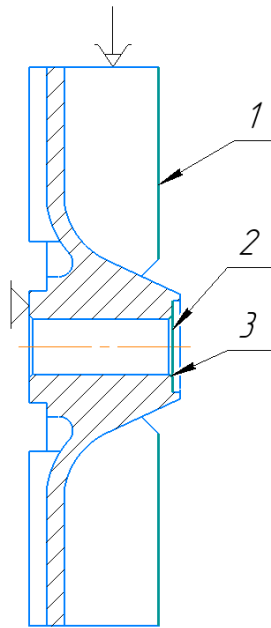


Рисунок 8.7 - Ескіз токарної напівчистової операції 075

080 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

085 Горизонтально-протяжна

На операції виконується шпонковий паз 1 (рис. 8.8).

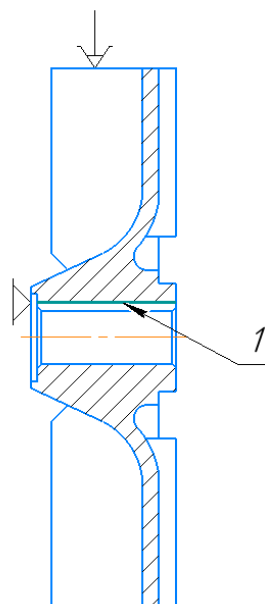


Рисунок 8.8 – Ескіз горизонтально-протяжної операції 085

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

090 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

095 Шліфувальна

На операції виконується обробка внутрішньої циліндричної поверхні 1 (рис. 8.9).

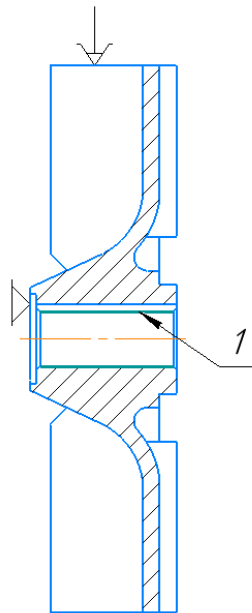


Рисунок 8.9 – Ескіз шліфувальної операції 095

100 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

105 Слюсарна

Виконати обробку зовнішньої циліндричної поверхні 1 (рис. 8.10).

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

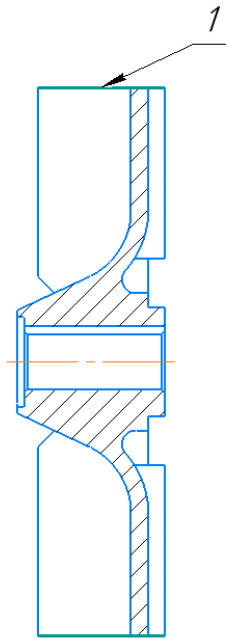


Рисунок 8.10 – Ескіз слюсарної операції 105

110 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

115 Випробування гідравлічні

Провести гідравлічні випробування деталі.

120 Слюсарна

Чистити деталь.

125 Контроль ВТК

Перевірити всі геометричні розміри, а також шорсткість поверхонь відповідно до маршрутного технологічного процесу.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9 Розробка 3D-моделі робочого колеса

Окремим розділом випускної роботи бакалавра є розробка тривимірної моделі робочого колеса вільновихрового насоса. 3D-модель виконана з урахуванням конструктивних особливостей робочого колеса, що розроблене у процесі конструювання вільновихрового насоса СВН 50/32.

Основні геометричні розміри робочого колеса насоса СВН 50/32 наведені на рис. 9.1.

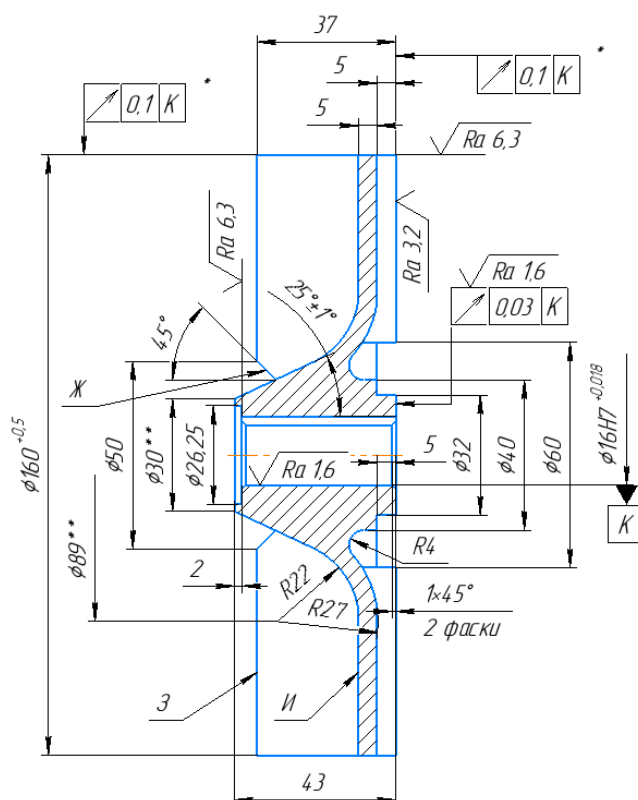


Рисунок 9.1 – Геометричні розміри робочого колеса вільновихрового насоса СВН 50/32

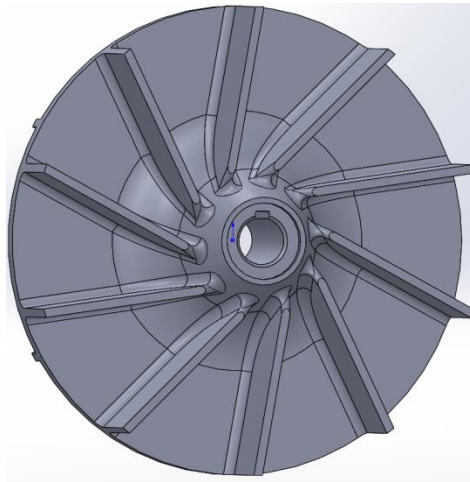
Тривимірне моделювання робочого колеса вільновихрового насоса СВН 50/32 виконано з використанням програмного забезпечення Solidworks, ліцензійна версія якої встановлена на університетських ПК СумДУ.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

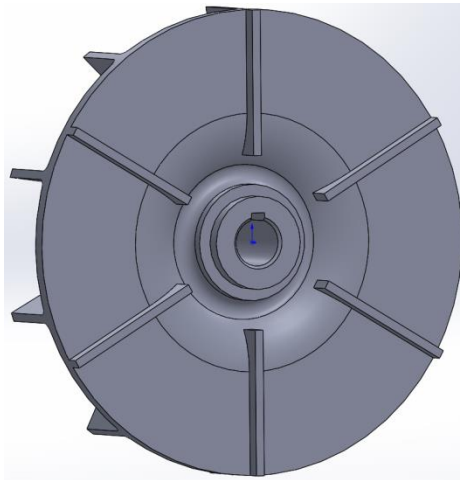
131.05.BP.000.00 ПЗ

Арк.

74



а)



б)

Рисунок 9.2 – Тривимірна модель робочого колеса:

а – вид з переду; б – вид з заду

Використання функції «масові характеристики» дозволило визначити наступні масо-габаритні характеристики побудованої тривимірної моделі робочого колеса вільновихрового насоса СВН 50/32.

Маса робочого колеса – 1,55 кг.

Об'єм деталі – 196,9 см³.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10 Розділ охорони праці

10.1 Причини забруднення і характер впливу повітря робочої зони на працівників

10.1.1 Шкідливі речовини в повітрі робочої зони, їх класифікація та нормування

Для того, щоб створити нормальні умови для виробничої діяльності, необхідно забезпечити не тільки сприятливі метеорологічні умови, але й необхідну чистоту повітря. Виробнича діяльність може призводити до потрапляння в повітря приміщень різних шкідливих речовин, що використовуються в технологічних процесах [12,13].

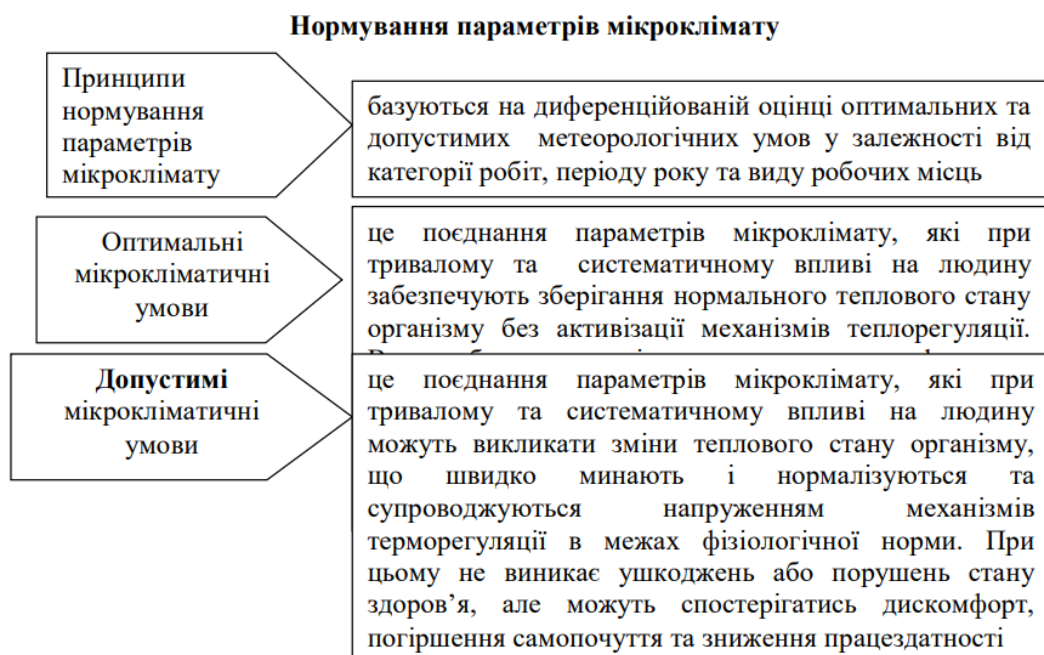


Рис. 10.1 – Нормування параметрів мікроклімату

Атмосферне повітря містить 78 % азоту, 21 % кисню, 0,03 % вуглекислого газу та інертні гази. Чисте повітря містить шкідливі гази, такі

як оксид і діоксид азоту, діоксид сірки, озон тощо, які не впливають на здоров'я людей, тварин і всієї флори і фауни. Ці гази потрапляють у повітря в результаті процесів розпаду або атмосферних явищ. Вміст води в повітрі становить від 0,00002 до 3 відсотків за об'ємом [14].

Чисте повітря - це повітря, яке не забруднене твердими, рідкими або газоподібними речовинами, що змінюють його природний склад.

Тверді, рідкі або газоподібні речовини, які потрапляють у повітря і змінюють його природний склад, називаються викидами. Викиди - це антропогенне забруднення.

Забруднення повітря відбувається, коли речовина або речовини, які забруднюють повітря, присутні в таких кількостях і протягом такого періоду часу, що завдають шкоди людям, тваринам, рослинам і майну.

При концентрації кисню не більше 9 % (нормальний атмосферний тиск) людина страждає від дефіциту кисню в тканинах організму (аноксемія), що може призвести до смерті.

Підвищений вміст азоту в повітрі призводить до інтоксикаційного ефекту, так що при концентрації азоту 83 % виникає відчуття задухи, а при 93 % настає смерть через нестачу кисню (збільшення вмісту азоту означає зменшення вмісту кисню).

Допустимий вміст вуглекислого газу в приміщеннях становить 0,1...0,2 %, на робочих місцях - до 0,5 %. Підвищений вміст вуглекислого газу призводить до зниження вмісту кисню.

Важливо, щоб повітря мало певний іонний склад. У повітрі містяться негативні і позитивні іони, які, в свою чергу, бувають легкими, середніми і важкими. Важкі іони утворюються при осадженні легких іонів на різних частинках: пилу, краплях. У незабрудненому повітрі переважають легкі іони, в забрудненому - важкі. Оптимальний вміст легких іонів у повітрі робочої зони регулюється.

Сучасні технології використовують багато речовин, які можуть потрапляти в повітря і становити небезпеку для здоров'я людини. Для

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

визначення небезпеки вивчають вплив цих речовин на організм людини і встановлюють безпечні концентрації та дози.

На промислових підприємствах повітря в робочій зоні може бути забруднене забруднюючими речовинами, що утворюються в результаті технологічного процесу або містяться в сировині, продуктах, напівфабрикатах чи відходах виробництва. Ці речовини потрапляють у повітря у вигляді пилу, газів або парів і мають негативний вплив на організм людини.

Під час роботи або ремонту копіювальної техніки виділяються такі хімічні речовини: озон, оксид азоту, аміак, стирол (вінілбензол), ацетон (пропан-2-он), сірководень (селенід водню), епіхлоргідрин (хлорметилоксиран), кислоти, бензин, оксид етилену (оксиран).

У відповідності до ГОСТ 12.1.007-76 "ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности" Шкідлива речовина - це речовина, яка в разі контакту з організмом людини при порушенні правил безпеки може спричинити нещасні випадки на виробництві, професійні захворювання або розлади здоров'я під час роботи і в подальшому житті, а також вплинути на здоров'я нащадків.

За характером впливу на організм людини всі шкідливі речовини поділяються на шість груп:

I - загальнотоксичні або загальносоматичні речовини - речовини, що вражають центральну нервову систему, кров і кровотворні органи (сірководень (H₂S), ароматичні вуглеводні, оксид вуглецю (CO), синильна кислота (HCN), хлор (Cl₂), бром (Br₂)). Концентрація цих речовин у повітрі повинна постійно контролюватися, при перевищенні гранично допустимих концентрацій звучить сигнал тривоги;

II - Подразнюючі - речовини, які вражають слизові оболонки очей, носа, гортані та шкіри (пари кислот і лугів, оксиди азоту (NO₂), оксиди сірки (SO₂ і SO₃) та ін.).

									131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
										78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

III - сенсibiliзуючі або алергенні (від лат. sensibilis - чутливий) - речовини, що викликають алергію (альдегіди, ароматичні нітро, нітросо, аміносполуки, особливо акрилонітрил, берилій, нікель, хлорофос);

IV - канцерогенні або бластомогенні речовини - речовини, що викликають канцерогенні пухлини. Це продукти переробки нафти і вугілля (похідні антрацену, бензопірен, мазут, гудрон, бітум, асфальт, мастила, дьоготь, бензол, вінілхлорид), азбестовий пил, миш'як (As), ртуть (Hg), свинець (Pb), цинк (Zn), молібден (Mo), нікель (Ni), радіоактивні речовини;

V - мутагенні речовини - речовини, що викликають зміни генетичної інформації (Pb, Mn, радіоактивні речовини);

VI - речовини, що погіршують репродуктивну здатність (ртуть, свинець, марганець (Mn), радіоактивні сполуки, хлоропрен, нікотин).

Існують й інші класифікації забруднювачів, наприклад, на основі їх фізіологічної дії: подразнюючі, задушливі, соматичні, наркотичні.

Отруєння забруднюючими речовинами можливе лише в тому випадку, якщо їх концентрація в повітрі робочої зони перевищує певне граничне значення - гранично допустиму концентрацію (ГДК).

Гранично допустима концентрація (ГДК) забруднюючої речовини в повітрі робочої зони - це концентрація, вплив якої на людину протягом регламентованого добового періоду (щоденний вплив протягом 8-годинного робочого дня, але не більше 40 годин на тиждень) не призводить до зниження працездатності або захворювання в робочий час і в подальшому перебігу життя та не має негативного впливу на здоров'я нащадків.

ГДК вимірюється в мг/м³. Перелік ГДК забруднюючих речовин у повітрі робочої зони наведено в "Санітарних нормах проектування промислових підприємств" СН 245-71; ГОСТ 12.1005-88, ССБТ. Повітря робочої зони. Общие санитарно-технические требования" та ДСП 201-97.

Згідно з ГОСТ 12.1.007-76, забруднюючі речовини поділяються на чотири класи небезпеки залежно від ступеня їх впливу на організм людини (табл. 10.1).

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Державні стандарти містять понад 700 речовин, для яких встановлено значення ГДК (ГДК для бензопірену = 0,00015 мг/м³, ГДК для бензолу = 0,001 мг/м³, ГДК для бромбензолу = 0,01 мг/м³).

Таблиця 10.1 – Класифікація шкідливих речовин за ступенем дії на організм людини

Клас	Назва	ГДК, мг/м ³	Летальна концентрація в повітрі, мг/м ³	Приклади
1	Надзвичайно небезпечні	<0,1	<500	Бензпірен, меркурій, плумбум, берилій, манган, фосген
2	Високонебезпечні	0,1...1	500...5000	Нітроген діоксид (NO ₂), бензен, сірководень, гідроксид натрію (NaOH)
3	Помірно небезпечні	1,1...10	5001...50000	Ксилол, сірчистий газ (SO ₂), метанол
4	Малонебезпечні	>10	>50000	Аміак (NH ₃), чадний газ, бензин, етанол, ацетон

За одночасного знаходження в повітрі робочої зони декількох шкідливих речовин односпрямованої дії, близьких за хімічним складом і характером біологічної дії на організм людини, для визначення можливості працювати в цій зоні користуються такою залежністю:

$$\frac{C_1}{ГДК_1} + \frac{C_2}{ГДК_2} + \dots + \frac{C_n}{ГДК_n} \leq 1, \quad (10.1)$$

де C_n – концентрації шкідливих речовин у повітрі, мг/м³; $ГДК_n$ – гранично допустимі концентрації відповідних шкідливих речовин, мг/м³.

До односпрямованих забруднювачів відносяться забруднювачі, які схожі за хімічною структурою та характером впливу на організм людини. Наприклад: фенол і ацетон, діоксид сірки та діоксид азоту, органічні кислоти, оксид вуглецю та діоксид азоту.

Вміст забруднюючих речовин у повітрі, що надходить на виробничий майданчик, не повинен перевищувати 0,3 ГДК.

Для речовин, для яких не встановлено ГДК, встановлюються орієнтовно безпечні рівні впливу (ОБРВ).

Повітря в робочій зоні може бути забруднене пилом.

Класифікація виробничого пилу

Ознака класифікації	Вид пилу
Залежно від походження	<ul style="list-style-type: none"> ➤ органічний (тваринний, рослинний: борошняний, цукрови цукровий, зерновий), ➤ неорганічний (мінеральний: кварцовий, цементний, металевий), ➤ змішаний
За дисперсністю (ступенем здрібнювання)	<ul style="list-style-type: none"> ➤ той, що бачимо (розмір частинок більше 10 мкм), ➤ мікроскопічний (від 10 до 0,25 мкм), ➤ ультрамікроскопічний (менше 0,25 мкм)
Залежно від хімічного складу	<ul style="list-style-type: none"> ➤ отруйний (аерозолі свинцю, цинку, ртуті, миш'яку), ➤ неотруйний
Залежно від дії на організм людини	<ul style="list-style-type: none"> ➤ токсичний викликає ураження нервової системи, органів кровопостачання, шлунково – кишкового тракту. ➤ нетоксичний
За способом утворення	<ul style="list-style-type: none"> ➤ дезінтеграційний (подрібнення, нарізання, шліфування) ➤ димовий (сажа та частки речовини, що горить) ➤ конденсаційний (конденсація в повітрі пари розплавлених металів)

Рис.– 10.2 Класифікація виробничого пилу

Вплив виробничого пилу на організм залежить від його фізико-хімічних властивостей, токсичності, поширення та концентрації.

Пил може бути органічним (рослинного і тваринного походження, наприклад, деревний, бавовняний, кістковий), неорганічним (цементний, азбестовий, металевий) і змішаним.

Пил може бути токсичним і нетоксичним. Токсичний пил - це пил, який містить свинець, марганець, хром тощо. Він може призвести до гострого або

хронічного отруєння. Нетоксичний пил - це пил з чавуну, заліза, алюмінію, пластмаси, скла, дерева тощо.

Дія нетоксичного пилу на організм людини обмежується фіброгенною дією, тобто він викликає подразнення слизових оболонок і верхніх дихальних шляхів, а при потраплянні в легені - пневмоконіоз. Характерною ознакою цього захворювання є утворення в легенях фіброзних вузликів - ділянок ущільненої легеневої тканини. Розрізняють такі види пневмоконіозу: силікоз, металоконоіоз, цементоз, азбестоз та інші. Найпоширенішою формою є силікоз - хвороба шахтарів, викликана кварцовим пилом (SiO₂).

Для гігієнічної оцінки умов праці на робочих місцях з метою контролю за дотриманням чинних гігієнічних нормативів і стандартів та складання відповідного гігієнічного висновку використовуються наступні документи:

- ГК 3.3.5-8-6.6.1 2002 "Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу", затверджений наказом Міністерства охорони здоров'я України № 528 від 27 грудня 2001 року;

- Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони, № 4617-88;

- Перелік речовин, продуктів, виробничих процесів, побутових та природних факторів, канцерогенних для людини, затверджений Наказом Міністерства охорони здоров'я України № 7 від 13 січня 2006 року;

- НПАОП 0.00-6.23-92: Порядок проведення атестації робочих місць за умовами праці, затверджений наказом Міністерства праці України № 442 від 1 вересня 1992 року.

					131.05.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

10.1.2 Комфортні параметри мікроклімату для працівників

Дослідження показали, що люди здатні працювати і відчувати себе комфортно, коли температура навколишнього середовища не перевищує 18 – 20 С, відносна вологість - 40 - 60 %, швидкість руху повітря - 0,1 - 0,2 м/с

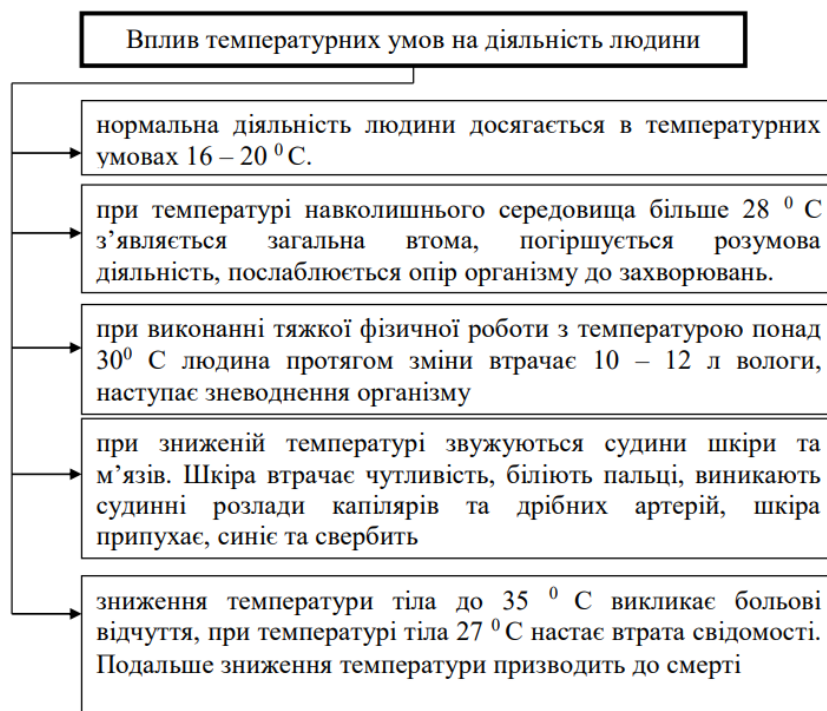


Рис. 10.3 –Вплив температурних умов на діяльність людини

10.1.3 Вентиляція промислових приміщень

Температура повітря визначає теплову рівновагу організму людини. Підтримується температура тіла за рахунок хімічної та фізичної терморегуляції [12].

Терморегуляція властивість організму людини підтримувати тепловий баланс із навколишнім середовищем.

10.1.3.1 Призначення та класифікація вентиляційних систем

Вентиляція - один з найефективніших засобів нормалізації повітря в приміщенні.

Вентиляція - це повітрообмін, при якому забруднене повітря видаляється з приміщення, а натомість подається свіже зовнішнє або очищене повітря.

Вентиляція виробничих приміщень включає в себе комплекс заходів і обладнання для забезпечення метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища, що відповідають гігієнічним і технічним вимогам постійних робочих місць і зон обслуговування виробничих приміщень. Основним завданням вентиляції є видалення з приміщення забрудненого, вологого або нагрітого повітря і подача чистого і свіжого повітря.

Вентиляція класифікується за наступними критеріями:

- за типом руху повітря
 - природна, штучна (механічна) і комбінована (природна і штучна одночасно);
 - за напрямком руху повітря - припливна, витяжна, припливно-витяжна;
 - за місцем дії - загальнообмінна, місцева, комбінована;
 - за призначенням - робоча, аварійна.

Припливна вентиляція служить для подачі чистого повітря в приміщення ззовні. Витяжна вентиляція видаляє повітря з приміщення, а зовнішнє повітря надходить через вікна, двері та щілини в будівельних конструкціях. Припливно-витяжна вентиляція поєднує в собі першу і другу.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальнообмінна вентиляція забезпечує нормальне повітряне середовище у всій робочій зоні виробничого приміщення (цеху). Місцева вентиляція видаляє або розсіює шкідливі викиди, спрямовуючи чисте повітря в місця їх утворення. Комбінована вентиляція поєднує в собі загальнообмінну і місцеву вентиляцію.

Аварійну вентиляцію замовляють на тих промислових підприємствах, де можливі аварії з викидом значної кількості забруднюючих речовин, а також в тих випадках, коли відмова робочої вентиляції може призвести до утворення небезпечних для життя або вибухонебезпечних концентрацій в повітрі. Аварійна вентиляція зазвичай проектується як витяжна.

10.1.3.2 Природна вентиляція

Природна вентиляція створюється тепловим і вітровим напорами. Тепловий напір спричинений різницею в температурі і, відповідно, щільності повітря в приміщенні та на вулиці. Напір вітру викликаний тим, що коли вітер дме над будівлею, він створює підвищений тиск з навітряного боку і негативний тиск з підвітряного боку (рис. 10.4).

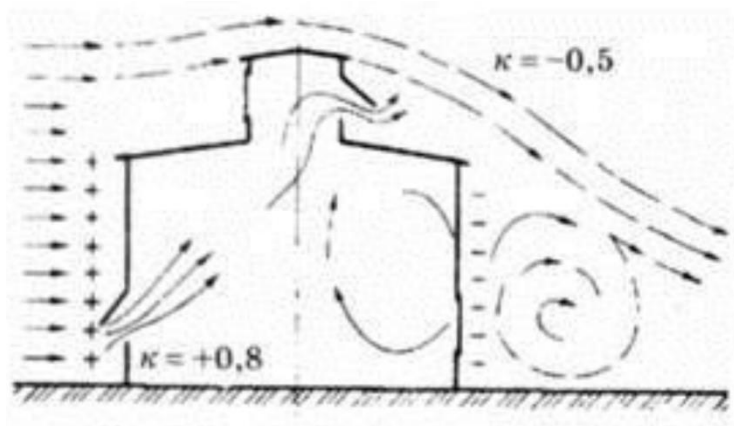


Рис. 10.4 Розподіл тиску повітря навколо будівлі при дії вітру

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

Природна вентиляція може бути неорганізованою та організованою. При неорганізованій вентиляції кількість повітря, що надходить і виходить з приміщення, невідома, а фактичний повітрообмін залежить від випадкових факторів (напрямок і сила вітру, температура зовнішнього і внутрішнього повітря). Неорганізована природна вентиляція включає в себе інфільтрацію - потрапляння повітря через щілини у вікнах, дверях, стелі тощо. - і провітрювання, яке здійснюється шляхом відкривання вікон і кватирок.

Організована природна вентиляція має назву аерація. Для вентиляції в стінах будівлі роблять отвори, через які може надходити зовнішнє повітря, а на даху або у верхній частині будівлі встановлюють спеціальні пристрої (ліхтарі) для видалення відпрацьованого повітря. Щоб регулювати приплив і витяжку повітря, вентиляційні отвори і ліхтарі закривають до необхідного ступеня. Це особливо важливо в холодну пору року.

У промислових будівлях температура повітря зазвичай вища за температуру зовнішнього повітря як в теплу, так і в холодну пору року через тепло від обладнання, нагрітих матеріалів і тканин, а також людей.

Перевагою природної вентиляції є її низька вартість і простота використання. Її основним недоліком є те, що повітря потрапляє в приміщення без попереднього очищення, а відпрацьоване повітря, що виводиться, також не очищується і забруднює навколишнє середовище.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У бакалаврській кваліфікаційній роботі розроблено вільновихровий насос СВН 50/32 типу «Seка» з частотою обертання 3000 об/хв і потужністю 8,45 кВт. Робота виконана за загальноприйнятою методикою знаходження співвідношень розмірів проточної частини для розрахунку вільновихрових насосів.

2. У результаті виконання розрахунку знаючи коефіцієнт швидкохідності, визначено геометричні розміри робочого колеса, конструкції вільної камери підвідного і відвідного апарату насоса СВН 50/32.

4. Розраховано значення осьової сили, що направлено у сторону всмоктувального патрубка, як результат несиметричності розподілу тиску з різних боків робочого колеса, яка складає 1756 Н.

5. Розроблено конструкцію радіальних імпеллерів, як елемента розвантаження осьового зусилля. За допомогою радіальних імпеллерів вдалося повністю розвантажити осьову силу. Незначне залишкове осьове зусилля може виникати при нерозрахункових режимах.

6. Радіальна сила, що виникає у наслідок нерівномірності потоку у вільній камері та у відводі, та діє на ротор насоса, складає 321 Н.

7. У кваліфікаційній роботі проведено кавітаційні розрахунки. Визначено критичний кавітаційний запас, що складає 0,993 м.

8. Розроблена конструкція сальникового ущільнення. Також опціонально насос може комплектуватися торцевим ущільненням. Для забезпечення мінімального протікання рідини через сальникове ущільнення використано чотири кільця сальникової набивки. Подача запірної рідини виконується через гідрозатвірне кільце. Визначено механічні втрати на тертя у сальниковому ущільненні, що становлять 60 Вт.

9. У результаті проведених робіт визначено тип і номінальні параметри електродвигуна. Для забезпечення роботи з високими пусковими

					131.05.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

струмами обрано асинхронний електродвигун АИР132М2 з потужністю 11 кВт і ККД 87%.

10. Проведено розрахунки валу на міцність, визначено реакції в опорах кронштейна, що становлять $R_2=696$ Н, $R_3=375$ Н.

11. Обрано конструкцію шпонкових з'єднань, а також муфти крутного моменту. У якості шпонок обрано призматичні шпонки, у якості муфти – муфта пружна втулково-пальцева.

12. Визначено конструктивне виконання підшипників і визначено ресурс їх роботи. Лівий підшипник – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний з ресурсом роботи 324 тис. год. Права опора складається з двох однорядних радіальних шарикопідшипників, з ресурсом роботи 1,4 млн. год.

13. Виконано розділ з охорони праці, у якому проаналізовано причини забруднення і характер впливу повітря робочої зони на працівників а також проаналізовані та описані комфортні параметри мікроклімату для працівників.

14. Виконано робоче креслення робочого колеса насоса (А4х3), робоче креслення корпусу (А2), теоретичне креслення відводу (А2), складальне креслення насоса (А2х3), монтажне креслення електронасосного агрегату (А1).

15. У технологічному розділі виконано технологічний процес обробки робочого колеса насоса. Розроблено маршрутний технологічний процес (А1).

16. Спроектована 3Д модель робочого органу насоса СВН 50/32, також було проаналізовано її масо-габаритні характеристики.

17. Під час виконання дипломної роботи я застосовував велику кількість практичних та теоретичних навичок, які я отримав в курсі навчання на даній спеціальності.

					131.05.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ISO 2858- End suction centrifugal pumps (16 bar) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/icsuh>
2. Герман, В.Ф. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра: для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2018. – 32 с.
3. ГОСТ 21424-93. Муфти пружні втулково-пальцеві МПВП [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/ijegd>
4. ГОСТ 8338-75 Підшипники кулькові радіальні однорядні. Основні розміри [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/icstx>
5. Гусак, О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
6. Каталог електродвигунів АИР [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/icstq>
7. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв» : для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2019. – 27 с.
8. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» : спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2018. – 37 с.

					131.05.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Компанія EGGER pumps [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/ijeik>
10. Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 "Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати" / Кондусь В. Ю. – Суми, 2018. – 201 с.
11. Кондусь, В. Ю. Лопатеві насоси : навч. посіб. / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. — Суми : СумДУ, 2021. — 293 с.
12. Основи охорони праці. Повітря робочої зони [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/bzlwj>
13. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білик ; Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, Кам'янець-Подільський національний університет імені Івана Огієнка. – К. : ЦУЛ, 2018. – 322 с.
14. Охорона праці. Шкідливі речовини в повітрі робочої зони [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://surl.li/icsty>
15. Панченко, В. О. Методичні вказівки до практичної роботи з теми «Зрівноважування осьової сили у відцентровому насосі» спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2018. – 27 с.
16. Панченко, В. О. Підконтрольна 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.

					131.05.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		