

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 насосу для транспортування рідин з твердими домішками з параметрами: подача $Q=280$ м³/год; напір $H=74$ м**

Здобувача групи ГМ-01/1 Седін Денис Валерійович

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

_____ Седін Денис Валерійович

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

Віталій ПАНЧЕНКО _____

Суми – 2024

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

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

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

ЗАВДАННЯ
до випускної роботи бакалавра студенту

Седін Денис Валерійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка відцентрового насосу для транспортування рідин з твердими домішками з параметрами: подача $Q=280$ м³/год; напір $H=74$ м»**
затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20__ р. № _____
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 26.05.2024 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**
параметри модельного насосу:
подача насоса $Q_m = 315$ м³/год, напір $H_m = 80$ м, частота обертів $n_n = 3000$ об/хв;
параметри натурального насосу:
подача насоса $Q_n = 280$ м³/год, напір $H_n = 74$ м
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**
гідравлічні розрахунки, розрахунки з вибору електродвигуна, розрахунок кінцевого ущільнення, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників.
- 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**
креслення робочого колеса, складальне креслення насосу, теоретичне креслення корпусу насоса, креслення корпусу сальника.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика відцентрових насосів	28.04.2024	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	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	01.05.2024	
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення деталей насоса	05.05.2024	
15	Складальне креслення насоса	10.05.2025	
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	16.05.2024	
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	18.05.2024	
19	Перевірка роботи на плагіат.	20.05.2024	
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	23.05.2024	
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	26.05.2024	
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання – 01.04.2024 р.

Студент

(підпис)

Керівник

(підпис)

Панченко В.О.

(прізвище, ініціали)

Зміст

	С.
1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	6
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА	8
3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ	10
3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.....	10
3.2 Розрахунок складових повного ККД.....	11
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	12
3.3 Визначення осьової сили	13
3.4 Визначення радіальної сили.....	16
3.5 Розрахунок насоса на кавітацію.....	16
4 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА	18
4.1 Вибір типу ущільнення.....	18
4.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	20
5 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА	21
6 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ	22
6.1 Розрахунок реакцій в опорах	22
6.2 Розрахунок довговічності підшипників.....	24
6.3 Розрахунок вала на статичну міцність	26
6.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом.....	28
7 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	30
8 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	35
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	40

					131.06.ВР.000.00 ПЗ									
<i>Зм.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Розробка відцентрового насосу для транспортування рідин з твердими домішками з параметрами: подача Q=280 м ³ /год; напір H=74 м Пояснювальна записка									
<i>Розроб.</i>		<i>Седін</i>								<i>Літ.</i>		<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>	
<i>Перев.</i>		<i>Панченко</i>										4	42	
<i>Н. контр.</i>		<i>Панченко</i>								ГМ-01/1				
<i>Затверд.</i>														

Анотація

Пояснювальна записка: 42 с., 5 рисунків, 28 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка відцентрового насоса для транспортування рідин з твердими домішками з параметрами: подача $Q=280 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H=74 \text{ м}$ ».

Графічні матеріал: 4 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, теоретичне креслення відвода, креслення робочого колеса, креслення корпусу сальника.

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води, яка містить тверді домішки, або іншої рідини, подібної за своїми фізичними властивостями (густина, показник рН тощо).

Відповідно до поставленої мети під час виконання даної роботи було:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса відповідно до отриманого завдання на кваліфікаційну роботу бакалавра;
- наведено опис конструкції насоса, призначеного для перекачування води, яка містить тверді домішки, або іншої рідини, подібної за своїми фізичними властивостями (густина, показник рН тощо);
- виконано гідравлічні розрахунки проточної частини обраного насоса (розрахунок робочого відцентрового колеса, розрахунок спірального відводу;
- вибрано привідний електродвигун;
- розраховано довговічність підшипників кочення;
- виконано розрахунки на міцність деталей та вузлів насоса обраної конструкції.

У економічному розділі розглянуто матеріально-технічне забезпечення технічного проекту.

У розділі з охорони праці розглянуто захист від ураження електричним струмом.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, САЛЬНИК, ВАЛ, РОТОР, КОРПУС, ПАТРУБОК, УЩІЛЬНЕННЯ, СПІРАЛЬНИЙ ВІДВІД, ПАТРУБОК

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		5

1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1].

Вихідні дані : подача $Q = 280 \text{ м}^3/\text{год}$, напор $H = 74 \text{ м}$.

Параметри запропонованого до розробки відцентрового насоса відповідають ряду одноступеневих відцентрових консольних насосів типу К [2].

Відповідно до цього для подальшого проектування вибираємо одноступеневий насос консольного типу із осьовим входом, спіральним корпусом та закритим робочим колесом (робоче колесо насоса має основний та покривний диски та лопаті між ними).

Для вибору частоти обертання відцентрового консольного насоса розрахуємо коефіцієнт швидкохідності [7]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.1)$$

де n – частота обертання вала, об/хв;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проєктованого відцентрового консольного насоса приймаємо 1.

Проведемо розрахунок для двох частот обертання $n_1 = 1500 \text{ об/хв}$ і $n_2 = 3000 \text{ об/хв}$.

$n_1 = 1500 \text{ об/хв}$:

$$n_{s1} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{280}}{60 \cdot 74^{3/4}} = 60,5.$$

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$:

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_{s2} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{280}}{60 \cdot 74^{3/4}} = 121.$$

Коефіцієнт швидкості модельного насоса

$$n_{sM} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{315}}{60 \cdot 80^{3/4}} = 121$$

Оскільки при частоті обертання ротора насоса $n = 3000$ об/хв коефіцієнти швидкості модельного та натурального насосів збігаються, цю частоту обертання ротора насоса приймаємо у подальшому для виконання розрахунків та проектування насоса.

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Опис конструкції насоса виконано згідно [1].

Проектований насос - відцентровий, консольний, одноступеневий, однопотоковий горизонтальний з осьовим підведенням перекачуваної рідини та спіральним корпусом (відводом).

Базова деталь насоса – литий чавунний корпус, який має відвід спірального типу. Опорні лапи базової деталі (корпусу) відлиті суцільно з корпусом.

Проточна частина проектованого відцентрового консольного насоса складається з осьового підводу, робочого колеса, відводу спірального типу з напірним патрубком.

Робоче колесо складається з основного та покривного дисків та робочих лопатей між ними. Робоче колесо і втулка сальникового ущільнення піджимаються по валу гайкою-обтікачем, яку фіксують від відгвинчування стопорною шайбою.

Переднє ущільнення робочого колеса відцентрового насоса призначене для зменшення перетікання рідини з області нагнітання в область всмоктування.

Кінцеве ущільнення проектованого насоса сальникового типу. Між сальниковою набивкою (змащений бавовняний шнур) вставлене фонарне кільце, до якого через зовнішню трубку підводять під тиском технічно чисту холодну воду, призначену для охолодження сальникової набивки та змащення ущільнення. Сальникову набивку піджимає натискна втулка, яку переміщують за допомогою затягування гайок кришки сальника.

З торця корпус насоса закритий кришкою, в якому розміщено сальникове ущільнення.

У верхній та нижній частині корпусу виконані отвори (закриті пробками під час роботи насоса): верхній отвір – для випуску повітря під час заливання насоса, нижній отвір – для зливання робочої рідини з порожнини корпусу насоса перед довготривалим його зупиненням або розібранням під час ремонту та обслуговування.

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

До корпусу шпильками прикріплюють знімний опорний кронштейн. Для підвищення жорсткості конструкції у кронштейні передбачена стійка.

Вузол опорного кронштейна містить корпус підшипників, вал, кришки підшипників, шарикопідшипники, пробки для заливання та зливання рідкого мастила.

Корпус підшипника у зоні фонаря має вікна для обслуговування вузла ущільнення вала насоса.

Для запобігання протікання змазки по валу у кришках підшипників установлюють манжети.

Насос та привідний електродвигун встановлюють на спільній зварній фундаментній рамі та з'єднують втулково-пальцевою муфтою для передавання крутного моменту.

Робоче колесо насоса має розширену меридіанну проєкцію з метою запобігання забивання її твердими домішками, які містяться у перекачуваній рідині. З цією ж метою частину лопатей (половину) виконують зменшеної довжини. Таке виконання робочого колеса дозволяє зменшити стиснення потоку на вході до нього та підвищити експлуатаційні якості насоса.

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

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

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

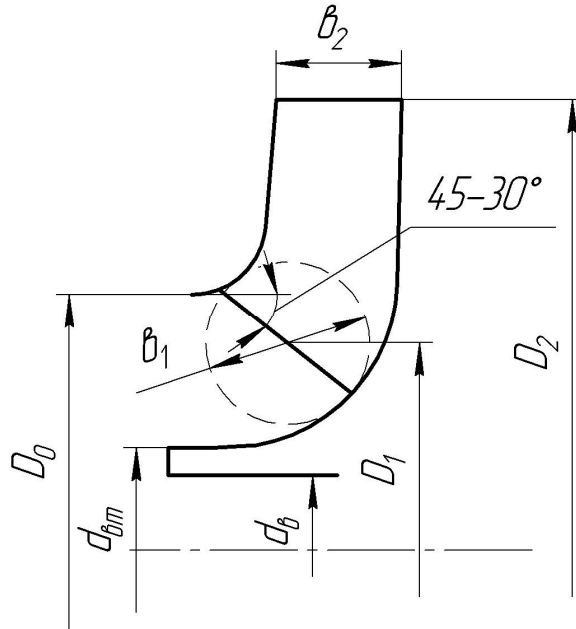


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса

Масштабний коефіцієнт геометричної подібності визначають 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, м³/год;

H_m – напір модельного насоса, м.

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{280}{315}\right)^2 \frac{80}{74}} = 0,961.$$

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$D_{2н} = \lambda D_{2,м},$$

де $D_{2,м}$ – зовнішній діаметр модельного робочого колеса (визначають з креслення модельного насоса), м.

$$D_{2н} = 0,961 \cdot 258 = 248 \text{ мм.}$$

Усі інші геометричні розміри проточної частини насоса (робочого колеса, відводу) можна визначити, якщо помножити відповідні розміри модельного насоса на масштабний коефіцієнт геометричної подібності. Кутові розміри при цьому залишаються без змін.

3.2 Розрахунок складових повного ККД

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

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

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

Більші значення K_{ex} беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса, а також при малих його розмірах ($D_{1np} < 70$ мм).

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{280}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 125,8 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 121^{\frac{2}{3}}} = 0,973.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{р.к.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{280}{0,973} = 287,8 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 125,8 - 0,172)^2} = 0,887.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 121^{-2}} = 0,947.$$

Повний ККД насоса

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

де η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД.

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

$$\eta = 0,973 \cdot 0,887 \cdot 0,947 \cdot 0,99 = 0,809$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

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

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 280 \cdot 74}{3600 \cdot 0,809} = 69792 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_{\Gamma} = \frac{H}{\eta_{\Gamma}} = \frac{74}{0,887} = 83,4 \text{ м.}$$

3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

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

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}},$$

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

$N_{\max} = 1,15 \cdot N$ - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_k] = 10 - 30$ МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (менші значення беремо при консольному розташуванні робочого колеса).

$$N_{\max} = 1,15 \cdot 69792 = 80261 \text{ Вт,}$$

									Аркуш
									12
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата					

$$M = \frac{80261 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 255,5 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{255,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 43,99 \text{ мм}.$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону
 $d_g = 45 \text{ мм}.$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{вт} = (1,2 - 1,25)d_g = (1,2 - 1,25)45 = (54 - 56,25) \text{ мм}.$$

Приймаємо

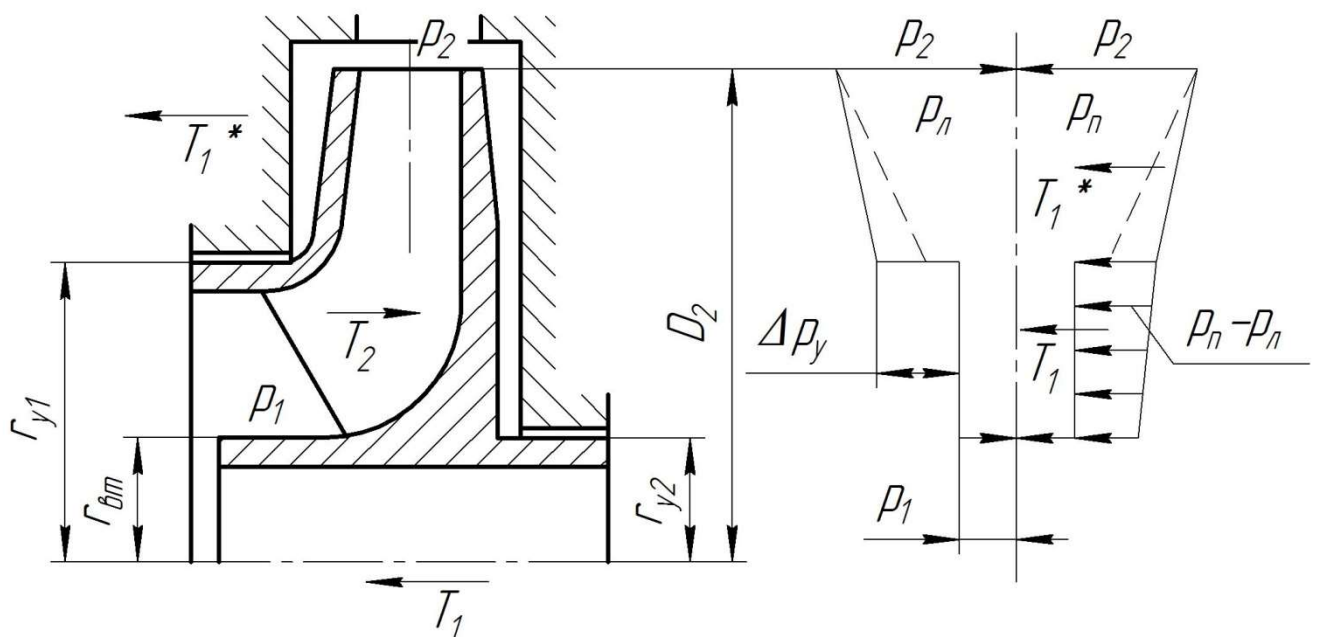
$$d_{вт} = 56 \text{ мм}.$$

3.3 Визначення осьової сили

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

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

Для врівноваження осьової сили в насосі приблизно симетричне ущільнення по обидва боки робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск в порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 3.1).



										131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш 13
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата							

Рисунок 3.1 – Схема дії осьових сил в насосі

Однак повне врівноваження осьової сили не забезпечується. Залишаються неврівноваженими сила від аварійного зношення ущільнення T_1^* і сила T_2 , що виникає внаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

При аварійному зношення ущільнення виникає додаткова осьова сила T_1^* спрямована в бік всмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [1]:

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

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,088 \text{ м}, \quad r_2 = 0,086 \text{ м}.$$

Кругова швидкість на виході робочого колеса

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

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,248 \cdot 3000}{60} = 38,96 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,124^2 - 0,088^2) \cdot 9810 \frac{38,96^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,124^2}{0,124^2 - 0,088^2} \cdot \ln \frac{0,124^2}{0,088^2} + \frac{0,124^2 + 0,088^2}{2 \cdot 0,124^2} - 2 \right) = 597 \text{ Н}$$

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

Сила T_2 дорівнює [1]:

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де $B = 1$ – для радіальних коліс,

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

Швидкість v_0

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.7)$$

де S_0 – площа вхідного перізу колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi (D_0^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (3.8)$$

де D_0 – діаметр входу в колесо, $D_0 = 0,158$ м,

d_{BT} – діаметр втулки, $d_{BT} = 0,056$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,158^2 - 0,056^2)}{4} = 0,0171 \text{ м}^2,$$

$$v_0 = \frac{287,8}{3600 \cdot 0,0171} = 4,68 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 287,8}{3600 \cdot 9,81} \cdot 4,68 = 374 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

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

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T = 597 - 374 = 223 \text{ Н}$$

3.4 Визначення радіальної сили

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

Для визначення радіальної сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [1]:

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

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили,

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса,

$D_2 = 0,248 \text{ м}$,

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

$b_2 = 0,027 \text{ м}$.

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 121$, $K_R = 0,28$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,28 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 74 \cdot 0,248 \cdot 0,027 = 1361 \text{ Н}.$$

3.5 Розрахунок насоса на кавітацію

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

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

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

де λ_1 і λ_2 – коефіцієнти,

v_0 – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо,

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

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\lambda_1 = 1,2, \quad \lambda_2 = 0,3.$$

Швидкість $v_0 = 4,68$ м/с.

Відносна швидкість на вході

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

де U_1 – кругова швидкість на вході в колесо,

v_{m1} – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Кругова швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.13)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0,$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,158 = 0,126 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,126 \cdot 3000}{60} = 19,79 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Меридіальна складова абсолютної швидкості v_{m1}

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

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

При $\psi_1 = 1,23$

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$v_{m1} = 1,23 \cdot 4,68 = 5,76 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{19,79^2 + 5,76^2} = 20,61 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \frac{4,68^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{20,61^2}{2 \cdot 9,81} = 7,83 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

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

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{280}}{60 \cdot 7,83^{3/4}} = 1004.$$

Отримане значення $C = 1004$ показує, що насос має хороші кавітаційні якості [7].

4 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

4.1 Вибір типу ущільнення

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

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

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

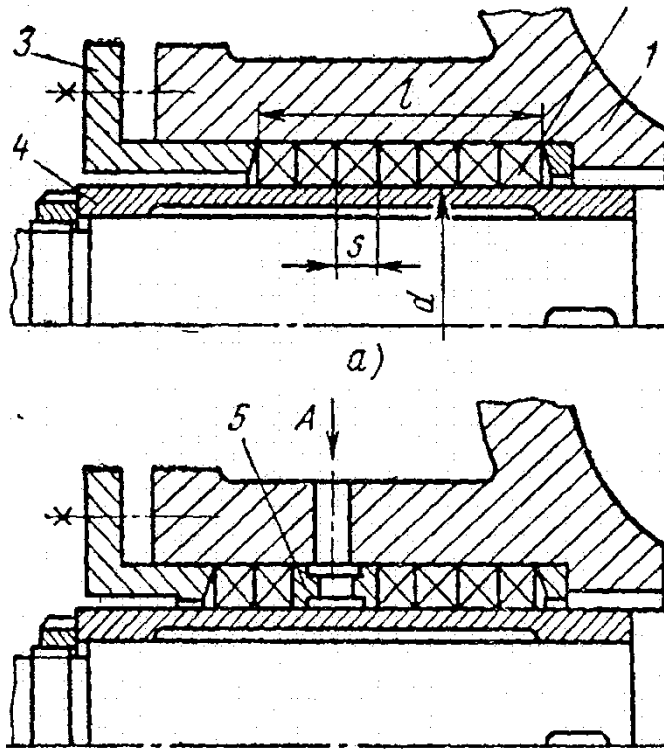


Рисунок 4.1 – Схема сальникового ущільнення

Згідно [1] товщина кільця набивка

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

де d – діаметр вала в місці набивки сальника, мм ($d = 64$ мм).

$$s = \sqrt{64} = 8 \text{ мм.}$$

Приймаємо $s = 8$ мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

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

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

s – товщина кільця набивки, мм.

										Аркуш
										19
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата						

$$L = 4 \cdot 8 = 32 \text{ мм.}$$

Відповідно до ДСТУ 5152-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 8х8.

4.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

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

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

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

де r – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 3,2 \text{ см})$$

n – частота обертання вала, об/хв,

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

l – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки,

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

Контактне напруження

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

де l – довжина пакета ($l = 3,2$ см),

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя,

s – товщина кільця сальникової набивки, см ($s = 0,8$ см),

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 6$ кг/см²).

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_0 = 6 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{3,2}{0,8}} = 7,33 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 3,2^2 \cdot 0,8 \cdot 7,33 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{3,2}{0,8}}\right) = 1,05 \text{ кВт.}$$

5 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

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

Потужність електродвигуна

$$N_{\max} = 1,15 \cdot 69792 = 80261 \text{ Вт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4АМУ225М2У3 з параметрами:

Потужність – 85 кВт;

Напруга – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

6 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

6.1 Розрахунок реакцій в опорах

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

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рис 6.1

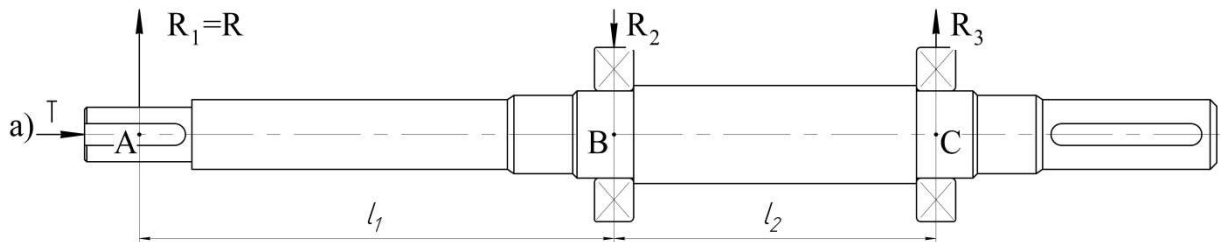


Рисунок 6.1 – Схема навантаження вала

Навантаження P_1 визначається за формулою

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

де G_K – вага робочого колеса, Н,

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

R – радіальна сила, Н.

$$G_K = 86,8 \text{ Н}, G_{1B} = 50,7 \text{ Н}, R = 1361 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 86,8 + \frac{1}{3} \cdot 50,7 + 1361 = 1465 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

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

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

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{2B} = 64,2 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 64,2 = 21,4 \text{ Н}.$$

Навантаження P_3 :

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

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

$$G_{\text{ПМ}} = 48,9 \text{ Н}, G_{3B} = 27,3 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 48,9 + \frac{1}{3} \cdot 27,3 = 58 \text{ Н}.$$

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

R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,205$ м, $l_2 = 0,173$ м, $l_3 = 0,105$ м.

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

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

$$R_B = \frac{1465 \cdot 0,205 - 58(0,173 + 0,105) - 21,4 \cdot 0,173 / 2}{0,173} = 1632 \text{ Н}.$$

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

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$R_A = \frac{21,4 \cdot 0,173/2 + 1465 \cdot (0,205 + 0,173) - 58 \cdot 0,105}{0,173} = 3176 \text{ Н.}$$

6.2 Розрахунок довговічності підшипників

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

В опорі А встановлений підшипник 3813, який сприймає радіальне та осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 61500 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 87400 \text{ Н.}$$

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьову і радіальну навантаження і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

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

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

P - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_T K_\delta \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки $K_\delta = 1,15$, температурний коефіцієнт $K_T = 1,1$, коефіцієнт обертання $V = 1$.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 3176 \text{ Н}; \quad F_a = A = T = 223 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження на підшипник до радіального навантаження на підшипник

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{223}{1 \cdot 3176} = 0,0702$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{223}{61500} = 0,003$$

При цьому $e = 0,108$.

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

Коефіцієнт осьового навантаження Y

$$Y = 0$$

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Динамічне навантаження на підшипник

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 3176 + 0 \cdot 223) \cdot 1,1 \cdot 1,15 = 4018 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{87400}{4018} \right)^3 = 57178 \text{ г.}$$

Результати розрахунку свідчать, що довговічність підшипників насоса та відповідно самого насоса забезпечені.

6.3 Розрахунок вала на статичну міцність

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

Для визначення напружень в перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

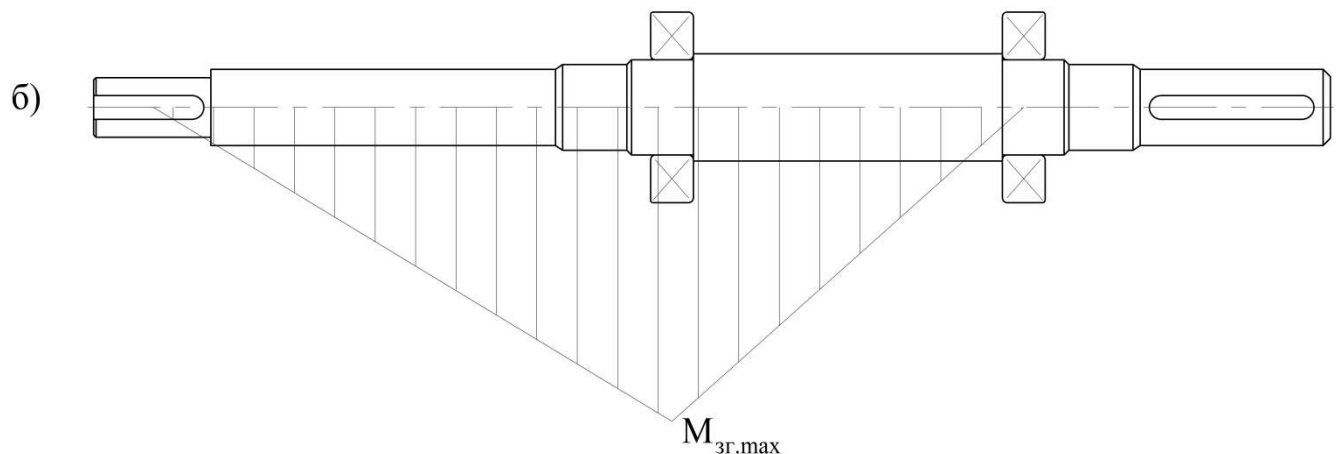


Рисунок 6.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент в перерізі А

$$M_3 = P_1 \cdot l_1 \quad (6.10)$$

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_1 = 3176 \text{ Н}, l_1 = 0,205 \text{ м},$$

$$M_3 = 3176 \cdot 0,205 = 651 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

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

де N – потужність насоса, $N = 80,26$ (див.розд.5)

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{80,26}{3000} = 256 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

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

де $d = 65$ мм – діаметр вала під підшипники

$$W_3 = 0,1 \cdot 0,065^3 = 27,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

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

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,065^3 = 54,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_3}{W_3} \quad (6.14)$$

$$\sigma_3 = \frac{651}{27,5 \cdot 10^{-6}} = 23,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 23,7 \text{ МПа}.$$

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Напруження кручення

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

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{256}{54,9 \cdot 10^{-6}} = 4,66 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,66 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{23,7^2 + 3 \cdot 4,66^2} = 25,04 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості $\sigma_T = 780 \text{ МПа}$.

Запас міцності за межею текучості

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

$$n_T = \frac{780}{25,04} = 31,15$$

Умова міцності валу насоса виконується.

6.4 Розрахунок шпоночного з'єднання валу насоса з робочим колесом

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

Основні вихідні дані для розрахунку

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал вала – Сталь 40Х.

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

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості $\sigma_T = 350$ МПа.

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості $\sigma_T = 440$ МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{кр} = 256 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 10 \times 8 \times 36$$

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

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

де l_p – робоча довжина шпонки,

t_1 – глибина паза шпонки,

h – висота шпонки,

d – діаметр вала.

$$l_p = l - e = 36 - 10 = 26 \text{ мм}, t_1 = 5 \text{ мм}, h = 8 \text{ мм}, d = 45 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 256}{0,045 \cdot 0,026 \cdot (0,008 - 0,005)} = 91,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 110 \text{ МПа}$$

Умова міцності шпонки на зминання виконується.

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

Захист від ураження електричним струмом

З метою забезпечення електричної безпеки на промисловому підприємстві (організації, установі тощо) його працівників (робітників, персонал) та сторонніх осіб, які перебувають на території вказаного підприємства, під час виконання робіт з монтажу або експлуатації та обслуговування електричних установок (які належать як до основного технологічного, так і до допоміжного обладнання на підприємстві) застосовують цілий спектр різних за своїм принципом дії способів та засобів захисту людини. При цьому можна зауважити, що вибір конкретного виду або типу чи способу захисту від шкідливої та небезпечної дії електричного струму, залежить від цілої низки різних факторів, зокрема таким фактором достатньо часто виступає саме спосіб, у який здійснюють електропостачання на вказаному промисловому або іншого типу підприємстві [15].

З метою забезпечення захисту від ураження електричним струмом людини (робітника, працівника підприємства або сторонньої особи) на промисловому підприємстві (організації, установі тощо) у обов'язковому порядку необхідно застосовувати технічні способи та засоби захисту людини від шкідливої та небезпечної дії електричного струму.

При цьому, здійснюючи вибір того або є іншого способу або засобу захисту від шкідливої та небезпечної дії електричного струму (або ж поєднання таких способів та засобів) у конкретній електроустановці на конкретному промисловому підприємстві у конкретній технологічній виробничій лінії, слід враховувати, що ефективність обраного способу, засобу чи їхнього поєднання значною мірою залежить від цілої низки різноманітних за своєю сутністю факторів, серед яких можна виділити наступні [17]:

- номінальна напруга електричного струму у лінії електропостачання основного та допоміжного електричного обладнання на виробничій технологічній лінії промислового підприємства;

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

- рід, форма та частота електричного струму, який подають через лінії електропостачання основного та допоміжного електричного обладнання на виробничій технологічній лінії промислового підприємства;

- спосіб електропостачання, який здійснюють через лінії електропостачання основного та допоміжного електричного обладнання на виробничій технологічній лінії промислового підприємства (серед яких можна виділити наступні: від стаціонарної мережі промислового підприємства, від автономного джерела живлення електричної енергії);

- режим нейтралі джерела трифазного електричного струму (середньої точки джерела постійного електричного струму), який застосовують у лінії електропостачання основного та допоміжного електричного обладнання на виробничій технологічній лінії промислового підприємства, серед яких можна виділити наступні: ізольована нейтраль та заземлена нейтраль;

- вид виконання лінії електропостачання основного та допоміжного електричного обладнання на виробничій технологічній лінії промислового підприємства, серед яких можна виділити наступні: стаціонарні переносні, пересувні;

- умови зовнішнього середовища, які впливають на процеси у лінії електропостачання основного та допоміжного електричного обладнання на виробничій технологічній лінії промислового підприємства (вологість, температура тощо);

- схема ймовірного включення людини (робітника, працівника промислового підприємства, сторонньої особи тощо) у ланцюг, через яких відбувається рух електричного струму по лінії електропостачання основного та допоміжного електричного обладнання на виробничій технологічній лінії промислового підприємства, серед яких можна виділити основні типи: пряме однофазне торкання, пряме двофазне торкання, включення під шаговим напруженням;

- вид робіт (монтаж, налагодження, випробування різних типів та призначень), які проводять на лінії електропостачання основного та допоміжного

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

електричного обладнання на виробничій технологічній лінії промислового підприємства;

Також можна зазначити, що за своїм принципом дії абсолютно усі способи захисту людини (робітника, працівника промислового виробничого підприємства, або ж сторонньої особи, яка знаходиться на території вказаного суб'єкту господарської діяльності) можна розділити на групи, серед яких можна виділити наступні [20]:

- способи захисту людини від шкідливих та небезпечних наслідків від дії на неї електричного струму, які знижують до припустимих значення напруги торкання та кроку;

- способи захисту людини від шкідливих та небезпечних наслідків від дії на неї електричного струму, які обмежують час впливу електричного струму у мережі електропостачання промислового технологічного обладнання на людини (робітника, працівника тощо);

- способи захисту людини від шкідливих та небезпечних наслідків від дії на неї електричного струму, які унеможливають як такий безпосередній контакт людини (робітника, працівника тощо) із струмопровідними частинами та елементами електричного технологічного обладнання на промисловому виробничому машинобудівному підприємстві.

До основних та найбільш поширених на практиці технічних засобів захисту людини від ураження її електричним струмом на промисловому або непромисловому підприємстві (організації, установі тощо) можна віднести наступні [16]:

- захисне заземлення основного та допоміжного технологічного обладнання у приміщеннях підприємства та на прилеглих територіях;

- автоматичне вимкнення живлення (або ж занулення) основного та допоміжного технологічного електричного обладнання на технологічних лініях машинобудівного підприємства;

- пристрої, які здійснюють захисне вимкнення технологічного електричного обладнання на підприємстві.

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Захисне заземлення електричних технологічних установок на підприємстві

Захисне заземлення електричних технологічних установок на підприємстві знижує до безпечного значення напругу відносно поверхні землі металевих частин та елементів промислової технологічної установки, які опинилися під напругою електричного струму унаслідок пошкодження ізоляції на лінії електропостачання технологічного електричного обладнання [19].

Захисне заземлення як таке за своєю сутністю – це спеціальне (передбачене заздалегідь) електричне з'єднання із землею або ж з її еквівалентом неструмопровідних частин та елементів електричного промислового технологічного або ж допоміжного обладнання електричної установки на машинобудівному промисловому підприємстві, які можуть опинитися під час виконання роботи під напругою електричного струму унаслідок замикання на корпус цього електричного технологічного промислового обладнання з тих, або інших причин. Таким причинами замикання можуть бути зокрема наступні: індуктивний вплив сусідніх струмопровідних частин та елементів електричних промислових установок на підприємстві машинобудівної галузі, винесення потенціалу, розряд блискавки у атмосфері та інші. Еквівалентом земля зазвичай може бути рідина (вода у річці, ставку, морі тощо), кам'яне вугілля у кар'єрі або шахті тощо [15].

Основним призначенням захисного заземлення промислового технологічного обладнання є усунення небезпеки від ураження людини (робітника, працівника, сторонньої особи) у випадку торкання до корпусу або іншої частини (елементу) промислової технологічної електричної установки та інших неструмопровідних металевих частин промислового технологічного обладнання, що опинилися під напругою електричного струму унаслідок замикання на корпус або ж з інших причин [20].

Розрізняють два основних типи заземлення: виносне заземлення технологічного промислового обладнання та контурне заземлення технологічного промислового обладнання на промисловому підприємстві машинобудівної галузі у сфері виробництва насосного обладнання.

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Виносне заземлення технологічного промислового обладнання на підприємстві машинобудівної галузі характерне тим, що його заземлювач (елемент заземлюючого електричного пристрою, який знаходиться у безпосередньому контакті із землею або ж її відповідником) винесений за межі майданчика, на якому встановлене основне та допоміжне технологічне електричне обладнання машинобудівного підприємства. Такий спосіб заземлення промислового обладнання машинобудівних підприємств застосовують для захисного заземлення механічних та складальних цехів підприємств насособудівної галузі. Виносне захисне заземлення також інколи називають зосередженим захисним заземленням [18].

Проте слід зауважити, що вказаний спосіб (виносне заземлення технологічного електричного обладнання) має й суттєвий недолік – значну віддаленість заземлювача від самого технологічного обладнання, яке захищають у такий спосіб. Саме тому заземлюючі пристрої цього типу є доцільним застосовувати лише у певних випадках, а саме у випадку малих значень струму замикання на землю (або її відповідник), зокрема в електричних промислових технологічних або нетехнологічних електричних установках із споживаною потужністю до 1 кВт, де потенціал заземлювача не перевищує значення допустимого напруження торкання.

Проте спосіб виносного заземлення електричного промислового обладнання має й свою перевагу, а саме можливість вибору безпосереднього місця розміщення електродів заземлювача. Таким місцем може бути ґрунт з мінімальним значенням електричного опору, зокрема з підвищеним рівнем вологості [16].

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

8 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Матеріально-технічне забезпечення технічного проєкту

На даний момент існують достатньо поширені та успішно перевірені на практиці методики матеріально-технічного забезпечення та логістики технічних проєктів з виробництва машинобудівної продукції.

В організації матеріально-технічного забезпечення технічних проєктів з виробництва машинобудівної продукції зазвичай приймають участь наступні суб'єкти (сторони, що виконують певні функції) [29]:

- менеджери з управління технічним проєктом;
- постачальники (сировини, комплектуючих, матеріалів, ресурсів тощо);
- посередники та/або представники (у тому випадку, коли контрагент вважає їхнє залучення доцільним, або ж якщо їхня присутність з тих або інших причин є обов'язковою);
- складські господарства (призначені для довготривалого або ж короткотермінового зберігання сировини, матеріалів, готової продукції тощо);
- спеціалісти з логістики.

Під час здійснення вибору фірми-постачальника передусім необхідно враховувати низку об'єктивних факторів, серед яких найбільш значущими можна вважати наступні: фінансовий стан суб'єкта господарської діяльності, виробничі та комерційні можливості підприємства, ефективність транспортування товарів (матеріалів, сировини, готових виробів тощо) від однієї сторони до іншої із врахування усіх можливих видів та/або типів транспорту.

Управління матеріальними ресурсами технічного проєкту зазвичай складається із двох основних частин, а саме [30]:

- матеріально-технічне забезпечення технічного проєкту з виробництва машинобудівної продукції;
- управління реалізацією виробленою на машинобудівному підприємстві готовою насосною продукцією.

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

З метою забезпечення та підтримання ефективного управління матеріально-технічним проектом з виробництва машинобудівної продукції на промисловому підприємстві має бути забезпечено ритмічне та безперервне (безперебійне) надходження усіх необхідних для здійснення технологічного процесу матеріальних ресурсів (матеріалів, сировини тощо) безпосередньо до технологічних ліній. Основним видом діяльності із матеріально-технічного забезпечення технічного проекту з виробництва машинобудівної продукції складають закупівля (постачання) усіх необхідних для здійснення технологічного процесу матеріальних ресурсів (матеріали, сировина, обладнання тощо), а також безпосереднє використання усіх перелічених матеріальних ресурсів під час здійснення запланованого технологічного процесу з виробництва готової продукції виробничого підприємства насособудівної галузі [30].

При цьому слід вказати на певну особливість проектної діяльності під час реалізації технічних проектів з виробництва машинобудівної продукції, яка полягає у необхідності забезпечення своєчасного та безперервного (безперебійного) постачання достатньо складних матеріалів та обладнання з метою їхнього використання у проведенні досліджень. Саме тому головним завданням та проблемою, яка вимагає значних зусиль для її вирішення, під час управління ресурсним забезпеченням технічного проекту з виробництва машинобудівної продукції (особливо, якщо такий проект є інноваційним), є своєчасне та безперервне (безперебійне) постачання відповідної номенклатури обладнання, випробувальних стендів, реактивів для проведення лабораторних досліджень тощо. Своєчасне та безперебійне (безперервне) постачання усього спектру необхідних для реалізації технічного проекту ресурсів, які будуть використані під час проведення досліджень та розробок, досить часто може стати вирішальним фактором для забезпечення успіху технічного проекту з виробництва машинобудівної продукції у цілому. Сміливо можна вказати, що найбільш актуальною така ситуація є у разі проведення НДДКР у межах державних установ, оскільки бюрократичні затримки можуть стати значним

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

фактором для гальмування технічного проєкту та навіть для його дострокового завершення (зупинки) [29].

У межах реалізації технічного проєкту з виробництва машинобудівної продукції необхідним є чітке планування термінів поставок усього спектру ресурсів, організація та контроль за поставками на машинобудівне підприємство (до його технологічних ліній), своєчасне та чітке визначення технічних та/або інших вимог до постачальників усіх необхідних ресурсів (матеріалів, сировини, обладнання тощо). Особливу увагу необхідно приділяти вибору постачальників та ретельно перевіряти контракти (договори) з ними на постачання їхньої продукції на машинобудівне підприємство, яке здійснює безпосередню реалізацію технічного проєкту [30].

Слід вказати, що програми та плани майбутніх поставок ресурсів (матеріалів, сировини, обладнання тощо) слід складати з урахуванням попередньо отриманих даних щодо необхідності у тому чи іншому конкретному виді ресурсу, задіяному у технологічному процесі з виробництва продукції на машинобудівному підприємстві. При цьому терміни постачання ресурсів визначені термінами виконання конкретних робіт та календарними графами. Основним завданням планування постачання ресурсів на машинобудівне виробниче підприємство є визначення необхідності різних матеріальних ресурсів (матеріалів, сировини, обладнання тощо) на машинобудівному підприємстві для реалізації технологічного процесу з метою досягнення результату запланованих під час розробки плану технічного проєкту робіт. При цьому, якщо існують нормативи, то тоді затребуваність у тому чи іншому ресурсі (сировині, матеріалі, обладнання, інструменті тощо) можна визначити шляхом помноження нормативної величини на запланований об'єм робіт або обсяг продукції, запланованої до випуску згідно затвердженого графіка. Отже, можна зробити висновок, що важливим показником під час реалізації технічного проєкту з виробництва машинобудівної продукції є норма витрати ресурсів (матеріалів, сировини, інструменту тощо), які за можливості мають бути максимально

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

обґрунтованими з метою оперативного контролю за рівнем витрат грошових коштів та самих матеріальних ресурсів (у одиницях, кілограмах, метрах тощо).

Під час проведення розрахунку норм витрати матеріальних ресурсів (матеріалів, сировини, інструменту тощо) зазвичай виходять з необхідної кількості та корисної витрати ресурсів, а також додають сумарну кількість відходів, які можна буде використати у подальшому на виробництві промислової продукції, та невідворотних втрат [29].

Для того, щоб правильно виконати розрахунок необхідної кількості матеріальних ресурсів (матеріалів, сировини тощо), необхідно ретельно проаналізувати увесь обсяг наявної інформації про аналогічні технічні проекти та дослідження, а також накопичену заздалегідь статистичну інформацію, яка стосується самої проєктної організації, з урахуванням усіх змін, доповнень та інших особливостей, пов'язаних зі специфікою даного конкретного технічного проєкту.

Під час використання методу аналогії для виконання необхідних розрахунків щодо обсягів матеріальних ресурсів (матеріалів, сировини тощо) зазвичай виходять з укрупненої норми витрати даного конкретного виду матеріального ресурсу (під час виконання таких само, або ж аналогічних робіт), які коригують з урахуванням специфіки, яку накладає даний конкретний технічний проєкт.

Ефективного використання матеріальних ресурсів (сировини, матеріалів тощо) під час реалізації технічного проєкту можна досягти лише у разі застосування програми запровадження найбільш економічних видів (типів) матеріалів, сировини, відходів, вторинних ресурсів тощо.

Усі матеріальні ресурси, задіяні під час реалізації технічного проєкту з виробництва машинобудівної продукції, можна розділити на дві основні групи, а саме: на основні (призначені власне для виготовлення машинобудівної продукції або виконання робіт, безпосередньо пов'язаних із реалізацією технологічного процесу) та допоміжні [30].

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім того, слід зауважити, що обов'язково необхідно враховувати необхідність у матеріальних ресурсах (матеріалах, сировині тощо) для кожної роботи у межах даного технічного проєкту, включно із допоміжними, інфраструктурними роботами, а також роботами з обслуговування.

Під час визначення необхідної величини запасів матеріальних ресурсів (сировини, матеріалів тощо), необхідних для реалізації даного конкретного технічного проєкту з виготовлення машинобудівної продукції, слід враховувати наступне [29]:

- час, необхідний для виконання оформлення документів;
- час, необхідний для транспортування матеріальних ресурсів (сировини, інструменту тощо) від місць постачання до виробничих потужностей, а також усередині самого підприємства між його підрозділами (ланками);
- час, необхідний для відвантаження готової машинобудівної продукції;
- час, необхідний для виконання підготовчих робіт перед використанням матеріальних ресурсів (сировини) у безпосередньому виробництві на технологічних лініях промислового підприємства.

При цьому варта звернути увагу на те, що надзвичайно важливу роль в управлінні матеріальним запасами на промисловому підприємстві під час реалізації технічного проєкту відіграють ряд факторів, серед яких можна виділити наступні: внутрішні фактори (інтенсивність використання матеріальних ресурсів на виробництві, рівень організації складського господарства на промисловому виробничому підприємстві, періодичність запуску матеріальних ресурсів підприємства безпосередньо у виробництво для реалізації запланованого технологічного процесу із виготовлення промислової продукції тощо) і зовнішні фактори (ритмічність та періодичність випуску продукції постачальником, терміни виконання проєктних робіт проєктною організацією, умови транспортування (перевезення) вантажів під час їхнього переміщення від постачальника до виробника та між окремими ділянками безпосередньо на виробництві тощо) [30].

					131.06.BP.000.00 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК 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.

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навчальний посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; за ред. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.

13. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 151 с.

14. Основи наукових досліджень : навч. посіб. / М. Мальська, Н. Паньків. – Львів : Львівський нац. ун-т ім. І. Франка, 2020. – 226 с.

15. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білий. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 322 с.

16. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник [для студентів вузів технічних спеціальностей] / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. – Суми : Університетська книга, 2017. – 556 с.

17. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.

18. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.

19. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.

20. Олійник П. В., Омельчук С. Т., Чаплик В. В. [та ін.] Цивільний захист : підручник. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.

21. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.

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

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		

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 р.

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.

29. Блага, Н. В. Управління проектами [Електронний ресурс] : навч. посіб. / Н. В. Блага. — Львів : Львівський держ. ун-т внутр. справ, 2021. — 152 с.

30. Нечипорук, О. В. Сучасні підходи та методи управління проектами [Електронний ресурс] / О. В. Нечипорук // Наука і техніка сьогодні. — 2023. — № 12 (26). — С. 262-272.

					131.06.ВР.000.00 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підпис	Дата		