

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

Розробка відцентрового насоса на параметри $Q = 105 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 70 \text{ м}$

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро
пневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

Кундашкіна Юлія Олександрівна
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

к.т.н., доцент
науковий ступінь, учене звання

Ратушний Олександр Валерійович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Суми 2023

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
“ ___ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
до випускної роботи бакалавра студенту

Кундашкіній Юлії Олександрівні
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса на параметри $Q=105 \text{ м}^3/\text{год}$,
 $H=70 \text{ м}$ »

затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20 _ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача насоса $Q = 105 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 70 \text{ м}$, частота обертів
 $n = 2950 \text{ об/хв.}$, перекачувана рідина – чиста холодна вода.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які належить виконати):

вибір та обґрунтування оптимальної конструктивної схеми насоса, розрахунки з проектування робочого колеса та відвідного апарата, розрахунки гідродинамічних сил в насосі, розрахунки ущільнень, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників, розрахунки з вибору електродвигуна, технологічний розділ; економічна частина; розділ з охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення робочого колеса, теоретичне креслення відвода, складальне креслення насоса, монтажне креслення насосного агрегата.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика відцентрових насосів	до 25.05.2022	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		
7	Оформлення звіту з практики		
8	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 1.05.2022	
9	Розрахунок кінцевого ущільнення		
10	Розрахунки на міцність		
11	Розрахунки з вибору підшипників		
12	Креслення робочого колеса	до 6.05.2022	
13	Складальне креслення насоса	до 15.05.2022	
14	Монтажне креслення насоса	до 22.05.2022	
15	Оформлення ПЗ та графічних матеріалів	до 27.05.2022	
16	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	до 1.06.2022	
17	Перевірка роботи на плагіат.	до 10.06.2022	
18	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	до 13.06.2022	
19	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	до 14.06.2022	
20	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).	19-20.06.2022	

Дата видачі завдання - 01.02.2023 р.

Студент

Кундашкіна Ю. О.

Керівник

Ратушний О. В.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка, виконана згідно [1]: 51 с., 10 рисунків, 2 таблиці, 7 літературних джерел.

Графічні матеріали: 5 листів формату А1: загальна компоновка насоса (розріз), геометрія проточної частини робочого колеса та відводу, креслення робочого колеса, монтажне креслення насосного агрегата.

Мета роботи – розробка насоса відцентрового типу на параметри $Q=105$ м³/год, $H=70$ м, $n=3000$ об/хв.

Відповідно до поставленої мети було:

- проведено аналіз і обрана оптимізаційна конструктивна схема насоса;
- виконано гідравлічні розрахунки проточної частини насоса, що проектується (робоче колесо, відвод);
- виконано розрахунки на міцність вала і шпонкового з'єднання;
- проведений розрахунок та вибір підшипників, ущільнень;
- виконано розрахунки на кавітацію;
- вибрано електродвигун і побудовано його пускову моментну характеристику.

Ключові слова: насос, робоче колесо, відвідний пристрій, міцність.

У розділі охорони праці виконано огляд щодо навчання працівників безпечним способам праці.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ОПИС І ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА	8
2 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	Ошибка! Закладка не определена.
2.1 Розрахунок і проектування робочого колеса	12
2.1.1 Вихідні дані для розрахунку	12
2.1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса.....	15
2.1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо.....	16
2.1.4 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	19
2.1.5 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса.....	19
3 РОЗРАХУНОК СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ З РАДІАЛЬНИМ ВИХОДОМ	23
3.1 Розрахунок і проектування спіральної камери	23
3.2 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки	27
4 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	29
5 РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ	31
5.1 Розрахунок вала	30
5.2 Розрахунок осьової та радіальної сили.....	32
5.3 Вибір кінцевого ущільнення.....	34
5.4 Розрахунок реакцій в опорах.....	36
5.5 Вибір підшипників.....	37
5.6 Розрахунок вала на міцність	38
5.7 Перевірка міцності шпонкового з'єднання.....	39

					131.01БР.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Кундашкіна</i>			Пояснювальна записка	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркуше</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Ратушиний</i>					4	
<i>Реценз.</i>						СумДУ, ГМ-91/1		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Ратушиний</i>						
<i>Затверд.</i>								

5.7.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом.....	40
5.7.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.....	42
5.9 Вибір муфт.....	44
6 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	44
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	50

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ВСТУП

Насосами називаються гідравлічні машини для переміщення рідин шляхом підвищення енергії робочого середовища. Насоси широко розповсюджені в усіх галузях і сферах народного господарства і промисловості.

Кожний відцентровий насос є ротодинамічною машиною, тобто має обертовий вузол (ротор) і нерухомий вузол (статор). Незважаючи на велику різноманітність конструкцій відцентрові насоси складаються з ряду аналогічних елементів: основних і допоміжних. До основних елементів одноступеневого насоса (або ступеня багатоступеневого насоса) відносять елементи проточної частини: підвод, робоче колесо і відвод. Ці елементи наявні у будь-якому за конструктивним виконанням насосі.

Через велику різноманітність конструкцій, сфер використання, властивостей рідини, що перекачується, розробити єдину класифікацію для відцентрових насосів досі не уявилося можливим. Тому класифікація здійснюється за окремими ознаками. Відповідно до цього обрані найбільш характерні ознаки.

а) За призначенням.

Класифікація за призначенням має найбільше значення для експлуатантів насосів. Однак вона важлива і для конструктора, який повинен враховувати особливості роботи насоса в певних умовах і властивості рідини, що він перекачується. Ці ознаки покладено в основу наступного групування насосів:

- насоси загального призначення – призначені для перекачування холодної, чистої, неагресивної води або подібних до неї за фізико-хімічними властивостями рідин. Насоси застосовуються у різних галузях народного господарства;

- насоси для транспортування суспензій – призначені для перекачування нейтральних або малоагресивних рідин з твердими частинками. Вони застосовуються в гірничодобувній промисловості, будівництві, комунальному

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

господарстві тощо. До цієї групи належать ґрунтові, шламкові, фекальні та інші насоси;

- енергетичні насоси – призначені для роботи у системах теплових та атомних електростанції. До них відносяться живильні, конденсатні, мережеві та спеціальні насоси;

- хімічні насоси – призначені для перекачування чистих та забруднених агресивних рідин у хімічній промисловості;

- насоси нафтової та нафтохімічної промисловості – призначені для сирової нафти та продуктів її переробки в широкому діапазоні температур. Це насоси для магістральних нафтопродуктів, законтурного заводнення нафтових пластів, бензину, зріджених газів тощо.

б) за родом перекачуваної рідини.

Вибір матеріалів, конструкція та принцип роботи насосів залежать від фізичних та хімічних властивостей рідин, що перекачуються. Можна рекомендувати підрозділяти насоси для перекачування чистих та злегка забруднених нейтральних рідин, рідин холодних і гарячих, забруднених рідин, суспензій та гідросумішей, легко загазованих рідин, газорідинних сумішей, хімічно активних рідин, рідких металів тощо.

в) за конструктивними ознаками.

Насоси загального призначення – найпоширеніша група відцентрових насосів, які знайшли широке застосування у народному господарстві. Вони використовуються для комунального та промислового водопостачання, у сільському господарстві, багатьох сферах промисловості.

За конструктивними ознаками насоси загального призначення поділяють на ряд типів. При відносно низьких подачах ($5-360 \text{ м}^3/\text{год}$) та напорах 10 – 200 м застосовуються консольні насоси типу К та КМ.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС І ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Розглянемо конструкцію насоса типу К (рис 1.1, 1.2). Наведений насос відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий, загального призначення з робочим колесом закритого типу з одностороннім входом. Базова деталь насоса – литий чавунний корпус 2, в якому виконані осьовий підвод і відвод спірального типу з радіальним напірним патрубком. Опорні лапи відлиті суцільно з корпусом. У підводі передбачено радіальне ребро для стабілізації потоку при роботі насоса на режимах нижче оптимального – запобігання закрутки потоку на вході в насос. Вісь напірного патрубка збігається з віссю насоса, що усуває перекидальний момент.

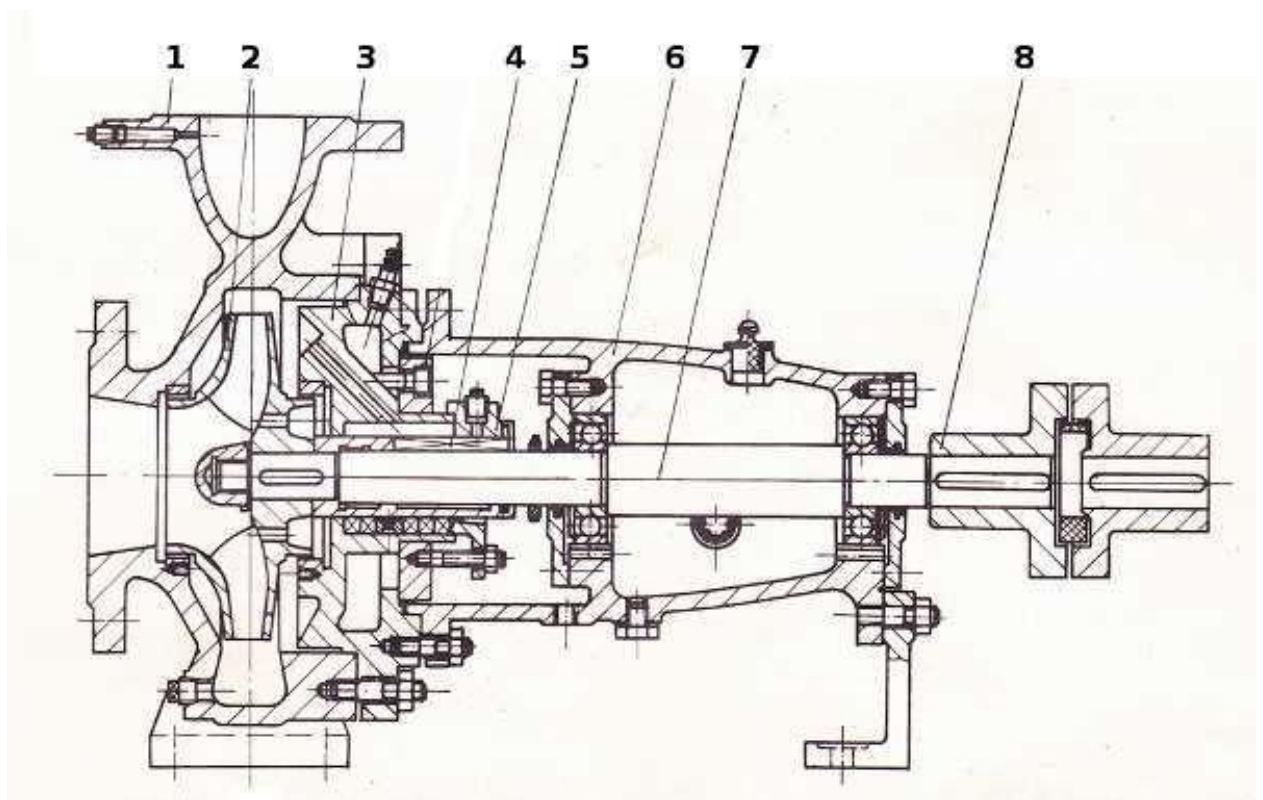


Рисунок 1.1 – Конструкція насоса типу К : 1 - корпус насоса, 2 - робоче колесо, 3 - корпус ущільнення, 4 - ущільнення (сальникове або торцеве), 5 - кришка ущільнення, 6 - кронштейн, 7 - вал, 8 - муфта

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

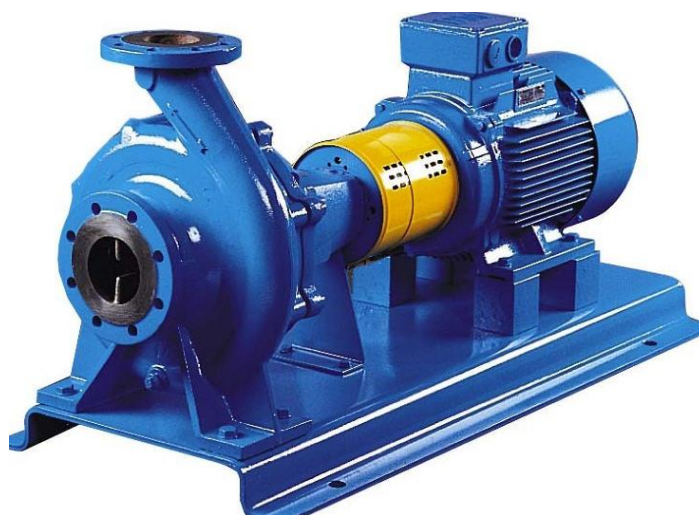


Рисунок 1.2 – Насосний агрегат з відцентровим насосом типу К

Робоче колесо розташовується на кінці вала (на його консольній частині) та в осьовому напрямку фіксується за допомогою гайки-обтікача яка фіксується від відвороту стопорною шайбою.

Переднє ущільнення робочого колеса – щілинного типу і призначене для зменшення перетікання рідини з області нагнітання в область всмоктування. Кінцеве ущільнення в насосах типу К, як правило, сальникового типу з підведенням затворної (у разі роботи насоса з розрідженням на вході) рідини або охолоджуючої (у разі перекачування рідини з температурою 105 С). Між сальниковою набивкою (змащений бавовняний шнур) вставлене фонарне кільце, до якого через зовнішню трубку підводиться під тиском вода, призначена для охолодження сальникової набивки та змащення ущільнення. З торця корпус закритий кришкою, в якій, власне, і розташоване сальникове ущільнення. Сальникова набивка піджимається нажимною втулкою за допомогою затягування гайок кришки сальника

До корпусу шпильками прикріплюється знімний опорний кронштейн. Для підвищення жорсткості у кронштейні передбачена стійка. Опорами ротора є однакові шарикопідшипники середньої серії (однорядні радіальні),

									Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131. БР.000.00 ПЗ				

які розташовуються в опорному кронштейні. Вузол опорного кронштейна загалом містить корпус підшипників, вал, підшипники кочення, кришки підшипників, пробки для заливання та зливання рідкого мастила. У залежності від частоти обертання ротора може застосовуватися як рідке (картерне), так і консистентне змащування підшипників через штуцер 7 прес-маслянок. У місцях виходу вала із кронштейна встановлені маслоскидаючі кільця 8.

У кришках підшипників для запобігання протікання змазки по валу встановлюються манжети. Корпус підшипника у зоні фонаря має вікна для обслуговування вузла ущільнення вала насоса.

Наведена схема установки підшипників хоча й не забезпечує цілковитого раціонального розподілення осевого навантаження між передньою та задньою опорами, але прийнята саме ця схема, бо вона містить мінімальне число деталей, найбільш технологічна і менш трудомістка у виготовленні та збиранні.

Розвантаження осевої сили здійснюється за допомогою симетричних ущільнень та отворів у провідному диску робочого колеса. При потужності насоса менше 10 кВт спеціальних пристроїв для розвантаження можна не передбачати, а осеве зусилля, що виникає при роботі насоса, сприймається підшипниками.

У корпусу виконані отвори (закриті пробками під час роботи насоса): верхнє – для випуску повітря під час заливання насоса, нижнє – для зливання робочої рідини з порожнини корпусу насоса перед довготривалим його зупиненням або розбиранням.

Насос та привідний електродвигун встановлюються на спільній фундаментній плиті та з'єднуються муфтою (найчастіше втулково-пальцевою) з розстановкою для можливого розбирання насоса та електродвигуна від фундаментної плити.

Виходячи з цього, оптимальною конструктивною схемою насоса обираємо одноступеневу схему насоса типу К.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

2.1 Розрахунок і проектування робочого колеса

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [2-4]. Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 2.1.

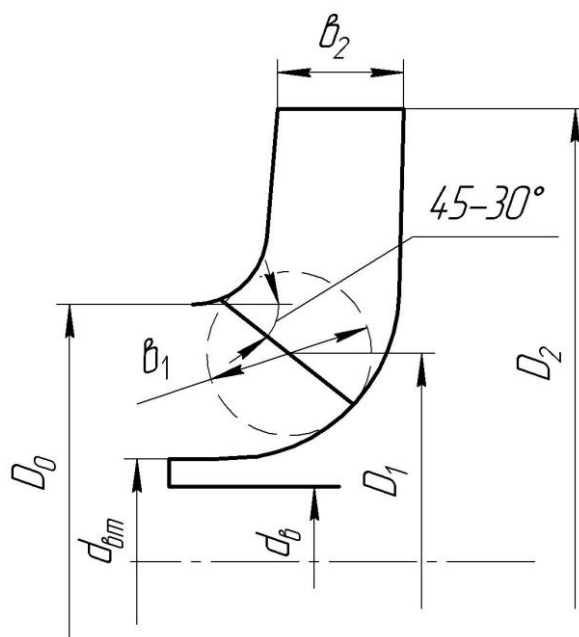


Рисунок 2.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

2.1.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задані наступні основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$), закрите;
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha}$, $Q' = 105 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір $H = 70 \text{ м}$;
- частота обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$.

Коефіцієнт швидкохідності

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}},$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{105}{3600}}}{(70)^{3/4}} = 77,3$$

Приведений діаметр робочого колеса визначаємо за формулою Суханова, мм:

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

де $K_{ex} = 3,5 - 5,0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.
Приймаємо $K_{ex} = 4,5$.

$$D_{1np} = 4,5 \cdot \sqrt{\frac{105}{3000 \cdot 3600}} = 0,096 \text{ м.}$$

Визначаємо ККД насоса.

Об'ємний ККД:

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

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 77,3^{-(2/3)}} = 0,938$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_r = \frac{0,42}{[\lg D_{1np} - 0,172]^2}$$

$$\eta_r = \frac{0,42}{[\lg 0,096 - 0,172]^2} = 0,872$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta_{\text{мех}'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^2}$$
$$\eta_{\text{мех}'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 77,3^2} = 0,945$$

Зовнішній механічний ККД знаходиться у межах $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \div 0,99$.

Обираємо $\eta_{\text{мех}} = 0,98$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}'} \cdot \eta_{\text{мех}}$$
$$\eta = 0,938 \cdot 0,872 \cdot 0,945 \cdot 0,98 = 0,772$$

Визначаємо подачу робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0}$$
$$Q_{\text{рк}} = \frac{105}{0,938} = 112 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Визначаємо теоретичний напір робочого колеса

$$H_{\Gamma} = \frac{H}{\eta_{\Gamma}}$$
$$H_{\Gamma} = \frac{70}{0,872} = 80,3 \text{ [м].}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

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

$$N = \frac{998 \cdot 9,81 \cdot 70 \cdot 105}{0,772 \cdot 3600} = 25892 \text{ Вт} = 25,9 \text{ кВт.}$$

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

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{max} = N \cdot 1,1$$

$$N_{max} = 26,9 \cdot 1,1 = 28,5 \text{ кВт.}$$

2.1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n}$$

$$M = \frac{30 \cdot 29600}{3,14 \cdot 3000} = 94,2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

У першому наближенні діаметр вала визначаємо з розрахунку на кручення за формулою

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau_k]}}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$[\tau_k] = 15 \text{ МПа}$ - занижене максимальне напруження на кручення, МПа
(менші значення беремо при консольному розташуванні робочого колеса).

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 94,2}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,0357 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_B = 36 \text{ мм}$.

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибираємо з виразу

$$d_{em} = (20 - 40) + d_B = (20 - 40) + 36 = 56 - 76 \text{ мм} \approx 60 \text{ мм}.$$

Отримане значення діаметра округляємо до стандартного у більшу сторону.

2.1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначаємо з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{inp}^2 + d_{em}^2},$$

$$D_0 = \sqrt{0,096^2 + 0,060^2} = 0,1151 \text{ м.}$$

Отримане значення округляємо до цілого у більшу сторону.

Приймаємо $D_0 = 116 \text{ мм}$.

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k}}{3600\pi(D_0^2 - d_{em}^2)},$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_0 = \frac{4 \cdot 119,54}{3600 \cdot 3,14 \cdot (0,116^2 - 0,06^2)} = 4,28 \text{ м/с}$$

Далі задаємо положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 45-30° до осі насоса (аналогічно робочим колесам із високим ККД подібних n_s). При цьому визначають радіус середньої точки $R_1 = \frac{D_1}{2}$, за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході β_{1i} . Для підвищення антикавітаційних якостей робочого колеса вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну воронку. Орієнтовно D_1 беруть таким, що дорівнює D_0 . У першому наближенні меридіанну складову швидкості V'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями беруть такою, що дорівнює V_0 . При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається виразом

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

$$V_{1m} = 1,225 \cdot 4,28 = 5,243 \text{ м/с},$$

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

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

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

$$\beta_{1п} = \text{arctg} \frac{5,243}{18,22} = 16^\circ,$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{де } U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,116 \cdot 3000}{60} = 18,22 \text{ м/с} - \text{переносна швидкість на}$$

вході у робоче колесо, м/с;

V_{1U} - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с. У консольних насосах $V_{1U} = 0$.

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

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

$$\beta_1 = 16^\circ + 5^\circ = 21^\circ$$

Цей кут повинен знаходитися у межах 15-30°. Кут атаки $\Delta\beta = 5^\circ$ вводить з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей. У деяких випадках кут атаки $\Delta\beta$ може бути збільшений до 15°.

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей $z = 5 \dots 8$.

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $S_1 = 2 \dots 10$ мм при $D_2 = 150 \dots 500$ мм. Товщина лопаті на виході з РК S_2 часто приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК - сталь 20X13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = 6$ мм, а число лопатей $z = 8$.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.4 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

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

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 6}{2 \cdot 3,14 \cdot 58 \cdot \sin 21^\circ}} = 1,226,$$

$$|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$$

$$1,226 - 1,225 \geq 0,01.$$

Визначаємо ширину робочого колеса на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_1 V_{1m} 3600}.$$

$$b_1 = \frac{112/3600}{3,14 \cdot 0,22 \cdot 6,25} = 0,013 \text{ м.}$$

2.1.5 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Визначаємо приблизне значення зовнішнього діаметра робочого колеса:

$$D_2' = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n},$$

$$D_2 = 19,2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 70}}{3000} = 0,237 \text{ м,}$$

де $m_2 = 19,2$ для $n_s \leq 100$.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення потоку на виході із робочого колеса:

$$V_{2m}^* = (0,8 \dots 1,1) \cdot V_{1m}$$

$$V_{2m}^* = 1,04 \cdot 6,56 = 6,82 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right)$$

Де W_1 - відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с

W_2 - відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с

ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,07$.

V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}^* = 1,07 \cdot 6,82 = 7,3$ м/с.

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 77 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 77^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 77^3 = 1,47$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,47 \cdot \frac{1,07}{1,225} \cdot \frac{7,3}{6,56} \cdot \sin 21^\circ \right) = 30,8^\circ$$

Колова швидкість на виході із робочого колеса визначається, використовуючи перетворення рівняння Ейлера, м/с:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса при $z = \infty$

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot K_z}$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2$$

Де $V_{2u\infty}$ знаходиться з трикутника швидкостей:

$$V_{2u\infty} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V_{2m}^*}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,237 \cdot 3000}{60} - \frac{7,3}{\operatorname{tg} 30,8} = 25 \text{ м/с}$$

Після підстановки отримаємо:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{3,14 \cdot 0,237 \cdot 3000}{60}}{25} \cdot \frac{3,14}{8} \cdot \sin 30,8 = 0,701$$

$$H_{T\infty} = \frac{70}{0,872 \cdot 0,701} = 114,5 \text{ м.}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$U_2 = \frac{6,82}{2 \cdot \operatorname{tg} 30,8} + \sqrt{\left(\frac{6,82}{2 \cdot \operatorname{tg} 30,8}\right)^2 + 9,81 \cdot 114,5} = 35,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 35,7}{3,14 \cdot 3000} = 0,229 \text{ м.}$$

Приймаємо $D_2 = 230 \text{ мм.}$

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}}$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 6 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot \sin 23,5}} = 1,075$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,07 - 1,075| = 0,005$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}$$

$$b_2 = \frac{112/3600}{3,14 \cdot 0,23 \cdot 6,82} = 0,014 \text{ м.}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

3. Розрахунок спірального відводу з радіальним виходом

3.1 Розрахунок і проектування спіральної камери

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [4-5].

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

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

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

Тому розрахунок спірального відвода зводиться до визначення площі вихідного (розрахункового) перерізу спіралі, через який буде забезпечена подача насоса Q .

Вихідними даними для розрахунку є: подача насоса Q , напір H , частота обертання n , коефіцієнт швидкохідності n_s , момент швидкості на виході з робочого колеса K_2 , зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , ширина робочого колеса на виході b_2 , гідравлічний ККД η_c .

Значення n_s , D_2 , b_2 , η_c визначають при розрахунку робочого колеса.

Спіральний відвід складається із двох елементів: камери змінного перерізу – спіральна ділянка, розміщена навколо робочого колеса, і дифузора. Перерізам спіральної ділянки в меридіанній площині надається одна з форм, поданих на рис. 3.1 (а – трапецієподібна; б – кругла; в – прямокутна). Найпоширенішою в насособудуванні є трапецієподібна форма. Але для насосів малого розміру й низької швидкохідності часто

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосовується прямокутна форма. Дифузор може бути з прямою віссю (див. рис. 1 а) або непрямою віссю (див. рис. 1 б).

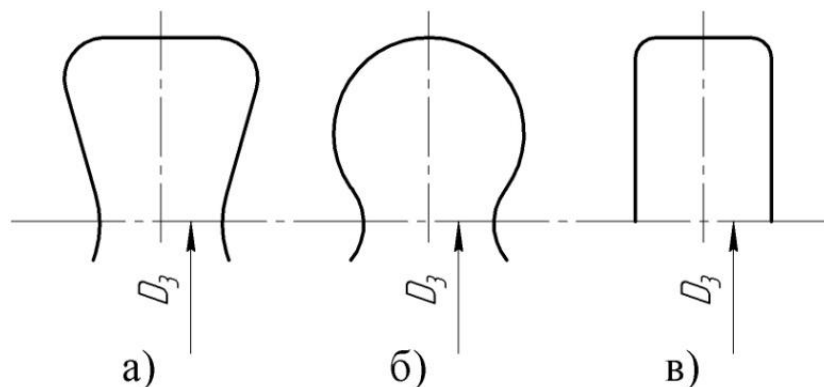


Рисунок 3.1 – Форми меридіанного перерізу спірального відвода

Діаметр початкової окружності D_3 рекомендують вибрати з умови мінімальних гідравлічних втрат у зазорі між робочим колесом і відводом і мінімальною віброактивністю насоса. Цю умову задовольняє такий вираз для D_3 , м:

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03 - 1,05)R_2,$$

$$D_3 = 2 \cdot (1,03 - 1,05) \cdot 0,119 = 0,123 - 0,125 = 0,124 \text{ м}.$$

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

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2,$$

$$b_3 \approx 0,014 + 0,05 \cdot 0,23 = 0,026 \text{ м}.$$

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням a/h або кутом γ (див. рис. 3.2). Кут нахилу бічних стінок можна задати, знаючи коефіцієнт швидкохідності. Так, для спірального відводу з радіальним виходом приймаємо Кут охоплення спіралі $\varphi_{en} = 360^\circ$.

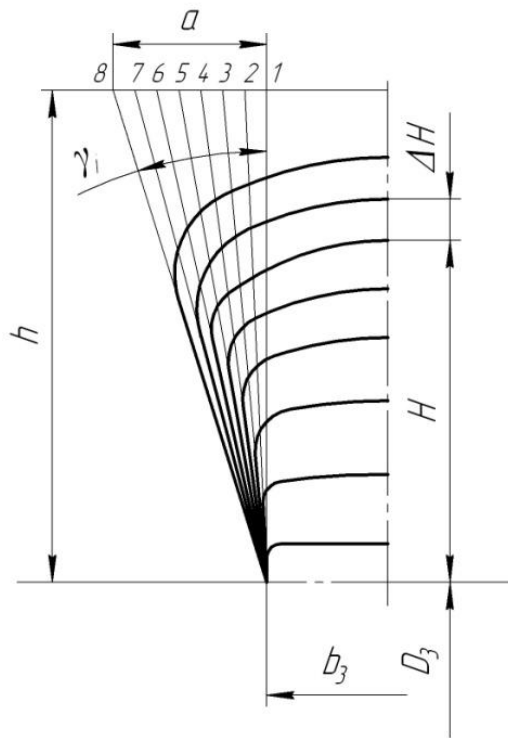


Рисунок 3.2 – Нахил бічних стінок спірального відвода

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на n елементарних площадок однакової висоти (див. рис. 3.3). Для більш точного розрахунку краще брати якнайменшим (як правило, беруть 2 мм). Далі визначається витрата рідини через площадки, отримані витрати підсумовуються. При цьому постійно проводиться порівняння сумарної витрати з подачею насоса. Розрахунок проводиться доти, поки сумарна витрата не перевищить значення подачі насоса ($Q_{\text{розрах}} \approx 1,05Q$).

Ширина проміжних перерізів b_{i+1} (див. рис. 2.6) визначається за формулою

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

						6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			24

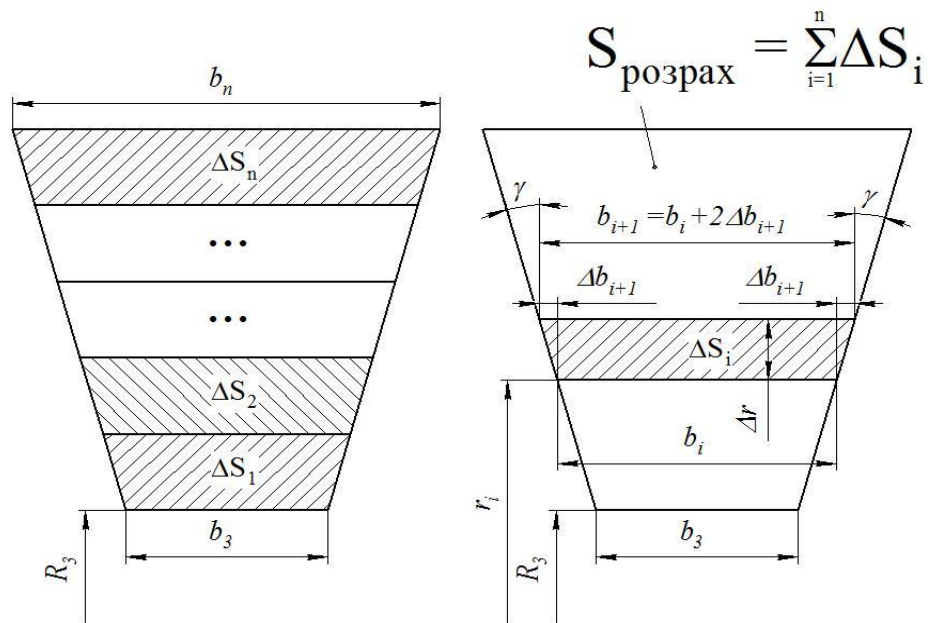


Рисунок 3.3 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

Момент швидкості K_2 , м²/с, на виході з робочого колеса для насосів типу К і В визначається так:

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

$$K_2 = \frac{9,81 \cdot 106,8}{314} = 3,34 \text{ м}^2/\text{с},$$

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

R_2 – зовнішній радіус робочого колеса, м;

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

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

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Витрата ΔQ_i , м³/с, через елементарну площадку визначається за формулою

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\varphi_{en}}$$

3.2 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Дифузорна ділянка (див. рис. 3.4) починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується окружністю напірного патрубку діаметром $D_{вих}$. При розрахунку дифузора можна використовувати такі рекомендації:

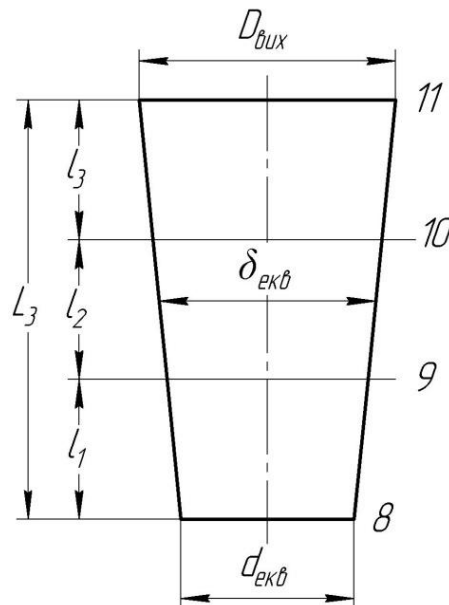


Рисунок 3.4 – Основні розміри дифузорної ділянки

- середня швидкість на виході з насоса ($V_{вих}$) повинна лежати в межах від 2 до 8 м/с;
- діаметр напірного патрубку визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}},$$

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot 105}{3,14 \cdot 44 \cdot 3600}} = 0,098 \text{ м.}$$

- після розрахунку $D_{вих}$ його значення повинне бути скореговане відповідно до такого ряду: 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400 мм тощо. Обираємо $D_{вих} = 200 \text{ мм}$

- довжина дифузора L і кут його конусності повинні визначатися з умови мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left(\frac{D_{вих} - d_{екв}}{2L} \right),$$

де $\varepsilon_{opt} = 8 - 10^\circ$ – оптимальний кут конусності дифузора;

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{розрах}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6761,5}{3,14}} = 92,8 \text{ мм} \quad - \quad \text{еквівалентний діаметр}$$

розрахункового перерізу.

Остаточний вибір L здійснюється з урахуванням конструктивних міркувань. Величина L повинна виражатися круглою цифрою, що закінчується на 0 або 5.

Приймаємо $L = 225 \text{ мм}$.

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перерізи дифузора (див. рис. 3.5). Рекомендації з їхнього проектування такі:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а) сполучають окружність діаметром $D_{вих}$ і нижню основу дифузора таким чином, щоб центр окружності збігався із серединою висот нижньої основи (див. рис. 3.7).

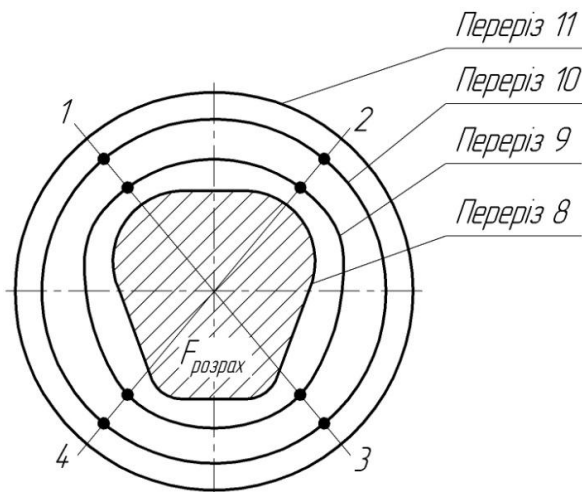


Рисунок 3.5 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

б) довільно проводять промені 1, 2, 3 і т. д. і ділять відрізки цих променів між контурами основ конуса (між перетинами 8 й 11) на частини, пропорційні відрізкам l_1 , l_2 і l_3 . Отримані точки з'єднуються плавними кривими, які і будуть шуканими перерізами 9–9 й 10–10.

На кресленні відвода дані перерізи повинні бути позначені необхідними для побудови розмірами.

4. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

Потужність, споживана насосом, визначається за формулою

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

$$N = \frac{998 \cdot 9,81 \cdot 70 \cdot 105}{0,772 \cdot 3600} = 25892 \text{ Вт} = 25,9 \text{ кВт.}$$

Максимальна потужність споживана двигуном визначається за формулою

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N,$$

$$N_{\max} = 26,9 \cdot 1,1 = 28,5 \text{ кВт.}$$

За каталогом вибираємо електродвигун: АІР200М2: N=30 кВт;
 $n_{\text{синх}} = 3000 \text{ об/хв}$; $\eta = 92,5 \%$.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

5. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

5.1 Розрахунок вала

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7]. Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 5.1)



Рисунок 5.1 - Розміри діаметрів вала насоса

Діаметр вала під робочим колесом (м) визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 138}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^6}} = 38 \text{ мм} \approx 40 \text{ мм.}$$

де $[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6$ - дотичне напруження при крученні, Па.

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{om} = (20 - 40) + d_s$$

$$d_{om} = (20 - 40) + 40 = 60 - 80 \text{ мм} \approx 60 \text{ мм}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

$$d_M = 0,8 \div 1,2 d_{\text{об}},$$

$$d_M = 48 - 72 \approx 50 \text{ мм}$$

де $d_{\text{об}}$ - вихідний кінець вала обраного двигуна, мм.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{\text{к.п.}} = d_M + (5 \div 10),$$

$$d_{\text{к.п.}} = 50 + (5 \div 10) = 60 \text{ мм}.$$

Після розрахунку діаметр уточнюють за стандартним розміром манжет.

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_n \geq d_{\text{к.п.}} + 2 \cdot t,$$

$$d_n \geq 60 + 2 \cdot 3 \geq 66 \text{ мм}$$

де $t = 3$ мм – висота буртика.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_o \geq d_n + 3 \cdot r,$$

$$d_o \geq 66 + 3 \cdot 4 \geq 78 \text{ мм}$$

де $r = 4$ мм – координата фаски підшипника.

5.2 Розрахунок осьової та радіальної сили

Визначаємо число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{nD_2^2}{\nu},$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Де ν – кінематична в'язкість робочої рідини.

$$Re = \frac{3000 \cdot 0,23^2}{60 \cdot 4,71 \cdot 10^{-6}} = 0,55 \cdot 10^6$$

Коефіцієнти для розрахунку $\beta=0,8$ та $\psi_r=0,38$

Кутова швидкість обертання насоса:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 (c^{-1})$$

Розраховуємо відносний радіус втулки:

$$\bar{R}_{em} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\bar{R}_{em} = \frac{0,116}{0,230} = 0,504$$

Приймаємо коефіцієнт $k=0,486$

Визначаємо результуючу осьову силу:

$$A = \pi \rho g H \left[\beta (R_2^2 - R_{em}^2) - \Psi_z (R_2^2 - R_1^2) \right] - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 (1 - \bar{R}_{em}^2)^2$$

$$A = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot \left[0,8 (0,115^2 - 0,030^2) - 0,38 (0,115^2 - 0,058^2) \right] - \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot$$

$$\cdot 1000 \cdot 0,115^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,526^2)^2 = 1$$

$$= 3097 \text{ Н}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Радіальну силу визначаємо за формулою:

$$R = k_r \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{opt}}\right)^2\right) \rho H D_2 b_2 g$$

Де $k_r=0,2$ – коефіцієнт для радіальної сили насосі

$$R = 0,2 \cdot 1320 \cdot 80 \cdot 0,23 \cdot 0,014 \cdot 9,81 = 667,1(H)$$

5.3 Вибір кінцевого ущільнення

Для обраної конструктивної схеми насоса у якості кінцевого ущільнення вала використовуємо сальникове ущільнення (рис. 5.2).

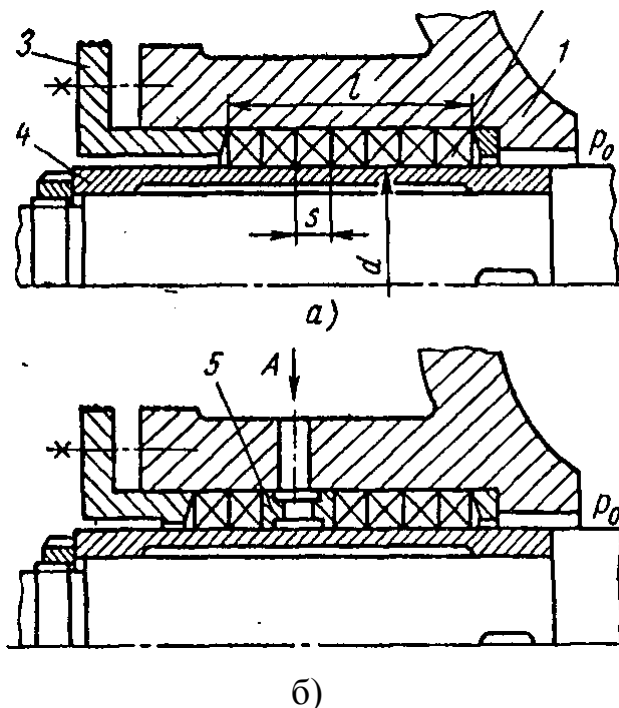


Рисунок 5.2 – Схема сальникового ущільнення

а)-без промивки; б)-з промивкою;

Вибираємо сальникове ущільнення за схемою- б).

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Для надійної роботи насоса необхідно забезпечити підпір на вході в насос. Підпір, виміряний у всмоктуючому патрубку, повинен бути не менше 1 м. З метою захисту сальникового ущільнення від зносу у вузол ущільнення подається запірна рідина під тиском, який перевищує тиск на виході з насосу на 0,05 МПа. У якості запірної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40°C. Витрати води, яка подається до сальника 0,01м³/год. Товщина кільця набивки:

$$S = \sqrt{d}$$

Де d – діаметр вала в місці набивки сальника

$$S = \sqrt{60} = 7,5(\text{мм})$$

Приймаю S = 8 мм.

Довжина сальникового ущільнення рівна:

$$L = iS ,$$

Де i – кількість кілець набивки (i=5)

$$L = 40 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 5152-84 обираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГИ 10х10.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4 Розрахунок реакцій в опорах

Із попередніх розрахунків маємо значення радіальної сили: $R=625,5$ Н.

Розраховуємо реакції опор за схемою:

Для визначення реакції в підшипникових опорах складаємо рівняння моментів сил відносно точок опор.

R_A и R_B – реакції в опорах А та В.

Розміри вала: $l_1 = 359$ мм; $l_2 = 304$ мм;

$$\Sigma M_A = R \cdot l_1 - R_B \cdot l_2 = 0;$$

$$R_B = \frac{R \cdot l_1}{l_2} = \frac{667,1 \cdot 180}{150} = 800,52(H)$$

$$\Sigma M_B = R \cdot (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 = 667,1 \cdot (180 + 150) - 1467,62 \cdot 150 = 0;$$

$$R_A = \frac{R \cdot (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{667,1 \cdot (180 + 150)}{150} = 1467,62(H)$$

Перевірка

$$\Sigma F = 0;$$

$$R - R_A + R_B = 0;$$

$$667,1 - 1467,62 + 800,52 = 0$$

Умова виконується.

$M_{зг. \max}$ - максимальний згинальний момент, Н·м.:

$$M_{зг. \max} = R \cdot l_1 = 667,1 \cdot 0,180 = 120H \cdot m .$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

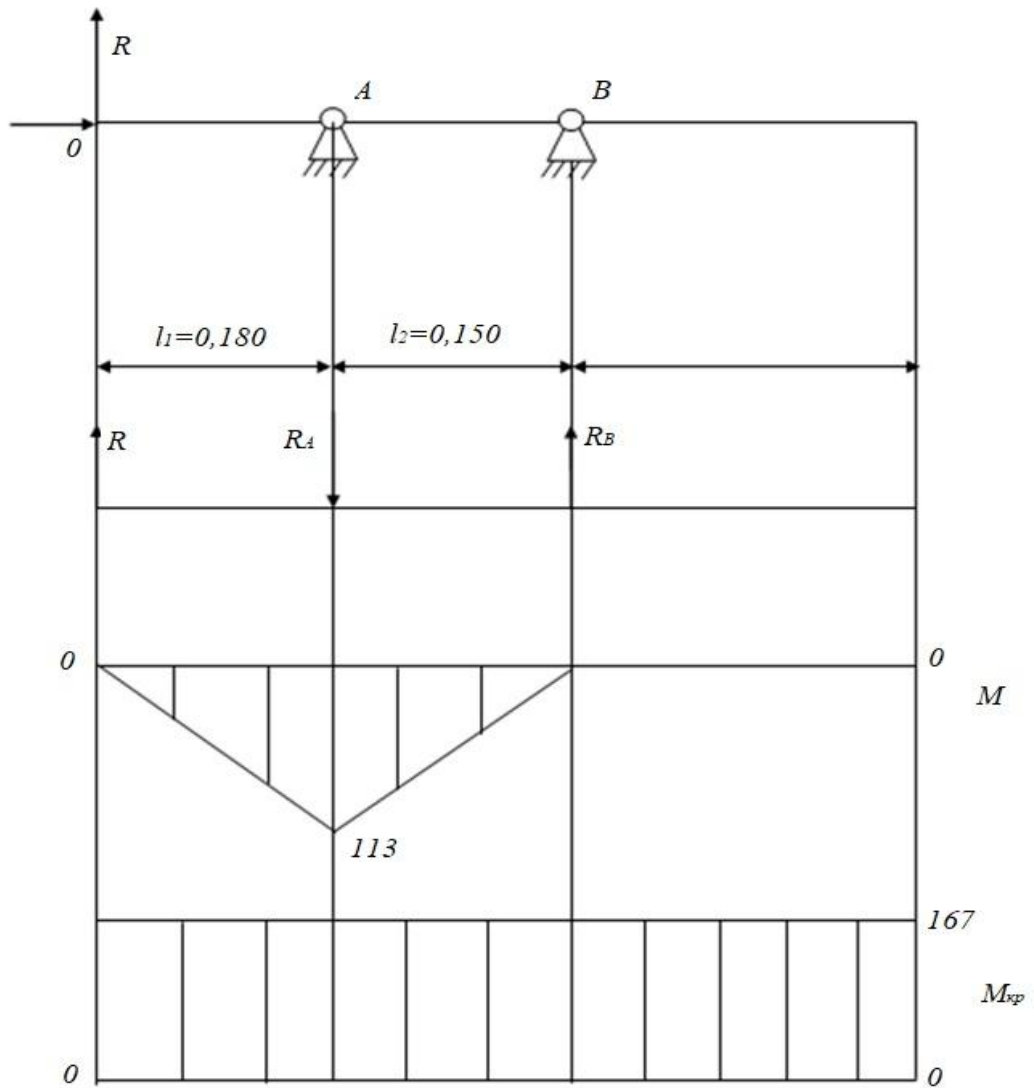


Рисунок 5.3. – Розрахунок вала

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

36

5.5 Вибір підшипників

Підбираємо підшипники по більш навантаженій опорі А.

Попередньо обираємо радіально-упорні роликові підшипники

: $d=60$ мм, $D=130$ мм, $B=31$ мм, $C=224$ кН, $C_0=160$ кН.

Еквівалентне навантаження знаходимо за формулою:

$$P = (XVR_A + YA)k_{\sigma}k_m$$

$V=1,45$ – коефіцієнт для обертання внутрішнього кільця;

$X=0,4$;

$k_{\sigma}=1,4$;

$k_T=1,35$;

$Y=1$ –

$$P = (0,4 \cdot 1,45 \cdot 1376,1 + 1 \cdot 3097) \cdot 1,4 \cdot 1,35 = 7361,8 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність в млн. об. знаходиться за формулою:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n}$$
$$L_{hp} = \left(\frac{100000}{7361,8}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 139244 \text{ год.}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_n$$

$$L_{hp} = 139244 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипники обрані вірно.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.6 Розрахунок вала на міцність

Крутний момент у попеченому перетині $M = 120(\text{Н} \cdot \text{м})$. Діаметр вала рівний $d = 38$ мм. Діаметр підшипниками $d_{\text{п}} = 60$ мм.

Перетин А-А. У цьому перетині концентрація напружень викликає наявність пази для шпонки.

Коефіцієнт запасу міцності:

$$s = s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_v + \psi_{\tau} \tau_m}$$

Де амплітуда та середнє напруження від нульового циклу

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M}{2W_k}$$

При $d = 50$ мм, $b = 12$ мм, $t_1 = 5,5$ мм.

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}$$

$$W_k = \frac{3,14 \cdot 50^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 23007 (\text{мм}^3)$$

Тоді розраховуємо напруження:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{138 \cdot 10^3}{2 \cdot 23007} = 2,99 (\text{МПа})$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $k_\tau=1,68$, $\varepsilon_\tau=0,61$ та $\psi_\tau=0,1$.

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) = 0,35 \cdot 850 + 95 = 392,5 \text{ , МПа,}$$

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

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 392,5 = 227,65 \text{ , МПа;}$$

Розраховуємо:

$$s = s_\tau = \frac{227,65}{\frac{1,68}{0,61} \cdot 3,63 + 0,1 \cdot 3,63} = 22;$$

$22 \rangle [S]$

Так як $[s]=2,5$, то умова виконується.

5.7 Перевірка міцності шпонкового з'єднання

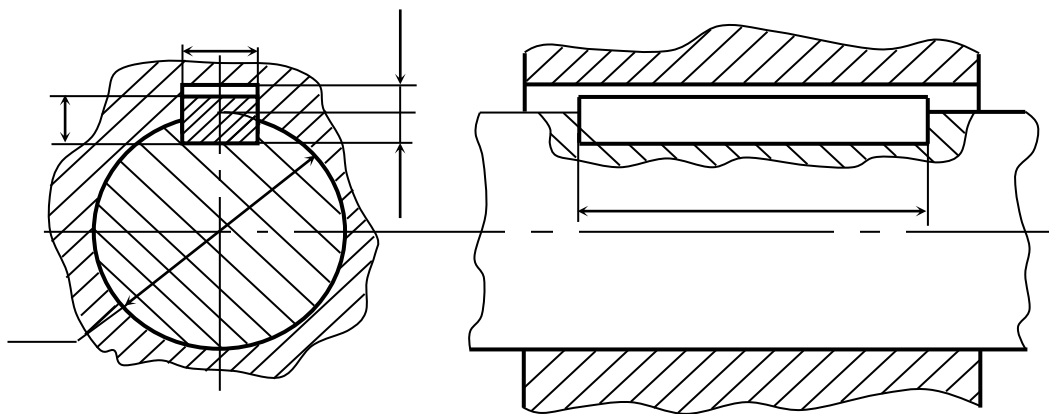


Рисунок 5.4 – Схема шпонкового з'єднання

5.7.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

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: $b \times h \times l$.

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

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

де $t_1 = 5\text{мм}$ – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою), мм;

$h = 12\text{мм}$ – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 40\text{мм}$ – діаметр вала, мм;

$M_{\max} = 138\text{Н} \cdot \text{м}$ - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b = 57,5 - 12 = 45,5\text{мм},$$

де $l = 57,5\text{мм}$ - довжина шпонки, мм;

$b = 12\text{мм}$ - ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} = 0,56 \cdot 343 = 192\text{МПа},$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 138 \cdot 10^3}{40 \cdot 45,5 \cdot (12 - 5)} = 21,6 \text{ (МПа)}$$

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 138}{40 \cdot 57,5 \cdot 12} \cdot 10^3 = 10 \text{ МПа}$$

Значення d , l , b підставляються в мм.

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}$$

Допустиме напруження на зріз шпонок $[\tau]_{ср} = 70 \dots 100$ МПа

$$10 \leq 70$$

Отже, обираємо Шпонку 12×8×105 ГОСТ 23360-78.

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

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм: $b \times h \times l$.

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

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

де $t_1 = 5,5 \text{ мм}$ – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою), мм;

$h = 9 \text{ мм}$ – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 50 \text{ мм}$ – діаметр вала, мм;

$M_{\max} = 138 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b = 50 - 14 = 36 \text{ мм},$$

де $l = 50 \text{ мм}$ – довжина шпонки, мм;

$b = 14 \text{ мм}$ – ширина шпонки, мм.

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} = 0,56 \cdot 343 = 192 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 138 \cdot 10^3}{50 \cdot 36 \cdot (9 - 5,5)} = 43,8 \text{ (МПа)}$$

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 138}{50 \cdot 50 \cdot 14} \cdot 10^3 = 7,8 \text{ МПа}$$

Значення d , l , b підставляються в мм.

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}$$

Допустиме напруження на зріз шпонок $[\tau]_{ср} = 70 \dots 100$ МПа

$$7,8 \leq 70$$

Отже, обираємо Шпонку 14×9×90 ГОСТ 23360-78.

5.8 Вибір муфти

Для з'єднання вала електродвигуна з проміжним валом та вала насоса з проміжним валом вибираємо муфту пружну втулково- МУВП-710-90-2-85-1-УЗ ГОСТ 21424-84.

Оскільки момент, що передається муфтою $M = 94,2$ Н·м не перевищує допустимий $[M] = 710$ Н·м, перевірочний розрахунок муфти не виконуємо.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

6 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

Навчання працівників безпечним способам праці.

Зміст та види інструктажів, хто і коли їх проводить.

Навчанню з охорони праці та перевірку знань вимог охорони праці підлягають всі працівники підприємства, у тому числі її керівник.

Відповідальність за організацію і своєчасне навчання з охорони праці та перевірку знань вимог охорони праці працівників організації несе роботодавець. Основною формою навчання з охорони праці працівників робітничих професій є проведення інструктажу з охорони праці: вступного, первинного на робочому місці, повторного, позапланового, цільового.

Вступний інструктаж з охорони праці проводить інженер з охорони праці або фахівець, що його замінює. Вступний інструктаж проводиться за програмою, розробленою на підставі законодавчих та інших нормативних правових актів. Мета вступного інструктажу – ознайомити працівника із загальними правилами та вимогами охорони праці, що містяться в локальних нормативних актах підприємства.

Первинний інструктаж на робочому місці проводиться до початку самостійної роботи керівником структурного підрозділу за програмою, розробленою і затвердженою в установленому порядку відповідно до вимог законодавчих та інших нормативних актів з охорони праці, локальних нормативних актів підприємства, інструкціями з охорони праці, технічної та експлуатаційної документації. Мета цього інструктажу – вивчення конкретних вимог і правил забезпечення безпеки при роботі на конкурентному обладнанні, при виконанні конкретного технологічного процесу.

Всі робочі після первинного інструктажу на робочому місці повинні в залежності від характеру роботи та кваліфікації пройти протягом 2-4 змін стажування під керівництвом особи, призначеної наказом (розпорядженням)

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

по структурному підрозділу. Робочі допускаються до самостійної роботи після стажування, перевірки знань і набутих навичок безпечних способів роботи.

Працівники, які не пов'язані з експлуатацією, обслуговуванням, випробуванням, налагодженням, ремонтом обладнання, використанням електрифікованого чи іншого інструменту, зберіганням і застосуванням сировини і матеріалів, можуть звільнитися від проходження первинного інструктажу на робочому місці.

Повторний інструктаж проводиться з усіма працівниками (за винятком тих, хто звільняється) не рідше одного разу на шість місяців за програмами, розробленими для проведення первинного інструктажу на робочому місці. Для робіт підвищеної небезпеки повторний інструктаж проводиться один раз на квартал. Мета цього інструктажу - відновлення в пам'яті працівника правил охорони праці, а також розбір мають місця порушень вимог безпеки в практиці виробничого підрозділу або підприємства.

Позаплановий інструктаж проводиться:

- при введенні в дію нових або зміну законодавчих та інших нормативно-правових актів, що містять вимоги охорони праці, а також інструкцій з охорони праці;
- при зміні технологічних процесів, заміни та модернізації устаткування, пристосувань, інструменту та інших факторів, що впливають на безпеку праці;
- при порушенні працівниками вимог охорони праці, якщо ці порушення створили реальну загрозу настання тяжких наслідків (нещасний випадок на виробництві, аварії тощо);
- на вимогу посадових осіб органу державного нагляду і контролю;
- при перервах у роботі (для робіт із шкідливими або небезпечними умовами більше 30 календарних днів, а для решти робіт – понад двох місяців);
- за рішенням роботодавця або уповноваженої ним особи.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Цільовий інструктаж проводиться при виконанні разових робіт, при ліквідації наслідків аварій, стихійних лих і робіт, на які оформляється наряд-допуск, дозвіл або інші спеціальні документи, а також при проведенні в організації масових заходів.

Перевірку знань, отриманих при інструктажі, здійснює фахівець, який проводив інструктаж. Про проведення зазначених інструктажів, стажуванні, про допуск до роботи особа, яка проводила інструктаж та стажування, робить запис у журналі реєстрації інструктажів та (або) в особистій картці інструктували з обов'язковим підписом інструктували та інструктуючого. При реєстрації позапланового інструктажу вказують причину його проведення. Цільовий інструктаж з працівниками, що проводять роботи по наряду-допуском, дозволом (передбачені для окремих видів робіт підвищеної небезпеки), фіксується в обов'язковому порядку в наряді-допуску, дозвіл або іншому документу, що дозволяє виробництво робіт.

Інструкція з охорони праці - нормативний акт, що встановлює вимоги з охорони праці при виконанні робіт у виробничих приміщеннях, на території підприємства, на будівельних майданчиках та в інших місцях, де виробляються ці роботи або виконуються службові обов'язки.

Інструкції з охорони праці можуть бути міжгалузеві і галузеві типові і для працівників підприємств, ділянок і конкретного робочого місця.

У інструкцію з охорони праці рекомендується включати наступні розділи:

1. Загальні вимоги охорони праці.
2. Вимоги охорони праці перед початком роботи.
3. Вимоги охорони праці під час роботи.
4. Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях.
5. Вимоги охорони праці після закінчення роботи.

При необхідності в міжгалузеву або галузеву типову інструкцію з охорони праці можна включати інші розділи.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Міжгалузеві та галузеві типові інструкції з охорони праці направляються для розгляду та узгодження у відповідні профспілкові органи.

Міжгалузеві типові інструкції з охорони праці затверджуються Міністерством охорони здоров'я, а галузеві – органами виконавчої влади за погодженням з Міністерством охорони здоров'я.

Терміни дії міжгалузевих і галузевих типових інструкцій з охорони праці встановлюються з урахуванням строків дії відповідних правил з охорони праці.

Інструкція з охорони праці для працівника розробляється на основі міжгалузевих або галузевих типових інструкцій з охорони праці (а за їх відсутності - міжгалузевих або галузевих правил з охорони праці), вимог безпеки, викладених в експлуатаційній та ремонтній документації організацій-виробників устаткуванням також у технологічній документації організації з урахуванням конкретних умов виробництва. Ці вимоги формулюються стосовно до посади, професії працівника або виду виконуваної роботи.

Інструкції для працівників розробляються керівниками структурних підрозділів під контролем служби охорони праці підприємства. Інструкції затверджуються керівником підприємства після узгодження з відповідним виборним профспілковим органом та службою охорони праці.

Роботодавець забезпечує розробку та затвердження інструкцій з охорони праці для працівників з урахуванням викладеного в письмовому вигляді думки виборного профспілкового чи іншого уповноваженого працівниками органу. Колективним договором, угодою може бути передбачено прийняття інструкцій з охорони праці за погодженням з представницьким органом працівників.

Для впроваджуються в дію нових і реконструйованих виробництв допускається розробка тимчасових інструкцій з охорони праці для працівників, які забезпечують безпечне ведення технологічних процесів

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(робіт) і безпечну експлуатацію обладнання. Вони розробляються на строк до приймання зазначених виробництв в експлуатацію.

Перевірку та перегляд інструкцій з охорони праці працівників організовує роботодавець не рідше одного разу на п'ять років.

Інструкції з охорони праці для працівників можуть достроково переглядатися:

- при перегляді міжгалузевих і галузевих правил і типових інструкцій з охорони праці;
- при зміні умов праці працівників;
- при впровадженні нової техніки і технології;
- за результатами аналізу матеріалів розслідування аварій, нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань;
- на вимогу представників місцевих органів.

Якщо протягом терміну дії інструкції з охорони праці для працівника умови його праці не змінилися, то її дія автоматично продовжується на наступний термін.

Інструкції працівникам можуть бути видані на руки під розписку в особистій картці інструктажу для вивчення при первинному інструктажі, або вивішені на робочих місцях або ділянках, або зберігається в іншому місці, доступному для працівників.

Навчання працівників робітничих професій з охорони праці.

Роботодавець зобов'язаний організувати протягом місяця після прийому на роботу працівника робітничої професії навчання безпечним методам і прийомам виконання робіт.

Роботодавець забезпечує навчання осіб, прийнятих на роботу із шкідливими і (або) небезпечними умовами праці, безпечних методів і прийомів виконання робіт зі стажуванням на робочому місці і здачею іспитів, а в процесі трудової діяльності - проведення періодичного навчання з охорони праці і перевірки знань вимог охорони праці.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Роботодавець організовує проведення періодичного, не рідше одного разу на рік, навчання працівників робітничих професій наданню першої допомоги потерпілим.

Перевірку теоретичних знань вимог охорони праці та практичних навичок безпечної роботи працівників робітничих професій проводять безпосередні керівники робіт в обсязі знань вимог правил та інструкцій з охорони праці, а при необхідності - в обсязі знань безпеки та охорони праці.

Навчання керівників і фахівців з охорони праці. Керівники та фахівці підприємства проходять спеціальне навчання з охорони праці в обсязі посадових обов'язків при вступі на роботу протягом першого місяця, далі - у міру необхідності, але не рідше одного разу на три роки.

Новопризначені на посаду керівники та фахівці підприємства допускаються до самостійної діяльності після їх ознайомлення роботодавцем з посадовими обов'язками, в тому числі з охорони праці на ввірених їм об'єктах.

У процесі навчання з охорони праці керівників і фахівців проводяться лекції, семінари, співбесіди, індивідуальні або групові консультації, ділові ігри, можуть використовуватися елементи самостійного вивчення програми, а також дистанційне навчання.

Навчання з охорони праці керівників і фахівців підприємств здійснюється при підвищенні їх кваліфікації за фахом.

Керівники та спеціалісти підприємств проходять чергову перевірку знань вимог охорони праці не рідше одного разу на три роки.

Для проведення перевірки знань вимог охорони праці у працівників на підприємстві наказом роботодавця створюється комісія з перевірки знань вимог охорони праці у складі не менше трьох осіб, які пройшли навчання з охорони праці у встановленому порядку.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 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.
2. Гусак, О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2022. — 158 с.
3. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» : для студ. напряму 050502 «Інженерна механіка» спец. 6.050502 «Гідравлічні і пневматичні машини» денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2011. — 37 с.
4. Кондусь, В. Ю. Лопатеві насоси : навч. посіб. / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. — Суми : СумДУ, 2021. — 293 с.
5. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відповідних пристроїв» : для студ. напряму 6.050502 «Інженерна механіка» спец. 7.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2013. — 27 с.
6. Панченко, В. О. Методичні вказівки до практичної роботи з теми «Зрівноважування осьової сили у відцентровому насосі» з дисципліни «Розрахунок і конструювання насосів» : для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини,

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2018. – 27 с.

7. 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.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		