

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

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Микола СОТНИК
_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

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

на тему: **Розроблення вільновихрового насоса для транспортування рідин з твердими включеннями з параметрами: подача $Q=50$ м³/год; напір $H=43$ м**

Здобувача групи ГМ-01/1 Видиш Микола Анатолійович

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

Керівник
асистент каф. ПГМ,
канд. техн. наук,

_____ Видиш Микола Анатолійович

Владислав КОНДУСЬ _____

Суми – 2024

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Спеціальність 6.131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
« ___ » _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

До випускної роботи бакалавра студента

Видиша Миколи Анатолійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розроблення вільновихрового насоса для транспортування рідин з твердими включеннями з параметрами: подача $Q=50 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H=43 \text{ м}$.
(Development of the torque-flow pump for transporting liquids with solid inclusions with parameters: flow rate $Q=50 \text{ m}^3/\text{h}$; head $H=43 \text{ m}$).

2. Термін здачі студентом закінченої роботи – до 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача $Q = 50 \text{ м}^3/\text{год}$, напір – 43 м, густина рідини $\rho = 1240 \text{ кг}/\text{м}^3$.

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

4.1 Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса (призначення та області застосування конструкції насоса СВН)

4.2 Модельний розрахунок проточної частини насоса (вибір модельного насоса; розрахунок зовнішнього діаметра робочого колеса; 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 роботоzдатності 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 (A1), складальне креслення агрегату (A1), креслення робочого колеса (A1), теоретичне креслення спірального відводу (A1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика вільновихрових насосів	до 19.04.2024	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції обраного насоса		
4	Моделний розрахунок проточної частини насоса		
5	Складальне креслення насоса		
6	Виконання розділу з охорони праці		консультант – керівник роботи
7	Виконання економічного розділу		консультант – Панченко В.О.
8	Виконання технологічного розділу		
9	Оформлення звіту з практики		
10	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 03.04.2024	
11	Розрахунок кінцевого ущільнення		
12	Розрахунки на міцність		
13	Розрахунки з вибору підшипників		
14	Розробка технологічного процесу виготовлення деталі		консультант – Панченко В.О.
15	Креслення робочого колеса	до 10.05.2024	
16	Створення 3D моделі робочого колеса		консультант – Лобуренко М.В.
17	Теоретичне креслення спірального відводу	до 17.05.2024	
18	Складальне креслення насосного агрегату	до 24.05.2024	
19	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 31.05.2024	
20	Захист роботи	з 10.06.2024 до 14.06.2024	

Дата видачі завдання – «12» березня 2024 р.

Студент

_____ (підпис)

Видиш М.А.

(прізвище, ініціали)

Керівник

_____ (підпис)

Кондусь В.Ю.

(прізвище, ініціали)

Анотація

Пояснювальна записка: 60 с., 11 рисунків, 28 літературних джерел.

Тема випускної роботи бакалавра «Розроблення вільновихрового насоса для транспортування рідин з твердими включеннями з параметрами: подача $Q=50$ м³/год; напір $H=43$ м».

Графічні матеріали: монтажне креслення електронасосного агрегату, складальне креслення вільновихрового насоса СВН 50/43, теоретичне креслення кільцевого відводу, робоче креслення робочого колеса вільновихрового насоса.

Мета роботи – розробка насоса з вільновихровим принципом дії на параметри 50/43 шляхом виконання модельного розрахунку.

Відповідно до поставленої мети було виконано:

- гідравлічний розрахунок проточної частини вільновихрового насоса;
- визначено гідродинамічні сили, що діють на ротор насоса;
- визначено спосіб та розраховано параметри розвантаження осьової сили шляхом використання радіальних лопатей (імпелерів), встановлених на робоче колесо вільновихрового насоса;
- розрахунки валу насоса на міцність;
- розрахунки сальникового ущільнення, шпонок, муфти крутного моменту;
- кавітаційні розрахунки вільновихрового насоса;
- підбір привідного електричного двигуна;
- розрахунки підшипників на довговічність;
- економічний розділ;
- розділ охорони праці.

У розділі з економіки розглянуто організацію експлуатації насосного обладнання.

У розділі з охорони праці розглянуто захист від рухомих частин обладнання.

Ключові слова: ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, РОБОЧЕ КОЛЕСО, КІЛЬЦЕВИЙ ВІДВІД, ВИХРОВА КАМЕРА, ІМПЕЛЕР.

ЗМІСТ

1 Вибір конструктивної схеми насоса	4
2 Опис конструкції вибраного насоса	7
3 Розрахунок проточної частини насоса	9
4 Розрахунок гідродинамічних сил	22
5 Розрахунок насоса на кавітацію	27
6 Розрахунки на міцність	28
7. Економічний розділ	48
8. Розділ з охорони праці	53
Список літератури	60

					131.02.BP.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Розроблення вільновихрового насоса для транспортування рідин з твердими включеннями з параметрами: подача Q=50 м3/год; напір H=43 м Пояснювальна записка	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Розроб.</i>	<i>Видиш</i>						4	60
<i>Перевір.</i>	<i>Кондусь</i>					СумДУ, ГМ-01/1		
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>	<i>Кондусь</i>							
<i>Затверд.</i>								

1 Вибір конструктивної схеми насоса

Від моменту розроблення та впровадження першої конструктивної схеми вільновихрового насоса [4], було створено значну за своїм складом низку різноманітних конструктивних схем вільновихрових насосів. Аналіз усіх цих конструктивних схем свідчить, що усі вони мають як недоліки, так і переваги.

Слід зазначити, що упродовж багатьох років виробниками насосного обладнання у всьому світі було створено три основні конструктивні схеми вільновихрових насосів: Вемко, Туро, Сека [7].

Найбільш перспективною конструктивною схемою у лінійці вільновихрових насосів порівняно з іншими такими конструктивними схемами стала схема Туро («Туро») фірми Egger, Швейцарія. Порівняно із схемою «Wemco» ці насоси мали більші значення напору та коефіцієнту корисної дії. У насосі типу «Туро» (рис.1.1) робоче колесо складається із маточини, диску та лопатей. Лопаті виконані із прямих пластин та встановлені на диску радіально. Таке конструктивне виконання дозволяє інтенсифікувати енергетичний обмін між робочим колесом і потоком перекачуваної рідини, що дозволяє підвищити напір насоса та його ККД (приблизно до 54%) [7].

					131.02.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

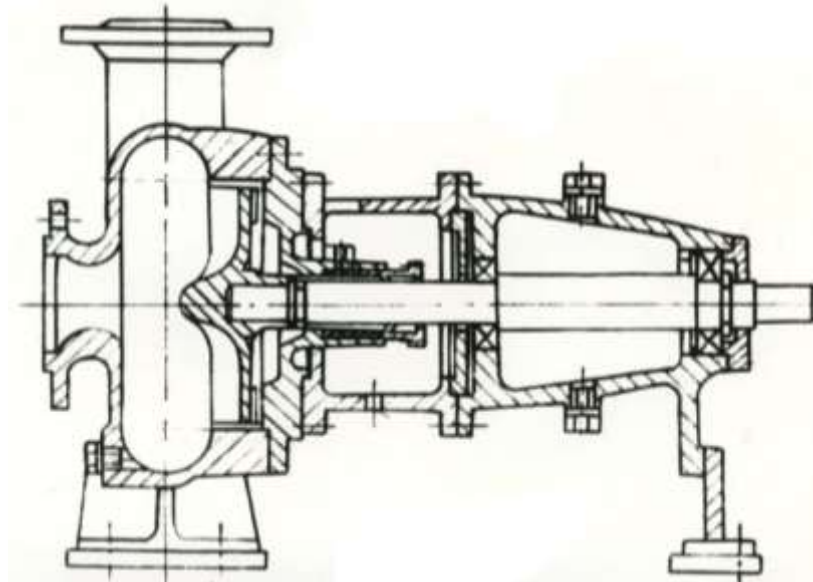


Рисунок 1.1 –Вільновихровий насос типу “Turgo”

Насоси цього типу використовують переважно для перекачування гідросумішей, які містять тверді абразивні або довгі волокнисті включення.

Саме тому, приймаючи до уваги усі які може надати та чи інша конструктивна схема вільновихрового насоса, для подальшого проектування та розробки під час виконання кваліфікаційної роботи було обрано схему “Turgo” як таку, що є найбільш ефективною.

										Арк.
										6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.BP.000.00 ПЗ					

2 Опис конструкції вибраного насоса

Конструктивною особливістю вільновихрових насосів бідь-якого конструктивного виконання та схеми є наявність значної за своїми розмірами вільної вихрової робочої камери, яка розміщена у корпусі насоса.

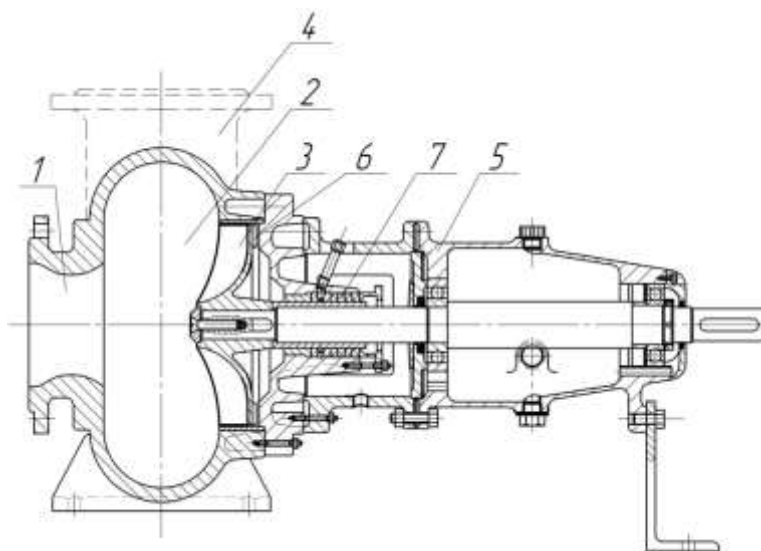


Рисунок 2.1 – Вільновихровий насос типу “Turo”

Вільновихровий насос типу “Turo” (рис. 2.1) працює наступним чином. Рідина потрапляє у насос через осьовий усмоктувальний патрубок та надходить до вихрової камери. У вихровій камері насоса відбувається контакт перекачуваної рідини із робочим колесом насоса. У результаті силової взаємодії рідина отримує від робочого колеса енергію та викидається на периферію вихрової камери. Разом із тим рідина отримує колову швидкість. Таким чином утворюються два потоки рідини у вихровій камері насоса: поздовжній вихор та транзитний потік. Між цими потоками відбувається інтенсивний вихровий обмін. Унаслідок цього перекачуваний вільновихровим насосом продукт контактує не з робочим колесом, а з поздовжнім вихором. Така особливість робочого процесу насоса дозволяє перекачувати широкий спектр схильних до пошкодження (крихких) продуктів без їхньої руйнації [7].

									Арк.
									7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.BP.000.00 ПЗ				

Насос має уніфіковану опорну стійку 5. Осьове зусилля в насосі врівноважується за допомогою імпелерів 6. Ротор насоса демонтується з боку з'єднувальної муфти, виконаної з проміжною проставкою. У насосах можуть бути використані сальникові 7 або торцеві ущільнення. Проточна частина насоса може виконуватися з чавуну, сталі, бронзи, а також гумованою [7].

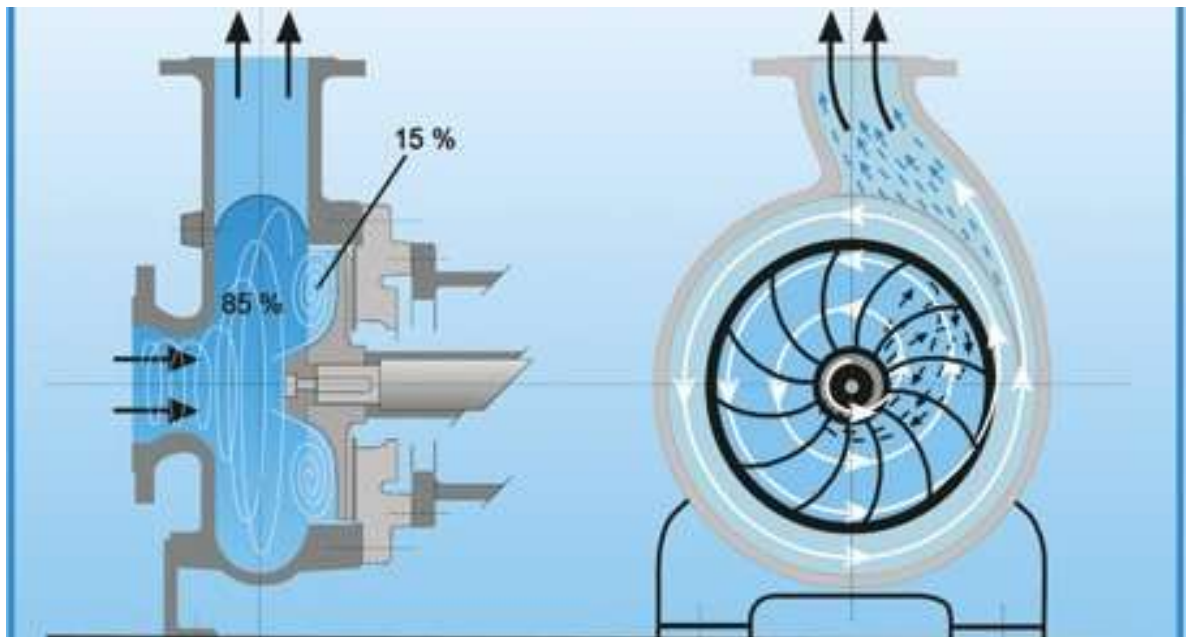


Рисунок 2.2 – Принцип роботи вільновихрового насоса типа «Туго»

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

3 Розрахунок проточної частини насоса

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

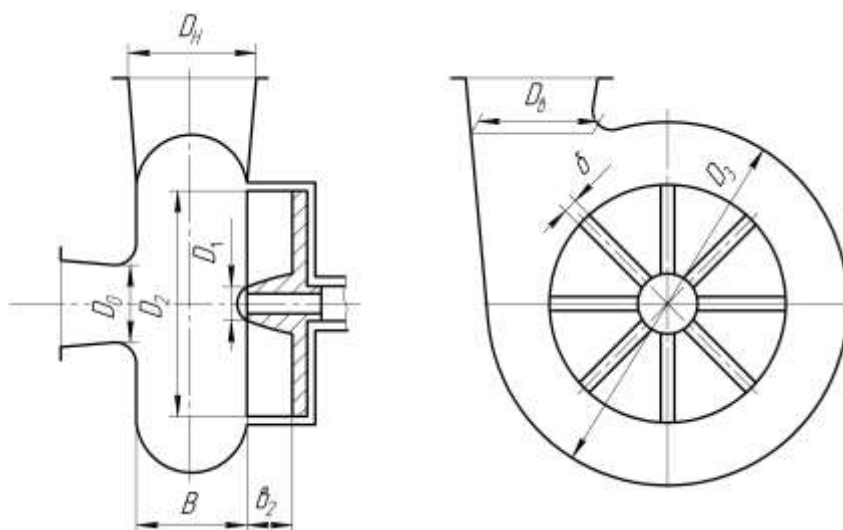
Вихідні дані до виконання дипломного проекту (табл. 3.1):

Таблиця 3.1 – Вихідні дані до проекту

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Подача (Q)	50	м ³ /год
Напір (H)	43	м
Густина рідини (ρ)	1240	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 [1; 4; 5; 7; 19; 32; 63] встановлені такі оптимальні співвідношення для геометричних розмірів насоса, які рекомендуються під час проектування проточної частини СВН типу "Turo" (рис. 3.1).



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.02.BP.000.00 ПЗ

Арк.

9

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

Для робочого колеса:

- РК з прямими радіальними лопатками ($\beta_{2л} = \beta_{2у} = 90^\circ$) 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 $\bar{R}_{яз} = 1,3 - 1,4 = 1,35$;
- ширина вільної камери B визначається в залежності від коефіцієнта швидкохідності n_s за графіком (рис. 3.2);
- діаметр кільцевого відводу $D_3 = D_2 + B$;
- діаметр виходу на рівні язика відводу $D_B = B$, приймаємо рівним 50 мм;
- циліндричний або конфузорний всмоктуючий патрубок з діаметром

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

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

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 $D_0 \geq B$.

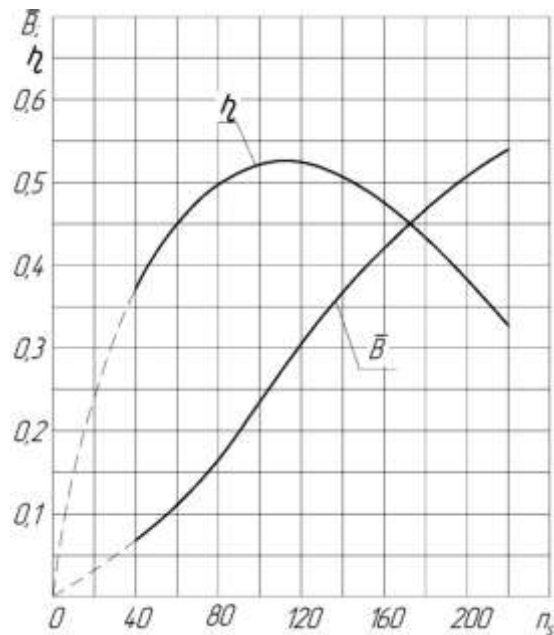


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери \bar{B} від n_s

Методика розрахунку вільновихрових насосів:

Методика розрахунку рекомендована при проектуванні СВН типу «Туго» 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

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

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{3000 \sqrt{50/3600}}{43^{3/4}} = 77$$

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

$$\eta = f(n_s) = 48\%, \quad \bar{B} = f(n_s) = 0,16.$$

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів

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

4 Визначають зовнішній діаметр РК, м, використовуючи вираз:

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

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

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 $\bar{V}/\bar{b}_2 = 0,16/0,17 = 0,941$ (рис. 3.4), $F_2 = 2,23$;

n - частота обертання РК, об / хв.

					131.02.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

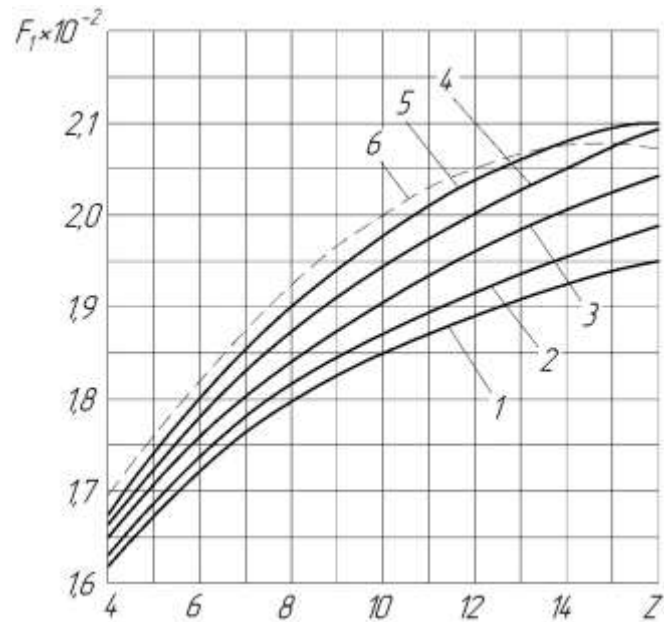


Рисунок 3.3 – Залежність функції F_1 від числа лопаток РК при

$\bar{D}_1 = 0,2$: 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 – $\bar{\delta} = 0,05$

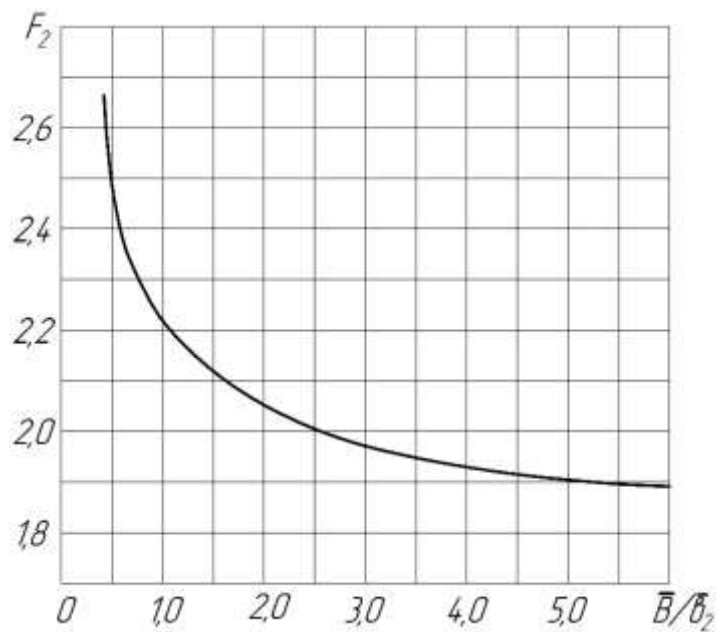


Рисунок 2.4 – Залежність функції F_2 від співвідношення \bar{V}/b_2

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$A = \left[\frac{0,96}{7,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,53 \cdot 1,91 \cdot 10^{-2} \cdot 2,23} \right]^{1/2} = 77,82 ;$$

$$D_2 = \frac{77,82}{3000} \sqrt{43} = 0,17.$$

5 Обчислюють геометричні розміри РК:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2 = 0,2 \cdot 0,17 = 0,034 \text{ мм};$$

$$b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2 = 0,17 \cdot 0,17 = 0,029 \text{ мм};$$

$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2 = 0,02 \cdot 0,17 = 0,0035 \text{ мм}.$$

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = \bar{B} \cdot D_2 = 0,16 \cdot 0,17 = 0,027 \text{ мм}.$$

7 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу:

$$D_3 = D_2 + B = 0,17 + 0,027 = 0,197 \text{ м}$$

$$D_B = B = 0,027 \text{ мм}$$

$$D_{\text{яз}} = \bar{D}_{\text{яз}} \cdot D_2 = 1,3 \cdot 0,17 = 0,221 \text{ м}$$

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

$$D_0 \geq D_g = B.$$

Коефіцієнт вхідної швидкості:

$$K_{v_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (n_s / 100)^{2/3} = (0,2 - 0,25) \cdot (77 / 100)^{2/3} = 0,168 - 0,210$$

										Арк.
										15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.BP.000.00 ПЗ					

Приймаємо $K_{V0} = 0,189$.

Швидкість у вхідному патрубку:

$$V_0 = 0,189 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 43} = 5,49 \text{ м/с.}$$

Діаметр входу:

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot \frac{50}{3600} / (3,14 \cdot 5,49)} = 0,057,$$

Приймаємо $D_0 = 60 \text{ мм}$.

9 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

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

$$N = \frac{1240 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{50}{3600}\right) \cdot 43}{0,48} = 15135 \text{ Вт} = 15,135 \text{ кВт}$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу k визначають як:

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

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{дв} = 1,15 \cdot 15,135 = 17,41 \text{ кВт}$$

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	$k = 1,05.$

Обирається електродвигун асинхронний серії 4А (ДСТУ 19523) 4А180М2У3 з синхронною частотою обертання 3000 об/хв, ковзанням $S=4,8\%$. Потужність ЕД 18,5 кВт.

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

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

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

$$d_{в} = \sqrt[3]{\frac{17,41 \cdot 48960}{3000 \cdot 45 \cdot 10^6}} = 0,0298 \text{ м.}$$

Отриману розрахункову величину $d_{в}$ округлюють до найближчого нормалізованого діаметра в бік збільшення.

Приймаємо $d_{в}=30 \text{ мм.}$

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

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{\left(\frac{S}{R_2}\right)^{0,5}}{Ga^{0,05} K^{0,4}}, \quad (3.12)$$

де Ga – критерій Галілея, що розраховується за формулою:

$$Ga = \frac{gR_2^2}{\nu^2} \quad (3.13)$$

$$Ga = \frac{9,81 \cdot 0,085^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 0,705 \cdot 10^5$$

K – коефіцієнт, що враховує відношення колової швидкості периферії диску до середньої радіальної швидкості руху рідини в зазорі. Він знаходиться за формулою:

$$K = 2\pi R_2 S \frac{\omega}{q}, \quad (3.14)$$

де S – ширина пазухи, що обчислюється, виходячи із наступної залежності:

$$\left(\frac{S}{R_2}\right)_{\text{опт}} = \frac{2,963}{Re^{0,34}}, \quad (3.15)$$

Тут:

$$Re = \frac{\omega \pi r_2^2}{\nu} \quad (3.16)$$

$$Re = \frac{314 \cdot 3,14 \cdot 0,085^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 7,08 \cdot 10^6$$

					131.02.BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Тоді:

$$S_{\text{опт}} = \frac{0,705 \cdot 0,085}{(7,08 \cdot 10^6)^{0,34}} = 0,001237 \text{ м}$$

Таким чином із конструктивних міркувань приймаємо ширину пазухи рівною $S = 4 \text{ мм}$.

Отже:

$$K = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,085 \cdot 0,004 \cdot \frac{314}{0,001237} = 542$$

Поправка, що враховує перетік у пазусі рівна:

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(0,004/0,085)^{0,5}}{(0,705 \cdot 10^5)^{0,05} \cdot 542^{0,4}} = 6,23 \cdot 10^{-4}$$

Коефіцієнт тертя знаходиться за формулою:

$$C_{f0} = 0,04 \left(\frac{S}{R_2} \right)^{-1/6} Re^{-1/4} \quad (3.17)$$

$$C_{f0} = 0,04 \cdot \left(\frac{0,004}{0,085} \right)^{-1/6} \cdot (7,08 \cdot 10^6)^{-1/4} = 0,00214$$

Отже, сумарний коефіцієнт тертя рівний:

$$C_f = 0,001237 + 0,00214 = 0,003377$$

Втрати потужності на дискове тертя визначається за формулою:

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{\text{дт}} = 0,0196 C_f \rho g R_2^5 \omega^3 \quad (3.18)$$

$$N_{\text{дт}} = 0,0196 \cdot 0,003377 \cdot 1240 \cdot 9,81 \cdot 0,085^5 \cdot 314^3 = 18,2 \text{ Вт}$$

Внутрішній механічний ККД рівний:

$$\eta_{\text{вн мех}} = \frac{\rho g Q_{\text{РК}} H_{\text{Т}}}{\rho g Q_{\text{РК}} H_{\text{Т}} + N_{\text{дт}}} \quad (3.19)$$

$$\eta_{\text{вн мех}} = \frac{1240 \cdot 9,81 \cdot 0,01389 \cdot 47,78}{1240 \cdot 9,81 \cdot 0,01389 \cdot 47,78 + 18,2} = 0,98 \text{ або } 98\%$$

Гідралічний ККД у вільновихрового насоса складає приблизно 0,9 (встановлено дослідним шляхом).

Таким чином, теоретичний напір, що створюється робочим колесом вільновихрового насоса становить:

$$H_{\text{Т}} = \frac{H}{\eta_{\text{Г}}}, \text{ м}$$

$$H_{\text{Т}} = \frac{43}{0,9} = 47,78 \text{ м.}$$

					131.02.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Розрахунок гідродинамічних сил

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса $R_2 = 0,075$ м; радіус входу в робоче колесо $R_1 = 0,033$ м; радіус втулки $R_{вт} = 0,019$ 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 $t = 0^\circ\text{C}$, який становить $\nu = 1,79 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

n – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

$$Re = \frac{3000 \cdot 0,17^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6}} = 0,807 \cdot 10^6$$

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:

									Арк.
									22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{0,807 \cdot 10^6} = 0,854$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{0,807 \cdot 10^6} = 0,528$$

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість ω та [7] 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:

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

$$\overline{R}_{\text{вТ}} = \frac{0,019}{0,075} = 0,253.$$

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

									Арк.
									23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.ВР.000.00 ПЗ				

$$A = 3,14 \cdot 1240 \cdot 9,81 \cdot 43 \times \\ \times [0,854 \cdot (0,075^2 - 0,019^2) - 0,528 \cdot (0,075^2 - 0,033^2)] - \\ - \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1240 \cdot 0,075^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,253^2)^2 = 527 \text{ Н.}$$

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.

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 :

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \\ R = 0,2 \cdot 1240 \cdot 9,81 \cdot 43 \cdot 0,17 \cdot (0,034 + 0,007) = 729 \text{ Н.}$$

4.3 Врівноваження осьової сили

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

									Арк.
									24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.BP.000.00 ПЗ				

Розвантаження осьового зусилля в проєктованому насосі пропоную виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів, рисунок 4.3) [8]. Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

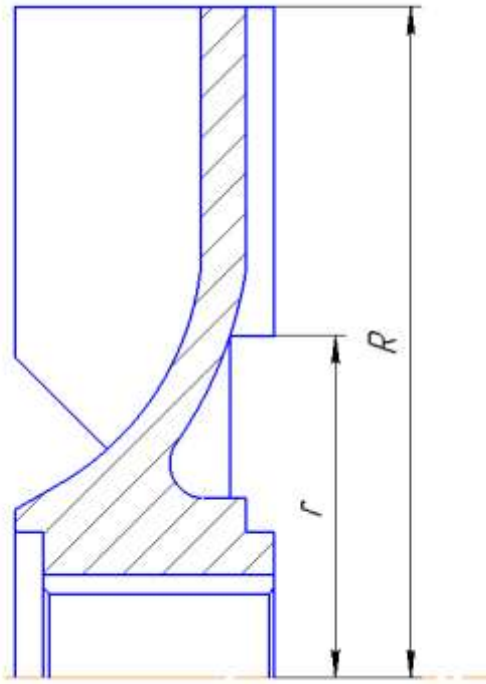


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дисковий тертя, яка може бути визначена 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:

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

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

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля. В даному випадку для R = 0,085 м, r = 0,045 м осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1240 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,085^2 - 0,045^2) \frac{26,7^2 - 14,1^2}{2 \cdot 9,81} = 614 \text{ Н}$$

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

$$T = A - T_u = 527 - 614 = -87 \text{ Н};$$

Мінус показує, що напрямок залишкового осьового зусилля у сторону підшипників.

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів будуть дорівнювати:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1240 \cdot 314^3 \cdot 0,085^5 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,045}{0,085} \right)^5 \right] = 48 \text{ Вт}$$

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

					131.02.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності [9]:

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

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 $c = 1500$.

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

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

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{3000 \cdot \sqrt{50/3600}}{1500} \right)^{\frac{4}{3}} = 1,46 \text{ м.}$$

									Арк.
									27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.BP.000.00 ПЗ				

6 Розрахунки на міцність

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

6.1 Розрахунок конструкції валу

Для конструювання валу необхідно визначити його геометричні розміри. На рисунку 7.1 показані основні геометричні розміри валу [12].

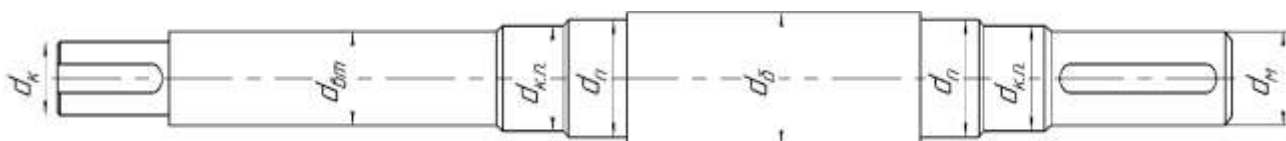


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

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;

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

Для подальшого розрахунку дотичне напруження на кручення приймаємо $[\tau] = 20 \cdot 10^6$ Па.

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

									Арк.
									28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

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

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

$$M_{\max} = \frac{15,135 \cdot 10^3}{314} = 48,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 48,2}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^6}} = 0,029 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 0,03 \text{ м.}$

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

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

$$d_m = 1,2 \cdot 0,03 = 0,036 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду $d_m = 35 \text{ мм.}$

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{\text{вт}} = d_k + 0,01 = 0,03 + 0,01 = 0,038 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку $d_{\text{вт}} = 0,038 \text{ м.}$

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

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

$$d_{\text{к.п.}} = 0,038 + 0,01 = 0,039 \text{ м.}$$

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

Діаметр під манжету приймаємо за ДСТУ 8752 , $d_{к.п.} = 40$ мм.

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

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

де $t = 0,003$ – висота буртика, м.

$$d_{п} = 0,035 + 2 \cdot 0,003 = 0,041 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під підшипник $d_{п} = 40$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_{б} = d_{п} + 3 \cdot r, \quad (7.6)$$

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.

$$d_{б} = 0,04 + 3 \cdot 0,0025 = 0,048 \text{ м.}$$

6.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

6.2.1 Вибір типу ущільнення

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

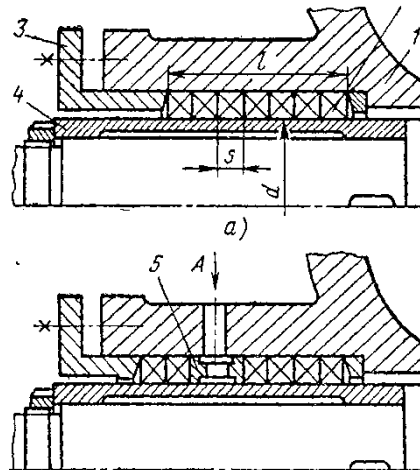


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Як набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця.

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

										Арк.
										31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

6.2.2 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

$$S = \sqrt{38} = 6,16 \text{ мм.}$$

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;

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$L = 2,4$ см;

$S = 0,6$ см;

$p_0 = 1,02 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$

Таким чином:

$$r = \frac{3,8}{2} + 0,6 = 2,5 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 2,5^2 \cdot 0,6 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,4}{0,6}} - 1 \right) = 81 \text{ Вт}$$

6.3 Розрахунок вала

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємозв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

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

6.3.1 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:

$$R_2 = \frac{729 \cdot (177 + 116)}{116} = 1841 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

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

					131.02.ВР.000.00 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

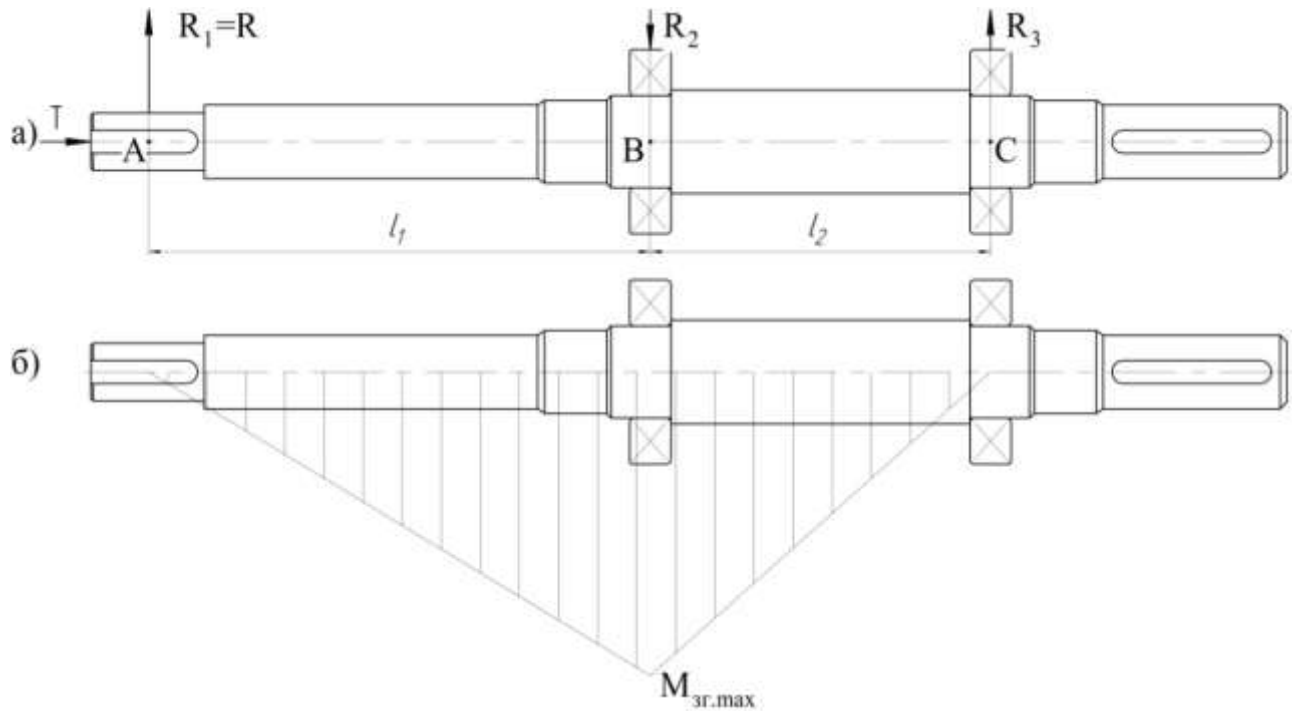


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

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:

$$R_3 = \frac{729 \cdot 177}{116} = 1112 \text{ Н}$$

6.3.2 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:

$$M_{зг.мах} = 729 \cdot 0,177 = 129,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{129,1^2 + 0,75 \cdot 48,2^2} = 135,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

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 $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{135,7}{0,1 \cdot 40}} = 32,4 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $d_{п} = 35 \text{ мм}$. Під час конструювання також був обраний діаметр підшипника 35 мм.

									Арк.
									36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.BP.000.00 ПЗ				

6.3.3 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, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

									Арк.
									37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.BP.000.00 ПЗ				

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

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:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= 0,35 \cdot 850 + 100 = 397,5 \text{ МПа} \\ \tau_{-1} &= 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа} \end{aligned} \quad (7.21)$$

Тому:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 397,5 = 230,55 \text{ МПа}$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

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

Отже:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{129,1}{0,1 \cdot 0,035^3} = 30,1 \text{ МПа} \\ \sigma_m &= \frac{4T}{\pi d_{II}^2}, \text{ МПа} \end{aligned} \quad (7.23)$$

Звідки:

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 48,2}{3,14 \cdot 0,035^2} = 0,05 \text{ МПа}$$

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

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_T = \frac{1}{2} \cdot \frac{129,1}{0,2 \cdot 0,035^3} = 7,53 \text{ МПа}$$

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

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

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,77} \cdot 30,1 + 0,275 \cdot 0,05} = 4,62$$

$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,77} \cdot 7,53 + 0,1 \cdot 7,53} = 15,85$$

$$S = \frac{4,62 \cdot 15,85}{\sqrt{4,62^2 + 15,85^2}} = 4,43 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

6.4 Розрахунок шпонкових з'єднань

					131.02.BP.000.00 ПЗ	Арк. 39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.4.1 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 30 мм за [3, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 8$ мм - ширина шпонки;

$h = 7$ 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:

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

$$l_p = 28 - 8 = 20 \text{ мм.}$$

Підставляємо числові значення у формулу :

									Арк.
									40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 48,2}{30 \cdot 20 \cdot (7 - 4)} \cdot 10^3 = 53,6 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на змінання:

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

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

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

Розраховане напруження на змінання не перевищує допустимі напруження на змінання $\sigma_{зм} = 53,6 < [\sigma]_{зм} = 192$, тому умова виконується.

6.4.2. 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 36 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 10 \text{ мм}$ - ширина шпонки;

$h = 8 \text{ мм}$ - висота шпонки;

$l = 40 \text{ мм}$ - довжина шпонки

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

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де t_1 – глибина паза вала;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{max} – підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 40 - 10 = 30 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 48,2}{0,036 \cdot 0,03 \cdot (0,008 - 0,005)} = 29,8 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

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

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

					131.02.BP.000.00 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{3M} \leq [\sigma_{3M}].$$

$$\sigma_{3M} = 29,8 \text{ МПа} < 192 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

6.5 Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву (МУВП, див. рисунок 7.5.1).

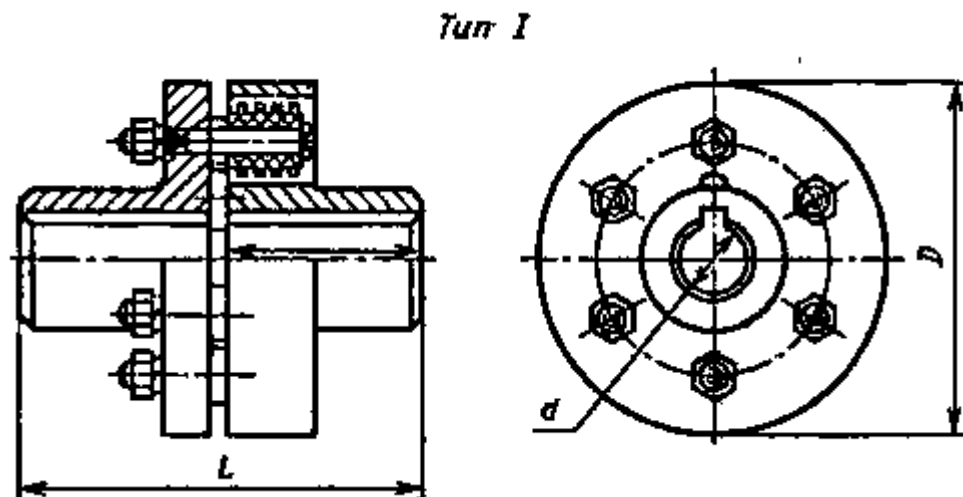


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (36 мм), максимального крутного моменту 48,2 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 200-36-1 У3 ДСТУ 21421.

6.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

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

За розрахованим у п 7.1 діаметром d_n вибирають тип та марку підшипників [10], їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії.

Позначення –27108 , ДСТУ 831

$$C = 36,9 \text{ кН}$$

$$C_0 = 23,4 \text{ кН}$$

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 швидкохідності для спокійного навантаження;

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 $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,39$$

$$Y = 1,77$$

$$P = (0,39 \cdot 1841 + 1,77 \cdot 87) \cdot 1 \cdot 1 = 720 \text{ Н}$$

									Арк.
									44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{36900}{720}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 74\,784 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_n$$

$$L_{hp} = 74\,784 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

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

Позначення –118 , ДСТУ 831

$$C = 28,3 \text{ кН}$$

$$C_0 = 15,8 \text{ кН}$$

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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 $t \leq 100^\circ C$, $K_T = 1,4$ при $t \approx 250^\circ C$;

X , Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно.

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

$$X = 0,61$$

$$Y = 2,45$$

$$P = (0,61 \cdot 1112 + 2,45 \cdot 87) \cdot 1 \cdot 1 = 891 \text{ Н.}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{28300}{891}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 178014 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

									Арк.
									46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.BP.000.00 ПЗ				

$$L_{hp} = 178014 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						47
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

7 Економічний розділ

Організація експлуатації насосного обладнання

Нормативні документи з експлуатації промислового обладнання взагалі і насосного зокрема встановлюють, що кожний окремо узятий насосний агрегат (встановлений на насосній станції), а крім того ще й агрегат допоміжного станційного обладнання у обов'язковому порядку повинен мати свій власний порядковий номер (ідентифікатор), що має бути нанесений на його корпус у зручному для огляду місці білою фарбою, а також металеву табличку, яка містить найменування заводу-виробника цієї конкретної одиниці обладнання, заводський номер та основні технічні дані (подача, напір тощо) [8].

Відцентрові насоси, встановлені на насосній станції, обов'язково повинні мати у приданій до них технічній документації (паспорт, інструкція з експлуатації, формуляр тощо) робочі характеристики, які було знято на заводі-виробнику під час проведення параметричних випробувань насосів. Крім того ці характеристики з періодичністю не рідше, ніж один раз на два роки, необхідно уточнювати шляхом проведення параметричних випробувань насосів безпосередньо на місці їхньої технічної експлуатації на реальній робочій рідині. Якщо гідравлічна схема станційного насосного обладнання передбачає встановлення насосів за послідовною або паралельною схемами роботи у гідравлічній мережі, то у відповідній технічній документації мають бути вказані робочі характеристики їхньої спільної роботи, які було отримано під час проведення відповідних натурних випробувань насосного обладнання [8].

На доступному та зручному для огляду місці у приміщенні насосної станції мають бути розміщені відповідні схеми електричного живлення усього наявного на станції гідравлічного та іншого обладнання, вказано розміщення насосних агрегатів з позначенням комунікацій (трубопроводів), а також усієї встановленої на них запірної та запірно-регулюючої арматури

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

(засувки, крани, клапани тощо). Підключення всмоктувальних трубопроводів до відповідного насосного станційного обладнання має бути виконано таким чином, щоб було забезпечено вільне видалення усього об'єму повітря з них без можливості утворення «повітряних мішків», наявність яких може призвести до таких негативних явищ як падіння робочих параметрів працюючого насосного обладнання та навіть зрив параметрів (неможливість насоса створювати напір та забезпечувати подачу рідини у напірний трубопровід). Встановлення приймальних клапанів на самому початку всмоктувальної лінії насосного агрегату застосовують зазвичай у тих випадках, коли діаметр всмоктувального трубопроводу не перевищує 200-250 мм. Це правило зазвичай застосовують лише для насосів першого підйому, які забирають перекачувану ними воду з колодязя [8].

В усіх інших випадках на самому початку усмоктувальної лінії для водопровідних насосних станцій облаштовують відкриту воронку. У випадку застосування фекальних насосів (або насосів, що перекачують інші забруднені рідини, які містять як тверді так і довгі волокнисті домішки) встановлення приймальних клапанів на всмоктувальній лінії є неприпустимим, оскільки забивання такого клапану неодмінно призведе до втрати працездатності такого насосного агрегату та до необхідності постійного очищення клапану, що значною мірою скоротить час ефективної роботи насосного агрегату та істотно підвищить час, необхідний для проведення ремонтних робіт, та відповідно вартість як експлуатації насоса так і усього його життєвого циклу [8].

У тих випадках, коли перекачувану воду або іншу рідину підводять до насосного станційного агрегату під надлишковим тиском або якщо вказані насосні агрегати мають загальну спільну усмоктувальну лінію (колектор), то тоді перед усмоктувальним патрубком кожного такого насоса встановлюють засувку. Залежно від величини надлишкового тиску у трубопроводі або у колекторі (від'ємний – нижчий від атмосферного, позитивний – більший за

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

атмосферний, або перемінний) на відстані, яка дорівнює двом діаметрам трубопроводу, від вхідного патрубку до такого усмоктувального трубопроводу приєднують вимірювальний прилад – вакуумметр (для вимірювання тиску нижчого від атмосферного), манометр (для вимірювання тиску більшого за атмосферний) або мановакуумметр з триходовим краном (для вимірювання перемінного тиску, який може бути як від’ємним, так і позитивним). До напірного трубопроводу у свою чергу на відстані, що дорівнює двом діаметрам напірного трубопроводу від напірного патрубка насоса, приєднують другий вимірювальний прилад – манометр із триходовим краном. За вихідним патрубком насоса на напірному трубопроводі зазвичай встановлюють зворотний клапан та засувку, які призначені для затримування води або іншої перекачуваної насосом рідини у напірному трубопроводі під час його зупинок та виведення у ремонт із подальшим розбиранням (повним або частковим) [8].

Увесь робочий персонал насосної станції (робітники, працівники) мають бути у обов’язковому порядку ознайомлені з технічними правилами, які описують правильну послідовність дії персоналу насосної станції під час пуску насосного агрегата, його нормальної експлуатації на місці встановлення, зупинення агрегата (як штатного так і аварійного унаслідок різних причин), а також знімання робочих натурних характеристик. Перед початком експлуатації насосного та іншого (допоміжного) обладнання насосної станції передусім необхідно обов’язково перевірити можливість пуску насосних агрегатів з відкритою напірною засувкою (засувкою, яку встановлено на напірному трубопроводі після напірного патрубка кожного окремо узятото насосного агрегату) на величину перевантаження приводних електричних двигунів, які входять до складу насосного агрегату, а також на можливість виникнення у гідравлічній трубопровідній станційній мережі гідравлічного удару, який однозначно є негативним явищем та може призвести до небажаних наслідків аж до поламки самих насосних агрегатів.

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У тих випадках, коли пуск насосних агрегатів із відкритою напірною засувкою на напірному трубопроводі після напірного фланця насоса є неможливим, у загальній системі пуску насосного обладнання насосної станції необхідно передбачити відповідні дії, які передбачають відкривання такої засувки після пуску відповідного насосного агрегату, а також закривання цієї ж самої засувки до моменту зупинки вказаного насосного агрегату. Зупинку насоса у обов'язковому порядку слід виконувати лише за тієї умови, що напірна засувка, встановлена на напірному трубопроводі після напірного фланця відповідного насоса, є повністю закритою. У тих випадках, коли на усмоктувальному трубопроводі насосного агрегату також встановлена засувка, вона має бути повністю відкритою як під час його пуску, так і під час його експлуатації, а також і під час його зупинки. Закривають таку засувку лише за необхідності заміни насоса, або ж проведення ремонтних робіт, пов'язаних з його частковим або повним розбиранням.

Під час проведення регламентних робіт щодо підготовки до пуску відцентрового насоса на насосній станції, який має електричний привідний двигун, необхідно виконати наступні роботи з перевірки готовності його до подальшої роботи, а саме [8]:

- наявність у підшипникових вузлах насоса (з підшипниками кочення або підшипниками тертя) достатньої кількості змащувального матеріалу належної якості та відповідного типу (марки);

- у випадку застосування картерного типу змащення підшипникових вузлів – перевірити положення змащувальних кілець на валу насоса у картері (кронштейні);

- у випадку застосування сальникового кінцевого ущільнення – перевірити щільність його набивки та затяжку сальників (при цьому необхідно досягнути такого ступеня затяжки, за якого вал насоса буде легко і без надмірних зусиль прокручуватися вручну без заїдань);

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- стан передачі, яка передає крутний момент від приводного електричного двигуна до лопатевого насоса (механічна муфта, гідравлічна муфта, редуктор, мультиплікатор, ланцюгова передача, ремінна передача, відкрита зубчаста передача тощо), а також огорожень (у випадку застосування механічної з'єднувальної муфти);

- інше передбачені відповідними технічними документами регламентні роботи.

Після проведення усього комплексу передбачених технічною документацією регламентних підготовчих робіт, у томи випадку коли насос не є заповненим водою (або іншою перекачуваною речовиною), його необхідно заповнити рідиною, використовуючи один з передбачених технічною документацією способів, а саме:

- у тому випадку, якщо лопатевий насос на початку усмоктувальної лінії облаштований приймальним клапаном, його безпосередньо заповнюють перекачуваною речовиною (водою або іншою технічною рідиною), використовуючи різні джерела рідини: від напірного трубопроводу через обвідний трубопровід, в обхід зворотного клапана на напірному трубопроводі після напірного фланця насоса, із заздалегідь встановленого резервуара (автоматичного бачка), а інших джерел рідини;

- за допомогою створення усередині проточної частини насоса вакууму за допомогою вакуум-насоса (наприклад, водокільцевого типу) або ежектора (струминного насоса).

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 Розділ охорони праці

Захист від рухомих частин обладнання

Рухомі частини промислового обладнання на машинобудівельному підприємстві можуть стати джерелом небезпеки унаслідок того, що людина (працівник, робітник, або ж стороння особа) може отримати механічного типу травму різного ступеня тяжкості унаслідок контакту рухомих частин виробничого обладнання з тілом такої людини [20].

Причини, унаслідок яких виникає такого типу небезпека, головним чином пов'язані із низкою прийнятих на етапі розроблення конструкторської документації на дане насосне обладнання конструктивних недоліків, недостатнім рівнем освітленості безпосередньо на місці експлуатації насосного обладнання у приміщеннях насосної станції, несправним станом засобів захисту осіб (робітників, працівників, персоналу, сторонніх осіб тощо), які перебувають на території насосної станції у безпосередній близькості до насосного обладнання, несправним станом огорожувальних пристроїв, встановлених біля насосного обладнання, яке може бути джерелом небезпеки для життя та здоров'я людини, а також інших порушень правил безпеки на виробничому підприємстві, причиною якої може бути недостатній рівень підготовки працівників підприємства (насосної станції) та ще цілої низки факторів, кожен з яких досить важко передбачити та відповідно запобігти [16].

Такий небезпечний виробничий фактор як рухомі частини виробничого обладнання може виникати на різних підприємствах, зокрема на промислових підприємствах та у виробничих цехах, де під час здійснення технологічного процесу виробництва застосовують які-небудь рухомі механізми (у ковально-пресових цехах машинобудівного заводу, у механічних цехах машинобудівного підприємства, у цехах з пакування, фасування та складання готової продукції підприємства, на установках хімічних виробництв, на яких зазвичай використовують гідравлічні,

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пневматичні, дозувальну та перемішувальні пристрої, машини та агрегати з метою здійснення технологічного процесу). Небезпечні фактори рухомих деталей машин можуть виникнути також і у інших випадках, наприклад, під час виконання транспортних, монтажних, розвантажувальних операцій на території машинобудівного підприємства та/або поза його межами. При цьому слід зауважити, що умови потенційної шкідливої та небезпечної дії на людину від рухомих частин машин (обладнання, устаткування тощо) можуть [19]:

- бути передбачені самим виробничим технологічним процесом на даному конкретному машинобудівному підприємстві та істотною мірою залежати від його призначення (наприклад, робота із підйомно-транспортним обладнанням, верстатним парком заводу, пресами, іншими машинами та механізмами, які мають своєму складі рухомі елементи (деталі, вузли тощо));

- призвести до небезпечних наслідків через наявність певних недоліків унаслідок помилок, яких припустилися під час виконання монтажних робіт з конкретним насосним обладнанням, або ж помилок, які було закладено під час виконання робіт з проєктування того або іншого виду промислового обладнання (наприклад, руйнування елементів машини чи механізму унаслідок корозії);

- виникати унаслідок помилок, причиною яких є непередбачена технічним регламентом та нормативними документами зміна технологічного процесу, провадженого на промисловому підприємстві, або заміна одного типу обладнання на інший тип, який не було передбачено під час розроблення проєкту з виробництва промислової продукції;

- залежати від дій людини (працівника, робітника тощо) – наприклад, від психофізіологічних особливостей персоналу, цільового спрямування (мотивації) робітників на їхньому робочому місці, культури виробництва (як низького її рівня, так і високого).

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Присутність небезпечного фактору на виробництві не обов'язково має призвести до його реалізації (шкідливої або небезпечної дії), що може мати своїм наслідком травматизм людини на виробництві. Серед безпосередніх причин виникнення таких ситуацій можна зазначити декілька основних, а саме [15]:

- конструктивні недоліки у машинах, механізмах, обладнанні та устаткуванні, які було помилково закладено під їхнього проектування;
- недостатній рівень освітлення на робочому місці, що призводить до помилок персоналу;
- несправність захисних засобів, які мали б захистити персонал від небезпечної та/або шкідливої дії рухомих елементів машин, механізмів, обладнання, устаткування тощо;
- несправність огорожувальних конструкцій, призначених унеможливити знаходження людини у зонах, які становлять потенційну небезпеку з точки зору дії рухомих елементів машин та агрегатів;
- недотримання або недостатнє дотримання правил безпеки на підприємстві під час поводження з машинами та механізмами, які містять у своєму складі рухомі частини, з боку працівників підприємства унаслідок низького рівня культури виробництва, що проявляється як нехтування правилами, обмеженнями та заборонами;
- помилки, які було допущено з боку керівництва підприємством під час організації роботи підприємства, планування його виробничої діяльності та реалізації планів підприємства з виробництва промислової продукції згідно затверджених планів та графіків;
- відсутність належного рівня контролю за усім спектром виробничих процесів, які проводить підприємство під час виконання своєї місії та реалізації стратегії з виробництва промислової продукції.

Усі роботи, які проводить персонал (робітники, працівники) промислового підприємства на визначених робочих місцях із застосуванням

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

того або іншого виду або типу рухомих виробничих механізмів, мають бути проведені виключно із застосуванням робочого одягу спеціального призначення та спеціального покрою. Такий одяг (костюми, халати тощо) не містить частини, які можуть вільно звисати, що унеможлиблює потрапляння частин цього спеціального одягу на рухомі деталі (наприклад ті, що обертаються з високою швидкістю). До спеціального одягу, призначеного для використання на промисловому підприємстві, висувають низку вимог, серед яких можна виділити найбільш важливі, а саме [20]:

- забезпечення максимального рівня комфорту для людини (робітника, працівника промислового підприємства) під час виконання нею роботи на робочому місці;

- забезпечення максимального рівня безпеки під час реалізації технологічного процесу з виготовлення промислової продукції, особливо якщо виконання службових обов'язків працівником передбачає його контакт (або навіть перебування поряд) з обладнанням (машинами, механізмами, верстатами, устаткуванням тощо), яке містить у своєму складі рухомі частини, наприклад, обертові. Особливо небезпечним для людини та її здоров'я може бути захоплення рухомими елементами обладнання (валами, зубцями тощо) волосся. Саме тому у тих випадках, коли існує ймовірність виникнення такої небезпечної ситуації, необхідно максимально знизити її ймовірність, наприклад, надягти головний убір та ретельно прибрати волосся під нього.

Під час роботи з обладнанням, яке містить у своєму складі рухомі частини, доцільним є застосування комплексного захисту. Комплексний захист від небезпечної дії рухомих частин обладнання (машин, механізмів тощо) у вигляді дистанційного управління таким обладнанням доцільно застосовувати там, де за умовами технологічного процесу, прийнятому на даному виробничому підприємстві, перебування людини (робітника, працівника, сторонньої особи) у зоні роботи машин та механізмів може

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

створювати небезпеку для такої людини. У такому випадку контроль за виконанням машиною технологічних операції та регулювання режимів роботи промислового обладнання та устаткування можна ефективно та безпечно здійснювати з місця, яке достатньо віддаленим від робочої зони обладнання. При цьому нагляд та спостереження виконують або візуально, або за допомогою телеметрії та відеоканалів. Визначення параметрів та режимів роботи промислового обладнання у таких випадках може бути проведене за допомогою низки спеціальних датчиків контролю, які передають сигнал (аналоговий або цифровий) на пульт керування технологічним процесом з виробництва промислової продукції [17].

					<i>131.02.BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						57
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Список використаної літератури

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
2. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
3. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
4. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
5. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
6. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
8. 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.
9. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
10. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
11. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.

										Арк.
										58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

131.02.ВР.000.00 ПЗ

22. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. I. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.

23. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.

24. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ, 2020. – 212 с.

25. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.

26. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.

27. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.

28. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика": для студ. денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2013. — 48 с.

									Арк.
									60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.02.ВР.000.00 ПЗ				