

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

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА**

на тему

«Розробка відцентрового насосу СКМ 60-70»

зі спеціальності

6.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та  
гідропневмоавтоматика»

Виконавець роботи    Папета Микита Віталійович

---

*підпис, дата*

Науковий керівник

кандидат технічних наук, доцент

Колісніченко Едуард Васильович

---

*підпис, дата*

Суми 2018

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

Напрямок 6.05050205 – «Інженерна механіка»  
Фахове спрямування «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
прикладної гідроаеромеханіки  
\_\_\_\_\_ Ковальов І.О.  
“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

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

Папеті Микиті Віталійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насосу СКМ 60-70»  
затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_
2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 31.05.2018 р.
3. Вихідні дані до проекту:
  - параметри модельного насосу:  
подача насоса  $Q_M = 100 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_M = 50 \text{ м}$ , частота обертів  $n_M = 1500 \text{ об/хв.}$ , густина  $\rho_M = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;
  - параметри натурального насосу:  
подача насоса  $Q_H = 60 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_H = 70 \text{ м}$ , частота обертів  $n_H = 2500 \text{ об/хв.}$ , густина  $\rho_H = 1000 \text{ кг/м}^3$ .
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):  
теоретичне креслення робочого колеса (А2), креслення робочого колеса (А1), складальне креслення насосу (А1), теоретичне креслення спірального відводу (А1), креслення кришки підшипника (А3), креслення фланцю (А3).

## Реферат

Пояснювальна записка: 62 с., 10 рисунків, 4 таблиці, 6 літературних джерел.

Тема роботи: «Розробка відцентрового насосу СКМ 60-70».

Графічні матеріали:

3 листа формату А1: складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, теоретичне креслення спірального відводу;

1 лист формату А2: теоретичне креслення робочого колеса;

2 листа формату А3: креслення кришки підшипника, креслення фланцю.

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування цукрових сиропів.

Відповідно до поставленої мети:

- обрана конструкція модельного насосу;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун і побудовано пускову моментну характеристику;
- розраховано довговічність підшипників;
- виконано розрахунки на міцність;
- створена конструкція натурального насоса.

У розділі охорони праці була розглянута характеристика іонізуючого випромінювання, її дія на організм людини, нормування та захист від неї.

У розділі економіки був описаний виробничий процес підприємства, наведена його структура, принципи організації виробничих процесів.

У технологічному розділі – розроблений маршрут технологічного процесу механічної обробки кришки підшипника.

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ.

## Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ .....	6
1 Вибір конструктивної схеми насоса .....	7
2 Опис конструкції .....	8
3 Гідрравлічні розрахунки .....	10
3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса.....	10
3.2 Розрахунок складових повного ККД .....	11
3.2.1 Гідрравлічні втрати.....	12
3.2.2 Об'ємні втрати .....	13
3.2.3 Механічні втрати .....	13
3.3 Розрахунок гідродинамічних сил.....	14
3.3.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	14
3.3.2 Радіальна сила .....	18
3.4 Розрахунок насоса на кавітацію .....	20
4 Розрахунок вибору привода насоса.....	22
4.1 Вибір електродвигуна .....	22
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики .....	23
5 Розрахунки на міцність .....	27
5.1 Конструювання вала .....	27
5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала .....	29
5.2.1 Вибір типу ущільнення .....	29
5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні .....	31
5.3 Розрахунок вала .....	31
5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах .....	32

					6 05050205 31БР 000 00 ПЗ		
Зм	Днк	№ докум	Підпис	Дп			
Розроб	Панета				Літ	Днк	Дкн/літ
Перевір	Колісниченк				4		62
Ревіз					СумДУ, гр.. ГМ-42		
Н	Длакгоренко						
Затверд							

5.3.2 Наближений розрахунок вала .....	33
5.3.3 Перевірний розрахунок вала .....	35
5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання .....	38
5.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з колесом .....	38
5.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою .....	40
5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність .....	42
6 Розділ з охорони праці .....	45
7 Розділ з економіки .....	51
8 Розділ з технології виробництва .....	56
Список літератури .....	60
Додатки .....	61

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Дпк
						5
Змч	Дпк	№ докум	Підпис	Лп		

## Вступ

Відцентрові консольні насоси знайшли широке застосування у народному господарстві. Вони використовуються для комунального та промислового водопостачання, зрошення та осушування полів, перекачування конденсату, мережної та охолодженої води у системах теплових станцій та централізованого водопостачання, цукрових заводів та інших підприємств.

Значного поширення ці насоси набули за рахунок простоти конструкції, широкого діапазону основних параметрів (подачі, напору), високої надійності та довговічності, зручності монтажу та експлуатації, відносно низької вартості, малої трудомісткості обслуговування та ремонту, широкого асортименту матеріалів, з яких виготовляють деталі проточної частини.

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

Консольні насоси типу К призначені для перекачування води (крім морської та агресивної) з  $pH = 6,5 - 8$ , температурою  $0 - 850^{\circ}C$  і твердими включеннями розміром до  $0,2$  мм, вміст яких не перевищує  $0,1\%$  від маси води, а також інших рідин, подібних до води за густиною та хімічною активністю.

Насоси виготовляються з подачею  $5 - 360$  м<sup>3</sup>/год, напором  $10 - 90$  м (тиском  $0,1 - 0,9$  МПа), ККД  $50 - 84\%$  і з допустимим кавітаційним запасом  $4 - 5,5$  м. Коефіцієнт швидкохідності  $n_s = 60 - 250$ . Напір на вході не більше  $5$  м.

Сучасні лопатеві насоси випускаються відповідно до стандартизованих рядів, які задовольняють різноманітний попит споживачів. До цих рядів динамічних насосів відносять і ряд консольних насосів, створений відповідно до міжнародного стандарту ISO2858-75.

Насоси за стандартом ISO2858-75 зручні в експлуатації та мають гарантований ресурс роботи  $20 - 25$  тис. год. Аналіз попиту виявив, що такі насоси необхідні у народному господарстві.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змн	Днк	№ докум	Підпис	Лд		6

## 1 Вибір конструктивної схеми насоса

Головним фактором при створенні нової проточної частини насоса є наявність модельних проточних частин, оскільки за їх відсутності необхідно було б створювати нову проточну частину шляхом складних розрахунків, випробовувати її, досліджувати на стенді, що пов'язано з великими часовими та фінансовими затратами.

Вибір модельної проточної частини консольного насоса проводиться за допомогою коефіцієнта швидкохідності, який розраховується виходячи з заданих характеристик натурального насоса:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n_n \cdot \sqrt{Q_n}}{H_n^{(3/4)}}, \quad (1)$$

де  $n_n = 2500$  об/хв – частота обертання вала натурального насоса;

$Q_n = 0,017$  м<sup>3</sup>/с – подача натурального насоса;

$H_n = 70$  м – напір натурального насоса;

Після підстановки значень у формулу (1), маємо:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2500 \cdot \sqrt{0,017}}{70^{3/4}} = 49.$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Дпк
						7
ЗМН	Дпк	№ докум	Підпис	Лп		

## 2 Опис конструкції

За обрахованим коефіцієнтом швидкохідності, у якості модельного насосу приймаємо СКМ 100-50 (див. рис. 1).

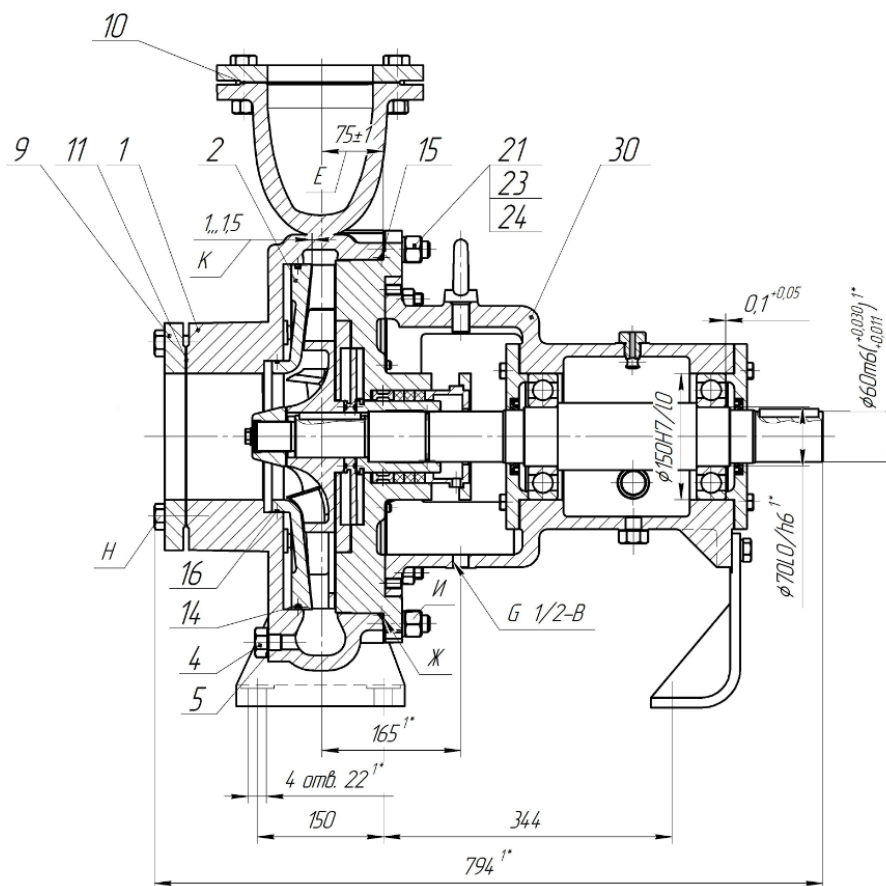


Рисунок 1 – Схема насоса СКМ 100-50

Наведений насос відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступеневий, призначений для перекачування цукрових сиропів з робочим колесом відкритого типу з одностороннім входом.

Базовою деталлю є спіральний корпус із радіальним виходом напірного патрубку, виконаний за ISO 2858-75, і опорними лапами.

Проточна частина насоса складається з осевого підводу, робочого колеса, відводу спірального типу.

Робоче колесо і втулка сальникового ущільнення піджимаються по валу гайкою-обтікачем.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ				Днк
ЗМН	Днк	№ докум	Підпис	Лп					8



Кінцеве ущільнення сальникового типу. Між сальниковою набивкою (змащений бавовняний шнур) вставлене фонарне кільце, до якого через зовнішню трубку підводиться під тиском вода, призначена для охолодження сальникової набивки та змащення ущільнення. Сальникова набивка піджимається нажимною втулкою за допомогою затягування гайок кришки сальника.

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

До корпусу шпильками прикріплюється знімний опорний кронштейн. Для підвищення жорсткості конструкції у кронштейні передбачений стояк.

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

Однакові шарикопідшипники середньої серії встановлені на обох опорах кронштейна. Хоча така схема установки підшипників не забезпечує цілковитого раціонального розподілення осьового навантаження між передньою та задньою опорами, але прийнята саме ця схема, бо вона містить мінімальне число деталей, найбільш технологічна і менш трудомістка у виготовленні та збиранні.

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

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

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

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						9
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Лп		

### 3 Гідравлічні розрахунки

#### 3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса

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

$$D_{2н} = 19,1 \frac{\sqrt{2gH_n}}{n_n}, \text{ при } n_s < 100, \quad (2)$$

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

Після підстановки значень у формулу (2), маємо:

$$D_{2н} = 19,1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 70}}{2500} = 0,283 \text{ м},$$

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

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^2 \frac{H_m}{H_n}}, \quad (3)$$

де  $Q_m = 100 \text{ м}^3/\text{год}$  - подача модельного насоса;

$H_m = 50 \text{ м}$  - напір модельного насоса.

Після підстановки значень у формулу (3), маємо:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{60}{100}\right)^2 \frac{50}{70}} = 0,712,$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Лп		10

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

$$D_{2н} = \lambda D_{2м}, \quad (4)$$

де  $D_{2м} = 0,408$  м - зовнішній діаметр модельного робочого колеса (визначається з креслення модельного насоса).

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

Після підстановки значень у формулу (4), маємо:

$$D_{2н} = 0,712 \cdot 0,408 = 0,290 \text{ м.}$$

### 3.2 Розрахунок складових повного ККД

Втрати в насосі можуть бути розподілені на чотири категорії: гідравлічні, об'ємні, механічні та втрати гідравлічного гальмування. Останні часто відносять до механічних втрат, оскільки вони не призводять до зниження напору, а збільшують споживану потужність.

На розрахунковому режимі втрати гідравлічного гальмування, як правило, відсутні, і повний ККД насоса можна визначити з відношення

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N} = \eta_z \eta_{об} \eta_m, \quad (5)$$

де  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup> - густина рідини, що перекачується;

$H = 70$  м - напір насоса;

$Q = 60$  м<sup>3</sup>/с - подача насоса;

					6 05050205 315P 000 00 P3	Днк
						11
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Ла		

$N$  - потужність, що споживається насосом, Вт;

$\eta_z$  – гідравлічний ККД;

$\eta_{об}$  – об’ємний ККД;

$\eta_m$  – механічний ККД.

### 3.2.1 Гідравлічні втрати

Гідравлічні втрати – це сумарні втрати при русі рідини від вхідного патрубка насоса до вихідного. Гідравлічні втрати умовно можна поділити на дві категорії: втрати на тертя при русі рідини у каналах проточної частини насоса та втрати на вихроутворення, пов’язані з відриванням потоку при обтіканні різних елементів робочих органів насоса.

У першому наближенні гідравлічний ККД визначають за формулою Ломакіна:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (6)$$

де  $D_{1np}$  – приведений діаметр входу в робоче колесо, м.

Приведений діаметр робочого колеса (мм) визначається за формулою:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{3600n}}, \quad (7)$$

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

Після підстановки значень у формулу (7), маємо:

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{60}{3600 \cdot 2500}} = 0,080 \text{ м,}$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Лп		12

Тоді, після підстановки значень у формулу (6), маємо:

$$\eta_e = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,080 - 0,172)^2} = 0,739.$$

### 3.2.2 Об'ємні втрати

Об'ємні втрати пов'язані з протіканням рідини, які виникають у зазорах між рухомими та нерухомими деталями насоса.

Приймаємо  $\eta_{об} = 0,9$ , так як робоче колесо відкритого типу.

### 3.2.3 Механічні втрати

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

$$\eta_M = \eta_{M_{вн}} \eta_{M_{зовн}}, \quad (8)$$

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

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

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

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

Хоча вони мають гідравлічний характер, це – механічні втрати, пов'язані зі зміною споживаної насосом потужності, на відміну від гідравлічних втрат, які визначаються втратами напору (тиску).

Внутрішній механічний ККД приймаємо  $\eta_{M_{вн}} = 1$ , так як насос відкритого типу, дискове тертя відсутнє.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Лп		13

Зовнішні механічні втрати залежать від розмірів вала, типу кінцевих ущільнень та частоти обертання ротора насоса. Встановлено, що зовнішній механічний ККД лопатевих насосів становить  $\eta_{M_{зовн}} = 0,97 - 0,98$ .

Після підстановки значень у формулу (8), маємо:

$$\eta_m = 1 \cdot 0,98 = 0,98$$

Тоді, повний ККД, після підстановки значень у формулу (5):

$$\eta = 0,739 \cdot 0,9 \cdot 0,98 = 0,652.$$

### 3.3 Розрахунок гідродинамічних сил

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

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

При складанні епюр тиску на зовнішніх сторонах дисків залишається нерівноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами  $r_{y1}$  та  $r_{y2}$ , що і обумовлює наявність осьової сили  $T_1$ . По осі насоса також діє динамічна сила  $T_2$ , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний. Для консольних насосів також необхідно враховувати осьову силу  $T_3$ , яка обумовлена різницею тисків на торцях вала.

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса:

$$T = T_1 - T_2 + T_3, \quad (9)$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						14
Змч	Днк	№ доквм	Підпис	Лп		

де  $T_1$  - сила, викликана нерівномірністю розподілу тисків на основному та покривному дисках робочого колеса, Н. Так як колесо відкритого типу, то сила відсутня;

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

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

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

$$T_2 = \rho Q V_0 H, \quad (10)$$

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

Швидкість потоку:

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi D_{\text{лр}}^2} \text{ м/с}, \quad (11)$$

Після підстановки значень у формулу (11), маємо:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,017}{\pi \cdot 0,08^2} = 3,382 \text{ м/с};$$

Тоді, осьова сила  $T_2$  за формулою (10):

$$T_2 = 1000 \cdot 0,017 \cdot 3,382 = 57,5 \text{ Н};$$

					6 05050205 31БР 000 00 ПЗ	Днк
						15
Змн	Днк	№ докум	Підпис	Дл		

Осьова сила  $T_3$ :

$$T_3 = \frac{\pi d_{em}^2}{4} (P_{atm} - P_{ex}) H, \quad (12)$$

де  $d_{em} = 0,05$  м – діаметр втулки робочого колеса;

$P_{atm} = 101\,325$  Па – атмосферний тиск;

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

$$P_{ex} = P_{н.п.} + \rho g \Delta h - \rho \frac{V_0^2}{2} \text{ Па}, \quad (13)$$

де  $P_{н.п.} = 2,34 \cdot 10^3$  Па – тиск насичених парів при заданій температурі (вибирається за довідниковою літературою);

$\Delta h$  – кавітаційний запас, м.

Кавітаційний запас можна визначити за формулою:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (14)$$

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

$\lambda_1, \lambda_2$  – середні значення коефіцієнтів при безударному вході. Беруть такими, що дорівнюють  $\lambda_1 = 1,2$  та  $\lambda_2 = 0,3$ .

Швидкість  $W_1$  визначають з трикутника швидкостей (див. рис. 2):

$$W_1 = \frac{V_{1m}}{\sin \beta_1} \text{ м/с}, \quad (15)$$

де  $\beta_1 = 42^\circ$  – кут установлення лопаті на вході в робоче колесо;

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						16
Змч	Днк	№ доквм	Підпис	Лп		



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

Кут  $\beta_1$  визначається з теоретичного креслення робочого колеса.

Меридіанна складова визначається з рівняння нерозривності:

$$V_{1m} = \frac{Q_{PK}}{\pi D_1 b_1} \text{ м/с,} \quad (16)$$

де  $D_1=0,108$  м - діаметр вхідної воронки робочого колеса;

$b_1=0,035$  м- ширина робочого колеса на вході.

Після підстановки значень у формулу (16), маємо:

$$V_{1m} = \frac{0,017}{\pi \cdot 0,108 \cdot 0,035} = 1,432 \text{ м/с,}$$

Тоді, Швидкість  $W_1$  за формулою (15):

$$W_1 = \frac{1,432}{\sin 42^\circ} = 2,14 \text{ м/с,}$$

Кавітаційний запас за формулою (14):

$$\Delta h = 1,2 \frac{3,382^2}{2g} + 0,3 \frac{2,14^2}{2g} = 0,77 \text{ м,}$$

Тиск на вході у робоче колесо за формулою (13):

$$P_{ex} = 2,34 \cdot 10^3 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,77 - 1000 \frac{3,382^2}{2} = 4174,74 \text{ Па,}$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
ЗМН	Днк	№ докум	Підпис	Ла		17

Осьова сила  $T_3$  після підстановки значень у формулу (12):

$$T_3 = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} (101325 - 4174,74) = 190,75 \text{ Н,}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса після підстановки значень у формулу (9):

$$T = 190,75 - 57,5 = 133,25 \text{ Н;}$$

Значення  $D_1$ ,  $b_1$  отримують перерахунком з модельного робочого колеса на натурне.

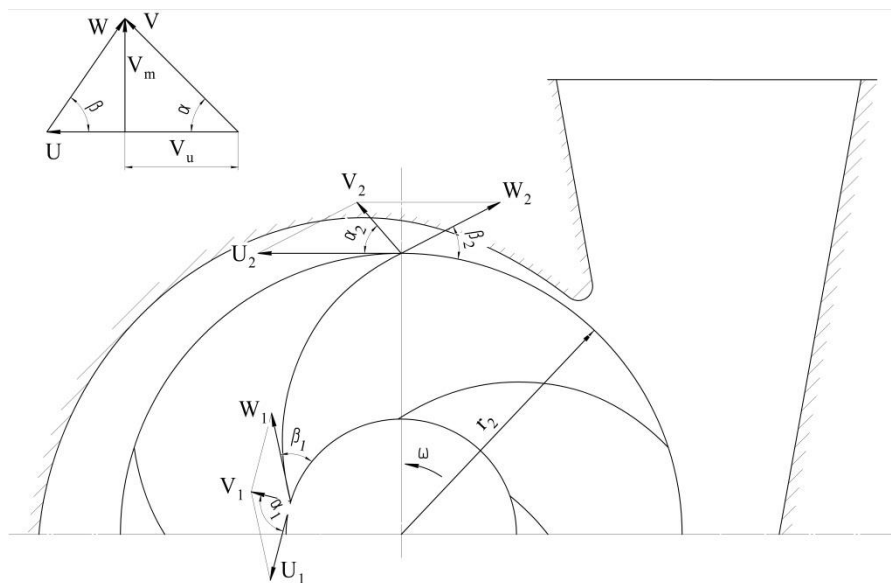


Рисунок 2 - Трикутники швидкостей в робочому колесі

### 3.3.2 Радіальна сила

Причини, що призводять до виникнення радіальної сили, можуть бути як механічного, так і гідравлічного характеру. Гідродинамічна радіальна сила

					6 05050205 31БР 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ доквм	Підпис	Лп		18

виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається за формулою:

$$R = K_R \left( 1 - \frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \gamma H D_2 b_2 \text{ Н}, \quad (17)$$

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

$Q_{opt}$  – подача при оптимальному режимі;

$b_2 = 0,02$  м – ширина колеса на виході (визначається з креслення).

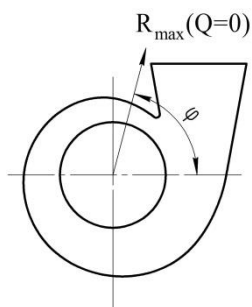
Радіальна сила буде мінімальною при  $Q = Q_{opt}$ . Максимального значення радіальна сила набуває при нульовій подачі насоса ( $Q = 0$ ), тому і розрахунок краще проводити для нульової подачі. У зв'язку з цим максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{max} = K_R \gamma H D_2 b_2 \text{ Н}, \quad (18)$$

Після підстановки значень у формулу (18), маємо:

$$R_{max} = 0,36 \cdot 9810 \cdot 70 \cdot 0,290 \cdot 0,02 = 1433,83 \text{ Н},$$

Напрямок сили  $R$  залежить від подачі та швидкохідності насоса. При  $Q = Q_{opt}$  радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 3). Для подальших розрахунків можна зробити припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору.



*Рисунок 3 - Напряг максимальної радіальної сили у відцентрових насосах зі спіральним відводом*

### 3.4 Розрахунок насоса на кавітацію

Кавітація належить до гідродинамічних явищ і залежить від гідродинамічних якостей робочих органів машини та фізичних властивостей рідини. Зазвичай, кавітація виникає при падінні тиску до значення, що дорівнює або менше від тиску пружності насиченого пару та супроводжується порушенням суцільності потоку з утворенням порожнин, насичених паром та розчинених у рідині газами. Також вона виникає при зниженні місцевого тиску з різних причин динамічного характеру: збільшення швидкості рідини через збільшення частоти обертання, відриву або стискання потоку, відхилення ліній току від їх нормальних траєкторій [2].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності:

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}, \quad (19)$$

Після підстановки значень у формулу (19), маємо:

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Δнк
Змч	Δнк	№ докум	Підпис	Лп		20

$$c = \frac{5,62 \cdot 2500 \cdot \sqrt{0,017}}{0,77^{\frac{3}{4}}} = 2228$$

Установлено, що насоси мають добрі антикавітаційні показники при  $c = 700 - 900$ .

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Дрк
						21
Змч	Дрк	№ докум	Підпис	Лп		

## 4 Розрахунок вибору привода насоса

### 4.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (20)$$

Після підстановки значень у формулу (20), маємо:

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,017 \cdot 70}{0,652} = 17905, \text{ Вт.}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{де}} = \kappa \cdot N, \text{ Вт} \quad (21)$$

де  $\kappa = 1,1 - 1,3$  – коефіцієнт запасу.

Після підстановки значень у формулу (21), маємо:

$$N_{\text{де}} = 1,2 \cdot 17905 = 21486, \text{ Вт.}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибираються тип та марка двигуна. Обрано двигун АІР180S2.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ доквм	Підпис	Лп		22

## 4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

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 ( $n_A = 0$ ):

$$M_A = 0,21M_{ном} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (22)$$

де  $M_{ном}$  - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (23)$$

Після підстановки значень у формулу (23), маємо:

$$M_{ном} = \frac{17905}{261,8} = 68,39 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Після підстановки значень у формулу (22), маємо:

$$M_A = 0,21 \cdot 68,39 = 14,36 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (24)$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Δнк
ЗМН	Δнк	№ доквм	Підпис	Лп		23

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

$$N_{\max} = N_{\text{дв}}.$$

Після підстановки значень у формулу (24), маємо:

$$M_{\max} = \frac{21486}{261,8} = 82,1 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{ном}} \text{ об/хв}, \quad (25)$$

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

Після підстановки значень у формулу (25), маємо:

$$n_B = 0,3 \cdot 2500 = 750 \text{ об/хв}.$$

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\max} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (26)$$

Після підстановки значень у формулу (26), маємо:

$$M_B = 0,03 \cdot 82,1 = 2,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2}, \quad (27)$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						24
ЗМН	Днк	№ докум	Підпис	Лп		



Після підстановки значень у формулу (27), маємо:

$$k = \frac{82,1}{2500^2} = 0,000013.$$

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

$$M = kn^2, \quad (28)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 1 будують залежність  $M = f(n)$ ;
- точки А ( $n_0; M_0$ ) та В ( $n_B; M_B$ ) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

*Таблиця 1 - Пускова моментна характеристика*

n, об/хв	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
M, Н·м	0	0,81	3,25	7,31	13	20,31	29,25	39,81	52	65,81	81,25

На рисунку 4 наведена пускова моментна характеристика.

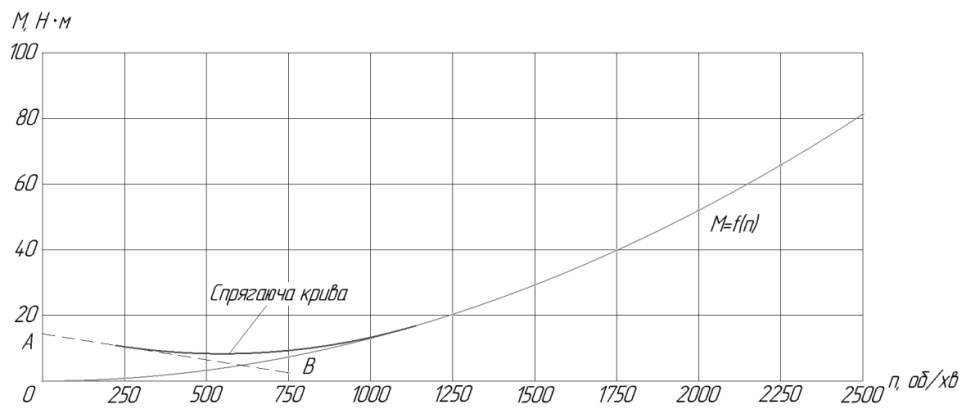


Рисунок 4 – Пускова моментна характеристика

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змн	Днк	№ докум	Підпис	Ла		26

## 5 Розрахунки на міцність

### 5.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 5)

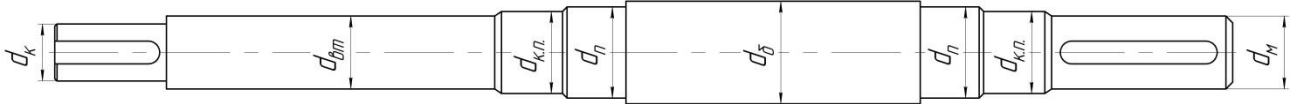


Рисунок 5 - Розміри діаметрів вала насоса

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (29)$$

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

Після підстановки значень у формулу (29), маємо:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 82,1}{\pi \cdot 10 \cdot 10^6}} = 0,035 \text{ м}$$

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{om} = d_k + 10, \quad (30)$$

Після підстановки значень у формулу (30), маємо:

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Δнк
ЗМШ	Δнк	№ докум	Підпис	Лп		27

$$d_{em} = 35 + 10 = 45 \text{ мм},$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{ob}, \quad (31)$$

Після підстановки значень у формулу (31), маємо:

$$d_m = 1,0 \cdot 48 = 48 \text{ мм},$$

де  $d_{ob}$  - вихідний кінець вала обраного двигуна, мм.

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{к.п.} = d_m + (5 \div 10), \quad (32)$$

Після підстановки значень у формулу (32), маємо:

$$d_{к.п.} = 48 + 5 = 53 \text{ мм},$$

Після розрахунку діаметр уточнюють за стандартним розміром манжет, тож приймаємо діаметр валу під манжету 55 мм.

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

$$d_n \geq d_{к.п.} + 2 \cdot t, \quad (33)$$

Після підстановки значень у формулу (33), маємо:

$$d_n \geq 55 + 2 \cdot 3 = 61,$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Δнк
						28
ЗМЦ	Δнк	№ докум	Підпис	Лп		

де  $t = 3$  мм – висота буртика.

Приймаємо діаметр посадочної поверхні підшипника 60 мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_o \geq d_n + 3 \cdot r, \quad (34)$$

де  $r$  – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника (див. табл. 2).

Таблиця 2 - Визначення координати фаски підшипника

$d_n$ , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
$r$ , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

Після підстановки значень у формулу (34), маємо:

$$d_o \geq 60 + 3 \cdot 3 = 69 \text{ мм.}$$

## 5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

### 5.2.1 Вибір типу ущільнення

У наведеній на рис. 1 конструкції насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 6).

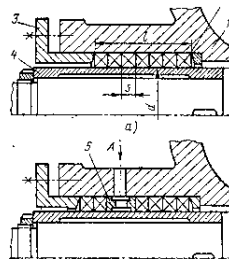


Рисунок 6 – Конструкція сальникового ущільнення

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ док.ум	Підпис	Ла		29

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

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

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d}, \quad (35)$$

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

$$d = d_{em} + 10, \quad (36)$$

Після підстановки значень у формулу (36), маємо:

$$d = 45 + 10 = 55 \text{ мм},$$

Після підстановки значень у формулу (35), маємо:

$$S = \sqrt{55} = 7,42 \text{ мм},$$

Приймаємо товщину кільця набивки 7 мм.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Ла		30

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s, \quad (37)$$

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

Після підстановки значень у формулу (37), маємо:

$$L = 4 \cdot 7 = 28 \text{ мм.}$$

### 5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

$$N_C = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot \left( e^{2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right), \quad (38)$$

де  $r = \frac{d_{\text{вн}}}{2} + 0,5 = \frac{4,5}{2} + 0,5 = 2,75$  см – радіус захисної втулки;

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

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

$L$  та  $S$  підставляються в см,  $p_0 = 1$  кгс/см<sup>2</sup>.

Після підстановки значень у формулу (38), маємо:

$$N_C = 261,8 \cdot \pi \cdot 2,75^2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot \frac{0,01}{0,5} \cdot \left( e^{2 \cdot 0,5 \cdot \frac{28}{7}} - 1 \right) = 4919 \text{ Вт.}$$

### 5.3 Розрахунок вала

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Лп		31

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

### 5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила  $R_1 = R$  (див. рис. 7), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції ( $R_2, R_3$ ).

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\Sigma M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2 l_2 = 0, \quad (39)$$

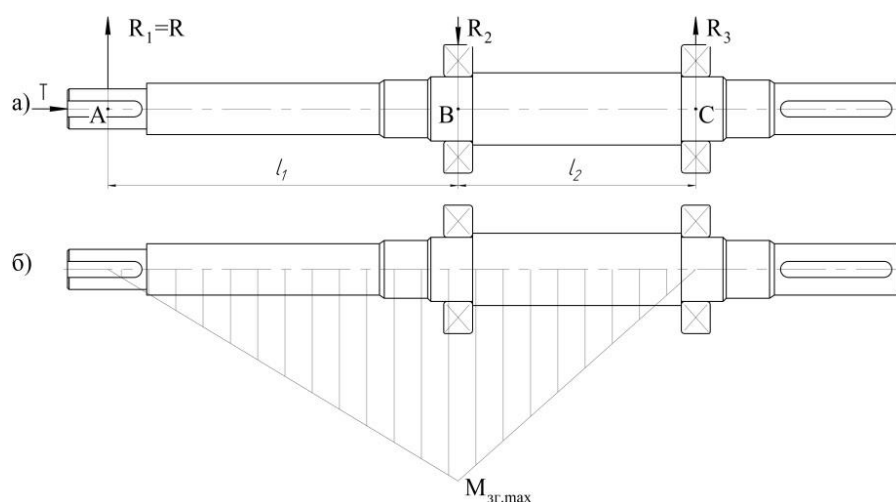


Рисунок 7 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) еюра згинальних моментів

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Лп		32



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

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (40)$$

Після підстановки значень у формулу (40), маємо:

$$R_2 = \frac{1433,83(231 + 141)}{141} = 3782,87 \text{ Н},$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\Sigma M_B = R_1 l_1 - R_3 l_2 = 0, \quad (41)$$

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

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}, \quad (42)$$

Після підстановки значень у формулу (42), маємо:

$$R_3 = \frac{1433,83 \cdot 231}{141} = 2349,04 \text{ Н},$$

### 5.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{32.\max}^2 + 0,75M_{\max}^2}, \quad (43)$$

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Пд		33

де  $M_{зг.маx}$  - максимальний згинальний момент, Н·м.

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 7:

$$M_{зг.маx} = R_1 l_1, \quad (44)$$

Після підстановки значень у формулу (44), маємо:

$$M_{зг.маx} = 1433,83 \cdot 0,231 = 331,2 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

Після підстановки значень у формулу (43), маємо:

$$M_E = \sqrt{331,2^2 + 0,75 \cdot 82,1^2} = 338,75 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (45)$$

де  $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$ .

Після підстановки значень у формулу (45), маємо:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{338,75}{0,1 \cdot 40}} = 43,9 \text{ мм},$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5. Тож  $d_n = 45 \text{ мм}$ .

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						34
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Ла		

### 5.3.3 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (46)$$

де  $s$  - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

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

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (47)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (48)$$

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

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

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

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

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

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \text{ МПа}, \quad (49)$$

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

Після підстановки значень у формулу (49), маємо:

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Лп		35

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

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} \text{ МПа}, \quad (50)$$

Після підстановки значень у формулу (50), маємо:

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

$$\sigma_a = \frac{M_{\text{зг. max}}}{0,1 \cdot d_n^3} \text{ МПа}, \quad (51)$$

Після підстановки значень у формулу (51), маємо:

$$\sigma_a = \frac{331,2}{0,1 \cdot 45^3} = 0,04 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_n^2} \text{ МПа}, \quad (52)$$

Після підстановки значень у формулу (52), маємо:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 133,25}{\pi \cdot 45^2} = 0,09 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{\text{max}}}{0,2 \cdot d^3} \text{ МПа}, \quad (53)$$

Після підстановки значень у формулу (53), маємо:

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Пд		36

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{82,1}{0,2 \cdot 40^3} = 0,003 \text{ МПа};$$

Масштабні коефіцієнти  $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  визначають залежно від діаметра вала (див. табл.3).

Таблиця 3 - Значення коефіцієнтів  $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

	Діаметри валів, мм						
$d_n$	20	30	40	50	70	100	200
$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Після підстановки значень у формулу (47), маємо:

$$s_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,72} \cdot 0,04 + 0,3 \cdot 0,09} = 3154,76,$$

Після підстановки значень у формулу (48), маємо:

$$s_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,72} \cdot 0,003 + 0,1 \cdot 0,003} = 38425,$$

Після підстановки значень у формулу (46), маємо:

$$s = \frac{3154,76 \cdot 38425}{\sqrt{3154,76^2 + 38425^2}} = 3144 > 2,5.$$

Якщо після розрахунку умова міцності не виконується, необхідно збільшити діаметр вала і провести розрахунок заново.

## 5.4 Розрахунок шпонкового з'єднання

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

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм:  $b \times h \times l$ . Обираємо шпонку  $10 \times 8 \times 48$ .

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (54)$$

де  $t_1 = 5$  мм – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою);

$h = 8$  мм – висота шпонки;

$d = d_k = 35$  мм – діаметр вала;

$M_{\max}$  підставляється в Н·м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b, \quad (55)$$

де  $l = 48$  мм - довжина шпонки;

$b = 10$  мм- ширина шпонки.

Після підстановки значень у формулу (55), маємо:

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змц	Днк	№ докмм	Підпис	Лп		38

$$l_p = 48 - 10 = 38 \text{ мм},$$

Після підстановки значень у формулу (54), маємо:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 82,1}{35 \cdot 38 \cdot (8 - 5)} \cdot 10^3 = 41,15 \text{ МПа},$$

Допустиме напруження на зминання:

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

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

Після підстановки значень у формулу (56), маємо:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа},$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм},$$

$41,15 < 192,08$  - умова виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3, \quad (57)$$

Значення  $d$ ,  $l$ ,  $b$  підставляються в мм.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						39
ЗМШ	Днк	№ докум	Підпис	Лп		

Після підстановки значень у формулу (57), маємо:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 82,1}{35 \cdot 48 \cdot 10} \cdot 10^3 = 9,77 \text{ МПа},$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр},$$

де  $[\tau]_{зр} = 106,5$  – для сталі 45.

$9,77 < 106,5$  - умова виконується.

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

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під напівмуфту вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм:  $b \times h \times l$ . Обираємо шпонку  $14 \times 9 \times 48$ .

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (58)$$

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

$h = 9$  мм – висота шпонки;

$d = d_k = 48$  мм – діаметр вала;

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змц	Днк	№ доквм	Підпис	Лп		40



$M_{\max}$  підставляється в Н·м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b, \quad (59)$$

де  $l = 48$  мм - довжина шпонки;

$b = 14$  мм- ширина шпонки.

Після підстановки значень у формулу (59), маємо:

$$l_p = 48 - 14 = 34 \text{ мм},$$

Після підстановки значень у формулу (58), маємо:

$$\sigma_{zm} = \frac{2 \cdot 82,1}{48 \cdot 34 \cdot (9 - 5,5)} \cdot 10^3 = 28,75 \text{ МПа},$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{zm} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}, \quad (60)$$

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

Після підстановки значень у формулу (60), маємо:

$$[\sigma]_{zm} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа},$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{zm} \leq [\sigma]_{zm},$$

$28,75 < 192,08$  - умова виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3, \quad (61)$$

Значення  $d$ ,  $l$ ,  $b$  підставляються в мм.

Після підстановки значень у формулу (61), маємо:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 82,1}{48 \cdot 48 \cdot 14} \cdot 10^3 = 5,1 \text{ МПа},$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр},$$

де  $[\tau]_{зр} = 106,5$  – для сталі 45.

$5,1 < 106,5$  - умова виконується.

### 5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п. 5.3.2 діаметром  $d_n$  у довідковій літературі вибирають тип та марку підшипників, їх динамічну  $C$  (Н) та статичну вантажопідйомність  $C_0$  (Н).

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						42
ЗМШ	Днк	№ докум	Підпис	Лп		

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В (див. рис. 7).  
 Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника  $L_h$ .  
 Середній ресурс підшипника дорівнює  $L_h = 20000$  годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (62)$$

де  $F_r = R = 1433,83$  Н,  $F_a = T = 133,25$  Н – радіальне та осьове навантаження;

$V = 1$  - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$  – коефіцієнт швидкості для спокійного навантаження;

$K_T$  – температурний коефіцієнт:  $K_T = 1$  при температурі підшипника  $t \leq 100^\circ C$ ,  $K_T = 1,4$  при  $t \approx 250^\circ C$ ;

$X$ ,  $Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно.

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

$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 0,09$ , в такому випадку  $X = 1$ , а  $Y = 0$ .

Після підстановки значень у формулу (62), маємо:

$$P = (1 \cdot 1433,83 \cdot 1 + 0 \cdot 133,25) \cdot 1 \cdot 1 = 1433,83, \text{Н}$$

Обираємо за довідковою літературою кульковий радіально-упорний підшипник легкої вузької серії: 36212, з наступними показниками:  $C = 61,5$  кН,  $C_0 = 39,3$  кН.

Розрахунковий ресурс підшипника, год:

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						43
ЗМШ	Днк	№ доквм	Підпис	Лп		

$$L_{hp} = \left( \frac{C}{P} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (63)$$

Після підстановки значень у формулу (63), маємо:

$$L_{hp} = \left( \frac{61500}{1433,83} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2500} = 526066 \text{ год},$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h,$$

$$526066 > 20000.$$

Умова виконується.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змн	Днк	№ докум	Підпис	Ла		44

## 6 Розділ з охорони праці

Характеристика, дія на організм людини, нормування та захист від іонізуючого випромінювання.

Важливою властивістю радіоактивності є іонізуюче випромінювання. Небезпеку цього явища для живого організму дослідники виявили із самого початку відкриття радіоактивності. Так, А. Беккерель і М. Кюрі-Склодовська, що вивчали властивості радіоактивних елементів, отримали сильні опіки шкіри від випромінювання радію.

Іонізуюче випромінювання – будь-яке випромінювання, взаємодія якого із середовищем приводить до утворення електричних зарядів різних знаків. Розрізняють такі види іонізуючих випромінювань:  $\alpha$ -,  $\beta$ -випромінювання, фотонне і нейтронне випромінювання. Ультрафіолетове випромінювання і видиму частину світлового спектру не відносять до іонізуючого випромінювання. Зазначені вище види випромінювання мають різну проникаючу здатність (мал. 3.6), що залежить від носія та енергії випромінювання.

Енергію випромінювання вимірюють в *електрон-вольтах* (eV). За 1 eV прийнята енергія, якої набуває електрон при переміщенні в прискорювальному електричному полі з різницею потенціалів в 1 В. На практиці частіше застосовуються десяткові кратні одиниці: кілоелектрон-вольт ( $1 \text{ кеВ} = 10^3 \text{ eV}$ ) і мегаелектрон-вольт ( $1 \text{ МеВ} = 10^6 \text{ eV}$ ). Зв'язок електрон-вольта із системною одиницею енергії Дж задається виразом:  $1 \text{ eV} = 1,6 \cdot 10^{-19} \text{ Дж}$ .

Альфа-випромінювання ( $\alpha$ -випромінювання) – іонізуюче випромінювання, яке являє собою потік відносно важких частинок (ядер гелію, що складаються з двох протонів і двох нейтронів), що випускаються при ядерних перетвореннях. Енергія частинок складає декілька мегаелектрон-вольт і різна для різних радіонуклідів. При цьому деякі радіонукліди випускають  $\alpha$ -частинки кількох енергій.

					6 05050205 315Р 000 00 ПЗ	Днк
ЗМН	Днк	№ докум	Підпис	Лп		45

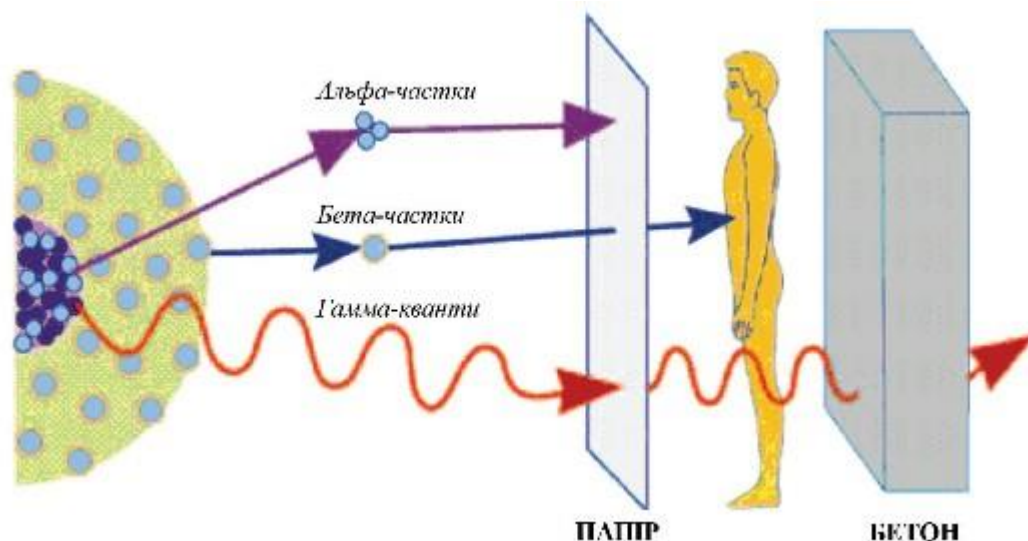


Рисунок 8 – Види радіоактивних випромінювань та їх проникаюча здатність

Цей вид випромінювання, маючи малу довжину пробігу частинок, характеризується слабкою проникаючою здатністю, затримуючись навіть листком паперу. Наприклад, пробіг  $\alpha$ -частинок з енергією 4 MeV в повітрі складає 2,5 см, а в біологічній тканині лише 31 мкм. Випромінювання практично не спроможне проникнути через зовнішній шар шкіри, утворений відмерлими клітинами. Тому  $\alpha$ -випромінювання не небезпечно до тих пір, поки радіоактивні речовини, що випускають альфа-частинки, не потраплять всередину організму через органи дихання, травлення або через відкриті рани і опікові поверхні. Ступінь небезпеки радіоактивної речовини залежить від енергії частинок, які нею випускаються. Оскільки енергія одного атома складає одиниці-десятки електрон-вольт, кожна  $\alpha$ -частинка здатна іонізувати до 100000 молекул усередині організму.

Бета-випромінювання – потік  $\beta$ -частинок (електронів і позитронів), які мають більшу проникаючу здатність в порівнянні з  $\beta$ -випромінюванням. Частилки, які випускаються, мають безперервний енергетичний спектр, розподіляючись за енергією від нуля до певного максимального значення, характерного для даного радіонукліда. Максимальна енергія  $\beta$ -спектру різних радіонуклідів лежить в інтервалі від декількох кеВ до декількох MeВ.

Пробіг  $\beta$ -частинок в повітрі може досягати декількох метрів, а в біологічній тканині декількох сантиметрів. Так, пробіг електронів з енергією 4 МеВ в повітрі складає 17,8 м, а в біологічній тканині 2,6 см. Однак вони легко затримуються тонким листом металу. Як і джерела  $\alpha$ -випромінювання,  $\beta$ -активні радіонукліди більш небезпечні при попаданні всередину організму.

Фотонне випромінювання включає в себе рентгенівське і гамма-випромінювання ( $\gamma$ -випромінювання). Після радіоактивного розпаду атомне ядро кінцевого продукту часто опиняється в збудженому стані. Перехід ядра з цього стану на більш низький енергетичний рівень (в нормальний стан) відбувається з випусканням гамма-квантів. Таким чином,  $\gamma$ -випромінювання має внутрішньоядерне походження і являє собою досить жорстке електромагнітне випромінювання з довжиною хвилі  $10^{-8}$ – $10^{-11}$  нм.

Енергія кванта  $\gamma$ -випромінювання  $E$  (в еВ) пов'язана з довжиною хвилі співвідношенням  $E = \frac{1230}{\lambda}$ , де  $\lambda$  виражена в нанометрах (1 нм =  $10^{-9}$  м).

Поширюючись зі швидкістю світла,  $\gamma$ -промені мають високу проникаючу здатність, значно більшу, ніж  $\alpha$ - і  $\beta$ -частинки. Їх може затримати лише товста свинцева або бетонна плита. Чим вище енергія  $\gamma$ -випромінювання і відповідно менше довжина його хвилі, тим вище проникаюча здатність. Зазвичай енергія гамма-квантів лежить в діапазоні від декількох кеВ до декількох МеВ. На відміну від  $\gamma$ -випромінювання рентгенівське має атомне походження, Воно утворюється в збуджених атомах при переході електронів з віддалених орбіт на ближчу до ядра орбіту або виникає при гальмуванні заряджених частинок в речовині. Відповідно перше має дискретний енергетичний спектр і називається характеристичним, друге – безперервний спектр і називається гальмівним. Діапазон енергій рентгенівського випромінювання – від сотень електрон-вольт до десятків кілоелектрон-вольт. Незважаючи на різне походження цих випромінювань, природа їх однакова, і тому рентгенівське і  $\gamma$ -випромінювання називають фотонним випромінюванням. Під дією фотонного випромінювання відбувається опромінення всього організму. Воно є основним фактором

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						47
ЗМН	Днк	№ докум	Підпис	Лп		

ураження при впливі на організм випромінювання від зовнішніх джерел.

Нейтронне випромінювання виникає при поділі важких ядер і в інших ядерних реакціях. Джерелами нейтронного випромінювання на АЕС є ядерні реактори, щільність потоку нейтронів в яких становить  $10^{10}$ – $10^{14}$  нейтронів / ( $\text{см}^2 \cdot \text{с}$ ); ізотопні джерела, що містять природні або штучні радіонукліди, змішані з речовиною, що випускає нейтрони під впливом бомбардування його  $\alpha$ -частинками або  $\gamma$ -квантами. Такі джерела застосовують для градування контрольно-вимірювальної апаратури. Вони дають потоки порядку  $10^7$ – $10^8$  нейтронів/с.

У залежності від енергії нейтрони поділяють на такі типи: повільні, або теплові (із середньою енергією  $\sim 0,025$  eV); резонансні (з енергією до 0,5 кеВ); проміжні (з енергією від 0,5 кеВ до 0,5 МеВ); швидкі (з енергією від 0,5 до 20 МеВ); надшвидкі (з енергією понад 20 МеВ).

При взаємодії нейтронів з речовиною спостерігаються два типи процесів: розсіяння нейтронів і ядерні реакції, в тому числі вимушений поділ важких ядер. Саме з останнім видом взаємодій пов'язане виникнення ланцюгової реакції, що відбувається при атомному вибуху (некерована ланцюгова реакція) і в ядерних реакторах (керована ланцюгова реакція) і супроводжується виділенням величезних кількостей енергії.

Проникаюча здатність нейтронного випромінювання зіставна з  $\gamma$ -випромінюванням. Теплові нейтрони ефективно поглинаються матеріалами, що містять бор, графіт, свинець, літій, гадоліній і деякі інші речовини; швидкі нейтрони ефективно сповільнюються парафіном, водою, бетоном тощо. Основні поняття дозиметрії. Маючи різну проникаючу здатність, іонізуючі випромінювання різних типів мають різний вплив на тканини живого організму. При цьому ушкоджень, що викликаються випромінюванням, буде тим більше, чим більша енергія впливає на біологічний об'єкт. Кількість енергії, передана організму при іонізуючому впливі, називається дозою.

Фізичною основою дози іонізуючого випромінювання є перетворення

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
Змн	Днк	№ докум	Підпис	Лп		48



енергії випромінювання в процесі його взаємодії з атомами або їх ядрами, електронами і молекулами опромінюваного середовища, у результаті якого частина цієї енергії поглинається речовиною. Поглинена енергія є першопричиною процесів, що призводять до спостережуваних радіаційно-індукованих ефектів, і тому дозиметричні величини виявляються пов'язаними з поглиненою енергією випромінювання.

Дозу опромінення можна отримати від будь-якого радіонукліда або від їх суміші незалежно від того, перебувають вони поза організмом або всередині нього в результаті попадання з їжею, водою або повітрям. Дози розраховуються по-різному з урахуванням того, який розмір опроміненої ділянки і де вона розташована, одна людина чи група людей піддалася опромінюванню і протягом якого часу це відбувалося.

Кількість енергії, поглиненої одиницею маси опромінюваного організму, називається поглиненою дозою і вимірюється в системі СІ в греях (Гр). Розмірність грею – джоуль, поділений на кілограм маси (Дж / кг). Однак величина поглиненої дози не враховує того, що при однаковій поглиненій дозі  $\alpha$ -випромінювання і нейтронне випромінювання набагато небезпечніші, ніж  $\beta$ -випромінювання або  $\gamma$ -випромінювання. Тому для більш точної оцінки ступеня ураження організму величину поглиненої дози треба збільшити на деякий коефіцієнт, що відображає здатність випромінювання даного виду ушкоджувати біологічні об'єкти. Такий коефіцієнт називається радіаційним зважуваним фактором. Його величина для  $\beta$ - і  $\gamma$ -випромінювань приймається рівною 1, для  $\alpha$ -випромінювання – 20, для нейтронного випромінювання змінюється в діапазоні 5–20 в залежності від енергії нейтронів.

Перераховану таким чином дозу називають еквівалентною дозою, яка в системі СІ вимірюється в зівертах (Зв). Розмірність зіверта така ж, як у грея, – Дж /кг. Доза, отримана за одиницю часу, класифікується в системі СІ як потужність дози і має розмірність Гр/ с або Зв/с. У системі СІ припустиме застосування несистемних одиниць виміру часу, таких як година, доба, рік,

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
ЗМН	Днк	№ докум	Підпис	Лп		49

тому при розрахунку доз застосовують такі розмірності, як Зв / год, Зв / доба.

До цього часу в геофізиці, геології і частково в радіоекології застосовується несистемна одиниця дози – рентген. Ця величина була введена у вжиток ще на зорі атомної ери (в 1928 р.) і використовувалася для вимірювання величини експозиційної дози. Рентген дорівнює такій дозі  $\gamma$ -випромінювання, яка створює в одному кубічному сантиметрі сухого повітря загальний заряд іонів, рівний одній одиниці електричного заряду. При вимірюванні в повітрі експозиційної дози  $\gamma$ -випромінювання використовуються співвідношення між рентгеном і греєм:  $1 \text{ Р} = 8,77 \text{ мДж} / \text{кг}$  або  $8,77 \text{ мГр}$ . Відповідно  $1 \text{ Гр} = 114 \text{ Р}$ .

У дозиметрії збереглася ще одна позасистемна одиниця – рад, яка дорівнює поглиненій дозі опромінення, при якій 1 кг опромінюваної речовини поглинає енергію, яка дорівнює 0,01 Дж. Відповідно  $1 \text{ рад} = 100 \text{ ерг} / \text{г} = 0,01 \text{ Гр}$ . У даний час ця одиниця виходить з ужитку.

При розрахунку доз, одержуваних організмом, слід враховувати, що одні частини тіла (органи, тканини) більш чутливі до опромінення, ніж інші. Зокрема, при однаковій еквівалентній дозі ураження легень більш імовірно, ніж, наприклад, щитовидної залози. Міжнародною комісією з радіаційного захисту (МКРЗ) були розроблені перераховочні коефіцієнти, які рекомендується використовувати при оцінці дози опромінення різних органів і біологічних тканин людини.

					6 05050205 315Р 000 00 ПЗ	Днк
						50
Змн	Днк	№ докум	Підпис	Пд		

## 7 Розділ з економіки

Виробничий процес та його структура. Принципи організації виробничих процесів.

Виробничий процес – це сукупність взаємопов'язаних дій людей, засобів праці та природи, потрібних для виготовлення продукції. Основними елементами виробничого процесу є процес праці як свідома діяльність людини, предмети та засоби праці.

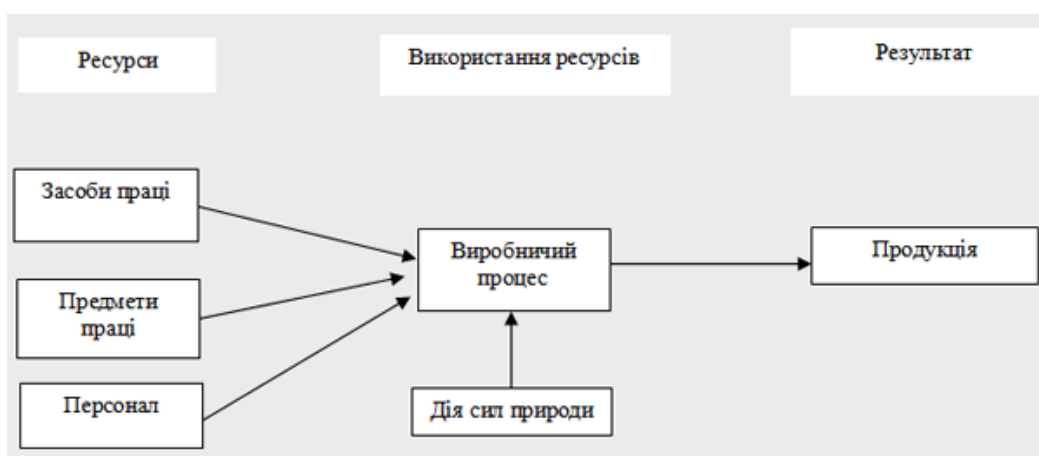


Рисунок 9 – Структура виробничого процесу

Це ресурсні складові виробничого процесу, які потребують певних витрат коштів. Поряд з цим у багатьох виробництвах використовуються природні процеси, які здійснюються під впливом сил природи (біологічні, хімічні процеси у аграрних та аграрно-промислових виробництвах, сушіння, остигання деталей після термічної обробки тощо). Природні процеси потребують витрат часу, а витрат ресурсів — тільки у випадку їх штучної інтенсифікації.

Головною складовою виробничого процесу є технологічний процес — сукупність дій по зміні та значенню стану предмета праці. На підприємствах здійснюються різноманітні виробничі процеси. Їх поділяють передусім за

такими ознаками: призначення, перебіг у часі, автоматизації.

За призначенням виробничі процеси поділяються на основні, допоміжні та обслуговуючі.

Основні процеси — це процеси безпосереднього виготовлення основної продукції) підприємства, яка визначає його виробничий профіль, спеціалізацію і поступає на ринок як товар для продажу.) Всі процеси у ряді виробництв поділяються на стадії: обробну, випускную (складальную).

Разом вони створюють основне виробництво. До допоміжних належать процеси виготовлення продукції, яка використовується на самому підприємстві для забезпечення правильного протікання основних процесів.

Допоміжні процеси групуються за їх призначенням, утворюючи такі. Допоміжні виробництва, як ремонтне, інструментальне, енергетичне та ін. Обслуговуючі процеси забезпечують нормальні умови здійснення основних і допоміжних процесів. До них належать складські, транспортні процеси.

За перебігом у часі виробничі процеси поділяють на дискретні (перервні) та безперервні. Дискретним Процесам притаманна циклічність, пов'язана з виготовленням виробів певної форми, які обчислюються в штуках (машини, прилади, одяг-тощо). Безперервні - продуктивність одного робочого місця, кількість робочих місць.

Принципи організації виробничого процесу. Виробничий процес і окремі його операції повинні бути раціонально організовані у просторі і часі. Для цього слід дотримуватися певних принципів при проектуванні та організації виробничого процесу. До таких принципів належать: спеціалізація, пропорційність, паралельність, прямо точність, безперервність, ритмічність, автоматичність, гнучкість, гомеостатичність.

Принцип пропорційності вимагає, щоб у всіх частинах виробничого процесу, у всій взаємопов'язаній системі підрозділів і машин була узгоджена пропускна спроможність, тобто однакова здатність виконання робіт і випуску продукції.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						52
Змч	Днк	№ докум	Підпис	Пд		

Недотримання цього принципу призводить до виникнення "вузьких місць" або неповного завантаження окремих підрозділів. На підприємствах із складною структурою виробництва важко досягти повної пропорційності потужностей окремих підрозділів (бригад, дільниць, цехів, виробництв).

Вона періодично порушується внаслідок освоєння нових виробів, неоднакових темпів зниження їх трудомісткості у різних підрозділах тощо.

Виникнення диспропорцій — закономірний результат розвитку виробництва, проте їх потрібно передбачати і планомірно усувати.

Принципи раціональної організації виробничого процесу: принцип паралельності передбачає одночасне виконання окремих операцій і процесів. Додержання цього принципу особливо важливе при виготовленні складних виробів, що komponуються із багатьох деталей, вузлів, агрегатів, послідовне виробництво яких зайняло б багато часу. Паралельність досягається раціональним розчленуванням виробів на складові частини, суміщенням часу виконання різних операцій над ними, одночасним виготовленням різних виробів. Паралельне виконання робіт на робочому місці забезпечується багатоінструментальною обробкою заготовок, суміщенням часу виконання основних і допоміжних операцій.

Принцип прямоточності означає, що предмети праці в процесі обробки повинні мати найкоротші маршрути по всіх стадіях і операціях виробничого процесу, без зустрічних і зворотних переміщень. Для дотримання цього принципу цехи, дільниці, робочі місця, наскільки це можливо, розташовують за ходом технологічного процесу., ^Допоміжні виробництва, служби, склади у свою чергу розміщують по можливості ближче до тих підрозділів, які вони обслуговують.

Принцип безперервності вимагає, щоб перерви між суміжними технологічними операціями були мінімальні або зовсім ліквідовані. Найбільшою мірою цей принцип реалізується у безперервних виробництвах — хімічному, металургійному, енергетичному та ін. У дискретному виробництві, де

технологічний процес має широку диференціацію, повністю ліквідувати перерви неможливо як з технологічних, так і організаційних причин. В цих умовах важливим завданням є мінімізація перерв у структурі виробничого циклу шляхом синхронізації операцій, застосування прогресивних методів оперативного управління виробництвом. Безперервність виробничого процесу повинна доповнюватись безперервністю роботи устаткування і робітників.

Принцип ритмічності полягає в тому, що робота всіх підрозділів підприємства і випуск продукції повинні здійснюватися за певним ритмом, планомірною повторюваністю. При додержанні принципу ритмічності у рівні проміжки часу виготовляється однакова або рівномірно зростаюча кількість продукції, забезпечується рівномірне завантаження робочих місць. Ритмічна робота дозволяє найповніше використовувати виробничу потужність підприємства і його підрозділів.

Принцип автоматичності передбачає економічно обґрунтоване вивільнення людини від безпосередньої участі у виконанні операцій виробничого процесу. Особливо актуальна реалізація цього принципу у виробництвах з важкими і шкідливими умовами праці. Автоматизуються не тільки виробничі процеси, а й інші сфери діяльності людини, в тому числі управління.

Принцип гнучкості означає, що виробничий процес повинен оперативно адаптуватися до зміни організаційно-технічних умов, пов'язаних з переходом на виготовлення іншої продукції або її модифікацією. Гнучкість виробничого процесу дозволяє освоювати нову продукцію у короткий термін з меншими витратами. Значення принципу гнучкості особливо зростає в умовах швидких темпів науково-технічного прогресу, коли об'єкти виробництва часто міняються. Гнучкість виробничого процесу досягається універсалізацією знарядь праці, засобів автоматизації та методів обробки, впровадженням верстатів з ЧПК, гнучких виробничих систем.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
						54
Змін	Днк	№ докум	Підпис	Лп		

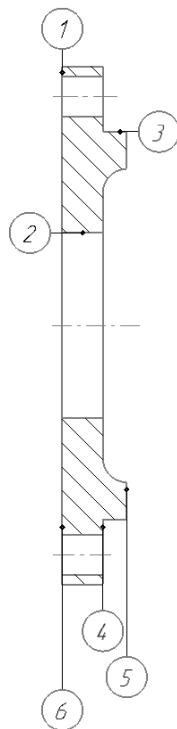
Принцип гомеостотичності вимагає, щоб виробнича система була здатною стабільно виконувати свої функції в межах допустимих відхилень і протистояти дисфункціональним впливам. Це досягається створенням технічних і організаційних механізмів саморегулювання і стабілізації. До стабілізаційних організаційних систем належать системи оперативного планування і регулювання виробництва, планово-запобіжного ремонту устаткування, резервних запасів та ряд інших заходів.

Розглянуті принципи раціональної організації виробничого процесу тісно між собою пов'язані, доповнюють один одного і різною мірою реалізуються на практиці в конкретних умовах. При проектуванні виробничого процесу, його організації треба їх враховувати, але вибирати оптимальні організаційно-технічні рішення за критерієм економічної ефективності.

					6 05050205 315P 000 00 ПЗ	Днк
ЗМН	Днк	№ докум	Підпис	Лп		55

## 8 Розділ з технології виробництва

Маршрут технологічного процесу механічної обробки кришки підшипника  
(див. рис. 10), приведений в табл. 4.





*Рисунок 10 – Ескіз деталі з простановкою номерів оброблюваних поверхонь*

*Таблиця 4 – Маршрутна технологія обробки деталі типу «втулка»*

№	Найменування операції поверхні, що оброблюється	Ескіз. Схема базування та установки деталі	Обладнання, що застосовується
000	Заготівельна. Лиття (відливка з отвором)		Лиття в кокіль без піщаних стрижнів



005	Вхідний контроль		Перевірити відповідність марки матеріалу, діаметральні та лінійні розміри заготовки нормативним документам
010	Термічна. Нормалізація		Піч
015	Токарна програмна. Обробити отвір 2.; поверхню обертання 3; торець 5; уступ 4. Чорнова		Токарний з ЧПУ мод. 16К20Ф3С5 Різець прохідний відігнутий ВК8 ГОСТ 18877-82; Різець прохідний упорний ВК8 ГОСТ 18879-82; Різець розточний упорний ВК8 ГОСТ 18882-73. Револьверна головка по ГОСТ 3859-83.
020	Токарна програмна. Обробити торець 5; уступ 4, скруглення. Чистова		Токарний верстат ЧПУ 16К20Ф3С5 Різець прохідний відігнутий ВК8 ГОСТ 18877-82; Різець прохідний упорний ВК8 ГОСТ 18879-82;

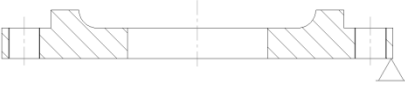
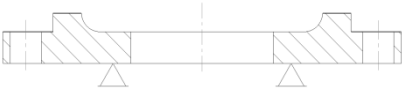
			Різець фасонний ВК8 ГОСТ 18884-82. Револьверна головка по ГОСТ 3859-83.
025	Операційний контроль		Перевірка лінійних і діаметральних розмірів, фасок
030	Токарна програмна. Обробити торець 6; зовнішню поверхню 1. Чорнова, чистова		Токарний верстат з ЧПУ 16К20Ф3С5 Різець прохідний відігнутий ВК8 ГОСТ 18877-82; Різець прохідний упорний ВК8 ГОСТ 18879-82; Різець розточний упорний ВК8 ГОСТ 18882-73. Револьверна головка по ГОСТ 3859-83.
035	Операційний контроль		Перевірка лінійних і діаметральних розмірів, фасок
040	Фрезерна програмна. Обробити поверхню обертання $\varnothing 154$ мм.		Фрезерний верстат з ЧПУ мод. 6Т104. Кінцева твердосплавна фреза $\varnothing 10$ мм, по ГОСТ 18372 - 73.

ЗМН	Днк	№ докум	Підпис	Ла

6 05050205 31БР 000 00 ПЗ

Днк

58

045	Операційний контроль		Контроль зрізу діаметрального розміру.
050	Сверлильна програмна. Обробити 6 отворів: свердлінням - $\varnothing$ 12.		Радіально-сверлильний верстат 2М55 Свердло твердосплавне цільне 9мм, ВК8 ГОСТ 17275 - 71;
055	Операційний контроль		Перевірка діаметральних розмірів
060	Термообробка		Електропіч
065	Плоскошліфувальна. Шліфування поверхні 5.		Плоскошліфувальний верстат мод. 3Д740В Шліфувальний алмазний круг А8 по ГОСТ 16168 - 80.
070	Операційний контроль		Перевірка відшліфованих діаметрів, контроль шорсткості поверхні.
075	Миття		УБР - 200, машина мийна
080	Приймальний контроль		Перевірити лінійні і діаметральні розміри, шорсткість, технічні вимоги
085	Пакування		

## 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. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 32 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в трех томах. / В. И. Анурьев. - М. : Машиностроение, 2001. – т.1 - 920 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пос. / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1987. - 416 с.
5. Малюшенко В. В. Динамические насосы : атлас / В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1984. – 85 с.
6. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.

					6 05050205 315Р 000 00 ПЗ	Днк
Змн	Днк	№ докум	Підпис	Ла		60

Додатки

Форм.	Зона	Поз.	Обозначення	Найменування	Кіл.	Прим.
				<u>Документація</u>		
A1			6.05050205.31БР.100.00 СК	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	6.05050205.31БР.101.00 СК	Виїмна частина	1	
				<u>Деталі</u>		
		2	6.05050205.31БР.100.01	Корпус	1	
		3	6.05050205.31БР.100.02	Обтічник	1	
		4	6.05050205.31БР.100.03	Гвинт регулювальний	2	
		5	6.05050205.31БР.100.04	Пробка	1	
		6	6.05050205.31БР.100.05	Прокладка	1	
				Ø8h15/Ø12H15		
				Пароніт ПМБ-2.0 ГОСТ 481-80		
		7	6.05050205.31БР.100.06	Табличка	1	
		8	6.05050205.31БР.100.07	Фланець	1	
		9	6.05050205.31БР.100.08	Фланець	1	
			<b>6.05050205.31БР.100.00</b>			
Изм	Лист	№ докум.	Підп	Дата		
Розроб.	Папета				Лит.	Лист Листів

Перев.		Колісничен КО		<i>Насос СКМ 60-70</i>			Б	Р	1	2		
Т.конт							<i>СумДУ, гр. ГМ-42</i>					
Н.конт		<i>Алексееенко</i>										
УТВ												
ФОР	ЗОНА	Поз.	Обозначення	Найменування	Кіл.	Прим.						
		10	<i>6.05050205.31БР.100.09</i>	<i>Глушка Ø158h15</i>	1							
				<i>Пароніт ПМБ-3.0 ГОСТ 481-80</i>								
		11	<i>6.05050205.31БР.100.10</i>	<i>Глушка Ø153h15</i>	1							
				<i>Пароніт ПМБ-3.0 ГОСТ 481-80</i>								
				<i>Стандартні вироби</i>								
				<i>Кільце гумове ГОСТ 9833-73</i>								
		12		<i>300-315-85</i>	1							
		13		<i>280-295-85</i>	1							
		14		<i>145-155-58</i>	1							
				<i>Болт ГОСТ 7798-70</i>								
		15		<i>М12х75</i>	12							
				<i>Гайка ГОСТ 5915-70</i>								
		16		<i>М12</i>	14							
		17		<i>М14</i>	8							
				<i>Шайба ГОСТ 6402-70</i>								
		18		<i>12Н</i>	14							
		19		<i>14Н</i>	8							
		20		<i>Шпилька М14х50</i>	8							
				<i>ГОСТ 22032-76</i>								

		21				Заклепка 3x6,00	4	
						ГОСТ 10299-80		
					6.05050205.31БР.100.00			2
Изм	Лист	№ докум.	Підп	Дата				