

**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: **Розробка відцентрового насоса на параметри  $Q=45$  м<sup>3</sup>/год,  $H=35$  м**

Здобувача групи ГМ-01-2      Хоменко Валерії Вікторівни

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

\_\_\_\_\_ Хоменко Валерія Вікторівна

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

Олександр РАТУШНИЙ \_\_\_\_\_

**Суми – 2024**

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.  
“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**до випускної роботи бакалавра студенту**

Хоменко Валерії Вікторівні  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса на параметри  $Q=45 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  
 $H=35 \text{ м}$ »

затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 01.06.2024 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача насоса  $Q = 45 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 35 \text{ м}$ , частота обертів  
 $n = 3000 \text{ об/хв.}$ , густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

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

вибір та обґрунтування 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.

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

робоче креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, креслення ротора, креслення корпусу, креслення кришки.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Дата видачі завдання – 01 .02 .2024 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис)

Ратушний О.В.  
(прізвище, ініціали)

## ЗМІСТ

Технічне завдання .....	2
Вступ.....	6
1 Опис конструкції насоса.....	7
2 Вибір конструктивної схеми насоса.....	8
3 Гідрравлічні розрахунки.....	9
3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.....	9
3.2 Розрахунок складових повного ККД.....	10
3.2.1 Гідрравлічні втрати.....	10
3.2.2 Об'ємні втрати.....	11
3.2.3 Механічні втрати.....	16
3.3 Розрахунок гідродинамічних сил.....	17
3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	17
3.3.2 Радіальна сила.....	23
3.4 Розрахунок насоса на кавітацію.....	24
4 Розрахунок вибору привода насоса.....	25
4.1 Вибір електродвигуна.....	25
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	25
5 Розрахунки на міцність.....	28
5.1 Конструювання вала.....	28
5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	29
5.2.1 Вибір типу ущільнення.....	29
5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	30
5.3 Розрахунок вала.....	31
5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	31
5.3.2 Перевірний розрахунок вала.....	32

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>			
<i>Вим.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Розробка відцентрового насосу Q=45, H=35</i>  <i>Пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркциш</i>	<i>Аркцишів</i>
<i>Розроб.</i>	<i>Хоменко</i>						2	53
<i>Перевір.</i>	<i>Ратцшній</i>							
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>	<i>Ратцшній</i>							
<i>Затвер.</i>						<i>СимДУ, зр. ГМ-01-2</i>		

5.3.3 Наближений розрахунок вала.....	36
5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	36
5.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з колесом.....	36
5.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою...	39
5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	41
6. Розділ з охорони праці.....	44
Список використаних джерел.....	53

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

## Вступ

Темою бакалаврської роботи є проектування відцентрового насосу на параметри  $Q=45 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H=35 \text{ м}$ , рідина що перекачується – вода  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ , частота обертів  $n = 3000 \text{ об/хв}$ . Основний метод проектування, що був використаний – модельний перерахунок з моделі на натуру. Була обрана конструкція консольного горизонтального насосу з двома ступенями, ущільненнями сальникового типу, підшипниками кочення там приводом від електродвигуна.

Значного поширення консольні насоси набули за рахунок простої конструкції, широкого діапазону головних параметрів (подачі, напору), високої надійності та довговічності, простоті монтажу та експлуатації, відносно низької вартості, незначної трудомісткості обслуговування та ремонту, широкого спектру матеріалів, з яких виготовляють деталі проточної частини.

Конструкція консольних насосів надає можливість швидкого розбирання під час ремонту, без від'єднання корпусу від трубопроводів.

В загальному випадку, консольні насоси типу К призначені для перекачування неагресивних рідин з рН = 6,5 - 8, з температурою 0 - 85 ° С і вмістом твердих включень розмірами до 0,2 мм, що не перевищує 0,1% по масі, а також інших рідин, подібних воді по щільності і хімічної активності. Насоси виготовляються з подачею 5 - 360м<sup>3</sup>/год (1,4 - 100 л / с), напором 10 - 90 м (тиском 0,1 - 0,9 МПа), ККД 50 - 84% і з допустимим кавітаційним запасом 4 - 5,5 м. Коефіцієнт швидкохідності  $n_s = 60 - 250$ . Напір на вході не більше 20 м.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

## 1. Опис конструкції насоса

Насос, що проектується – відцентровий, горизонтальний, консольний з осьовим входом, двоступеневий. Базовою деталлю є корпус зі спіральним відводом, напірний патрубок який спрямований вертикально вгору.

До корпусу насоса кріпиться кронштейн, в розточеннях якого встановлюються підшипники кочення, що є опорами ротора насоса. Між кронштейном і корпусом встановлений корпус сальника. З протилежного боку до корпусу кріпиться кришка вхідна. У розточеннях корпусу насоса і корпусу ступені встановлюється направляючий апарат.

У місці виходу валу з корпусу сальника розташовується сальникова набивка, підтиснута за допомогою втулок і натискного фланця.

На корпусі сальника розташовані два згони для під'єднання до трубопроводів підведення і відведення охолоджуючої рідини до сальнику при перекачуванні рідини з температурою понад 80 °С або при розрідженні на вході в насос.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						7
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## 2. Вибір конструктивної схеми насоса

Основні параметри для проектування насоса:

- подача насоса  $Q = 45 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ ;
- напір насоса  $H_M = 35 \text{ м}$ ;
- число ступенів  $i = 1$ ;
- тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ );
- густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;
- подача  $Q' = \frac{Q}{\alpha} = \frac{40}{1} = 45 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0,0125 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ;
- напір ступені  $H = \frac{H_M}{i} = \frac{35}{1} = 35 \text{ м}$ ;
- частота обертання  $n = 3000 \text{ об/хв}$ .

Коефіцієнт швидкохідності ступеня

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,0125}}{35^{0,75}} = 85$$

Маємо коефіцієнт швидкохідності що потрапляє до діапазону використання відцентрових тихохідних робочих коліс.

Використовуючи коефіцієнт швидкохідності обираємо модельний насос – КсВ 125-70 з  $n_s = 84,3$ .

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		8



### 3 Гідравлічні розрахунки

#### 3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.

Попереднє значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса можна визначити за формулами:

$$D'_{2н} = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n}$$

де  $m_2 = 19.1$  при  $n_s \leq 100$

$$D'_{2н} = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35}}{3000} = 0,166 \text{ (м)}$$

Кінцеве значення  $D_{2н}$  визначають з урахуванням зовнішнього діаметра робочого колеса модельного насоса.

Масштабний коефіцієнт геометричної подібності визначається виходячи з характеристик натурального та модельного насосів:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^2 \frac{H_m}{H_n}}$$

де  $Q_m$  - подача модельного насоса, м<sup>3</sup>/год;

$H_m$  - напір модельного насоса, м.

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{44}{125}\right)^2 \frac{70}{35}} = 0,706$$

Значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса визначається виходячи з теорії геометричної подібності:

$$D_{2н} = \lambda D_{2м},$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		9

де  $D_{2m}$  - зовнішній діаметр модельного робочого колеса (визначається з креслення модельного насоса), м.

$$D_{2m} = 0,706 \cdot 255 = 0,18 \text{ (м)}.$$

### 3.2 Розрахунок складових повного ККД

Повний ККД насоса

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

де  $\eta_{Г}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_M$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_M$  - зовнішній механічний ККД;

$\eta_{об}$  - об'ємний ККД.

#### 3.2.1 Гідравлічні втрати

Визначаємо приведений діаметр робочого колеса

$$D_{1пр} = K_{вх} \sqrt[3]{\frac{Q'}{n}}$$

де  $K_{вх} = 4,5$  - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса (більші значення  $K_{вх}$  беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса)

$$D_{1пр} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,0125}{3000}} = 0,0724 \text{ м}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\text{лп}} - 0,172)^2}$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,0724 - 0,172)^2} = 0,855.$$

### 3.2.2 Об'ємні втрати

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}},$$

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 85^{-\frac{2}{3}}} = 0,963.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{\text{р.к.}} = \frac{Q'}{\eta_{\text{об}}}$$

$$Q_{\text{р.к.}} = \frac{0,0125}{0,963} = 0,013 \text{ (м}^3\text{/с)}.$$

У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення (рис. 1).

Унаслідок наявності об'ємних втрат корисна подача насоса менша за подачу робочого колеса, що характеризується об'ємним ККД

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \sum q},$$

де  $\sum q$  - сумарні протікання, м<sup>3</sup>/с.

При розрахунку можна вважати, що протікання у сальниковому ущільненні відсутні. Тому об'ємний ККД можна визначити за таким виразом

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q},$$

де  $q$  - протікання через переднє ущільнення, м<sup>3</sup>/с.

Протікання через переднє ущільнення робочого колеса визначається за формулою

$$q = \mu \cdot f_y \cdot \sqrt{2gh_y},$$

де  $\mu$  – коефіцієнт протікання циліндричної щілини;

$f_y$  – площа поперечного перетину циліндричної щілини, м<sup>2</sup>;

$h_y$  - напір, що втрачається в ущільненні, м.

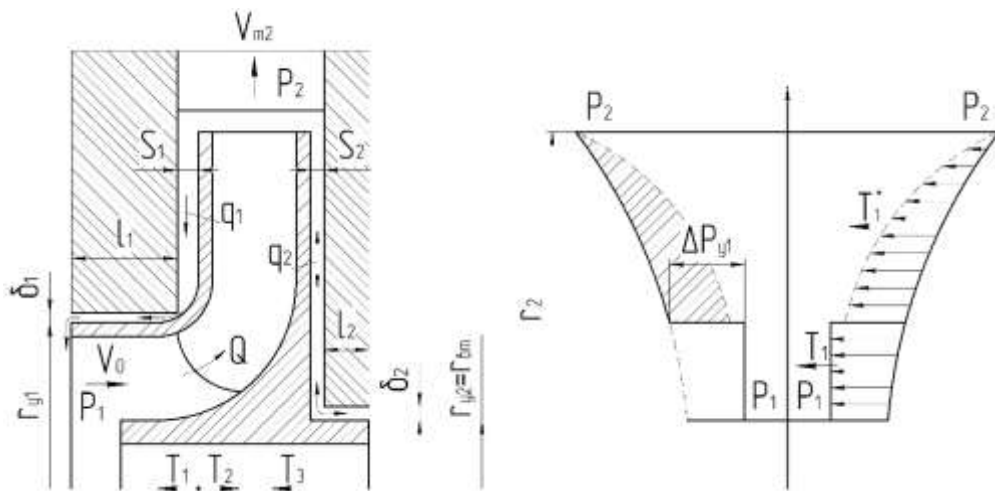


Рисунок 1 – Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса.

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda l}{2\delta_1}}},$$

де  $\lambda = 0,04$  – коефіцієнт тертя;

$\delta_1$  – радіальний зазор в ущільненні колеса, мм;

$l$  – довжина щілини, мм.

Довжина щілини для ущільнень насосів звичайних розмірів ( $r_{y1} > 50$  мм):

$$\frac{l}{2r_{y1}} = 0,12 - 0,15;$$

де  $r_{y1}$  - радіус переднього ущільнення, мм.

Приймаємо  $\frac{l}{2r_{y1}} = 0,135; l = 0,27r_{y1}$ .

На основі статистичного аналізу зазорів в ущільненнях відцентрових насосів отримано для малих насосів ( $Q < 1800$  м<sup>3</sup>/год):

$$\delta_1 = 0,2 - 0,3 \text{ (мм)}.$$

Приймаємо  $\delta_1 = 0,25$  мм.

Таким чином 
$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,04 \cdot 0,27r_{y1}}{2 \cdot 0,00025}}} = \frac{1}{\sqrt{1,5 + 21,6r_{y1}}}.$$

Площа поперечного перерізу щілини визначається за формулою

$$f_y = 2\pi r_{y1} \delta_1$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Виходячи із наведеного вище  $f_y = 0,001571 \cdot r_{y1}$

$$\text{Таким чином } q = \frac{0,001571 \cdot r_{y1}}{\sqrt{1,5 + 21,6r_{y1}}} \cdot \sqrt{2gh_y} = \frac{0,00696 \cdot r_{y1} \cdot \sqrt{h_y}}{\sqrt{1,5 + 21,6r_{y1}}}$$

Напір, що втрачається в ущільненні

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left[ 1 - \left( \frac{r_{y1}}{r_2} \right)^2 \right]^2,$$

де  $H_p$  – потенційний напір, м;

$u_2$  – колова швидкість на виході з робочого колеса, м/с;

$r_2$  – зовнішній радіус робочого колеса, м.

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \eta_{z.k} \left( 1 - \frac{gH_m}{2u_2^2} \right),$$

де  $\eta_{z.k}$  – гідравлічний ККД робочого колеса (приймають  $\eta_{z.k} = \sqrt{\eta_z}$ ),

$$\eta_{z.k} = \sqrt{0,858} = 0,925;$$

$H_m$  – теоретичний напір, м.

Теоретичний напір визначають за формулою

$$H_m = \frac{H}{\eta_z}$$

$$H_m = \frac{35}{0,855} = 40,93 \text{ (м)}.$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$u_2 = \omega \cdot r_2 = \frac{\pi n}{30} \cdot r_2,$$

де  $n$  - частота обертання ротора насоса, об/хв.

$$u_2 = \frac{\pi \cdot 3000}{30} \cdot 0,11 = 34,56 \text{ (м/с)}.$$

Таким чином  $H_p = 40,93 \cdot 0,925 \left( 1 - \frac{9,81 \cdot 40,93}{2 \cdot 34,56^2} \right) = 33,81 \text{ (м)}$ .

Відповідно

$$h_y = 33,81 - \frac{34,56^2}{8 \cdot 9,81} \left[ 1 - \left( \frac{r_{y1}}{0,11} \right)^2 \right]^2 = 33,81 - 15,22 \cdot \left( 1 - 82,645 \cdot r_{y1}^2 \right)^2$$

Остаточно маємо  $q = \frac{0,00696 \cdot r_{y1} \cdot \sqrt{33,81 - 15,22 \cdot \left( 1 - 82,645 \cdot r_{y1}^2 \right)^2}}{\sqrt{1,5 + 21,6r_{y1}}} =$

$$= 0,00696 \cdot r_{y1} \sqrt{\frac{33,81 - 15,22 \cdot \left( 1 - 82,645 \cdot r_{y1}^2 \right)^2}{1,5 + 21,6r_{y1}}}.$$

Приймаючи  $r_{y1} = 0,042$  м отримаємо  $q = 9,194 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^3\text{/с)} = 3,3 \text{ (м}^3\text{/ГОД)}$

Уточнюємо об'ємний ККД:

$$\eta_{об} = \frac{45}{45 + 3,3} = 0,927$$

Довжина щілини для ущільнень  $l = 0,27 \cdot 0,042 = 0,011 \text{ (м)}$ . Приймаємо  $l = 0,025 \text{ (м)}$ .

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

### 3.2.3 Механічні втрати

Механічні втрати в насосі діляться на внутрішні та зовнішні, отже, механічний ККД визначаються як

$$\eta_M = \eta_{M_{вн}} \eta_{M_{зовн}},$$

де  $\eta_{M_{вн}}$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_{M_{зовн}}$  - зовнішній механічний ККД.

Внутрішніми втратами вважаються втрати на дискове тертя, зовнішніми – втрати в кінцевих ущільненнях та в підшипниках.

У відцентрових насосах середньої та великої потужності дискові втрати є основним видом механічних втрат. Під дисковим тертям розуміються втрати енергії на тертя робочої рідини і зовнішньої поверхні обертального колеса.

Внутрішній механічний ККД

$$\eta_{M_{вн}} = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}}.$$

$$\eta_{M_{вн}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 85^{-2}} = 0,887$$

Зовнішній механічний ККД приймаємо з осередненого діапазону  $\eta_{M_{зовн}} = 0,95 - 0,99$  відповідно до статистичного аналізу показників відцентрових насосів. Таким чином  $\eta_{M_{зовн}} = 0,98$ .

Таким чином повний ККД буде дорівнювати

$$\eta = 0,855 \cdot 0,887 \cdot 0,98 \cdot 0,927 = 0,69.$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16



### 3.3 Розрахунок гідродинамічних сил

#### 3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає неврівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса:

$$T = T_1 - T_2 + T_3,$$

де  $T_1$  - сила, викликана нерівномірністю розподілу тисків на основному та покривному дисках робочого колеса, Н;

$T_2$  - динамічна сила, обумовлена натіканням потоку рідини на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний, Н;

$T_3$  - сила, обумовлена різницею тисків на торцях вала, Н.

Визначимо окремо осьову силу, що діє на робоче колесо кожної ступені.

Робоче колесо I ступені.

$$T_1 = \gamma \pi (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[ H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left( r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right],$$

де  $\gamma$  - питома вага рідини, Н/м<sup>3</sup>;

$r_{y1}$ ,  $r_{y2}$  - радіуси переднього та заднього ущільнень, м;

Для робочого колеса I ступені  $r_{y1} = 0,042$  м,  $r_{y2} = 0,02$  м

Звідси, осьова сила  $T'_1$  рівна:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$$T_1' = 9810 \cdot 3,14 \cdot (0,053^2 - 0,020^2) \cdot \left[ 40,93 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \left( 0,11^2 - \frac{0,042^2 + 0,02^2}{2} \right) \right] = 812 \text{ Н}$$

Осьова сила  $T_2$  визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho Q V_0,$$

де  $V_0$  – швидкість потоку на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість потоку:

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi D_{1пр}^2},$$

Тому:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,0125}{3,14 \cdot 0,0724^2} = 3,04 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Осьова сила  $T_2$ :

$$T_2' = 1000 \cdot 0,0125 \cdot 3,04 = 38 \text{ Н}$$

Осьова сила  $T_3$  визначається наступним чином:

$$T_3' = \frac{\pi d_{вт}^2}{4} (P_{атм} - P_{вх}),$$

де  $d_{вт} = 0,028 \text{ м}$  – діаметр втулки робочого колеса (див. п.5.1);

$P_{атм} = 101337 \text{ Па}$  – атмосферний тиск;

$P_{вх}$  – тиск на вході у робоче колесо, Па. Визначається за формулою:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{н.п.}} + \rho g \Delta h - \rho \frac{V_0^2}{2},$$

де  $P_{\text{н.п.}} = 22314$  Па – тиск насичених парів для води при температурі  $20^\circ\text{C}$ ;

$\Delta h$  – кавітаційний запас, м.

Кавітаційний запас визначається наступним чином:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g},$$

де  $W_1$  – відносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$\lambda_1 = 1,2$ ,  $\lambda_2 = 0,3$  - середні значення коефіцієнтів при безударному вході.

Швидкість  $W_1$  визначають з трикутника швидкостей:

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \beta_1},$$

де  $\beta_1 = 23,5^\circ$  - кут установлення лопаті на вході в робоче колесо (з модельного насоса).

$V_{1m}$  - меридіанна складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо, м/с.

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості визначається виразом:

$$V_{1m} = k_1 \cdot V_0$$

де  $k_1 = 1,15 - 1,30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

Приймаємо  $k_1 = 1,2$ .

$$V_{1m} = 1,2 \cdot 3,04 = 3,648 \text{ (м/с)}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		19

Відносна швидкість на вході в робоче колесо становить:

$$W_1 = \frac{3,648}{\sin 23,5^\circ} = 9,15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кавітаційний запас складає:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{3,04^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{9,15^2}{2 \cdot 9,81} = 1,845 \text{ м}$$

Тиск на вході в робоче колесо:

$$P_{\text{вх}} = 22314 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 1,845 - 1000 \cdot \frac{3,04^2}{2} = 35793 \text{ Па}$$

Осьова сила  $T'_3$  становить:

$$T'_3 = \frac{3,14 \cdot 0,028^2}{4} (101337 - 35793) = 40,5 \text{ Н}$$

Таким чином сумарна осьова сила від робочого колеса першого ступен дорівнює:

$$T' = 812 - 38 + 40,5 = 814,5 \text{ Н}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

### 3.3.2 Радіальна сила

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається як:

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

де  $K_R$  – експериментальний коефіцієнт,  $K_R \approx 0,36$ ;

$Q_{\text{опт}}$  – подача при оптимальному режимі;

$b_2$  – ширина колеса на виході, м.  $b_2 = 0,02$  м.

Радіальна сила буде мінімальною при  $Q = Q_{\text{опт}}$ . Максимального значення радіальна сила набуває при нульовій подачі насоса ( $Q = 0$ ), тому і розрахунок краще проводити для нульової подачі. У зв'язку з цим максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \gamma H D_2 b_2,$$

Напрямок сили  $R$  залежить від подачі та швидкохідності насоса. При  $Q = Q_{\text{опт}}$  радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (рис. 2). Для подальших розрахунків можна припустити, що радіальна сила спрямована вертикально вгору.

Таким чином

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot 9810 \cdot 35 \cdot 0,18 \cdot 0,008 = 201 \text{ Н.}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		21

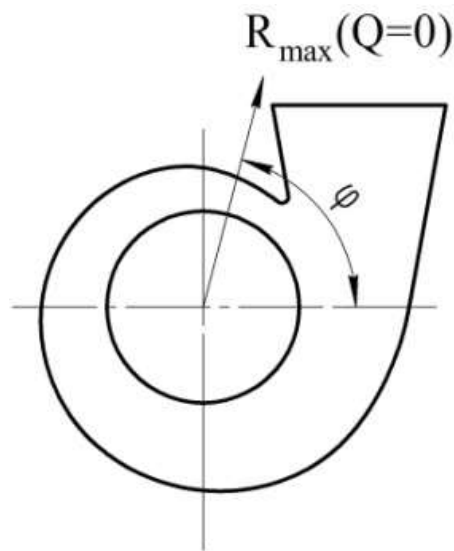


Рисунок 2 – Напряг максимальної радіальної сили у відцентрових насосах зі спіральним відводом

### 3.4 Розрахунок на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$C = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}},$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,0125}}{1,845^{3/4}} = 1186$$

При кавітаційному коефіцієнті швидкохідності  $C = 1533$  проєктований насос при заданій висоті всмоктування буде мати достатні антикавітаційні показники.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		22

## 4 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА.

### 4.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0125 \cdot 35}{0,69} = 6220 \text{ Вт} = 6,22 \text{ кВт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = kN, \text{ Вт}$$

де  $k = 1,1 - 1,3$  – коефіцієнт запасу.

$$N = 1,3 \cdot 6,22 = 8,1 \text{ кВт.}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибираються тип та марка двигуна.

Для привода насоса обираємо електродвигун 4АМ132М2 з параметрами:

- Потужність – 11 кВт;
- Напруга – 380/360 В;
- ККД – 88%
- Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

### 4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ( $n_A = 0$  - точка А);

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна ( $n$ ).

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

$$M_A = 0,21M_{ном},$$

де  $M_{ном} = \frac{N}{\omega}$  - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м.

$$M_A = 0,21 \frac{N}{\omega},$$

$$M_A = 0,21 \frac{6220}{314} = 4,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega},$$

де  $N_{max} = N_{ос}$  - максимальна потужність насоса, Вт:

$$M_{max} = \frac{8100}{314} = 25,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{ном},$$

де  $n_{ном}$  - номінальна частота обертання вала електродвигуна, 3000 об/хв;

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{max}.$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24



$$M_B = 0,03 \cdot 25,8 = 0,77 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2}$$

$$k = \frac{25,8}{3000^2} = 2,87 \cdot 10^{-6}$$

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

$$M = kn^2$$

Результати розрахунку наведені у таблиці 1. Пускова моментна характеристика наведена на рисунку 3.

Таблиця 1 – Розрахунок пускової моментної характеристики

н, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
М, Н * м	0	0,72	2,87	6,46	11,48	17,94	25,83

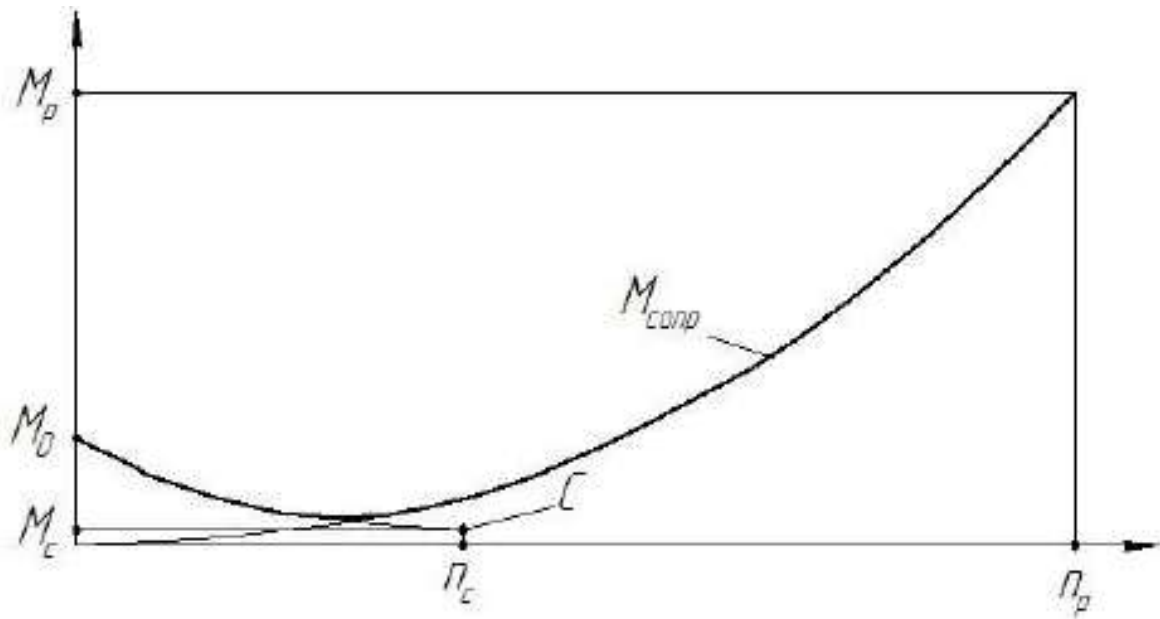


Рисунок 3 – Пускова моментна характеристика

Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.03BP.000.00 ПЗ

Арк.

26

## 5 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

### 5.1 Конструювання вала

Діаметр вала (рис. 4), мм, визначається з розрахунку на кручення :

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{max}} \cdot 16}{\pi \cdot [\tau_{\text{к}}]}}$$

де  $[\tau_{\text{к}}] = 10 - 30$  МПа - занижене максимальне напруження на кручення, МПа.

Приймаємо  $[\tau_{\text{к}}] = 15$  МПа.

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 25,83}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,021 \text{ (м)}.$$

Приймаємо  $d_{\text{в}} = 22$  мм.

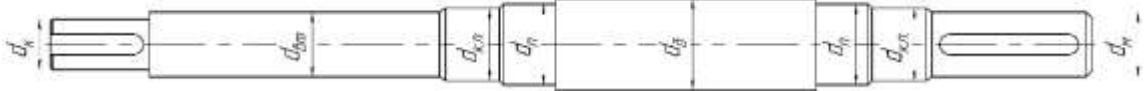


Рисунок 4 - Розміри діаметрів вала насоса

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{\text{вт}} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_{\text{в}}$$

$$d_{\text{вт}} = 1,25 \cdot 0,022 = 0,0275 \text{ (м)}$$

Приймаємо  $d_{\text{вт}} = 28$  мм.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{\text{дв}},$$

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

Приймаємо  $d_m = 28 \text{ мм}$ .

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

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

Приймаємо  $d_{\text{кп}} = 32 \text{ мм}$ .

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

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

де  $t = 3 \text{ мм}$  – висота буртика.

Приймаємо  $d_n = 35 \text{ мм}$ .

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_{\text{б}} \geq d_n + 3 \cdot r,$$

де  $r$  – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника. Приймаємо  $r = 2,5 \text{ мм}$ .

Приймаємо  $d_{\text{б}} = 40 \text{ мм}$ .

## 5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

### 5.2.1 Вибір типу ущільнення

Для насоса, що розроблюється обираємо у якості кінцевого ущільнення вала сальникове ущільнення, яке просте за конструкцією, дешеве та має достатній ресурс для нормальної роботи у цьому насосі.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d},$$

де  $d$  – діаметр вала в місці набивання сальника, мм:

$$d = d_{em} + 10.$$

$$S = \sqrt{d_{em} + 10},$$

$S = 6,16$  мм. Приймаємо  $S = 6$  мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s,$$

де  $i$  – кількість кілець набивки, шт. ( $i = 4 - 6$ ). Приймаємо  $i = 5$ .

$L = 30$  мм.

### 5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Довжина сальникового ущільнення, мм:

Втрати потужності в сальнику:

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

де  $r = \frac{d_{em}}{2} + 0,5$  – радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$  – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки,  
приймаємо  $\mu_1 = 0,015$ ;

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

$$N_c = 260 \text{ Вт}.$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

## 5.3 Розрахунок вала

### 5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила  $R_1 = R_{max}$  (рис. 5), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції ( $R_2, R_3$ ).

Вага робочих коліс є мінімальним навантаженням, яким можна знехтувати.

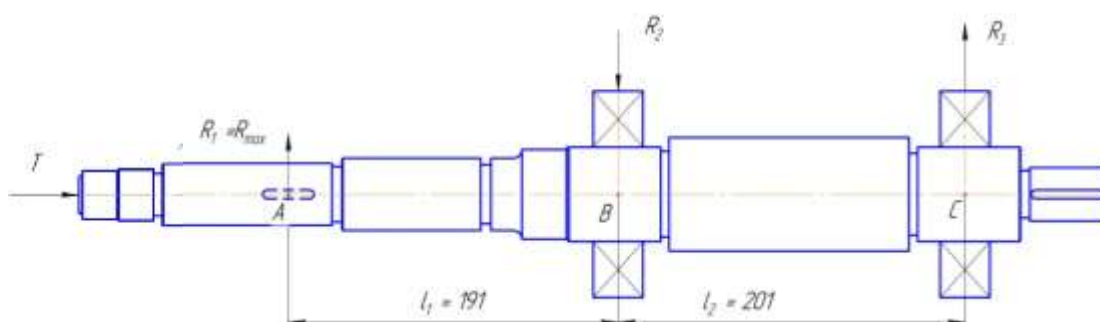


Рисунок 5 - Схема навантаження вала насоса

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

Рівняння моментів відносно т. С:

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

З наведеного рівняння можна знайти величину  $R_2$ , Н:

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

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Звідки:

$$R_2 = \frac{435 \cdot (191 + 201)}{201} = 848,5 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = -R_1 l_1 + R_3 l_2.$$

З наведеного рівняння можна знайти величину  $R_3$ , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}.$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{435 \cdot 191}{201} = 413,5 \text{ Н}$$

### 5.3.2 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

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

де  $S$  - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

$S_\sigma$ ,  $S_\tau$  - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

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

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

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

де  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  - межі витривалості матеріалу вала;

$\sigma_a$ ,  $\tau_a$  та  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$  - амплітуда та середнє напруження циклів;

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

$\varepsilon_{\sigma}$ ,  $\varepsilon_{\tau}$  - масштабні коефіцієнти,  $\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\tau}$ ;

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

Межі витривалості вала знаходяться як:

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

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

Звідси:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 100 = 397,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{ МПа}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		32



Тому:

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

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

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

Де  $d_{II}$  – діаметр вала під підшипниками,  $d_{II} = 55 \text{ мм} = 0,055 \text{ м}$ .

Максимальний згинальний момент визначається з рис. 5 як:

$$M_{зг.max} = R_1 l_1.$$

Звідси:

$$M_{зг.max} = 435,1 \cdot 0,191 = 83,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{83,1}{0,1 \cdot 0,055^3} = 4,99 \text{ МПа}$$

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

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 2820}{3,14 \cdot 0,055^2} = 1,186 \text{ МПа}$$

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		33

де  $M_{max}$  - момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна.

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega},$$

де  $N_{max}$  – максимальна потужність,  $N_{max} = 1,1N$

$$N_{max} = 1,1 \cdot 24,9 = 27,4 \text{ кВт}$$

Тоді:

$$M_{max} = \frac{274000}{314} = 87,3 \text{ Н}$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{87,3}{0,2 \cdot 0,055^3} = 0,128 \text{ МПа}$$

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

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,7$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,7} \cdot 4,99 + 0,275 \cdot 1,186} = 24,82$$

$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,7} \cdot 0,128 + 0,1 \cdot 0,128} = 851,90$$

$$S = \frac{24,82 \cdot 851,9}{\sqrt{24,82^2 + 851,9^2}} = 24,8 > 2,5$$

Отже, умова перевірного розрахунку вала виконується.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

### 5.3.3 Наближений розрахунок вала

Масштабні коефіцієнти

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{32, \max}^2 + 0,75M_{\max}^2},$$

$$M_E = \sqrt{28,3^2 + 0,75 \cdot 25,8^2} = 112,4 \text{ Н·м.}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}},$$

де  $[\sigma] = 40$  МПа.

$$d_n = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{112,4}{0,1 \cdot 40}} = 30,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $d_n = 35$  мм.

### 5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

#### 5.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х; Межа текучості  $\sigma_{0,2} = 780$  МПа.
- матеріал шпонки – Сталь 45. Межа текучості  $\sigma_{0,2} = 350$  МПа.

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$b = 6$  мм - ширина шпонки;

$h = 6$  мм - висота шпонки;

$l = 45$  мм - довжина шпонки

$t_1 = 3,5$  мм - глибина паза вала

$t_2 = 3,3$  мм - глибина паза втулки

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

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

де  $d = d_k = 0,022$  м – діаметр вала;

$M_{max}$  - підставляється в Н·м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, м:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 45 - 6 = 39 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 25,8}{0,022 \cdot 0,039 \cdot (0,006 - 0,0035)} = 24,7 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

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

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 24,7 \text{ МПа} < 196 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 25,8}{0,022 \cdot 0,039 \cdot 0,006} = 10 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

де:

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		37

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 196 = 117,6 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 10 \text{ МПа} < 117,6 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

#### 5.4.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

Розрахунок проводиться аналогічно наведеному в попередньому підпункті.

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х; Межа текучості  $\sigma_{0,2} = 780 \text{ МПа}$ .
- матеріал шпонки – Сталь 45. Межа текучості  $\sigma_{0,2} = 350 \text{ МПа}$ .

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

$b = 6 \text{ мм}$  - ширина шпонки;

$h = 6 \text{ мм}$  - висота шпонки;

$l = 56 \text{ мм}$  - довжина шпонки

$t_1 = 3,5 \text{ мм}$  - глибина паза вала

$t_2 = 3,3 \text{ мм}$  - глибина паза втулки

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Робоча довжина шпонки визначається як:

$$l_p = 56 - 6 = 50 \text{ мм.}$$

Напруження на зминання в шпонці визначається як:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 25,8}{0,028 \cdot 0,050 \cdot (0,006 - 0,0035)} = 14,74 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

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

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} = 14,74 \text{ МПа} < 196 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз

Напруження на зріз шпонки визначається за формулою:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 25,8}{0,028 \cdot 0,05 \cdot 0,006} = 61,67 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зріз шпонки за формулою рівне:

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		39

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 196 = 117,6 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} = 61,67 \text{ МПа} < 117,6 \text{ МПа}$$

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

### 5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За відомим діаметром під підшипник  $d_n$  обирають тип та марку підшипників, їх динамічну  $C$  (Н) та статичну вантажопідйомність  $C_0$  (Н).

В опорі А і В встановлений – радіально-упорний шарикопідшипник 66207 ГОСТ 831-75.

Статична вантажопідйомність –  $C_0 = 27000 \text{ Н}$ .

Динамічна вантажопідйомність –  $C = 14700 \text{ Н}$ .

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В. Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника  $L_n$ . Середній ресурс підшипника дорівнює  $L_n = 20000$  годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається як:

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

де  $F_r = R = 201 \text{ Н}$ ,  $F_a = T = 814,5 \text{ Н}$  – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$  - коефіцієнт обертання;

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40



$K_{\delta} = 1$  – коефіцієнт швидкості 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.

Визначаємо коефіцієнти радіального навантаження  $X$  і осьового навантаження  $Y$  для підшипника.

Обчислюємо відношення  $F_a / C_0$

$$F_a / C_0 = 814,5 / 27000 = 0,03,$$

Визначаємо лінійною інтерполяцією допоміжний коефіцієнт осьового навантаження  $e = 0,95$ ;

$$\text{Обчислюємо відношення } \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{814,5}{1 \cdot 201} = 4,05.$$

Оскільки відношення  $(\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 3,32) > (e = 0,253)$ , приймаємо  $X = 0,37$ ,  $Y = 0,66$ .

Тоді

$$P = (0,37 \cdot 201 + 0,66 \cdot 814,5) \cdot 1 \cdot 1 = 612 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Звідки:

$$L_{hp} = \left( \frac{14700}{612} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 76988 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 76988 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		42

## 6 РОЗДІЛ 3 ОХОРОНИ ПРАЦІ

### Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей, що виходять від проектowanego насоса

Можливими джерелами небезпечних і шкідливих виробничих факторів проекowanego електронасосного агрегату є:

- механічна небезпека;
- електрична небезпека;
- небезпека від впливу шуму й вібрації;
- термічна небезпека;
- небезпеки, що виходять із порушення в електропостачанні, руйнування частин машини й інших випадків позаштатної роботи;
- небезпека, викликана недотриманням ергономічних принципів проектування насосів (агрегатів).

Розглянемо основні вимоги по перерахованих видах небезпек.

#### 6.1.1 Механічна небезпека

Механічна небезпека - це загальне позначення всіх фізичних факторів, які можуть привести до травм при механічному русі частин машини, інструментів і викиданні твердих і рідких матеріалів.

Основні види механічної небезпеки:

- небезпеки здавлювання, порізу, розрізу або відсікання, намотування, втягування або захвата, удару, тертя або стирання;
- небезпеки, викликані розбризкуванням або виходом назовні рідин під високим тиском;
- небезпеки, викликані викидом назовні частин обертових машин;
- небезпеки, викликані втратою стійкості.

Для запобігання цих небезпек повинні бути вжиті заходи безпеки:

- скруглення або зняття гострих кромок, кутів;

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

- видалення ґрата, окалини;

- огороження обертових виступаючих призматичних шпонок, муфт (при цьому повинен бути забезпечений вільний доступ до ущільнень вала для контролю кінцевих ущільнень та їхнього регулювання), демонтаж огорожень (муфт) робити тільки за допомогою інструмента.

Для запобігання (або зниження) виходу назовні перекачуваних рідин необхідно:

- використання надійних ущільнень по валу (кінцеві ущільнення) і ущільнень (металеві, гумові тощо) корпусних деталей;

- забезпечити збір і відвід витоків (для небезпечних рідин та їхніх газів);

- забезпечити гідростатичний тиск рідини в корпусних деталях відповідно до документації;

- не допускати перевищення значень граничних сил і моментів у місцях приєднання трубопроводів;

- для муфт, передавальних механізмів проставок не допускається перевищення граничних значень крутного моменту, частоти обертання й розцентровок валів.

Для запобігання втрати стійкості при зберіганні, транспортуванні, складанні та розбиранні, при передбачуваному нахилі 70° у будь-якому напрямку, повинні бути проведені необхідні розрахунки розташування центра ваги та, у необхідних випадках, застосовані пристосування для збереження стійкості (не допускається погойдування насоса або його корпусу на своїх патрубках). У документації повинні бути зазначені рекомендації зі стропування й кріплення при монтажі й транспортуванні.

Контроль по попередженню механічних небезпек здійснюється:

- експертизою конструкторської документації, розрахунків на міцність та експлуатаційної документації при приймальних випробуваннях, дослідного зразка.

- візуальний контроль.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		44

## 6.1.2 Електрична небезпека

Електрична небезпека може привести до травм або смерті від електрошоку або опіків через:

- контакт людей із частинами, що перебувають під напругою (прямий контакт);
- контакт людей з несправними частинами, що перебувають під напругою при порушенні ізоляції (непрямий контакт),
- наближення людей до зони високої напруги;
- непридатності ізоляції для використання в даних умовах;
- електростатичних процесів;
- термічного випромінювання або таких процесів, як розбризкування розплавлених речовин, хімічних процесів при коротких замиканнях, перевантаження тощо.

Електричні міри безпеки насосного агрегату забезпечуються електробезпечністю комплектуючого електроустаткування (електродвигуна), які підтверджуються сертифікатом відповідності. В умовах експлуатації двигуни повинні заземлюватися.

Насоси (агрегати), призначені для експлуатації у вибухопожежонебезпечних виробництвах хімічної, нафтохімічної, нафтопереробної промисловості й інших галузей, призначених для перекачування рідин, що накопичують статичну електрику, проходять контрольні випробування на захист від статичної електричної електрики відповідно до діючих норм і правилами.

Звичайно такі насоси мають власні заземлюючі пристрої.

У необхідних випадках перевіряються:

- питомий об'ємний або поверхневий електричний опір матеріалу проточної частини насоса, що повинне бути не більше  $10^5$  Ом·м і визначається за ДСТУ 6433.1 – ДСТУ 6433.4 - для твердих матеріалів і ДСТУ 16185 – для пластмас;

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

- наявність заземлюючого пристрою і його опір, що повинне бути не більше 100 Ом;

- інші вимоги (показники), зв'язані зі статичною електрикою відповідно до правил, якщо в цьому є необхідність, і вона передбачена ТУ й ПМ на конкретний виріб.

Електричні показники безпеки для електродвигунів, для електронасосних агрегатів визначаються відповідно по стандартах: ДСТУ 183, ДСТУ 7217, ДСТУ 10169, ДСТУ 11828.

Контроль по попередженню електричних небезпек здійснюється:

- експертизою конструкторської й експлуатаційної документації при приймальних випробуваннях дослідного зразка;

- перевіркою при експлуатації виконання вимог, зазначених в інструкції для експлуатації (наявність контролю в умовах експлуатації, наявність заземлюючих пристроїв, наявність кожухів, що запобігають пряме влучення рідин або твердих речовин до електричних з'єднань, наявність пристрою для розмикання енергопостачання насосного агрегату).

### 6.1.3 Небезпека від впливу шуму й вібрації насосного агрегату

Шум, при впливі на людину може привести до наступних наслідків:

- тривалому порушенню слуху;
- шуму у вухах;
- втоми, стресу і т.д.;
- іншим наслідкам, наприклад, до порушення рівноваги, ослабленню уваги і т.д. перешкодам мовних комунікацій і т.д.

При експлуатації насосного агрегату повинні бути виконані заходи, що забезпечують на робочому місці еквівалентні рівні звуку непостійного шуму не більше 80 дБА. Періодичне обслуговування агрегату повинне проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху не більше 15 хв у зміну (8 годин). Виробник насоса не повинен урахувати рівень шуму, що

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

виникає крім насоса в експлуатаційних умовах. Виробник зобов'язаний виконувати вимоги по зниженню шуму разом з Генпроектантом об'єкта в технічно досяжних межах (знаходження персоналу у звукоізолюваному приміщенні, обмеження часу на обслуговування насосного агрегату, розташування агрегатів у приміщеннях, що не обслуговуються.).

Значна вібрація (або меншої сили протягом тривалого часу) може бути причиною порушення здоров'я людини.

Зменшення можливих небезпек через тривалі вібраційні навантаження, викликуваних роботою агрегату, повинна вирішуватися Генпроектантом об'єкта експлуатації. Виконання вимог по досягненню норм вібрації в технічно припустимих межах, досягається визначенням технічної припустимої вібрації на корпусах підшипникових опор ротора (для збереження працездатності й ресурсу роботи насоса й для зниження рівня вібрації насоса на фундаменті).

Для проектного насосного агрегату категорія вібрації 3, тип "а". Середньоквадратичне значення віброшвидкості, заміряне на корпусі підшипника насоса й електродвигуна, не повинне перевищувати 4,5 мм/с.

#### 6.1.4 Термічна небезпека

Термічна небезпека, що виходить від зовнішніх поверхонь насоса (агрегату) може мати наслідки для людини у вигляді опіків (або переохолодження) внаслідок контакту з поверхнями.

Для запобігання впливу температур необхідні заходи щодо виключення або зменшенню часу дотику до поверхонь (ізоляція, огороження в місцях можливого дотику, огороження насоса (агрегату)).

Максимальні, припустимі значення температури для незахищених поверхонь насоса (агрегату) при нормальному режимі роботи зведені в таблицю 6.1.

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		47

Таблиця 6.1- Припустимі значення температури

	Поверхні, дотик до яких можливий під час нормальної роботи в обмеженому просторі	Поверхні, не навмисний дотик до яких можливий в необмеженому просторі
Метал <sup>2)</sup>	68 <sup>0</sup> С	80 <sup>0</sup> С
Кераміка	73 <sup>0</sup> С	84 <sup>0</sup> С'
Пластмаса	80 <sup>0</sup> С	90 <sup>0</sup> С
<p>1) Враховується, що при ненавмисному дотику до поверхні в обмеженому просторі, у якому відсмикування сповільнюється через стиснуту рухливість, тривалість контакту може бути довше й, тим самим, потрібно більш низька максимальна температура.</p> <p>2) Мають лакове покриття й не мають лакового покриття</p>		

Величини температур, що допускаються, (підшипників, масляних ван корпусів тощо) повинні бути зазначені в стандартах або ТУ, ПМ і експлуатаційній документації. Методи виміру - термометрами або датчиками температур.

Контроль по попередженню термічної небезпеки здійснюється при проведенні обкатування до проведення гідравлічних випробувань насоса контролем температури підшипників і поточним контролем в умовах експлуатації.

### **6.1.5 Небезпеки, що виходять із порушення в електропостачанні, руйнування частин машин й інших випадків позаштатної роботи**

До таких небезпек відносяться:

- несправність, неправильне спрацьовування системи керування;
- неправильні зборки (монтаж);
- несподіваний (ненавмисний) пуск.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		48



Небезпеки, які можуть привести до помилкової зборки повинні бути конструктивно виключені. Якщо застосовуються сполучні елементи зі спеціальними вимогами, то сполучні елементи, з якими їх можна поплутати, для інших з'єднань повинні бути такої ж якості.

Якщо після відключення насосного агрегату може виникнути зворотний потік через насос, то виробник/постачальник повинен вказати на необхідність пристрою для запобігання зворотного потоку (наприклад, зворотний клапан).

Щоб уникнути неправильного обертання напрямку обертання насоса повинен бути позначений за допомогою прикріпленої (відлітої) стрілки на помітному місці й кольори, що має, контрастний з насосом. Стрілка повинна бути в довговічному виконанні. Правильність напрямку обертання перевіряється в умовах виготовлення й пускових (монтажних) робіт.

Допоміжні трубопроводи, які мають велике значення для роботи насоса, повинні бути зазначені в інструкції для експлуатації або в монтажному кресленні. Якщо є можливість помилки при приєднанні, то такі місця повинні бути чітко позначені на насосі.

Якщо існує небезпека ненавмисного пуску, то разом з Генпроектантом об'єкта експлуатації, повинні бути передбачені заходи, які виключають такий пуск. Заходи щоб уникнути небезпек, які викликані позаштатними ситуаціями повинні бути зазначені в інструкції для експлуатації.

Пристрої, що відкривають або захисні пристрої, що знімають, повинні бути конструктивно виконані так, щоб помилкова їхня зміна місцями не позначилася на заходах щодо зниження ризику. Демонтаж захисних пристроїв, призначених для зменшення небезпеки при дотику до насоса або частин агрегату, повинен вироблятися за допомогою інструмента. Якщо необхідна аварійна зупинка за допомогою ручного втручання, то повинні бути передбачені заходи, що зберігають безпеку об'єкта експлуатації й насосного агрегату (наприклад, перехід на резервний насос). Інструкція й регулювання запобіжних пристроїв (запобіжний клапан, байпас) повинна проводитись за допомогою інструмента або ж вони повинні бути закриті кожухами так, щоб відкриватися за допомогою

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	<i>Арк.</i>
<i>Вим.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>49</i>

інструмента. Виробник повинен вказати на ймовірні небезпеки внаслідок неправильного настроювання таких пристроїв.

Контроль по попередженню таких небезпек повинен здійснювати в інструкціях для експлуатації.

### **6.1.6 Небезпеки, викликані недотриманням ергономічних принципів проектування насосів (агрегатів)**

Недостатня відповідність пристрою машин властивостям і здатностям людей може виявитися в наступній формі:

- фізіологічні прояви, які є наслідком нездорової робочої пози, фізичною напругою;
- психофізіологічні прояви, що є наслідком розумового перевантаження або недостатнього навантаження, стресу , що виникають під час робочого процесу, процесу контролю за роботою агрегату або технічного обслуговування агрегату в межах його передбаченого використання;
- помилки оператора.

Щоб уникнути цих небезпек необхідно на стадії проектування насосів (агрегатів) і документації Генпроектанта об'єкта експлуатації дотримувати ергономічних принципів проектування, у тому числі:

- сигнальні кольори безпеки;
- зручне й легкодоступне розташування (відключаючих) пристроїв, приладів;
- легка пізнаваність знаків, що виключають помилки оператора тощо.

### **6.2 Розрахунок захисного заземлення**

Захисне заземлення є одним з найбільш ефективних і широко застосовуваних у промисловості, енергетиці і побуті способів захисту від поразки електричним струмом. Захисним заземленням називається спеціальне

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		50

електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих неструмоведучих частин устаткування, які можуть виявитися під напругою.

Основними елементами заземлюючого пристрою є заземлювачі, які можуть бути природними або штучними.

Для заземлення електроустановок, які зєднані з мережею з ізолюваною нейтраллю, використовують комбіновані групові заземлювачі, що складаються з вертикальних електродів, розташованих за планом у ряд або по контурі, з'єднаних горизонтальним електропроводом .

Ціль розрахунку: визначення основних конструктивних параметрів заземлення (кількість, розміри, порядок розміщення вертикальних стержнів і довжини сполучної смуги), при яких опір розтіканню струму групового заземлювача не буде більшим нормативного значення.

Вихідні дані для розрахунку:

- напруга електродвигуна  $U = 660/380\text{В}$  ;
- ґрунт – суглинок,  $\rho = 100 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ ;
- струм замикання на землю не більше  $I_3 = 10\text{А}$ ;
- припустимий опір заземлення  $R_3 \leq 2 \text{ Ом}$
- для електродів застосовуємо кутову сталь розміром  $40 \times 40 \text{ см}$ , довжиною  $2 \text{ м}$ , глибиною залягання  $0,8 \text{ м}$ . Сполучна шина - сталева смуга  $40 \times 4 \text{ мм}$ .

Визначаємо розрахунковий питомий опір землі  $\rho$ ,  $\text{Ом}\cdot\text{м}$ , по формулі:

$$\rho = \rho_{\text{изм}} \cdot \Psi,$$

де  $\rho_{\text{изм}}$  – питомий опір землі, що визначається в результаті вимірів,  $\text{Ом}\cdot\text{м}$ ;

$\Psi$  - коефіцієнт сезонності, що враховує замерзання або висихання ґрунту, ( $\Psi = 1,4$ ).

$$\rho = 100 \cdot 1,4 = 140 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

При відсутності природних заземлювачів необхідний опір штучного заземлювача рівняється розрахунковому нормованому опору ЗП ( $R_{н} = R_{з}$ ).

Визначимо опір розтіканню струму одиничного вертикального заземлювача  $R_{в}$ , Ом, по формулі:

$$R_{в} = 0,366\rho/l_{в} \left( \lg \frac{2l_{в}}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4t_{в} + l_{в}}{4t_{в} - l_{в}} \right),$$

де  $\rho$  - розрахунковий питомий опір землі, Ом(м);

$l_{в}$  - довжина вертикального стержня, м;

$d$  - еквівалентний діаметр стержня, м;

$b$  - ширина полиці куточка, м;

$t_{в}$  - відстань від поверхні ґрунту до середини довжини вертикального стержня, м.

$$t_{в} = t_{0} + l_{в}/2 = 0,8 + 2,5/2 = 2,05 \text{ м}$$

$$R_{в} = 0,366 \frac{140}{2,5} \left( \lg \frac{2 \cdot 2,5}{0,038} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 \cdot 2,05 + 2,5}{4 \cdot 2,05 - 2,5} \right) = 46,2 \text{ Ом}$$

Визначимо приблизну кількість вертикальних стержнів:

$$n' = \frac{R_{з}}{R_{в}} = \frac{46,2}{2} = 23 \text{ шт.} \quad (7.3)$$

Приймаємо периметр контуру заземлення 21 м. Відстань між стержнями  $a=1.5$  м. Виходячи з розмірів прямокутного контуру заземлення кількість вертикальних електродів:

$$n' = \frac{P}{a} = \frac{2 \cdot 4 + 2 \cdot 3}{1,0} = 14 \text{ шт.}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		52

Прийmemo попередньо кількість стержнів 25 шт, коефіцієнт використання електродів заземлення  $\eta_B = 0.47$ .

Розрахунковий опір розтіканню струму при прийнятій кількості стержнів:

$$R_{p.v.} = \frac{R_e}{n \cdot \eta_e} = \frac{46,2}{25 \cdot 0,47} = 3,9 \text{ Ом}$$

Довжина горизонтального заземлення

$$l_r = 1,05a \cdot n, \text{ м}$$

де  $n$  - кількість стержнів;

$a$  - відстань між стержнями, м.

$$l_r = 1.05 \cdot 1.5 \cdot 25 = 39.4 \text{ м.}$$

Розрахунковий опір сполучної шини

$$R_r = 0.366 \frac{\rho}{l_2} \lg \frac{2l_2^2}{t \cdot b}$$

де  $\rho$  - розрахунковий питомий опір землі, Ом·м;

$l_r$  – довжина горизонтальної смуги, м;

$b$  - ширина смуги, м;

$t$  - відстань від поверхні ґрунту до середини ширини горизонтальної смуги,

м.

$$R_r = 0.366 \frac{140}{39.4} \lg \frac{2 \cdot 39.4^2}{0.8 \cdot 0.04} = 6.5 \text{ Ом}$$

					<i>131.03BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		53

Розрахунковий опір сполучної шини з урахуванням коефіцієнта екранування

$$R_{p.г} = \frac{R_z}{n_c \eta_c}$$

де  $n_c$  – кількість сполучних смуг,  $n=9$ ;

$\eta_c$  – коефіцієнт екранування. Приймаємо  $\eta_c = 0.32$ .

$$R_{p.г} = \frac{6.5}{9 \cdot 0.32} = 2.25 \text{ Ом}$$

Еквівалентний опір розтіканню струму групового заземлювача

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_{p.в}} + \frac{1}{R_{p.г}}}$$

$$R = \frac{1}{\frac{1}{3.9} + \frac{1}{2.25}} = 1.43 \text{ Ом.}$$

Висновок: умова  $R \leq R_3$  ( $1.43 < 2.0$  Ом) виконується, отже кількість вертикальних заземлювачів і сполучна смуга обрані правильно.

					131.03BP.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
2. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
3. 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.
4. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
5. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
6. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
7. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
8. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко, О. В. Ратушний. – Суми: Сумський державний університет, 2023. – 40 с.
9. Качинська, Н. Ф. Охорона праці та цивільний захист: практикум / Н. Ф. Качинська. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. — 282 с.

					131.03ВР.000.00 ПЗ	Арк.
Вим.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		55