

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

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему:

Розробка вільновихрового насоса типу СВН 40-20 для транспортування  
продуктів харчових підприємств

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

Виконавець роботи Жахалов Владислав Геннадійович  
*прізвище, ім'я, по-батькові*

---

*підпис, дата*

Науковий керівник

К.т.н.  
*науковий ступінь, учене звання*

Кондусь Владислав Юрійович  
*прізвище, ім'я, по-батькові*

---

*підпис, дата*

Суми 2022

## ЗМІСТ

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ	6
1 Вибір конструктивної схеми насоса	9
2 Опис конструкції вибраного насоса	12
3 Розрахунок проточної частини насоса	15
4 Розрахунок гідродинамічних сил	20
4.1 Осьові сили, що діють на ротор	20
4.2 Визначення радіальної сили	22
4.3 Врівноваження осьової сили	22
5 Розрахунок насоса на кавітацію	25
6 Розрахунок пускової моментної характеристики	28
7 Розрахунки на міцність	32
7.1 Розрахунок конструкції вала	32
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	35
7.2.1 Вибір типу ущільнення	35
7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	36
7.3 Розрахунок вала	37
7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах	38
7.3.2 Наближений розрахунок вала	40
7.3.3 Перевірочний розрахунок вала	41
7.4 Розрахунок шпонкового з'єднання	44
7.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з робочим колесом	44

					<b>131.05BP.000.00 ПЗ</b>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	Розробка вільновихрового насоса типу СВН 20-14 для транспортування продукції харчових підприємств Пояснювальна записка	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
Розроб.		Жахалов					4	84
Перевір.		Кондусь						
Реценз.								
Н. Контр.		Алексеевко						
Затверд.						<b>СумДУ, ГМ-81</b>		

7.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою	46
7.5 Вибір муфти крутного моменту	49
7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	51
8. Розробка 3D-моделі робочого колеса	55
9. Технологічний розділ	63
10. Розділ з охорони праці	70
Список літератури	86

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

## Вступ

Вільновихрові насоси (ВВН) [1] на теперішній час справедливо можна віднести до досить таки прогресивного типу лопатевих динамічних насосів, основною перевагою яких є здатність до перекачування різноманітного типу, виду та складу гідросумішей [2].

За конструктивними ознаками та характером робочого процесу ВВН суттєві відрізняються від відцентрових та мають наступні особливості:

- робоче колесо вільновихрового насоса розміщене у розточуванні задньої стінки корпусу, який у свою чергу має вільну камеру, яку не перетинають обертові деталі. Саме тому частина потоку рідини, яка надходить у насос, проходить через вільну камеру без контакту із лопатями робочого колеса вільновихрового насоса;
- робочий об'єм вільновихрового насоса – однозв'язний. Це означає, що будь-який замкнений контур, узятий усередині об'єму, може бути стягнений у точку без перетину меж об'єму. Робочий об'єм відцентрових насосів навпаки багатозв'язний – якщо узяти замкнений контур у рідкому об'ємі навколо лопаті, то він не може бути стягнутий у одну точку без перетину її поверхні. На практиці використання насосів це означає, що волокна наявні у рідині під час перекачування забруднених сумішей, можуть намотуватися на лопаті відцентрового насоса, забиваючи його проточну частину. У вільновихровому ж насосі така небезпека відсутня;
- завдяки наявності вільної камери забезпечений мінімальний контакт рідини з робочим колесом вільновихровоого насоса, що дозволяє перекачувати крихкі продукти без їхнього особливого пошкодження;

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- у вільновихровому насосі відсутні передні ущільнення, та відповідно, відсутні проблеми, пов'язані з ними (зношування, забивання, регулювання, промивання тощо);
- більш проста форма проточної частини знижує металоємність насоса, полегшує його складання, створює кращі умови для високого ступеня уніфікації;
- високий рівень стійкості до зношування під час перекачування сумішей із вмістом абразивних твердих частинок унаслідок того, що основна частина потоку перекачуваного середовища проходить через насос без контакту з робочим колесом вільновихрового насоса;
- конструктивне виконання вільновихрового насоса дозволяє з невеликими витратами виконувати ремонт та виготовлення запасних частин безпосередньо на місці експлуатації насоса;
- насос є достатньо зручним у експлуатації, практично не закупорюється та надійний упродовж усього терміну його служби.

Крім того вільновихрові насоси мають цілу низку позитивних якостей:

- забезпечують високу надійність роботи під час перекачування газоподібних сумішей із вмістом газової фракції до 50%;
- здатні до перекачування в'язких рідин та сумішей із великими домішками з розміром до 0,8 від ширини вільної камери вільновихрового насоса;
- мають високу усмоктувальну здатність (висота усмоктування до 8 м);
- мають малу чуттєвість до кавітаційних явищ.

Основні недоліки вільновихрових насосів:

- низький рівень їхньої економічності, який залежно від конструктивного типу та розмірів насоса становить 35-58%;
- відносно низькі напори насосів (до 100 м).

Насоси вільновихрового типу різних модифікації широко застосовують:

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- у комунальному господарстві для перекачування фекальних рідин, ґрунтових та стічних вод, каналізаційного мулу;
- у сільськогосподарському виробництві для гідротранспорту органічних добрив, картоплі, фруктів, риби тощо;
- у харчовій промисловості для перекачування легкопошкоджуваних продуктів, соків, сиропів, суспензій тощо;
- у целюлознопаперовій та хімічній галузях промисловості для транспортування деревної маси, макулатури, полімерів, віскозної сировини, газоподібних рідин та інших продуктів.

Існує перспектива також і для застосування вільновихрових насосів у тепловій енергетиці у системах кулькового очищення від забруднень конденсаторів парових турбін, у чорній металургії для гідротранспортування шламу, золи, руд, хвостів на гірничо-збагачувальних фабриках; у нафтовій промисловості для перекачування відходів нафтохімічної промисловості; у вугільній промисловості для гідротранспортування вугілля та вугільного шламу тощо. Вільновихрові насоси також можна успішно використовувати під час подавання піску, ґрунту, гравію та інших абразивних речовин.

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1 Вибір конструктивної схеми насоса

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

Цілком зрозуміло, що така ситуація склалася унаслідок великої кількості різноманітних за своїм типом або складом гідросумішей, перекачуваних насосами цього типу, та намаганням створити таку конструкцію вільновихрового насоса, яка була б найбільш ефективною для перекачуванню саме цієї рідини (гідросуміші). Таким чином упродовж багатьох років й було створено три основні конструктивні схеми вільновихрових насосів: Вемко, Туро, Сека.

Вільновихровий насос типу Вемко («Wemco») (рис. 1.1) було розроблено фірмою «Western Machinery Co» у 1954 році в США. Ці насоси не набули широкого використання у світовій практиці гідромашинобудування, оскільки вони мали суттєвий недолік – низьке значення коефіцієнту корисної дії (приблизно від 30 % до 40 %). Проте вони досить широко застосовуються у США у різних галузях:

- каналізаційні насосні станції;
- асенізаційні установки;
- очисні споруди;
- сільське господарство;
- харчова промисловість;
- інші.

									Арк.
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05BP.000.00 ПЗ				







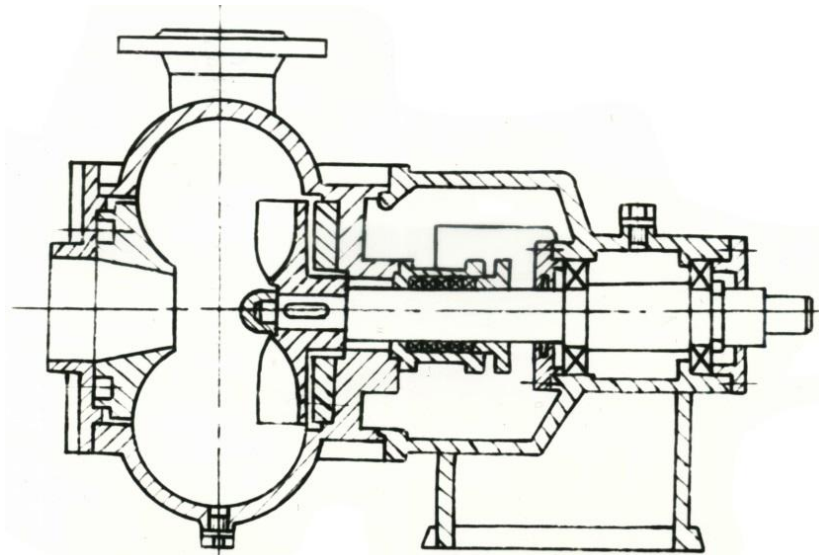


Рисунок 1.3 – Вільновихровий насос типу “Seka”

Найбільш застосовуваною конструктивною схемою вільновихрових насосів є схема «Туго» завдяки своїм перевагам:

- достатньо високе значення коефіцієнту корисної дії;
- мінімальне пошкодження перекачуваного насосами продуктів;
- простота виготовлення та ремонту;
- відсутність забивання проточної частини насоса.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05BP.000.00 ПЗ

Арк.

12

## 2 Опис конструкції вибраного насоса

Конструктивною особливістю вільновихрових насосів є наявність значної за своїми розмірами вихрової камери.

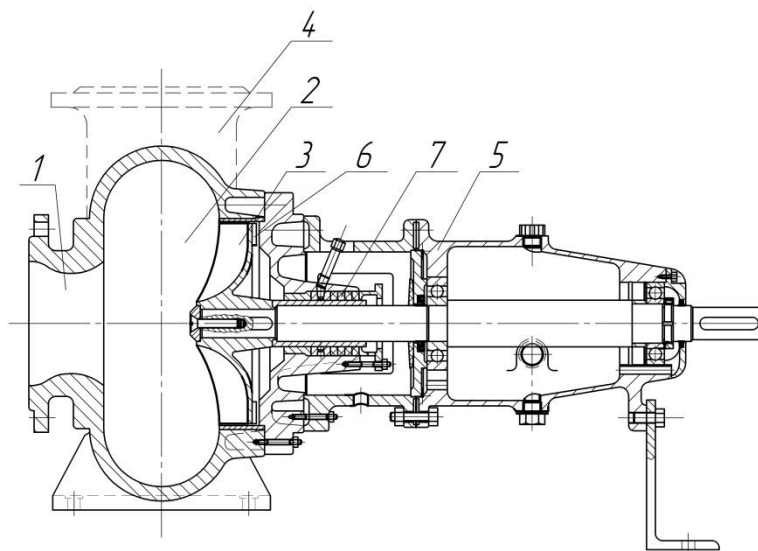


Рисунок 2.1 – Вільновихровий насос типу “Turo”

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05BP.000.00 ПЗ

Арк.

13

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

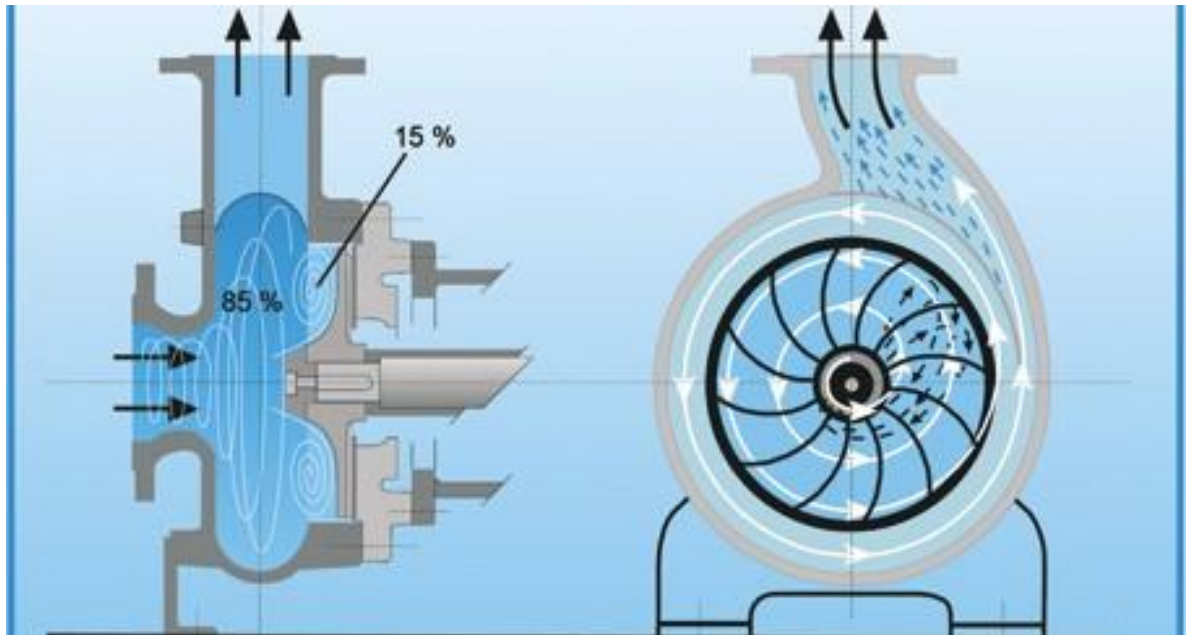


Рисунок 2.2 – Принцип роботи вільновихрового насоса типа «Туго»

Вільновихрові насоси широко використовують під час необхідності перекачування багатofазних рідин із великим вмістом твердих і волокнистих домішок та газоподібних бульбашок, зокрема, під час перекачування побутових та промислових стоків. У цих випадках вільновихрові насоси забезпечують значно більшу надійність та довговічність роботи у порівнянні із іншими відцентровими насосами відомих конструкцій, хоча при цьому вони й поступаються ним за рівнем економічності (величиною коефіцієнту корисної дії).

										Арк.
										14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05BP.000.00 ПЗ					

Крім того, необхідно зазначити, що вільновихрові насоси є набагато простішими під час виготовлення, тому що лопаті їхніх робочих коліс є плоскими пластинами, а відводи, зазвичай, виконують кільцевими (спіральні типи відводів зустрічаються дуже рідко оскільки вони мало впливають на ефективність роботи вільновихрового насоса).

Насоси цього типу мають досить високу надійність роботи під час перекачування газоподібних сумішей із вмістом газу до 50 %, великих твердих абразивних або волокнистих включень розміром до 0,8 від ширини вільної камери, їхня висота всмоктування досягає величини 8 м (що значно перевищує аналогічний параметр у відцентрових насосів), а також вільновихрові насоси є мало чутливими до кавітаційних явищ. Конструкція вільновихрових насосів простіша і дешевша (порівняно з відцентровими насосами), може працювати на суміші рідини і газу із великим вмістом газової фракції, а також слід зазначити, що подача вільновихрових насосів менше залежить від протитиску мережі.

Конструкція вільновихрового насоса з такою проточною частиною є найбільш ефективною порівняно із іншими типами динамічних лопатевих насосів у разі перекачування рідин із різними (твердими або довгими волокнистими) домішками.

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Для робочого колеса:

- РК з прямими радіальними лопатками ( $\beta_{2л} = \beta_{2у} = 90^0$ ) як найбільш технологічне при виготовленні;
- відносне значення діаметра входу РК  $\bar{D}_1 = 0,15 - 0,25$  (зазвичай приймають  $\bar{D}_1 = 0,2$ );
- відносна ширина лопатки колеса на виході  $\bar{b}_2 = 0,14 - 0,2 = 0,17$ ;
- число лопатей  $Z = 10$ ;
- відносна товщина лопаті  $\bar{\delta} = 0,015 - 0,025 = 0,02$  (зазвичай приймають з урахуванням абразивності перекачуваного середовища і технологічних можливостей).

При проектуванні СВН типу "Туро" найбільш технологічною і оптимальною для напору і ККД є кільцева форма відводу з округленим меридіанним профілем.

Для кільцевого відводу:

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

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

де

									Арк.
									17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05BP.000.00 ПЗ				

$$V_0 = K_{V0} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.2)$$

при коефіцієнті вхідної швидкості:

$$K_{V0} = (0,2 \div 0,25) \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3} \quad (3.3)$$

(Менше значення приймається для більш в'язких рідин з великим вмістом твердих включень).

За розрахунками повинна виконуватися умова  $D_0 \geq B$ .

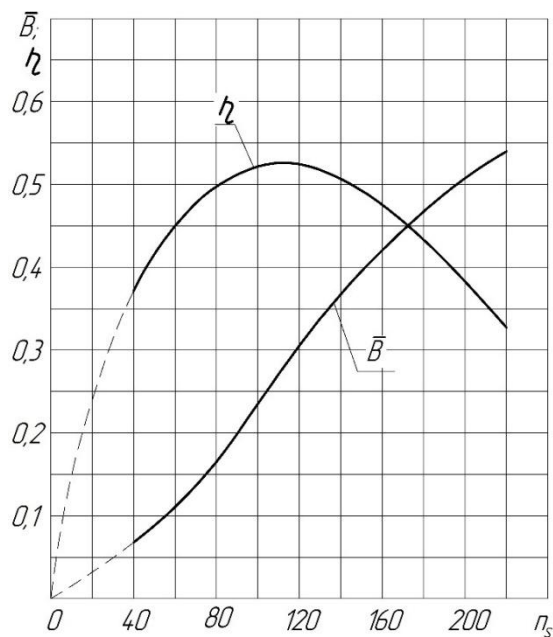


Рисунок 3.2 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери  $\bar{B}$  від  $n_s$

Методика розрахунку вільновихрових насосів:



Методика розрахунку рекомендована при проектуванні СВН типу «Туго» і може бути використана в діапазоні коефіцієнта швидкохідності  $n_s = 60-140$ .

Розрахунок вільновихрових насосів полягає у визначенні оптимальних геометричних співвідношень проточної частини на задані параметри насоса.

Порядок розрахунку насоса:

1 Визначають коефіцієнт швидкохідності

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

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{3000 \sqrt{20/3600}}{14^{3/4}} = 113$$

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

$$\eta = f(n_s) = 53\%, \quad \bar{B} = f(n_s) = 0,28.$$

3 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношеннями основних розмірів

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

4 Визначають зовнішній діаметр РК, м, використовуючи вираз:

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

де

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A = \left[ \frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

$\eta_{\text{мех}}$  - механічний ККД насоса (для малих і середніх насосів можна прийняти

$\eta_{\text{мех}} = (0,95 - 0,97)$ ;

$K = 7,023 \cdot 10^{-3}$  - постійний коефіцієнт;

$\eta$  - ККД насоса, визначається в залежності від  $n_s$ ;

$F_1$  - функція, що враховує вплив відносних розмірів РК, визначається розрахунковим шляхом або графічною залежністю (рис. 3.3) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметра РК  $\bar{D}_1 = 0,2$ ,  $F_1 = 1,91 \cdot 10^{-2}$ ;

$F_2$  - функція, що враховує вплив відносних розмірів відводу, визначається за графіком залежно від відношення  $\bar{V}/\bar{b}_2 = 0,28/0,17 = 1,65$  (рис. 3.4),  $F_2 = 2,1$ ;

$n$  - частота обертання РК, об / хв.

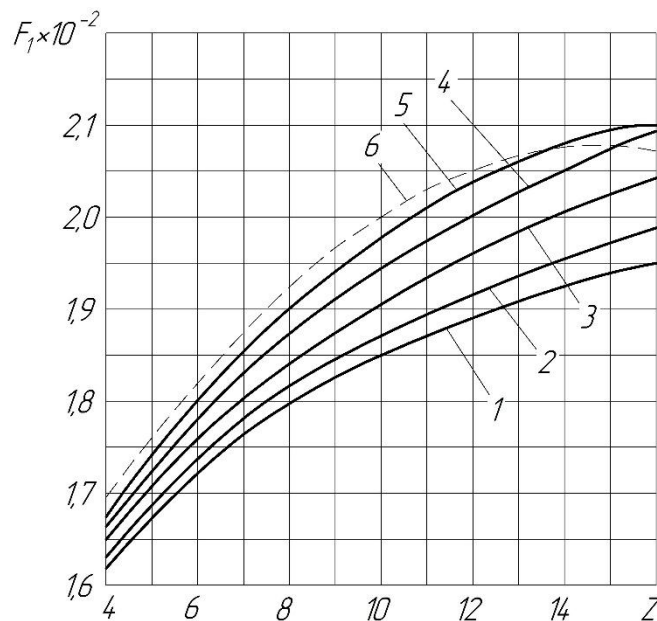


Рисунок 3.3 – Залежність функції  $F_1$  від числа лопаток РК при

						131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			20



$$\delta = \bar{\delta} \cdot D_2 = 0,02 \cdot 0,207 = 0,004.$$

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = \bar{B} \cdot D_2 = 0,28 \cdot 0,207 = 0,058.$$

7 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу:

$$D_3 = D_2 + B = 0,207 + 0,058 = 0,265 \text{ м}$$

$$D_B = B = 0,058$$

$$D_{\text{яз}} = \bar{D}_{\text{яз}} \cdot D_2 = 1,3 \cdot 0,207 = 0,269 \text{ м}$$

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

$$D_0 \geq D_g = B.$$

Коефіцієнт вхідної швидкості:

$$K_{V_0} = (0,2 - 0,25) \cdot (n_s / 100)^{2/3} = (0,2 - 0,25) \cdot (113 / 100)^{2/3} = 0,217 - 0,271$$

Приймаємо  $K_{V_0} = 0,245$ .

Швидкість у вхідному патрубку:

$$V_0 = 0,245 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 14} = 4,06 \text{ м/с.}$$

Діаметр входу:

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot \frac{20}{3600} / (3,14 \cdot 4,06)} = 0,042,$$

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо  $D_0 = 45$  мм.

9 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

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

$$N = \frac{1445 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{20}{3600}\right) \cdot 14}{0,53} = 2080 \text{ Вт} = 2,08 \text{ кВт}$$

Необхідну потужність електродвигуна з урахуванням коефіцієнта запасу  $\kappa$  визначають як:

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

$$N_{\text{дв}} = 1,35 \cdot 2,08 = 2,81 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт запасу  $\kappa$  вибирають залежно від потужності:

до 2 кВт	$\kappa = 1,5;$
від 2 до 5 кВт	$\kappa = 1,25 - 1,5;$
від 5 до 50 кВт	$\kappa = 1,15 - 1,25;$
від 50 до 100 кВт	$\kappa = 1,08 - 1,15;$
від 100 кВт і більше	$\kappa = 1,05.$

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Обирається електродвигун асинхронний серії 4А (ГОСТ 19523-81) 4А90L2У3 з синхронною частотою обертання 3000 об/хв, ковзанням  $S=5,4\%$ . Потужність ЕД 3 кВт.

10 Обчислюють мінімальний діаметр вала, м:

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

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

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 48960}{3000 \cdot 45 \cdot 10^6}} = 0,010 \text{ м.}$$

Отриману розрахункову величину  $d_v$  округлюють до найближчого нормалізованого діаметра в бік збільшення.

Внутрішній механічний ККД враховує втрати на дискове тертя.

Під дисковими втратами маються на увазі втрати енергії на тертя робочої рідини по зовнішнім поверхням робочого колеса. Ці втрати залежать від перебігу рідини в зазорах між обертовими дисками і стінками корпуса. Схема ступеня насоса наведена на рисунку 2.5.

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

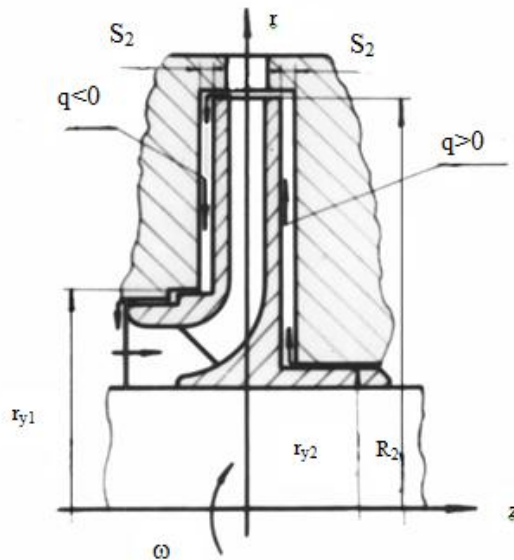


Рисунок 2.5 – Схема ступеня насоса

Момент тертя одного боку диска про рідину в замкнутому просторі може бути представлений у вигляді:

$$M = C_f \rho g R_2^5 \omega^2, \quad (3.10)$$

де  $C_f$  – сумарний коефіцієнт тертя, що визначається за формулою:

$$C_f = C_{f0} + \Delta C_f, \quad (3.11)$$

де  $C_{f0}$  – коефіцієнт тертя;

$\Delta C_f$  – поправка, що враховує перетік у пазусі, знаходиться за наступною формулою:

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

де  $Ga$  – критерій Галілея, що розраховується за формулою:

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05BP.000.00 ПЗ				

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

$$Ga = \frac{9,81 \cdot 0,05^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 0,244 \cdot 10^5$$

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

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

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

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

Тут:

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

$$Re = \frac{314 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 2,45 \cdot 10^6$$

Тоді:

$$S_{\text{опт}} = \frac{2,963 \cdot 0,05}{(2,45 \cdot 10^6)^{0,34}} = 0,000996 \text{ м}$$

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Таким чином із конструктивних міркувань приймаємо ширину пазухи рівною  $S = 4$  мм.

Отже:

$$K = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,004 \cdot \frac{314}{0,000996} = 396$$

Поправка, що враховує перетік у пазусі рівна:

$$\Delta C_f = 3,25 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{(0,004/0,05)^{0,5}}{(0,244 \cdot 10^5)^{0,05} \cdot 396^{0,4}} = 5,07 \cdot 10^{-4}$$

Коефіцієнт тертя знаходиться за формулою:

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

$$C_{f0} = 0,04 \cdot \left( \frac{0,004}{0,05} \right)^{-1/6} \cdot (2,45 \cdot 10^6)^{-1/4} = 0,00154$$

Отже, сумарний коефіцієнт тертя рівний:

$$C_f = 0,000507 + 0,00154 = 0,002047$$

Втрати потужності на дискове тертя визначається за формулою:

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

$$N_{дт} = 0,0196 \cdot 0,002047 \cdot 1455 \cdot 9,81 \cdot 0,05^5 \cdot 314^3 = 5,5 \text{ Вт}$$

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішній механічний ККД рівний:

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

$$\eta_{\text{вн мех}} = \frac{1445 \cdot 9,81 \cdot 0,0056 \cdot 15,56}{1445 \cdot 9,81 \cdot 0,0056 \cdot 15,56 + 5,5} = 0,99 \text{ або } 99\%$$

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

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

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

$$H_{\text{T}} = \frac{14}{0,9} = 15,56 \text{ м.}$$

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 4 Розрахунок гідродинамічних сил

### 4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри робочого колеса: зовнішній радіус робочого колеса  $R_2 = 0,1035$  м; радіус входу в робоче колесо  $R_1 = 0,0275$  м; радіус втулки  $R_{вт} = 0,020$  м.

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}, \quad (4.1)$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини,  $\text{м}^2/\text{с}$ . Для розрахунку приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при температурі  $t = 0^\circ\text{C}$ , який становить  $\nu = 1,79 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ ;

$n$  – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

$$Re = \frac{3000 \cdot 0,207^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6}} = 1,197 \cdot 10^6$$

Отримане значення числа Рейнольдса знаходиться в діапазоні  $0,4 \cdot 10^6 \leq Re \leq 1,3 \cdot 10^6$ . Тому для розрахунку коефіцієнтів  $\beta$  та  $\varphi_r$  використовуємо наступні формули:

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{1,197 \cdot 10^6} = 0,709$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{1,197 \cdot 10^6} = 0,322$$

									Арк.
									29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05BP.000.00 ПЗ				

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість  $\omega$  та [7] відносний радіус втулки  $\overline{R}_{\text{вТ}}$ .

Кутова швидкість обертання ротора насоса визначається за формулою,  $\text{с}^{-1}$ :

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (4.2)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ с}^{-1}.$$

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

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

$$\overline{R}_{\text{вТ}} = \frac{0,020}{0,1035} = 0,193.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

$$A = \pi r g H [\beta (R_2^2 - R_{\text{вТ}}^2) - \varphi_r (R_2^2 - R_1^2)] - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 (1 - \overline{R}_{\text{вТ}}^2)^2, \quad (4.4)$$

де  $k = 0,486$

тоді

$$\begin{aligned} A &= 3,14 \cdot 1445 \cdot 9,81 \cdot 14 \times \\ &\times [0,709 \cdot (0,1035^2 - 0,02^2) - 0,322 \cdot (0,1035^2 - 0,0275^2)] - \\ &- \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1445 \cdot 0,1035^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,02^2)^2 = 473 \text{ Н}. \end{aligned}$$

									Арк.
									30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05BP.000.00 ПЗ				

## 4.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

$$R = K_R \frac{Q}{Q_{opt}} \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \text{ Н} \quad (4.5)$$

де  $K_R \approx 0,2$  – експериментальний коефіцієнт;

$\Delta$  - товщина диска робочого колеса, м.

У насосах з кільцевими відводами максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до режиму з подачею  $Q = Q_{opt}$ . У цьому випадку максимальна радіальна сила буде визначатися :

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta),$$

$$R = 0,2 \cdot 1445 \cdot 9,81 \cdot 14 \cdot 0,207 \cdot (0,035 + 0,008) = 353 \text{ Н.}$$

## 4.3 Врівноваження осьової сили

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

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

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове зусилля. В даному випадку для  $R = 0,1035 \text{ м}$ ,  $r = 0,05 \text{ м}$  осьове зусилля, що врівноважується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1445 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,1035^2 - 0,05^2) \frac{32,5^2 - 15,7^2}{2 \cdot 9,81} = 566 \text{ Н}$$

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

$$T = A - T_u = 473 - 566 = -93 \text{ Н};$$

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

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1445 \cdot 314^3 \cdot 0,1035^5 \cdot \left[ 1 - \left( 0,05 / 0,1035 \right)^5 \right] = 150 \text{ Вт}$$

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

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

## 5 Розрахунок насоса на кавітацію

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

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

де  $\Delta h$  - критичний кавітаційний запас для першого кавітаційного режиму, м.

Установлено, що вільновихрові насоси малочутливі до кавітації . Тому їх можна віднести до насосів з підвищеними кавітаційними властивостями  $c = 1300 - 3000$ .

Для подальших розрахунків приймаємо коефіцієнт швидкохідності  $c = 1500$ .

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

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

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left( \frac{3000 \cdot \sqrt{20/3600}}{1500} \right)^{\frac{4}{3}} = 0,79 \text{ м.}$$

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 6 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 ( $n_A = 0$ ):

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

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

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

Тому:

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{2810}{314} = 8,95 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 8,95 = 1,88 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$N_{max} = N_{дв} \quad (6.6)$$

$$N_{дв} = 3 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{max} = \frac{3 \cdot 10^3}{314} = 9,55 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{ном}, \quad (6.7)$$

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

$$n_B = 0,3 \cdot 300 = 900 \text{ об/хв.}$$

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

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 9,55 = 0,287 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$k = \frac{9,55}{3000^2} = 1,061 \cdot 10^{-6}$$

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

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

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.3.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 6.3 будують залежність  $M = f(n)$
- точки  $A(n_0; M_0)$  та  $B(n_B; M_B)$  з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.3 – Пускова момент на характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	0,265	1,061	2,39	4,24	6,63	9,55

На рисунку 6.3 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

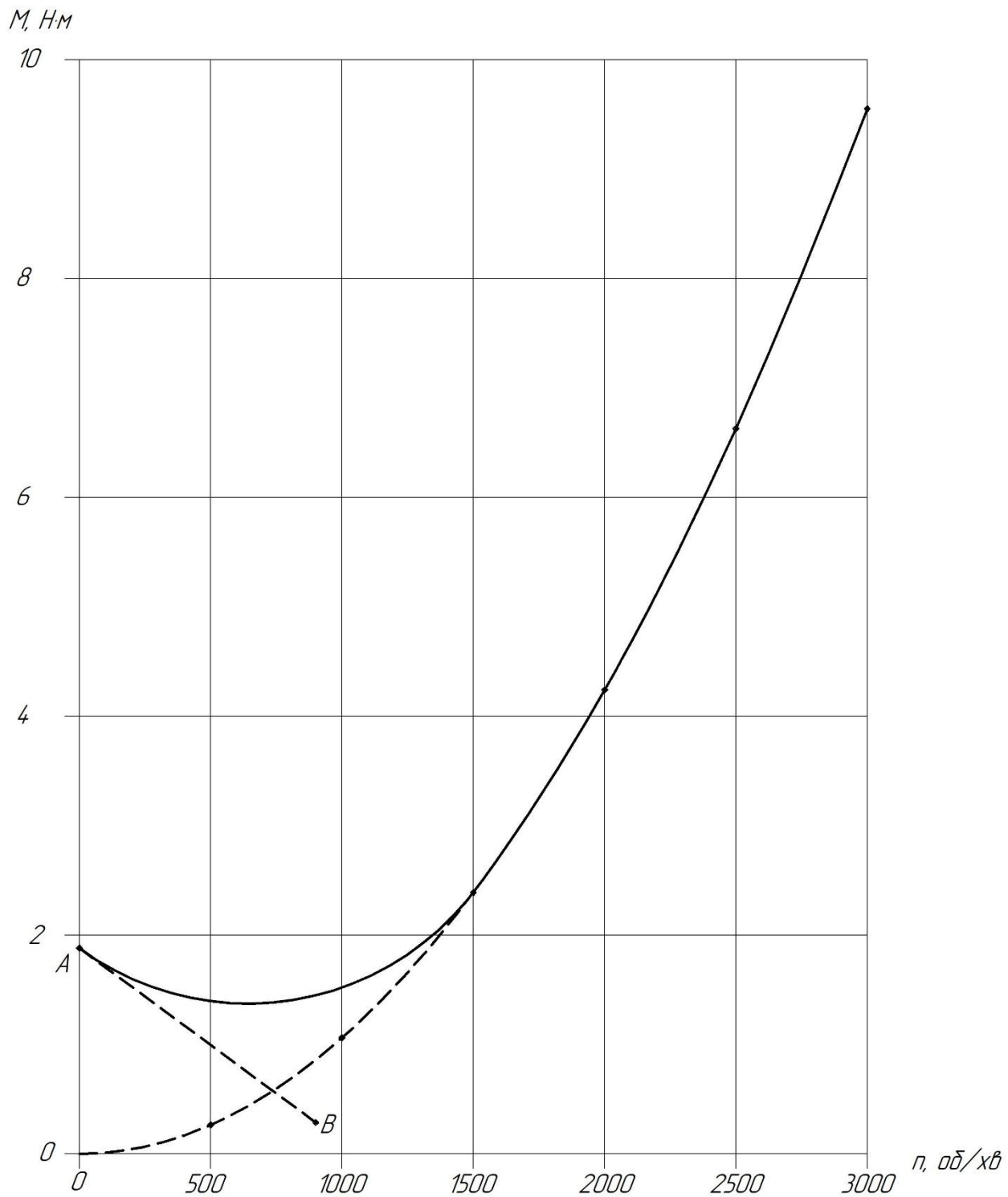


Рисунок 6.3 – Пускова моментна характеристика

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05BP.000.00 ПЗ

Арк.

38

## 7 Розрахунки на міцність

### 7.1 Розрахунок конструкції валу

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

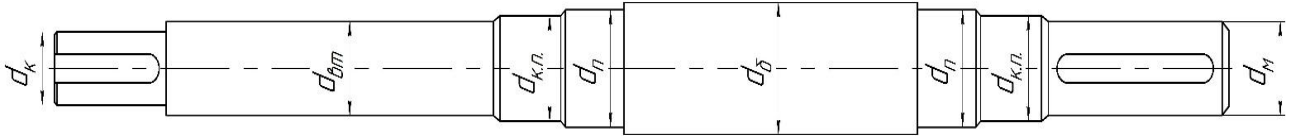


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

Діаметр посадочного місця робочого колеса визначаємо за формулою розрахунку на кручення, м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.1)$$

де  $M_{\max}$  – момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна, Н · м;

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

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

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

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

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

									Арк.
									39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$M_{max} = \frac{3 \cdot 10^3}{314} = 9,55 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9,55}{3,14 \cdot 10 \cdot 10^6}} = 0,0169 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо  $d_k = 0,02 \text{ м.}$

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

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

$$d_m = 1,2 \cdot 0,02 = 0,024 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду  $d_m = 25 \text{ мм.}$

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{вт} = d_k + 0,01 = 0,02 + 0,01 = 0,03 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку  $d_{вт} = 0,030 \text{ м.}$

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

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

$$d_{к.п.} = 0,025 + 0,01 = 0,035 \text{ м.}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 ,  $d_{к.п.} = 35 \text{ мм.}$

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де  $t = 0,003$  – висота буртика, м.

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

Приймаємо діаметр підшипник  $d_{\Pi} = 40$  мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

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

де  $r$  – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника за таблицею 7.1.

Таблиця 7.1 – Визначення координати фаски підшипника

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

Як видно з таблиці 7.1 координата фаски підшипника для діаметру посадкової поверхні під підшипник становить  $r = 2,5$  мм.

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

## 7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

### 7.2.1 Вибір типу ущільнення

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

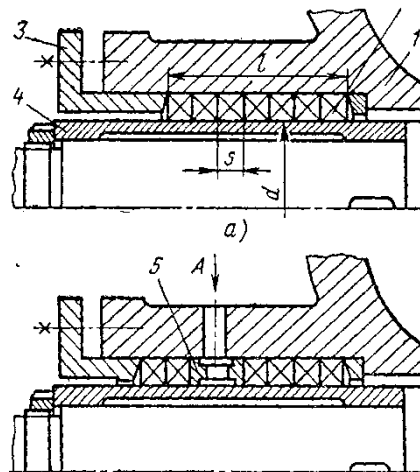


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення

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

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

										Арк.
										42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

131.05BP.000.00 ПЗ



## 7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d}, \quad (7.7)$$

де  $d$  – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм.

Тоді

$$S = \sqrt{40} = 6,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S = 6$  мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S, \quad (7.8)$$

де  $i = 4 \div 6$  – кількість кілець набивки, шт.

Приймаємо  $i = 4$  шт.

$$L = 4 \cdot 6 = 24 \text{ мм.}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_C = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \left( e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right), \quad (7.9)$$

де  $r = \frac{d_{\text{вг}}}{2} + 0,7$  - радіус захисної втулки, см;

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

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$L = 24$  см;

$S = 0,63$  см;

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

Таким чином:

$$r = \frac{4}{2} + 0,7 = 2,7 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 2,7^2 \cdot 0,6 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left( e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{24}{0,63}} - 1 \right) = 129 \text{ Вт}$$

### 7.3 Розрахунок вала

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

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила  $R_1 = R$  (див. рис. 7.3), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції ( $R_2, R_3$ ).

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2l_2, \quad (7.10)$$

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

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2}, \quad (7.11)$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{353 \cdot (185 + 122)}{122} = 888 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

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

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

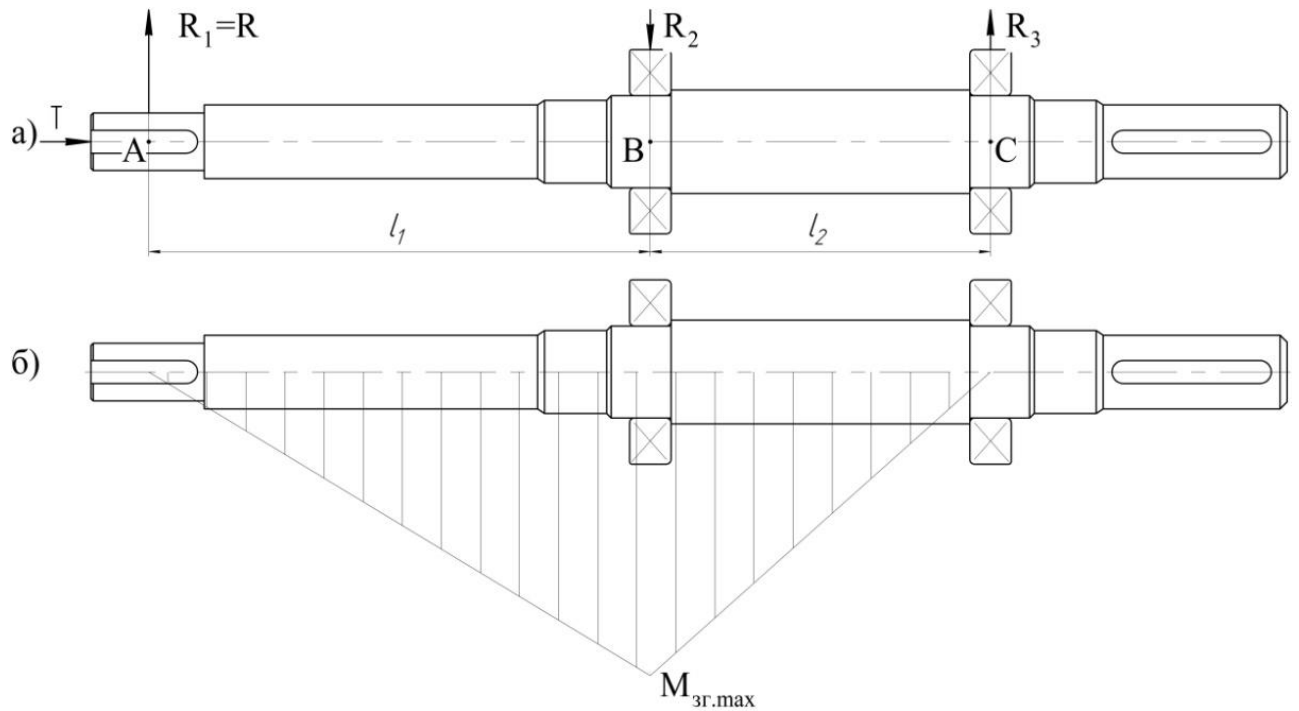


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) епіюра згинальних моментів

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

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}. \quad (7.13)$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{353 \cdot 185}{122} = 535 \text{ Н}$$

### 7.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

										Арк.
										46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05BP.000.00 ПЗ					

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75M_{мах}^2}, \quad (7.14)$$

де  $M_{зг.мах}$  – максимальний згинальний момент, Н·м.

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 5.3:

$$M_{зг.мах} = R_1 l_1. \quad (7.15)$$

Звідси:

$$M_{зг.мах} = 353 \cdot 0,185 = 65,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{65,3^2 + 0,75 \cdot 9,55^2} = 65,82 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (7.16)$$

де  $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$ .

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{65,82}{0,1 \cdot 40}} = 25,4 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо  $d_{п} = 30 \text{ мм}$ . При конструюванні був обраний діаметр

									Арк.
									47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	131.05BP.000.00 ПЗ				

підшипника 40 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 30 мм.

### 7.3.3 Перевірочний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (7.17)$$

де  $S$  - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

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

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (7.18)$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (7.19)$$

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

Межі витривалості вала знаходяться за формулами (7.20) та (7.21):

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{ МПа} \quad (7.20)$$

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

Звідси:

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

Тому:

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

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

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

Отже:

$$\sigma_a = \frac{65,3}{0,1 \cdot 0,04^3} = 10,2 \text{ МПа}$$

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_{\text{п}}^2}, \text{ МПа} \quad (7.23)$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 9,55}{3,14 \cdot 0,04^2} = 0,07 \text{ МПа}$$

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

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_{\text{т}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{65,3}{0,2 \cdot 0,04^3} = 2,55 \text{ МПа}$$

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

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

Звідси:

$$S_{\sigma} = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,77} \cdot 10,2 + 0,275 \cdot 0,07} = 13,6$$

$$S_{\tau} = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,77} \cdot 2,55 + 0,1 \cdot 2,55} = 46,8$$

$$S = \frac{13,6 \cdot 46,8}{\sqrt{13,6^2 + 46,8^2}} = 13,1 > 2,5$$

Отже, умова перевірконого розрахунку вала виконується.

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 7.4 Розрахунок шпонкових з'єднань

### 7.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з робочим колесом

Для надійного з'єднання матеріал шпонки обирають міцніший за матеріал валу. Матеріал валу обираємо Сталь 40Х: матеріал шпонки обираємо Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм:  $b \times h \times l$ . Виходячи з діаметру валу, рівному 20 мм за [3, с.169], обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 6$  мм - ширина шпонки;

$h = 5$  мм - висота шпонки;

$l = 36$  мм - довжина шпонки.

Для розрахунку шпонкового з'єднання валу з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \cdot 10^3, \quad (7.25)$$

де  $d = d_k$  – діаметр валу, мм;

$M_{\max}$  – максимальний крутний момент, Н · м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм.

Робоча довжина шпонки визначається за формулою, мм:

					<b>131.05BP.000.00 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

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

$$l_p = 36 - 6 = 30 \text{ мм.}$$

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 9,55}{20 \cdot 30 \cdot (5 - 3,5)} \cdot 10^3 = 21,2 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження на змінання:

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

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

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

Розраховане напруження на змінання не перевищує допустимі напруження на змінання  $\sigma_{зм} = 21,2 < [\sigma]_{зм} = 192$ , тому умова виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3, \quad (7.28)$$

де  $d, l, b$  – підставляємо в мм;

$M_{\max}$  – підставляємо у Н · м

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 9,55}{20 \cdot 36 \cdot 6} \cdot 10^3 = 4,42 \text{ МПа.}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}.$$

де:

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

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 4,42 \text{ МПа} < 115 \text{ МПа}.$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

#### **7.4.2. Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою**

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм:  $b \times h \times l$ . Виходячи з діаметру валу, рівному 28 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 8$  мм - ширина шпонки;

$h = 6$  мм - висота шпонки;

$l = 36$  мм - довжина шпонки

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

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

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

де  $t_1 = 4$  мм – глибина паза вала;

$d = d_k$  – діаметр вала, мм;

$M_{max}$  – підставляється в Н·м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 36 - 8 = 28 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 9,55}{0,028 \cdot 0,028 \cdot (0,006 - 0,004)} = 12,2 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

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

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 12,2 \text{ МПа} < 192 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 9,55}{0,028 \cdot 0,036 \cdot 0,008} = 2,37 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

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

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192 = 115 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 2,37 \text{ МПа} < 115 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

## 7.5 Вибір муфти крутного моменту

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

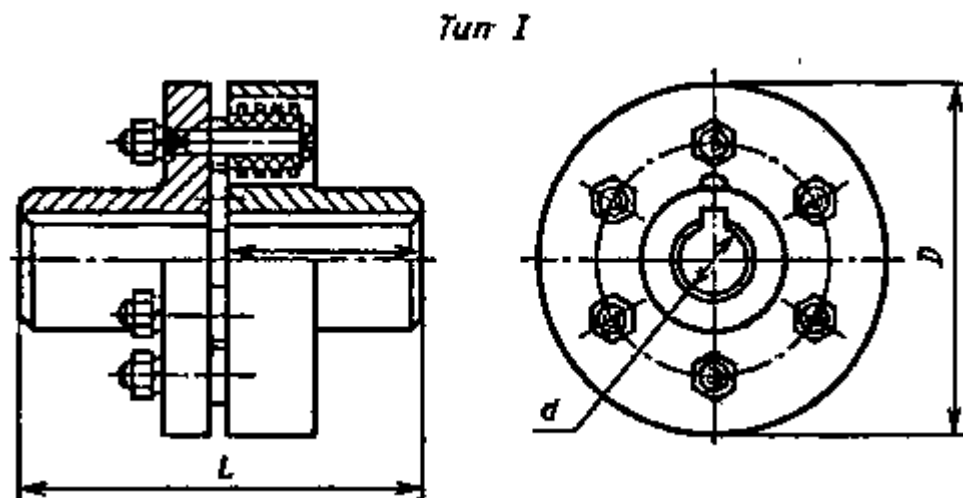


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (28 мм), максимального крутного моменту 9,55 Н·м, виконання 1 (циліндричний кінець вала), кліматичного виконання У (помірний), і категорії розміщення 3 (в закритих приміщеннях) обираємо муфту: 150-28-1 У3 ГОСТ 21421-93.

Для неї:

$$D = 110 \text{ мм};$$

$$d = 28 \text{ мм};$$

$$L \leq 145 \text{ мм}.$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05BP.000.00 ПЗ

Арк.

56

Розрахунок муфти виконується з умов обмеження тиску на поверхню контакту з пальцем, а також з умов міцності на згин.

Навантаження, що припадає на один палець, визначають за формулою:

$$F_{\text{п}} = \frac{2M_{\text{max}}}{D \cdot z}, \quad (7.29)$$

де  $D = 110$  мм - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 4$  – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\text{п}} = \frac{2 \cdot 9,55}{0,11 \cdot 4} = 47,8 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\text{п}}}{d_{\text{п}} l_{\text{в}}} \leq [p], \quad (7.30)$$

де  $d_{\text{п}} = 12$  мм – діаметр пальця;

$l_{\text{в}} = 20$  мм – довжина втулки муфти;

$[p] = 2,5$  МПа – допустимий тиск для резини.

Звідси:

$$p = \frac{47,8}{0,012 \cdot 0,02} = 0,78 \text{ МПа} < 0,2 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32F_{\Pi}(0,5l_{\text{в}} + c)}{\pi d_{\Pi}^3} \leq [\sigma], \quad (7.31)$$

де  $c$  – осьовий зазор між напівмуфтами;

$[\sigma] = 65$  МПа – допустиме напруження згину пальців.

$$\sigma = \frac{32 \cdot 47,8 \cdot (0,5 \cdot 0,02 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,012^3} = 0,7 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

Отже, умова виконується. Таким чином, муфта обрана правильно.

## 7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

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

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

Позначення –36208, ГОСТ 831-75

$$C = 37,8 \text{ кН}$$

$$C_0 = 22,5 \text{ кН}$$

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T. \quad (7.32)$$

де  $F_r = R_2$ ,  $F_a = T$  – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$  - коефіцієнт обертання;

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

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

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

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

$$X = 0,45$$

$$Y = 1,81$$

$$P = (0,45 \cdot 888 + 1,81 \cdot 473) \cdot 1 \cdot 1 = 1256 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{37800}{1256}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 151\,438 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 151\,438 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Позначення –208 , ГОСТ 831-75

$$C = 29,5 \text{ кН}$$

$$C_0 = 16,1 \text{ кН}$$

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

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

де  $F_r = R_3$ ,  $F_a = T$  – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$  - коефіцієнт обертання;

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

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

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

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

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

$$P = (0,56 \cdot 535 + 2,3 \cdot 473) \cdot 1 \cdot 1 = 1388 \text{ Н.}$$

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{29500}{1388}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 53\,337 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 53\,337 \text{ год} > 20000 \text{ год}$$

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

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Тривимірне моделювання робочого колеса вільновихрового насоса СВН 20/14 виконано з використанням програмного забезпечення Solidworks, ліцензійна версія якої встановлена на університетських ПК СумДУ.

На першому етапі моделювання у якості осі обертання робочого колеса була обрана вісь z (рис. 9.2).

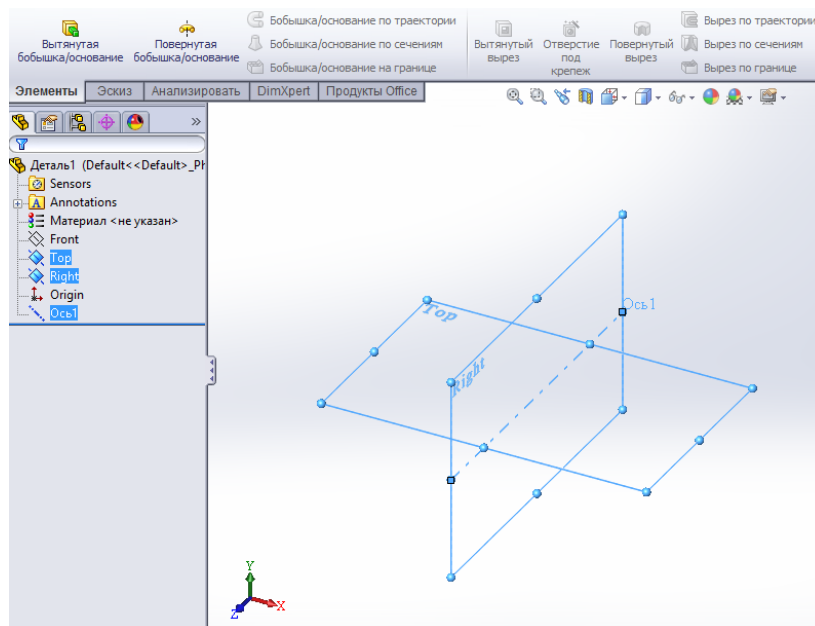


Рисунок 9.2 – Вибір осі обертання робочого колеса

На другому етапі моделювання виконано ескіз меридіонального перерізу робочого колеса (рис. 9.3).











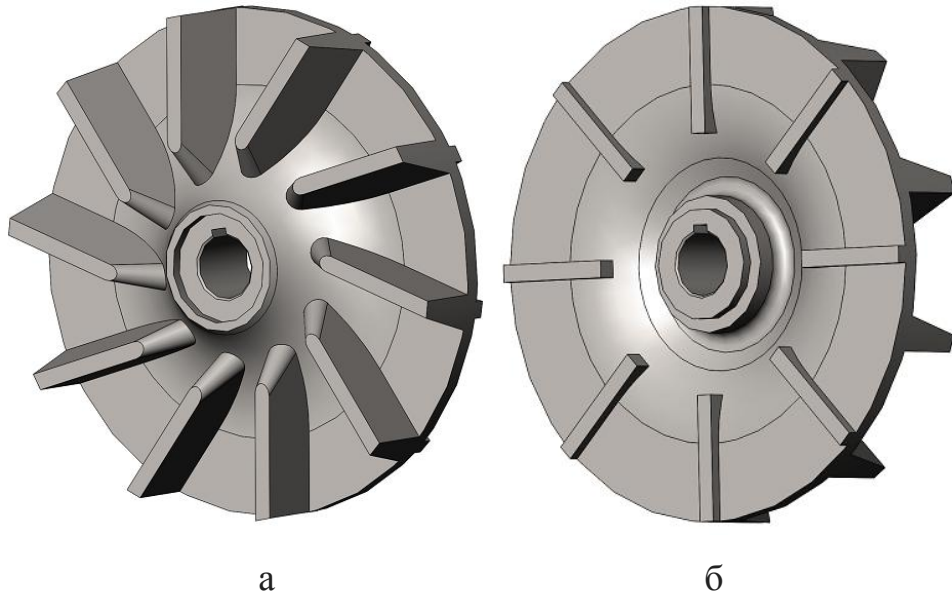


Рисунок 9.11 – Тривимірна модель робочого колеса:

а – вид з переду; б – вид з заду

Для детального розгляду конструкції внутрішнього отвору для посадки валу, а також шпонкового пазу виконано переріз робочого колеса площиною, що виділена червоним кольором (рис. 9.12).

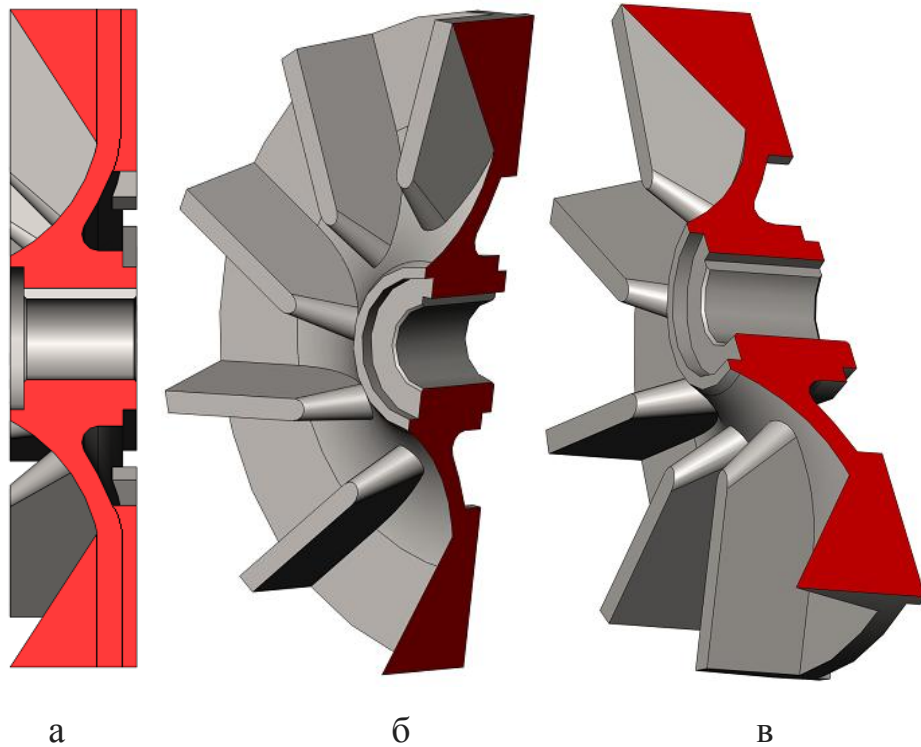


Рисунок 9.12 – Переріз робочого колеса:  
 а – у меридіональній проекції;  
 б – конструкція отвору для посадки валу;  
 в – конструкція шпонкового пазу

Використання функції «масові характеристики» дозволило визначити наступні масо-габаритні характеристики побудованої тривимірної моделі робочого колеса вільновихрового насоса СВН 20/14.

Маса робочого колеса – 4,6 кг.

Об'єм деталі – 657,8 см<sup>3</sup>.

Розташування центру ваги за осями (см):

X = 0.00

Y = -0.00

Z = -1.89

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

131.05BP.000.00 ПЗ

Арк.

69

## 9 Економічний розділ

### Система технічного обслуговування та ремонту обладнання

Правильна експлуатація машин або механізмів до повного виходу з ладу вимагає своєчасних зупинень для заміни швидкозношуваних деталей, необхідного регулювання та ремонту.

Для збереження нормальної працездатності насосного та іншого обладнання застосовують систему планово-попереджувальних ремонтів (ППР) (рис. 1), яка є сукупністю організаційно-технічних заходів із догляду, нагляду і ремонту, які проводять у плановому порядку. Завдяки такій системі заздалегідь планують зупинення машин на ремонт за графіком, підготовлюють запасні частини, матеріали тощо.

Система ППР технологічного обладнання має такі основні особливості.

1. Обладнання ремонтують у плановому порядку, через певну кількість відпрацьованих машино-годин або відповідно до встановленої норми напрацювання в календарних днях.

2. Певна кількість планових ремонтів відповідного виду, які послідовно чергуються, створює періодично повторюваний ремонтний цикл.

3. Кожний плановий періодичний ремонт здійснюють в обсязі, який відновлює те зношування обладнання, яке є результатом його експлуатації в попередній до цього ремонту період. Він має забезпечувати нормальну роботу обладнання до наступного планового ремонту, строк якого прийде через певний, заздалегідь установлений проміжок часу.

4. Між періодичними плановими ремонтами кожній машині систематично здійснюють технічні огляди, у процесі яких усувають дрібні дефекти, виконують регулювання, очищення та змащування механізмів, а також визначають номенклатуру деталей, які повинні бути підготовленими для заміни зношених.

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



роботи, які входять в обсяг поточного ремонту. Унаслідок капітального ремонту повністю відновлюється технічна характеристика обладнання.

Позаплановий ремонт – ремонт, викликаний аварією обладнання або не передбачений планом. За належної організації системи ППР позапланові ремонти зазвичай непотрібні.

Для підтримання обладнання в постійній технічній справності та експлуатаційній готовності, а також попередження аварій і поломок необхідна система технічного обслуговування. Технічне обслуговування містить у собі контроль за виконанням правил експлуатації обладнання, указаних у технічних умовах і паспортах, перевірку технічного стану обладнання, усунення дрібних несправностей і визначення обсягу підготовчих робіт, які будуть виконані під час чергового планового ремонту.

Під час періодичних видів технічного обслуговування виконують трудомісткі роботи: промивання фільтрів, заміну змащування, заміну муфт тощо.

Правильно організоване технічне обслуговування обладнання значно скорочує його простої, які виникають унаслідок поломок і виходу з ладу вузлів і деталей у міжремонтний період. Міжремонтним періодом називають період роботи обладнання між двома черговими плановими ремонтами.

Ремонтний цикл – найменший повторюваний період роботи обладнання, упродовж якого в певній послідовності виконують установлені види технічного обслуговування і ремонту, тобто період роботи обладнання між двома капітальними ремонтами. Структура ремонтного циклу є схемою чергування видів ремонту, які розрізняються за обсягом робіт, виконуваних у певній послідовності через певні проміжки часу впродовж усього ремонтного циклу.

Під час експлуатації і ремонту для кожного виду обладнання настає такий момент, коли внаслідок фізичного і морального зношування його експлуатація і ремонт стають неможливими та економічно не вигідними.

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фізичне зношування машини – результат руйнування різних її елементів, у зв'язку з чим машина перестає задовольняти висунутим до неї вимогам.

Моральне зношування – зменшення вартості робочої техніки під впливом технічного прогресу. Розрізняють дві форми морального зношування:

– втрата вартості внаслідок того, що машини такої самої конструкції стають дешевшими;

– знецінення робочої техніки внаслідок виникнення більш довершених конструкцій машин.

Період із початку введення машини в експлуатацію до її списання, вимірюваний у роках календарного часу, називають терміном служби. Термін служби обладнання є в тісній залежності від норм амортизаційних відрахувань.

Незалежно від виду ремонту (поточний, капітальний) і його способу (знеособлений, великий вузловий, незнеособлений) процес відновлення обладнання складається з низки основних технологічних операцій:

1. Підготування обладнання до ремонту: від'єднання електроживлення, відключення паливо- і водозабезпечення, спорожнення картерів, мийка. Від ретельності та правильності підготовки машини до ремонту залежить якість ремонту і безпека ремонтних робіт, які необхідно виконувати в чистоті.

2. Демонтаж усієї машини або розбирання окремих її блоків і вузлів (залежно від виду ремонту).

3. Мийка вузлів і деталей машин.

4. Контроль ступеня зношення і класифікація деталей на групи:

– не вимагають ремонту;

– придатні для відновлення;

– не підлягають відновленню.

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Відновлення зношених деталей і заміна деталей, не придатних для відновлення, запасними частинами.

6. Складання обладнання.

7. Обкатування обладнання, його випробування для оцінювання якості ремонту.

8. Фарбування обладнання.

Структуру ремонтних служб розглянемо на прикладі підприємств нафтової та газової промисловості.

Провідним підрозділом ремонтного господарства нафтової промисловості є територіальні машинобудівні та ремонтно-механічні заводи, спеціалізовані на виготовленні та ремонті визначеного обладнання, що значно підвищує якість ремонту і скорочує його тривалість.

Машинобудівельні і ремонтно-технічні заводи виконують капітальний ремонт обладнання, виготовляють запасні частини і метизи, нестандартне і серійне обладнання.

У територіальних нафтогазоводобувних об'єднаннях усі роботи із правильного використання обладнання і підтримання його у працездатному стані виконують такі підрозділи:

- центральна база виробничого обслуговування (ЦБВО);
- база виробничого обслуговування (БВО) нафтогазовидобувного управління (НГВУ) і управління бурових робіт (УБР);
- ремонтний підрозділ управління технологічного транспорту;
- ремонтні підрозділи тампонажних контор;
- ремонтні бригади, які здійснюють поточне ремонтне обслуговування в районних інженерно-технічних службах (РІТС).

Баз виробничого обслуговування УБР і НГВУ здійснюють прокат механічного та енергетичного обладнання, інструменту, засобів і систем автоматизації, телемеханіки та КВП, підтримують їх у працездатному стані і

					<b>131.05BP.000.00 ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74



забезпечують своєчасне матеріально-технічне і поточне ремонтне обслуговування.

На бази виробничого обслуговування покладають такі функції:

- проведення планових оглядів стану обладнання і його ремонт згідно із затвердженими планами-графіками;
- виготовлення в запланованому обсязі встановленої номенклатури запасних частин, інструменту, метизів, кріпильних деталей тощо;
- ліквідація аварій і встановлення їхніх причин;
- підготовка до відправки обладнання і приладів у капітальний ремонт, а також приймання їх із ремонту.

До складу бази виробничого обслуговування УБР зазвичай входять такі цехи: прокатно-ремонтний бурового обладнання, прокатно-ремонтний труб і турбобурів, прокатно-ремонтний електрообладнання та електрозабезпечення.

Прокатно-ремонтний цех бурового обладнання здійснює обслуговування і плановий ремонт бурового та іншого механічного обладнання основного і допоміжного виробництв, виготовляє пристосування і нестандартне обладнання, виконує пусконаладжувальні роботи перед початком буріння і визначає технічний стан обладнання після його завершення, виконує комплектування бурових установок, які перебувають на монтажу, та ін.

Прокатно-ремонтний цех труб і турбобурів своєчасно і безперебійно забезпечує об'єкти буріння турбобурами і трубами нафтового сортаменту, виконує ремонт турбобурів, бурильних труб та інших елементів бурильної колони.

Прокатно-ремонтний цех електрообладнання і електропостачання забезпечує виробничі об'єкти електроенергією, виконує технічне обслуговування і ремонт електрообладнання бурових установок і об'єктів БПО.

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

Іноді до складу виробничого обслуговування УБР входить прокатно-ремонтний цех електробурів (ПРЦЕ). Інструментальний майданчик забезпечує бригади буріння та освоєння свердловин необхідними матеріалами, інструментом і запасними частинами.

До складу бази виробничого обладнання НГВУ зазвичай входять такі цехи: прокатно-ремонтний експлуатаційного обладнання, прокатно-ремонтний електрообладнання та електрозабезпечення, підземного і капітального ремонту свердловин, автоматизації виробництва.

Прокатно-ремонтний цех експлуатаційного обладнання (ПРЦЕО) забезпечує безперебійну роботу обладнання, споруд і комунікацій основного і допоміжного виробництв, здійснює контроль за дотриманням правил його експлуатації, проводить поточні ремонти, монтаж і демонтаж усіх видів наземного обладнання, споруд і комунікацій, а також пусконаладжувальні роботи, підготовлює обладнання до капітального ремонту тощо.

Цех підземного і капітального ремонту свердловин (ЦНКРС) виконує своєчасний і якісний ремонт експлуатаційних, нагнітальних і водозабірних свердловин, проводить заходи з інтенсифікації видобутку нафти і підвищення продуктивності нагнітальних свердловин, а також випробування нових зразків глибинного обладнання.

Цех автоматизації виробництва (ЦАВ) забезпечує технічне обслуговування і безперебійну роботу КВП, засобів автоматизації та телемеханіки.

Структуру і штати баз виробничого обслуговування встановлюють на підставі обсягу та умов роботи УБР і НГВУ. Діяльність БПО організують відповідно до затверджених поточних і перспективних планів підготовки і забезпечення основного виробництва, а також оперативних вказівок центральної інженерно-технологічної служби під час зміни виробничої обстановки або виникнення аварійних ситуацій.

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технічне та методичне керівництво механоремонтною службою УБР і НГВУ здійснює відділ головного механіка, який розробляє та обґрунтовує проекти перспективних і оперативних планів ремонтів, виконує їхній аналіз і оцінює виконання, здійснює контроль за обслуговуванням і ремонтом на основі інструкцій і вимог системи ППР, визначає необхідність у капітальному ремонті обладнання, складає заявку на ремонтні підприємства.

Комплектність і правила складання експлуатаційних документів регламентовані ДСТУ ГОСТ 2.601:2006 «Експлуатаційні документи».

Основним документом є паспорт або формуляр виробу, який засвідчує гарантовані підприємством-виготовлювачем основні параметри і технічні характеристики виробу. На відміну від паспорта формуляр відображає технічний стан даного виробу і містить відомості з його експлуатації (тривалість і умови роботи, технічне обслуговування, види ремонту та інші дані за увесь період експлуатації).

Своєчасне і правильне внесення в паспорт і формуляр відомостей про напрацювання, ремонти, аварії обладнання дозволяє аналізувати причини виходу з ладу окремих вузлів і деталей, що сприяє проведенню роботи з підвищення їхньої надійності та довговічності.

Під час направлення обладнання на ремонтне підприємство до нього додають паспорт (формуляр).

Ведення паспорта (формуляра) експлуатаційною організацією є обов'язковим.

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 10 Розділ охорони праці

### Захист людини від дії електромагнітних полів

Перш ніж надати повноцінну відповідь на поставлене питання, яким чином захистити себе від дії електромагнітного випромінювання, згадаємо, а що власне воно собою являє. Електромагнітне поле, особливим видом якого є електромагнітне випромінювання, ми можемо вважати певною особливою формою матерії, за допомогою якої буде здійснена взаємодія між різноманітними зарядженими частинками. Таким чином, **це взаємопов'язані між собою змінне електричне поле та змінне магнітне поле.** Цей взаємний та нероздільний зв'язок полягає саме у тому, що будь-яка навіть незначна зміна одного із них завжди призводить до відповідної появи іншого поля: змінне у часі електричне поле, що індукується рухомими зарядженими частинками (джерелом електричного поля), збуджує в суміжних із ним областях навколишнього простору змінне у часі магнітне поле, яке відповідно, у свою чергу, збуджує у прилеглих до нього областях навколишнього простору відповідне змінне електричне поле, і так далі. Таким чином можна зазначити, що змінне електромагнітне поле поширюється від однієї точки до іншої точки навколишнього простору у вигляді змінних у часі електромагнітних хвиль (випромінювань). Унаслідок скінченої швидкості їхнього поширення, яка суттєво залежить зокрема й від властивостей самого середовища, електромагнітне поле може також існувати незалежно від джерела його випромінювання і та не зникає у випадку зникнення його джерела. **Електромагнітне випромінювання є змінним у часі електромагнітним полем, яке поширюється у навколишньому просторі із певною кінцевою швидкістю.**

Усі штучно створені електричні, магнітні та електромагнітні поля належать до електромагнітного забруднення оточуючого середовища, для позначення якого було створено спеціальний термін – електросмог. Він є

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

невидимим, безшумним, він не має запаху, проте всюдисущий (тобто існує усюди, незалежно від матеріалу середовища). Його джерелами, цілком зрозуміло, є абсолютно усі види побутових та промислових електроприладів, електропроводка, причому, чим потужнішим є електричний прилад, тим більш агресивним є електромагнітне поле. Якщо піднести будь-який мобільний телефон до працюючого радіо, то можна почути, як почнуться збої, оскільки одні електромагнітні поля заважають іншим електромагнітним полям. Фактично такі ж самі процеси будуть відбуватися, якщо людина потрапить у зону дії підвищеного рівня електромагнітного випромінювання – одразу почнуть відбуватися різноманітні збої у процесах функціонування абсолютно усіх внутрішніх та інших органів і систем людського тіла. Особливого негативного впливу на здоров'я людини зазнає нервова, ендокринна, імунна, сечостатева системи організму. При цьому зазвичай змінюється частота серцевих скорочень та артеріальний тиск людини.

Відомо, що вплив зовнішнього електромагнітного поля на організм людини в цілому починається на молекулярному рівні та клітинному рівні. При цьому зазвичай відбуваються значні коливання та швидкий рух різноманітних заряджених частинок: електронів, протонів, йонів та молекул-диполів. Досить таким важко назвати ті молекули у клітинах живого організму людини, які взагалі не мали б часткової поляризації на тих чи інших своїх ділянках: цілком зрозуміло, що це й білки, й фосфоліпіди (які мають у своєму складі заряджені головки та нейтральні хвости), а також молекула ДНК (дезоксирібонуклеїнової кислоти), яка у процесі свого функціонування зазвичай може мати некомпенсований заряд різного знаку на різних своїх ділянках. Цілком зрозуміло, що навіть найпростіша молекула звичайної води також є диполем. **Отже значного впливу від дії електромагнітного поля на організм людини зазнають абсолютно всі біохімічні та іншого типу процеси в живій клітині організму людини.**

						Арк.
					131.05BP.000.00 ПЗ	79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проте при цьому не можна сказати, що електромагнітне поле обов'язково є злом. Відомо також, що його широко та досить успішно використовують у фізіотерапевтичних процедурах для лікування багатьох видів захворювань людини, а саме: для загоєння ран, воно має значний протизапалювальний ефект, покращує та стимулює клітинний метаболізм у організмі людини. Однак це відбувається лише у випадку забезпечення строгого контролю процесів з боку кваліфікованих лікарів, лише у вибраних заздалегідь частотних діапазонах та в визначених інтервалах інтенсивності застосовуваного під час лікування за допомогою застосування електромагнітного поля.

Крім того, на побутовому рівні особливо небезпечними з точки зору діє електромагнітного поля є мікрохвильові пічки, холодильники з системою No Frost, електричні плити та особливо мобільні телефони. Слід зазначити, що низькочастотне випромінювання від застосовуваної у будинках електропроводки вважається відносно безпечним, а за дотримання умови використання трижильної системи електричних дротів із обов'язковим заземленням такий вплив зазвичай зводиться до мінімуму (майже до нуля). А от високочастотне поле у свою чергу від різноманітних телекомунікаційних систем, від військових та цивільних радарів, від високовольтних ліній електропередач струму вважають особливо небезпечним з точки зору на його вплив на організм людини. Звісно, що можна досить довго та широко дискутувати щодо відносної шкідливості або відносної безпечності від впливу електромагнітного випромінювання на організм та здоров'я людини, але у переважній більшості Європейських країн, у яких сильно та планомірно турбуються про стан здоров'я власних громадян, **останнім часом широко запроваджено категоричну заборону щодо встановлення Wi-Fi систем у міських школах, у громадських місцях, у бібліотеках та у лікарнях.** Замість цього відповідні органи пропонують повернутись до вже довго відомих та менш небезпечних з точки зору дії електромагнітного поля

					131.05BP.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

дротових електронних пристроїв для підключення користувачів до світової мережі інтернету.

Відомо, що різноманітні методи та засоби захисту людини від шкідливого впливу електромагнітних полів на її здоров'я можна умовно поділити на інженерно-технічні методи та засоби захисту людини, організаційні методи та засоби захисту людини, лікувально-профілактичні методи та засоби захисту людини.

Захист організму людини від такого небезпечного впливу дії електромагнітних полів має бути здійснений у такі способи:

- зменшення електромагнітного випромінювання від його джерела;
- екранування джерела електромагнітного випромінювання та робочого місця людини на виробництві та у побуті;
- встановлення відповідної санітарно-захисної зони на виробництві та у побуті людини;
- поглинання електромагнітного поля або зменшення утворення зарядів від дії статичної електрики на виробництві або у побуті людини;
- усунення різного роду, типу та виду зарядів від дії статичної електрики на виробництві або у побуті людини;
- підтримання встановленої нормативними документами оптимальної відносної вологості (не нижче від 60 %), іонного складу повітря робочих приміщень на виробництві або у побуті людини
- застосування засобів індивідуального захисту людини на виробництві або у побуті людини.

Таким чином, перший крок з метою зменшення впливу електромагнітного поля на організм людини у цьому напрямку можна зробити навіть й не вдаючись до застосування особливих та дорогих спеціальних засобів захисту організму людини від електромагнітних полів та

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

різноманітних спеціальних екрануючих матеріалів. Необхідно лише оптимально розмістити усі застосовані електроприлади вдома та на робочому місці, якомога збільшити відстань від застосованого електроприладу до спального місця людини або місця її роботи, видалити різноманітні штучні матеріали та замінити їх на природні (екологічні), зменшити навантаження на електричні прилади (зменшити кількість споживаної електричної енергії), виконати відомі усім та елементарні правила із техніки безпеки під час користування різноманітними електроприладами на виробництві та у побуті, мобільними телефонами, різноманітними засобами зв'язку. Проте цього не завжди може бути достатньо. Якщо ж працівник знаходиться в групі ризику з точки зору власного здоров'я, якщо людина відчуває певний дискомфорт, що однозначно пов'язаний із надмірним впливом електромагнітного випромінювання на робочому місці на виробництві або вдома – необхідно забезпечити широке застосування ефективних та перевірених на практиці екрануючих матеріалів.

Залежно від типу електромагнітного поля, яке потрібно буде екранувати, розрізняють наступні екранувань:

- електростатичне екранування;
- магнітостатичне екранування;
- електромагнітне екранування.

Існують також свої певні особливості і в залежності від екрануючого частотного діапазону електромагнітного поля.

					<i>131.05BP.000.00 ПЗ</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82



## Список використаної літератури

1. Євтушенко Ю.В. Вільновихрові насоси для рідин, що містять включення / Ю.В. Євтушенко, В.Ю. Кондусь // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17–20 квітня 2018 р. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С. 264.
2. Котенко О.І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.
3. Свободновихревые насосы : учеб. пособие / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко ; под общ. ред. А. Г. Гусака. – 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы : Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
4. Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 "Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати" / Кондусь В. Ю. – Суми, 2018. – 20 с.
5. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа "TURO" /А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – № 34. – С. 346–355.
6. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / перевод А.М Ладогина под ред. Поликовского В.И., 4 изд. перераб. – М.: Государственное научно-техническое издание, 1960 – 683 с.
7. Герман В. Ф. Расчет параметров свободновихревого насоса / В. Ф. Герман // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1989. – Вып. 23. – С. 81–85.

										Арк.
										83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

131.05ВР.000.00 ПЗ

8. Ржебаєва Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие/ Н. К. Ржебаєва, Е. Є. Ржебаєв. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.

9. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточно-массных свободновихревых насосов : дис. канд. техн. наук : 05.04.13 - Гидр / Котенко А. И. – Сумы, 1989. – 176 с.

10. Чернавский А.С. «Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие» / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцев – 3-е изд. Стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», - 2005. – 416 с.

11. Электродвигатель АИР132S4, АИР132S6, АИР132S8. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: [http://electronpo.ru/dvigatel\\_air132s](http://electronpo.ru/dvigatel_air132s)

12. 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.

13. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://www.sop.com.ua/article/206-qqq-16-m6-13-06-2016-nebezpechn-ta-shkdliv-virobnich-faktori>

14. Мікроклімат виробничих приміщень [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://studfiles.net/preview/5563475/>