

**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:  $Q=64$  м<sup>3</sup>/год;  $H=198$  м;  $n=3000$ об/хв**

Здобувача групи ГМдн-91о      Лобунець Володимир Володимирович

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

\_\_\_\_\_ Лобунець Володимир Володимирович

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Віталій ПАНЧЕНКО

\_\_\_\_\_

Суми – 2023

Сумський державний університет

Факультет TeSET Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри М.І.Сотник

«  » \_\_\_\_\_ 20   р.

## ЗАВДАННЯ

на комплексний курсовий проект

**Лобунець Володимир Володимирович**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **«Розробка відцентрового насоса на параметри:  $Q=64$  м<sup>3</sup>/год;  $H=198$  м;  $n=3000$  об/хв»**

затверджена наказом по університету від «11» травня 2023р. № 0483-VI

2. Термін здавання закінченої роботи 31.05.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи:

параметри натурального насоса:  $Q=64$  м<sup>3</sup>/год, напір  $H=198$  м;

параметри модельного насоса:  $Q=620$  м<sup>3</sup>/год, напір  $H=50$  м; частота обертання ротора  $n=1500$  об/хв.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса; опис конструкції вибраного насоса; гідравлічні розрахунки; розрахунки щодо вибору електродвигуна; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки на міцність; розрахунки з вибору підшипників.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу креслення вала (всього 4 листа ф. А1)

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ пор.	Назва етапу дипломної роботи	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів	02.03 – 10.03.23	
2	Обґрунтування і вибір конструктивної схеми насоса	11.03 – 15.03.23	
3	Опис конструкції вибраного насоса	16.03 – 25.03.23	
4	Гідравлічні розрахунки	26.03 – 27.04.23	
5	Механічні розрахунки	28.04 – 12.05.23	
6	Креслення робочого колеса	13.05 – 17.05.23	
7	Складальне креслення насоса	18.05 – 25.05.23	
8	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	26.05 – 31.05.23	

Дата видачі завдання 02.03.23

Студент \_\_\_\_\_  
*підпис*

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
*підпис*

Панченко В.О.  
*прізвище, ініціали*

## Анотація

Пояснювальна записка: 71 с., 8 рисунків, 4 таблиці, 5 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка одноступеневого консольного насоса для перекачування забруднених рідин на параметри:  $Q=340\text{м}^3/\text{год}$ ,  $H=85\text{м}$ ».

Графічні матеріал: 4,5 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, теоретичне креслення робочого колеса, робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення корпусу, робоче креслення валу.

Мета роботи – розроблення конструкції одноступеневого консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком для перекачування води, яка містить тверді домішки.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса згідно отриманого завдання;

- наведено опис конструкції одноступеневого консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком для перекачування води, яка містить тверді домішки;

- виконано гідравлічні розрахунки одноступеневого консольного насоса з осьовим підведенням рідини та тангенціальним напірним патрубком для перекачування води, яка містить тверді домішки;

- виконано проектування робочого колеса та профілювання лопаті;

- виконано розрахунок і проектування спірального відводу з тангенціальним напірним патрубком;

- підібрано привідний електродвигун;

- розраховано довговічність підшипників кочення;

- виконано розрахунки на міцність деталей насоса.

У економічному розділі розглянуто дослідження ринків потенційного збуту насосного обладнання.

У розділі з охорони праці розглянуто небезпечні зони устаткування і огорожувальні засоби захисту.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, КОРПУС, ПАТРУБОК, УЩІЛЬНЕННЯ, ВІДВІД, МІЦНІСТЬ

## Зміст

	С.
1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	6
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА .....	8
3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ .....	10
3.1 Визначення коефіцієнта подібності .....	10
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса .....	13
4 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА.....	15
4.1 Визначення осьової сили .....	15
4.2 Визначення радіальної сили.....	18
5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ .....	19
6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА .....	21
6.1 Вибір типу ущільнення.....	21
6.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	22
7 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА .....	23
7.1 Розрахунок параметрів електродвигуна.....	23
7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики .....	24
8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ .....	28
8.1 Розрахунок реакцій в опорах .....	28
8.2 Розрахунок довговічності підшипників.....	30
8.3 Розрахунок валу на статичну міцність.....	32
8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом .....	34
9 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	37
10 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	44
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ .....	50

					<b>131.04.ВР.000.00 ПЗ</b>				
<i>Изм.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						
<i>Разраб.</i>	<i>Лобунець</i>			Розробка одноступеневого консольного насоса для перекачування забруднених рідин на параметри: Q=340м <sup>3</sup> /год, Н=85м Пояснювальна записка			<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Панченко</i>							4	49
<i>Н. Контр.</i>	<i>Панченко</i>			<b>ГМдН-91о</b>					
<i>Утверд.</i>									

# 1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні дані для розрахунку насоса: подача  $Q = 64 \text{ м}^3/\text{год}$ , напор  $H = 198 \text{ м}$ .

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступеневих насосів типу К [1].

Відповідно до цього вибираємо одноступеневий насос консольного типу з закритим робочим колесом, спіральним відводом, осьовим всмоктувальним патрубком та тангенціальним напірним патрубком.

Проектування та розрахунок насоса виконуємо з використанням теорії подібності гідромашин. Параметри модельного насоса: подача  $Q = 620 \text{ м}^3/\text{год}$ , напор  $H = 50 \text{ м}$ , частота обертання ротора насоса  $n = 1500 \text{ об/хв}$ .

Спочатку розрахуємо коефіцієнт швидкохідності модельного насоса [1]:

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

де  $n$  – частота обертання валу насоса, об/хв;

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

$H$  – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для модельного насоса дорівнює 1. Тоді

$$n_{sm} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{620}}{60 \cdot 50^{3/4}} = 120.$$

Коефіцієнт швидкохідності натурального насоса:

- за частоти обертання  $n = 1500 \text{ об/хв}$ :

$$n_{sn} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{340}}{60 \cdot 85^{3/4}} = 60.$$

- за частоти обертання  $n = 3000 \text{ об/хв}$ :

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$n_{ш} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{340}}{60 \cdot 85^{3/4}} = 120.$$

Таким чином робимо висновок про правильність вибору модельного насоса за частоти обертання натурального насоса 3000 об/хв, оскільки коефіцієнти швидкохідності модельного насоса і натурального насоса у такому випадку співпадають. У такому випадку використання теорії подібності є обґрунтованим.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Проектований насос – відцентровий, консольний, горизонтальний з осьовим підведенням перекачуваної рідини, спіральним литим відводом та тангенціально розміщеним напірним патрубком [1].

Базовою деталлю консольного відцентрового насоса є литий корпус, яким власне є спіральний відвід, напірний патрубок якого розміщений тангенціально та спрямований вертикально вгору.

Опорні лапи консольного відцентрового насоса розміщені в нижній частині литого корпусу.

Основними складальними одиницями консольного відцентрового насоса є литий корпус та виймальна частина.

Виймальна частина консольного відцентрового є самостійною складальною одиницею. Така конструктивна схема насоса дозволяє виконувати увесь комплекс ремонтних регламентних робіт, не відокремлюючи сам корпус консольного відцентрового насоса від усмоктувального і напірного трубопроводів.

До складу виймальної частини входять наступні деталі та складальні одиниці: кронштейн, корпус сальника, робоче колесо, вал, полумуфта насоса, ущільнення валу насоса та кріпильні вироби [2].

В ущільненні вала застосована м'яка сальникова набивка з одношаровим обплетенням сердечника АГИ за ДСТУ 5152.

Підтискання сальникової набивки ущільнення під час його експлуатації безпосередньо на місці здійснюється за допомогою спеціальної натискної втулки, яка складається з двох половин (верхньої та нижньої) та натискного фланця. Спеціальне захисне кільце запобігає видавлюванню сальникової набивки кінцевого ущільнення у порожнину розвантажувальної камери консольного відцентрового.

З метою створення умов нормальної роботи сальникового ущільнення консольного відцентрового обов'язково необхідно подати холодну технічно чисту воду, яка унеможливує підсмоктування повітря в порожнину насоса за тиску на вході у насос нижче від атмосферного. Крім того ця спеціально підведена вода

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



охолоджує сальник (запобігає надмірному підвищенню температури сальникової набивки) та промиває його (виносить продукти зношування та тверді абразивні домішки, які можуть містити у перекачуваному середовищі). Місце підведення цієї води закрито.

Розвантаження ротора консольного відцентрового насоса від дії осьових гідравлічних сил забезпечено вибором щілинного ущільнення робочого колеса на тильній стороні основного диска робочого колеса. Відведення рідини з розвантажувальної камери здійснюється через спеціальні отвори у робочому колесі насоса.

Залишкові (неврівноважені) зусилля сприймаються підшипниками кочення, які є опорами ротора, та які встановлені у литому кронштейні.

Напрямок обертання ротора консольного відцентрового насоса – за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку приводу.

Передача крутного моменту від двигуна до насоса здійснюється за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти. Передача крутного моменту від валу насоса до робочого колеса відбувається через призматичну шпонку. Лопаті робочого колеса під час свого обертання за рахунок силової взаємодії з перекачуваною рідиною передають їх енергію, яка перетворюється у гідравлічну енергію руху рідини та енергію тиску. Спіральний відвід збирає рідину та спрямовує її у напірний патрубок. У спіральному та осьовому дифузорах відводу відбувається перетворення частини кінетичної енергії руху рідини у потенційну енергію тиску [1, 2].

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

#### 3.1 Визначення коефіцієнта подібності

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

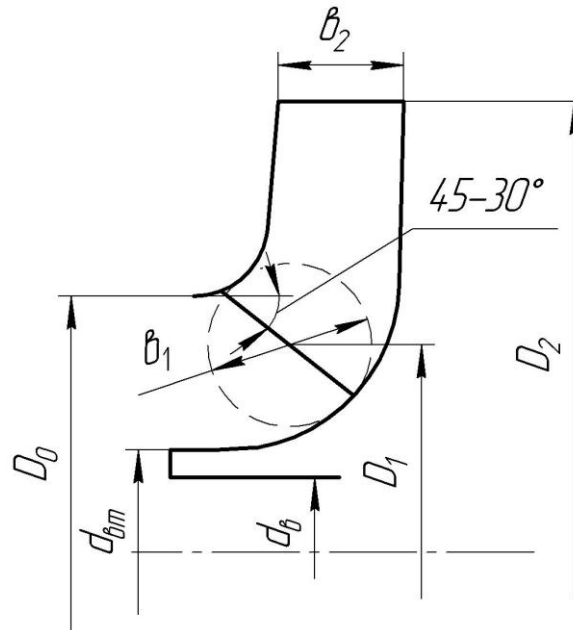


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

Масштабний коефіцієнт геометричної подібності визначається виходячи з характеристик натурального та модельного насосів [1]:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^2 \frac{H_m}{H_n}} = \sqrt[4]{\left(\frac{340}{620}\right)^2 \frac{50}{85}} = 0,648,$$

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

$H_m$  - напір модельного насоса, м.

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

$$D_{2n} = \lambda D_{2m},$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Тоді

$$D_{2н} = 0,648 \cdot 408 = 264,4 \text{ мм.}$$

Отриманий зовнішній діаметр натурального робочого колеса округляється до значення, кратного 5.

Тоді

$$D_{2н} = 265 \text{ мм.}$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

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

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 ( $D_{1пр} < 70$  мм).

$$D_{1пр} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{340}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 134,2 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

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

У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення (див. рис. 3).

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

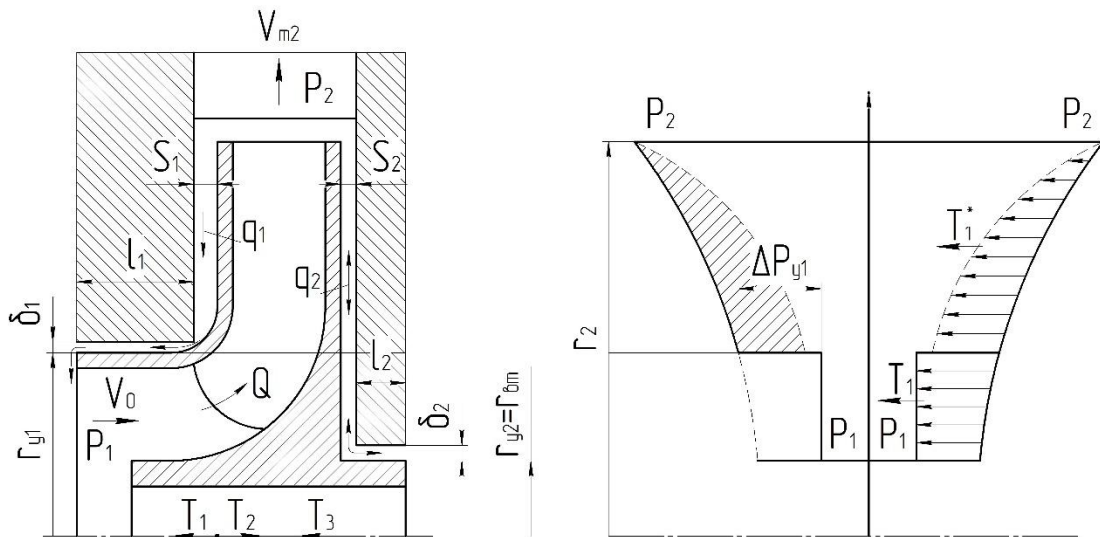


Рисунок 3.2 - Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{340}{0,973} = 349,4 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{imp} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 134,2 - 0,172)^2} = 0,89.$$

Внутрішній механічний ККД

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

Повний ККД насоса

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

де  $\eta_{\Gamma}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_M$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_M$  - зовнішній механічний ККД.

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

$$\eta = 0,973 \cdot 0,89 \cdot 0,947 \cdot 0,99 = 0,812$$

										Лист
										12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 340 \cdot 85}{3600 \cdot 0,812} = 96986 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір визначають за формулою

$$H_m = \frac{H}{\eta_2} = \frac{340}{0,89} = 382 \text{ м.}$$

### 3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою [1]

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

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

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

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

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 96986 = 106685 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{106685 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 339,6 \text{ Н·м,}$$

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{339,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 48,37 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d_e = 50 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_e = (1,2 - 1,25)50 = (60 - 62,5) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{em} = 65 \text{ мм.}$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 4 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА

### 4.1 Визначення осьової сили

Осьова гідравлічна сила складається з суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку [1].

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. 4.1).

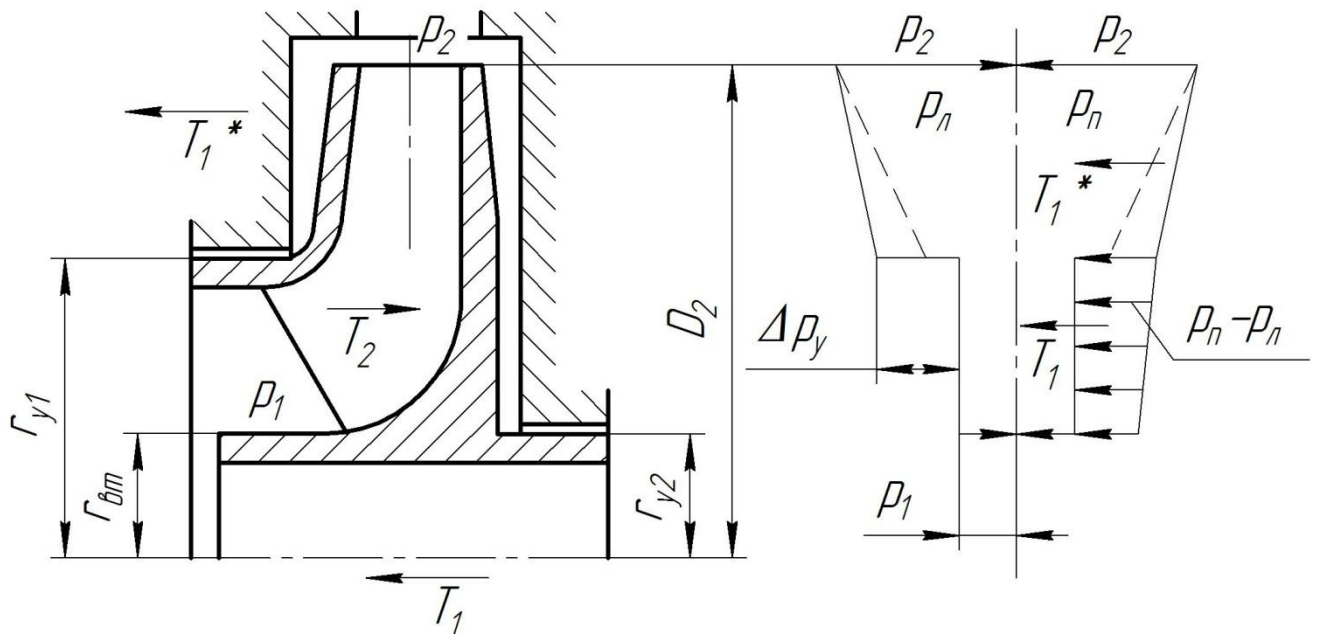


Рисунок 4.1 – Схема дії осьових сил в насосі

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 зношенні ущільнення виникає додаткова осьова сила  $T_1^*$  спрямована в бік всмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [1]:

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right) \quad (4.1)$$

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,0925 \text{ м}, \quad r_2 = 0,1325 \text{ м}.$$

Кругова швидкість на виході робочого колеса

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (4.2)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,265 \cdot 3000}{60} = 41,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,1325^2 - 0,0925^2) \cdot 9810 \frac{41,6^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( \frac{0,1325^2}{0,1325^2 - 0,0925^2} \cdot \ln \frac{0,1325^2}{0,0925^2} + \frac{0,1325^2 + 0,0925^2}{2 \cdot 0,1325^2} - 2 \right) = 891 \text{ Н}$$

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

Сила  $T_2$  дорівнює [1]:

$$T_2 = B \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (4.3)$$

де  $B = 1$  – для радіальних коліс,

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

Швидкість  $v_0$

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (4.4)$$

де  $S_0$  – площа вхідного перізу колеса, м<sup>2</sup>.

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$S_0 = \frac{\pi (D_0^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (4.5)$$

де  $D_0$  – діаметр входу в колесо,  $D_0 = 0,174$  м,

$d_{BT}$  – діаметр втулки,  $d_{BT} = 0,065$  м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,174^2 - 0,065^2)}{4} = 0,0205 \text{ м}^2,$$

$$v_0 = \frac{340}{3600 \cdot 0,0205} = 4,61 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 340}{3600 \cdot 9,81} \cdot 4,61 = 435 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1 * - T_2 \quad (4.6)$$

$$T = 891 - 435 = 456 \text{ Н}$$

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 4.2 Визначення радіальної сили

Напрямок сили  $R$  залежить від подачі та швидкохідності насоса. При  $Q = Q_{opt}$  радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 4). Для подальших розрахунків можна зробити припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору [1].

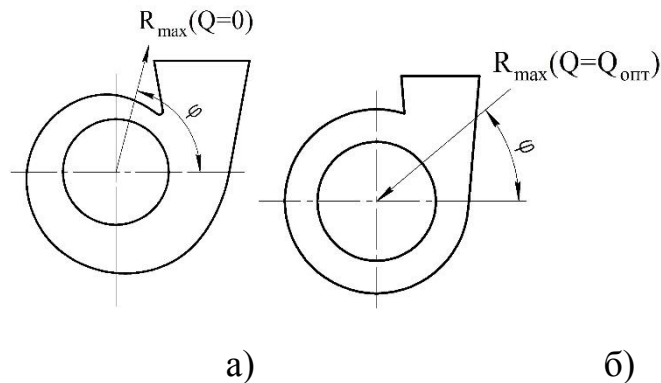


Рисунок 4.2 - Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах:

а) зі спіральним відводом; б) з кільцевим відводом

Для визначення радіальної сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [3]:

$$R = K_R \left( 1 - \left( \frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 b_2, \quad (4.7)$$

де  $K_R$  – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили,

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса,

$D_2 = 0,265$  м,

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

$b_2 = 0,0393$  м.

Коефіцієнт  $K_R$  залежить від  $n_s$ . При  $n_s = 120$ ,  $K_R = 0,275$ .

Максимальна сила буде на режимі  $Q = 0$ .

$R = 0,275 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 85 \cdot 0,265 \cdot 0,0393 = 2388$  Н.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 5 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

Кавітаційні якості насоса залежать від основних геометричних розмірів робочого колеса і фізичних властивостей рідини [1].

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (5.1)$$

де  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  – коефіцієнти,

$v_0$  – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо,

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

Для насосів за умови безударного входу на лопаті колеса коефіцієнти приймають рівними:

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

Швидкість  $v_0 = 4,61$  м/с.

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (5.2)$$

де  $U_1$  – кругова швидкість на вході в колесо,

$v_{m1}$  – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Кругова швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (5.3)$$

де  $D_1$  – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0,$$

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,174 = 0,1392 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,1392 \cdot 3000}{60} = 21,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Меридіальна складова абсолютної швидкості  $v_{m1}$

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (5.4)$$

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

При  $\psi_1 = 1,25$

$$v_{m1} = 1,25 \cdot 4,61 = 5,76 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{21,9^2 + 5,76^2} = 22,64 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \frac{4,61^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{22,64^2}{2 \cdot 9,81} = 9,14 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n / \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (5.5)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{340}}{60 \cdot 9,14^{3/4}} = 985.$$

Отримане значення кавітаційного коефіцієнту швидкохідного проєктованого відцентрового консольного насоса  $C = 985$  показує, що насос має хороші кавітаційні якості [3].

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 6 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

### 6.1 Вибір типу ущільнення

Для проектованої конструкції відцентрованого консольного насоса в якості кінцевого ущільнення валу приймаємо сальникове ущільнення (рис. 4.1) [1].

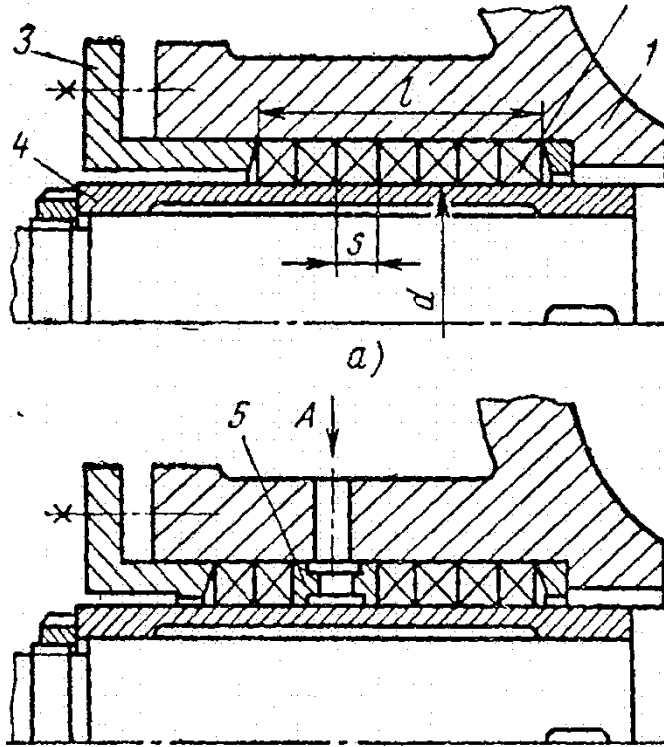


Рисунок 6.1 – Схема сальникового ущільнення

Для надійної роботи відцентрового насоса необхідно забезпечити гарантований підпір на вході в насос. Підпір, який вимірюється у всмоктувальному патрубку насоса, повинен бути не менше, ніж 1 м.

З метою захисту сальникового ущільнення відцентрового від надмірного зношування до вузла сальникового ущільнення подається запірна рідина під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. В якості запірної рідини використовується холодна технічно чиста вода з температурою не вище, ніж 40°C. Витрата води, яка подається в сальнику, дорівнює 0,01 м<sup>3</sup>/год.

										Лист
										21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Згідно [1] товщина кільця сальникової набивки

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

де  $d$  – діаметр валу насоса в місці набивки сальника, мм ( $d = 70$  мм).

$$S = \sqrt{70} = 8,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S = 12$  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.

$$L = 4 \cdot 12 = 48 \text{ мм.}$$

У відповідності із ДСТУ 5152 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 12х12.

## 6.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right), \quad (6.3)$$

де  $r$  – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 47 \text{ мм})$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$n$  – частота обертання вала, об/хв,

$\sigma_0$  – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см<sup>2</sup>,

$l$  – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$  – коефіцієнт тертя набивки,

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

Контактне напруження у місці контакту сальникової набивки із захисною втулкою валу насоса

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (6.4)$$

де  $l$  – довжина пакета ( $l = 48$  мм),

$f = 0,05$  – коефіцієнт тертя,

$s$  – товщина кільця сальникової набивки, см ( $s = 12$  мм),

$P_0$  – тиск на вході в насос ( $P_0 = 5$  кг/см<sup>2</sup>).

$$\sigma_0 = 5 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{48}{12}} = 5,1 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 4,7^2 \cdot 1,2 \cdot 5,1 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{48}{12}}\right) = 2,37 \text{ кВт.}$$

## 7 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

### 7.1 Розрахунок параметрів електродвигуна

Потужність насоса на номінальному режимі за прийнятої густини рідини перекачуваної насосом  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> [1].

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta} \quad (5.1)$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 340 \cdot 85}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,8} = 96,986 \text{ кВт}$$

$\eta = 0,812$  – ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N$$

де  $K = 1,1 - 1,3$  – коефіцієнт, враховує допустиме граничне відхилення напору.

Приймаємо  $K = 1,1$ .

$$N_{\text{ЕД}} = 1,1 \cdot 96,986 = 106,68 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4АМУ250S2У3 з наступними номінальними параметрами:

Потужність електричного двигуна – 110 кВт;

Напруга живлячої електродвигун мережі – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) ротора електричного двигуна – 3000 об/хв.

## 7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання [1].

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



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

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

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

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{96986}{314} = 308,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 308,9 = 64,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

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

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

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

$$N_{\text{дв}} = 110 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\text{max}} = \frac{110 \cdot 10^3}{314} = 350,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

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

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

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 350,3 = 10,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

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

$$k = \frac{350,3}{3000^2} = 38,92 \cdot 10^{-6}$$

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

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

Результати розрахунку заносяться до табл. 7.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 7.1 будують залежність  $M = f(n)$
- точки  $A(n_0; M_0)$  та  $B(n_B; M_B)$  з'єднуються між собою відрізком;
- отримані лінії спрягають плавною кривою.

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблиця 7.1 – Пускова моментна характеристика

п, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
М, Н·м	0	9,73	38,92	87,57	155,7	243,3	350,3

На рисунку 7.1 наведена пускова моментна характеристика проєктованого насосного агрегату з консольним відцентровим насосом.

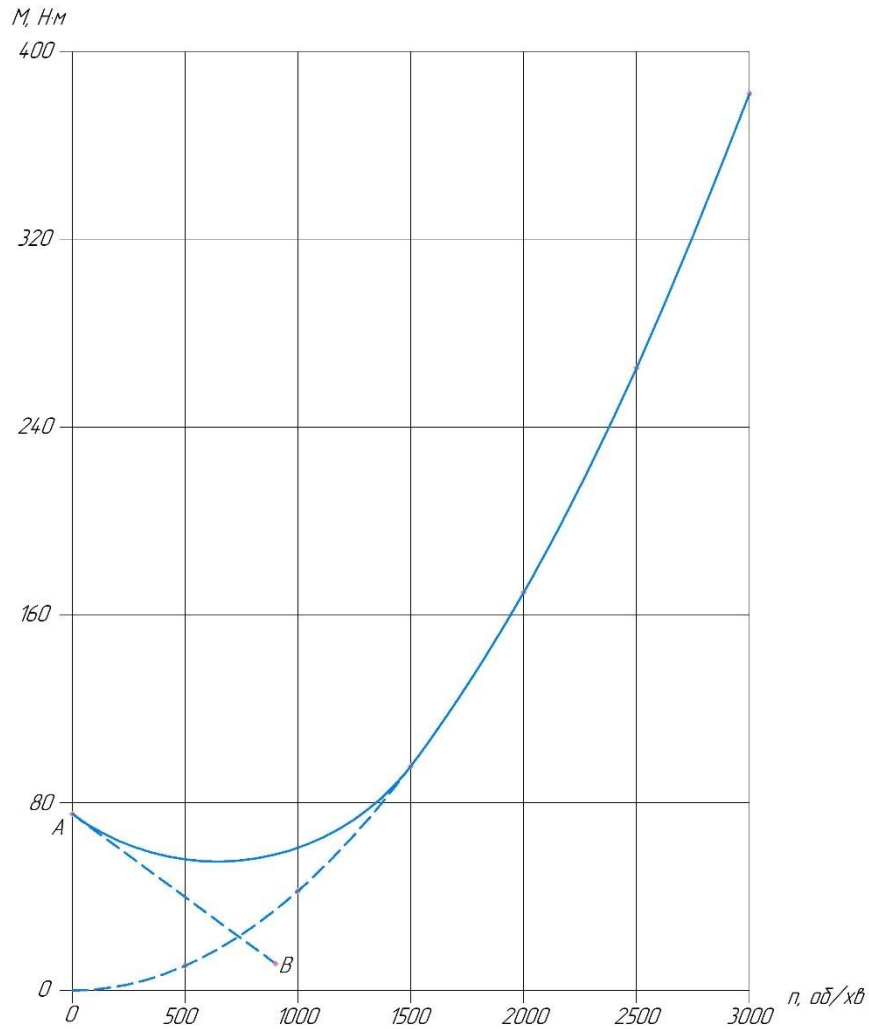


Рисунок 7.1 – Пускова моментна характеристика проєктованого насосного агрегату

## 8 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### 8.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса наведена на рисунку 8.1 [1]

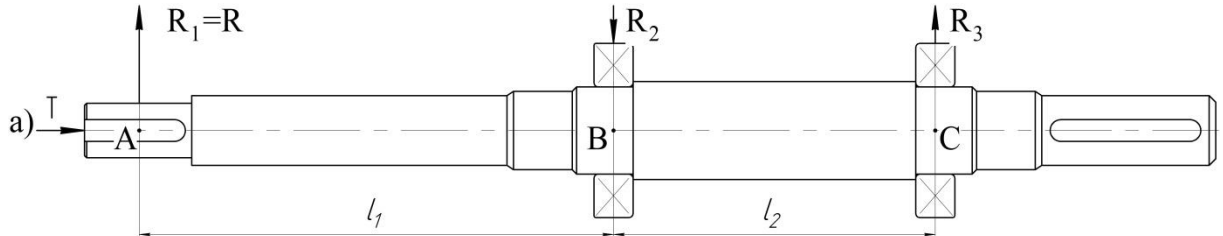


Рисунок 8.1 – Схема навантаження валу насоса

Навантаження  $P_1$  визначають за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3}G_{1B} + R \quad (8.1)$$

де  $G_K$  – вага робочого колеса, Н,

$G_{1B}$  – вага валу на довжині  $l_1$ , Н,

$R$  – радіальна сила, Н.

$$G_K = 117,7 \text{ Н}, G_{1B} = 54,1 \text{ Н}, R = 2388 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 117,7 + \frac{1}{3} \cdot 54,1 + 2388 = 2524 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_2$ :

$$P_2 = \frac{1}{3}G_{2B} \quad (8.2)$$

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

$$G_{2B} = 81 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 81 = 27 \text{ Н}.$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Навантаження  $P_3$ :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\text{В}} \quad (8.3)$$

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

$$G_{\text{ПМ}} = 61 \text{ Н}, G_{3\text{В}} = 28 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 61 + \frac{1}{3} \cdot 28 = 70 \text{ Н}.$$

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:  $l_1 = 0,195$  м,  $l_2 = 0,185$  м,  $l_3 = 0,110$  м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (8.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (8.5)$$

$$R_B = \frac{2524 \cdot 0,195 - 70(0,185 + 0,110) - 27 \cdot 0,185 / 2}{0,185} = 2535 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (8.6)$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (8.7)$$

$$R_A = \frac{27 \cdot 0,185/2 + 2524 \cdot (0,195 + 0,185) - 70 \cdot 0,110}{0,185} = 5156 \text{ Н.}$$

## 8.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А встановлений підшипник 32314 ДСТУ 8328, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність [1].

Статична вантажопідйомність даного підшипника

$$C_0 = 102000 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність даного підшипника

$$C = 161000 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (8.8)$$

де  $C$  – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

$P$  - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

$$P = (XVFr + YFa) = K_T K_\delta \quad (8.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки  $K_\delta = 1,2$ ,

					131.04.BP.000.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

температурний коефіцієнт  $K_T = 1,0$ , коефіцієнт обертання  $V = 1$ .

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 5156 \text{ Н}; F_a = A = T = 307 \text{ Н.}$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{307}{1 \cdot 5156} = 0,0595$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{307}{102000} = 0,003$$

При цьому  $e = 0,12$ .

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

Коефіцієнт осьового навантаження  $Y$

$$Y = 0$$

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 5156 + 0 \cdot 307) \cdot 1 \cdot 1,2 = 6187 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left( \frac{161000}{6187} \right)^3 = 98852 \text{ г.}$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таким чином, можна зробити висновок про те, що довговічність підшипника забезпечується.

### 8.3 Розрахунок валу на статичну міцність

Розрахунок проводимо за методикою [6].

Для визначення напружень в перетинах валу побудуємо епюру згинальних моментів.

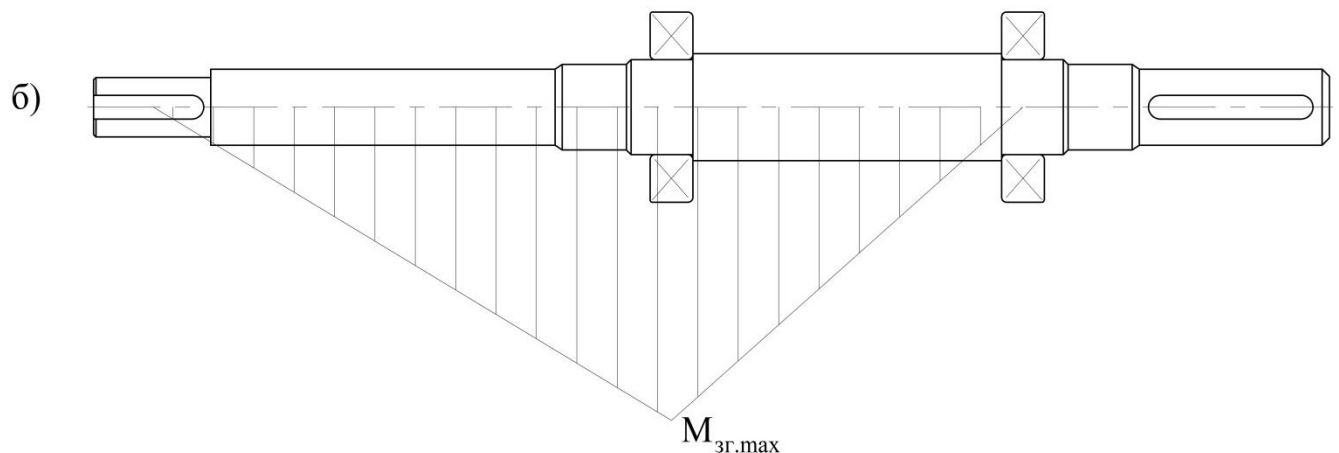


Рисунок 8.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний моментів в перерізі А

$$M_u = P_1 \cdot l_1 \quad (8.10)$$

$$P_1 = 2524 \text{ Н}, l_1 = 0,195 \text{ м},$$

$$M_u = 2524 \cdot 0,195 = 492 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (8.11)$$

де N – потужність насоса, N = 96,986 (див.розд.5)

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{96,986}{3000} = 309 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

$$W_{\text{и}} = 0,1d^3 \quad (8.12)$$

де  $d = 70$  мм – діаметр валу насоса під підшипники

$$W_{\text{и}} = 0,1 \cdot 0,07^3 = 34,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору кручення

$$W_{\text{кр}} = 0,2d^3 \quad (8.13)$$

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,07^3 = 68,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} \quad (8.14)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{660}{34,3 \cdot 10^{-6}} = 19,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 19,2 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (8.15)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{275}{68,6 \cdot 10^{-6}} = 4,01 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,01 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

$$\sigma_{\text{EKB}} = \sqrt{\sigma_{\text{H}}^2 + 3\tau_{\text{KP}}^2} \quad (8.16)$$

$$\sigma_{\text{EKB}} = \sqrt{19,2^2 + 3 \cdot 4,01^2} = 20,4 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 780$  МПа.

Запас міцності за межею текучості

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{EKB}}} \quad (8.17)$$

$$n_{\text{T}} = \frac{780}{20,4} = 38,2$$

Умова статичної міцності валу насоса виконується.

#### 8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом

Основні вихідні дані для розрахунку

Матеріал вала – Сталь 40Х.

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

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 350$  МПа.

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 440$  МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{\text{KP}} = 309 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$$

Під час розрахунку шпонкового з'єднання валу насоса з робочим колесом визначальними є напруження змінання

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2M_{\text{КР}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (8.18)$$

де  $l_p$  – робоча довжина шпонки,

$t_1$  – глибина паза шпонки,

$h$  – висота шпонки,

$d$  – діаметр вала.

$$l_p = l - e = 48 - 12 = 36 \text{ мм}, t_1 = 5 \text{ мм}, h = 8 \text{ мм}, d = 48 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 309}{0,05 \cdot 0,036 \cdot (0,008 - 0,005)} = 114,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 114,4 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження змінання обчислюємо для матеріалу (шпонка), що має найнижчу межа текучості.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{\text{СМ}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (8.19)$$

Для матеріалу валу приймаємо Сталь 40Х

$$[\sigma_{\text{СМ}}] = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{СМ}} < [\sigma_{\text{СМ}}]$$

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Умови міцності шпонкового з'єднання робочого колеса з валом насоса на змінання виконується.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 9 ОХОРОНА ПРАЦІ

### Основні ізолювальні засоби для роботи в електроустановках

Електрозахисні засоби електроустановок (обладнання, устаткування) слугують доповненням до захисних пристроїв електричних установок, серед яких можна виділити наступні:

- огороження небезпечного електричного обладнання;
- блокування струмопровідного обладнання;
- захисне заземлення електрообладнання;
- занулення електрообладнання;
- інші захисні пристрої.

Вказані вище електрозахисні засоби є необхідними оскільки під час експлуатації на підприємстві електроустановок (обладнання, устаткування) періодично можуть виникати умови, за яких навіть найбільш досконалі та сучасні штатно встановлені захисні пристрої самих електроустановок, задіяних у виробничому технологічному процесі підприємства, не можуть гарантувати безпеки для людини, яка працює з цим обладнанням. Такі ситуації можуть виникати зокрема під час комутації (з'єднання або роз'єднання електричних мереж).

За своїм призначенням засоби із захисту електричного обладнання можна умовно розділити на наступні категорії:

- ізолювальні засоби;
- огорожувальні засоби;
- допоміжні засоби.

Ізолювальні засоби захисту електричних установок та технологічного обладнання на підприємстві призначені для ізоляції людини (робітника, працівника), що виконує технологічні операції на виробничому обладнанні, від частин цього обладнання, які знаходяться під напругою, та від землі. Такий захист є особливо необхідним у тому випадку, якщо працівник одночасно торкається землі або ж заземлених частин відповідних електротехнічних установок та струмопровідних частин технологічного виробничого обладнання, або ж металевих

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

корпусів цього обладнання, які з тієї чи іншої причини опинилися під електричною напругою.

Електрозахисні ізолювальні засоби виробничого технологічного електротехнічного обладнання можна розділити на наступні категорії:

– основні електрозахисні засоби – засоби захисту електротехнічного обладнання, ізоляція яких впродовж тривалого часу має витримувати робочу електричну напругу електричних установок та які дозволяють виконувати працівниками роботу на струмопровідних частинах обладнання (устаткування), які знаходяться під електричною напругою;

– додаткові електрозахисні засоби електроустановок – засоби електрозахисту, які мають доповнювати основні засоби електричного захисту, та які також слугують для захисту від небезпечного впливу крокового напруження. Ці засоби самі по собі не можуть за даного значення електричної напруги забезпечити захист персоналу від ураження його електричним струмом. Саме тому їх застосування є можливим лише у поєднанні з основними електроізолювальними засобами.

Огороджувальні захисні засоби промислових електричних установок мають своїм призначенням лише тимчасове огороження струмопровідних частин обладнання (устаткування), які лише під час роботи або у постійному режимі перебувають під напругою. Такими засобами можуть слугувати щити, бар'єри, а також різного типу та конструкції тимчасові переносні заземлення тощо.

Допоміжні засоби захисту промислових технологічних електричних установок слугують для:

– захисту людей (робітників, працівників, персоналу) від випадкового падіння їх з висоти – запобіжні пояси тощо;

– забезпечення безпечного підймання робітників на висоту (драбини, кігті тощо);

– захисту працівників від шкідливого та небезпечного впливу різних виробничих факторів: світлових, теплових, механічних, хімічних впливів від дії електричного струму – захисні окуляри, щитки, рукавиці тощо.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

До електрозахисних засобів захисту працівників на промисловому підприємстві належать:

– електроізолювальні штанги різного виду та конструкції (оперативні, вимірювальні, для встановлення захисного заземлення тощо);

– електроізолювальні та електровимірювальні кліщі; покажчики електричної напруги усіх видів та класів напруги; ручний електроізолюючий робочий інструмент; електроізолюючі рукавиці та інші елементи одягу і взуття; електроізолюючі ковдри та підставки;

– електроізолюючі драбини; огорожувальні пристрої різної форми та конструкції; електроізолюючі накладки та ковпаки; сигналізатори наявності електричної напруги (спеціальні, групові, індивідуальні); переносні пристрої заземлення; драбини приставні електроізолюючі склопластикові;

– різного типу та виду пристрої та пристосування для забезпечення безпечного рівня праці під час проведення різних виробничих промислових випробувань та вимірювань робочих параметрів електроустановок та обладнання (устаткування);

– покажчики електричної напруги, призначені для перевірки співпадіння фаз, пристрої для проколювання та прорізання електричного кабелю, інформаційні плакати та попереджувальні знаки електричної технологічної безпеки;

– різного типу та виду засоби захисту; електроізолюючі пристрої та спеціальні пристосування для проведення регламентних ремонтних робіт під напругою (полімерні та гнучкі ізолятори; ізолюючі драбини, канати, вставки спеціальних телескопічних вишок і мобільних підйомників; гнучкі ізолюючі покриття; різноманітні за формою та матеріалом екрануючі пристрої).

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 1 – Кліщі ізолюючі



Рисунок 2 – Показчики напруги

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		





Рисунок 3 – Кліщі електровимірювальні



Рисунок 4 – Рукавиці гумові електроізолюючі

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 5 – Взуття електризолююче



Рисунок 6 – Килимок гумовий електроізолюючий

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 7 – Инструмент ручной электроизолирующий

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## **10 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ**

### **Спеціалізація підприємств, цехів, виробничих дільниць**

Цех – це найбільш складна системна одиниця, яка входить безпосередньо до структури виробничого машинобудівного підприємства, до якої у свою чергу безпосередньо входять як її відповідні підсистеми виробничі дільниці та цілий ряд певних функціональних органів. У будь-якому виробничому цеху на машинобудівному підприємстві завжди виникають певні складні взаємні зв'язки між структурними складовими елементами. Крім того слід зазначити, що кожний виробничий цех машинобудівного підприємства (організації) завжди характеризується достатньо складною та розгалуженою структурою і організацією з розвиненими до певного рівня взаємними зв'язками: як внутрішніми, так і зовнішніми.

Цех будь-якого машинобудівного промислового підприємства є основною та найбільш значущою структурною одиницею даного конкретного підприємства. Слід зазначити, що такий цех завжди і у обов'язковому порядку наділений певною виробничою технологічною та відповідно господарською самостійністю (у певних, визначених статутом підприємства та іншими нормативними документами межах). Також такий цех є завжди дещо відокремленим у організаційному, технічному та адміністративному відношенні, тобто він має певну самостійність у прийнятті певного заздалегідь визначеного переліку управлінських та виробничих рішень. Обмеженням у цьому випадку є обов'язковість виконання певних функціональних дій, які є закріпленими за даним виробничим цехом машинобудівного підприємства. Кожний цех у великому підприємстві завжди отримує від відповідних загальнозаводських структур єдине планове завдання, яке завжди регламентує як сам обсяг виконуваних цим цехом технологічних робіт, так і встановлені внутрішньою системою якості відповідні показники якості для вироблюваною підприємством продукції, а також граничні значення витрат (у грошовому еквіваленті), безпосередньо пов'язані із заздалегідь запланованим річним випуском машинобудівної продукції даного конкретного виробничого підприємства.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для виробничих цехів машинобудівельного підприємства існують різні форми спеціалізації. Зазвичай виділяють наступні її види:

- предметна спеціалізація виробничих цехів машинобудівельного підприємства;
- технологічна спеціалізація виробничих цехів машинобудівельного підприємства;
- подетальна спеціалізація виробничих цехів машинобудівельного підприємства;
- функціональна спеціалізація виробничих цехів машинобудівельного підприємства.

Кожна форма такої спеціалізації характеризується набором певних показників.

У разі технологічного типу спеціалізації виробничих цехів машинобудівельного підприємства такі цехи спеціалізуються на виконанні однорідного типу технологічних виробничих операцій. Прикладами такої спеціалізації є наступні види:

- на підприємстві текстильного виробництва – прядильний, ткацький, оздоблювальний цех тощо;
- на абсолютній більшості підприємств машинобудівельної галузі – заготівельний, штампувальний, ливарний, термічний, гальванічний, складальний, пресовий, фарбувальний тощо.

Необхідність у одночасному проведенні на машинобудівному підприємстві значної кількості різноманітних технологічних операцій призводить до технологічної спеціалізації цехів, що у свою чергу є причиною значного ускладнення існуючих взаємозв'язків між відповідними технологічними ділянками виробництва та власне самими цехами підприємства машинобудівної галузі. Крім того така ситуація спричиняє необхідність у частому проведенні переналагоджувальних робіт із основним та допоміжним виробничим технологічним або нетехнологічним обладнанням даного конкретного машинобудівного підприємства-виробника продукції різного типу та призначення.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Унаслідок вказаних причин виникає необхідність у розміщенні основного та допоміжного технологічного виробничого обладнання по групам, які характеризуються однорідністю виконуваних на підприємстві робіт та операцій. Крім того виникає ситуація з зустрічного перевезення предметів праці (заготовок, деталей, вузлів, механізмів, машин, напівфабрикатів, готових деталей тощо). Зі збільшенням спеціалізації та за значних розмірів самого підприємства зростає й відстань, яку проходять предмети праці під час такого транспортування, що однозначно призводить до зростання собівартості виготовлення промислової продукції та відповідно її вартості (ціни) на ринку. Цілком очевидним є й факт зростання часу, необхідного на виконання операцій з переналагоджування основного та допоміжного технологічного або ж нетехнологічного обладнання машинобудівного підприємства. Відповідно, можна стверджувати й про зростання тривалості усього виробничого циклу на даному конкретному промисловому підприємстві. Так само буде зростати й обсяг незавершеного на цьому конкретному виробничому підприємстві виробництва. Перелічені причини обов'язково мають призвести й до зростання кількості оборотних засобів, які одночасно перебувають у обігу під час виконання виробничого циклу. Не можна обійти увагою й значне ускладнення обліку коштів, засобів, матеріалів, трудових та іншого типу ресурсів, одночасно задіяних у виробництві машинобудівної продукції на підприємстві. Усе перелічене є неукіненими недоліками технологічної спеціалізації виробничих цехів машинобудівного підприємства.

Проте слід зазначити, що поряд із безсумнівними недоліками технологічна спеціалізація цехів має й ряд суттєвих переваг, які виправдовують її застосування на підприємстві зокрема машинобудівної галузі. До таких переваг можна віднести наступні:

- високий рівень завантаження основного та допоміжного технологічного або нетехнологічного обладнання;
- відносна (порівняно з іншими типами спеціалізації цехів) простота здійснення керівництва виробництвом, яке задіяне у виконанні лише одного технологічного виробничого процесу.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

З усього сказаного вище впливає цілком очевидний висновок, що побудування цехів машинобудівного виробничого підприємства за технологічним принципом є доцільним у тому разі, коли вказане підприємство виготовляє різноманітну за своєю номенклатурою машинобудівну або іншого типу продукцію.

У випадку застосування предметного типу спеціалізації цехи машинобудівного виробничого підприємства зазвичай спеціалізуються на виробництві лише одного визначеного заздалегідь виробу або якоїсь його складової частини (деталі, вузла, агрегату тощо). Проте під час виробництва згаданої продукції такі цехи можуть використовувати під час здійснення свого призначення не один технологічний процес, а певний набір різного типу та виду технологічних процесів та операцій.

Таке побудування структури виробничого машинобудівного підприємства створює усі необхідні умови для можливості організації предметно-замкнених цехів, у кожному з яких можна буде реалізувати свій окремий технологічний процес чи операцію. Проте слід зазначити, що за подібної організаційної структурної схеми згадані цехи будуть мати закінчений цикл виробництва продукції (деталей, вузлів, агрегатів тощо).

При цьому можна однозначно стверджувати, що предметна спеціалізація цехів виробничого машинобудівного підприємства має значні переваги у порівнянні з технологічною. Наявність більш глибокого рівня спеціалізації робочих місць під час реалізації технологічного процесу з виготовлення машинобудівної продукції створює можливість для застосування на підприємстві високопродуктивного обладнання та устаткування (машин, механізмів тощо). Крім того з цілком об'єктивних причин буде відбуватися зростання як продуктивності праці робітників (працівників, персоналу), так і якості вироблюваної на підприємстві галузі продукції.

Оскільки за такої організаційної схеми побудови реалізації виробничої діяльності підприємства виробничий процес відбуватиметься у замкненому вигляді, то у межах кожного окремого виробничого цеху це призведе до зменшення витрат часу та засобів, необхідних для транспортування продукції (деталей, вузлів,

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

агрегатів тощо). Відповідно можна буде очікувати й зниження тривалості усього виробничого циклу як у власне у самому цеху, так і у масштабах усього підприємства.

Усі зазначені вище причини мають призвести до значного спрощення структури управління процесом виробництва, покращити прогнозованість планування виробничих операцій, полегшити облік, та відповідно значним чином підвищити техніко-економічні показники роботи як окремо узятото цеху, так і машинобудівного виробничого підприємства у цілому.

Проте такий спосіб спеціалізації має й очевидні недоліки. Можна стверджувати, що за незначного за своїми обсягами (кількості виробів) виробництва саме предметна спеціалізація виробничого цеху може виявитися абсолютно неефективною, оскільки своїм наслідком вона буде мати неповне (часткове) завантаження основного та допоміжного технологічного або нетехнологічного обладнання. Крім того за такої форми організації виробництва значна кількість площ, будівель, споруд та територій підприємства також може виявитися абсолютно незайнятими у реалізації виробничого процесу.

Крім того слід наголосити, що навіть за умови, коли виробництво машинобудівної продукції буде реалізовано у значних масштабах (велико-серійне та масове) та зі збереженням постійності номенклатури виробів власного виробництва, це ще не означає, що має відбутися повна заміна технологічної спеціалізації цехів на предметну спеціалізацію.

Крім вже згаданих типів спеціалізації цехів машинобудівного виробничого підприємства існують й інші типи організації, а саме змішаний тип виробничої структури.

Така форма порівняно з уже розглянутими має ряд переваг, а саме:

- відбувається значне зменшення рівня обсягу внутрішньо-цехових перевезень деталей, вузлів, агрегатів та інших вантажів, безпосередньо задіяних у виробничому технологічному процесі;
- покращуються умови праці робітників (працівників, персоналу);

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



- зростає рівень завантаження основного та допоміжного технологічного і нетехнологічного обладнання машинобудівного виробничого підприємства;
- зростає продуктивність праці робітників, зайнятих на виробництві машинобудівної продукції;
- відбувається зниження собівартості продукції машинобудівного підприємства, що у свою чергу відкриває дві можливості: підвищення рівня прибутку та підвищення конкурентності продукції на ринку за рахунок зниження її вартості (ціни).

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	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/](http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/).
3. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовляння, 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.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	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 «ХПІ», 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 «ХПІ», 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.

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	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 p.

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

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

					131.04.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		