

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 К 50-20»

зі спеціальності  
050502 «Інженерна механіка» (спеціалізація «Гідравлічні машини,  
гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи      Ракітянський Максим Михайлович

---

*підпис, дата*

Науковий керівник  
Доцент  
Колісніченко Едуард Васильович

---

*підпис, дата*

2019

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

Ракітянському Максиму Михайловичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка відцентрового насосу К 50-20»**  
затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 31.05.2019 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**
  - параметри модельного насосу:  
подача насоса  $Q_m = 40 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_m = 45 \text{ м}$ , частота обертів  $n_m = 3000 \text{ об/хв.}$ ,  
густина  $\rho_m = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;
  - параметри натурального насосу:  
подача насоса  $Q_n = 50 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_n = 20 \text{ м}$ , частота обертів  $n_n = 1500 \text{ об/хв.}$ ,  
густина  $\rho_n = 1020 \text{ кг/м}^3$ .
- 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 (А1), креслення робочого колеса (А1), складальне креслення насосу (А1), монтажне креслення насосу (А1).

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика консольних насосів	до 21.04.2019	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		Керівник
7	Виконання економічного розділу		Керівник
8	Виконання технологічного розділу		Мандрика А.С.
9	Оформлення звіту з практики		
10	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 25.04.2019	
11	Розрахунок кінцевого ущільнення		
12	Розрахунки на міцність		
13	Розрахунки з вибору підшипників		
14	Креслення робочого колеса	до 30.04.2019	
15	3-D модель робочого колеса	до 10.05.2019	Керівник
16	Складальне креслення насоса		
17	Виконання технологічного розділу		Мандрика А.С.
18	Монтажне креслення насоса	до 15.05.2019	
19	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 20.05.2019	
20	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	до 25.05.2019	
21	Перевірка роботи на плагіат.	до 25.05.2019	
22	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	до 03.06.2019	
23	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	до 06.06.2019	
24	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).	з 03.06.2019 до 09.06.2019	До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання - 01.02.2019 р.

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

Ракітянський М.М  
(прізвище, ініціали)

Керівник

\_\_\_\_\_ (підпис)

Колісниченко Е.В  
(прізвище, ініціали)

## Реферат

Пояснювальна записка: 95с., 12 рисунків, 7 таблиць, 8 літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка відцентрового насосу К 50-20»

Графічні матеріали: 3 листа формату А1:

монтажне креслення насосного агрегату, креслення робочого колеса та теоретичне креслення робочого колеса. А2х3: складальне креслення насоса.

Мета проекту – розробка нового насоса за коефіцієнтом подібності на змінні параметри на базі насоса-прототипу, для перекачування води.

Відповідно до поставленої мети було :

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з'єднань;
- виконано розрахунок підшипників і побудована пускова моментна характеристика електродвигуна.

У технологічному розділі розроблено технологію робочого колеса.

У розділі економіки було розглянуто питання непотокового виробництва, його суті та характеристики.

У розділі охорони праці було розглянуто питання промислової безпеки насосного обладнання.

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, частота обертання.

## Зміст

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ		
РЕФЕРАТ		
1	ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСУ .....	7
2	ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА .....	8
3	ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ .....	11
3.1	Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса .....	11
3.2	Розрахунок складових повного ККД.....	12
3.2.1	Гідравлічні втрати .....	12
3.2.2	Об'ємні втрати.....	13
3.2.3	Механічні втрати.....	18
3.3	Розрахунок гідродинамічних сил.....	20
3.3.1	Осьові сили, що діють на ротор.....	20
3.3.2	Радіальна сила.....	24
3.4	Розрахунок насоса на кавітацію.....	25
3.5	Розрахунок робочого колеса за допомогою комфортної діаграми.....	26
3.5.1	Визначення основних геометричних параметрів .....	26
3.5.2	Проектування меридіанного перерізу.....	38
3.5.3	Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті .....	41
3.5.4	Профілювання лопаті.....	43
4	РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА.....	48
4.1	Вибір електродвигуна .....	48
4.2	Розрахунок пускової моментної характеристики .....	48
5	РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.....	52
5.1	Конструювання вала.....	52
5.2	Розрахунок кінцевого ущільнення вала .....	54
5.2.1	Вибір типу ущільнення.....	54
5.2.2	Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні .....	56

					<b>6.050502. 06 ВР. 000.00 ПЗ</b>			
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дат</i>		<i>Лім.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
Розроб.		Ракітянський			<b>Насос К 50-40 Пояснювальна записка</b>		5	95
Перев.		Колісниченко						
Реценз.								
Н. Контр.		Алексеєнко				<b>СумДУ ГМ-51</b>		
Затверд.								

5.3	Розрахунок вала .....	56
5.3.1	Розрахунок реакцій в опорах .....	57
5.3.2	Наближений розрахунок вала .....	58
5.3.3	Перевірний розрахунок вала .....	59
5.4	Розрахунок шпонкового з'єднання .....	62
5.4.1	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом .....	62
5.4.2	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою. ....	64
5.5	Вибір підшипників та розрахунок на довговічність .....	67
6	РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ .....	69
7	ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ .....	73
8	ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ .....	76
	Література .....	83
	Додаток А .....	84
	Технологічний процес робочого колеса .....	84

# 1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСУ

Відцентрові консольні насоси 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.

Широкої популярності ці насоси набули за рахунок простоти конструкції, широкого діапазону подачі та напору, високої надійності та довговічності, зручності монтажу та експлуатації, відносно низької вартості, малої трудомісткості обслуговуванні та ремонті, широкого асортименту матеріалів, з яких виготовляють деталі проточної частини.

Під час ремонту конструкція консольних насосів забезпечує можливість швидкого розбирання без від'єднання корпусу від трубопроводів.

Консольні насоси типу К призначені для перекачування води (крім морської та агресивної) з температурою 0-100°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.

Типорозмірний ряд консольних насосів загальнопромислового призначення покриває наступний діапазон параметрів: подача 5–360 м<sup>3</sup>/год, напір 10–90 м (тиск 0,1–0,9 МПа), ККД 50–84% і допустимий кавітаційний запас 4–5,5 м. Коефіцієнт швидкохідності  $n_s = 60–250$ . Напір на вході не більше 5 м.

Відповідно до стандартизованих рядів виробляють сучасні лопатеві насоси, які задовольняють різноманітний попит споживачів. Відповідно до міжнародного стандарту ISO2858-75 створений ряд динамічних насосів, до яких відносять і консольні.

Насоси за стандартом ISO2858-75 зручні в експлуатації та мають гарантований ресурс роботи 20 – 25 тис. год. В ході аналізу виявилось, що такі насоси необхідні у народному господарстві. [1]

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

## 2 ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

За заданими параметрами натурального насоса розраховуємо коефіцієнт швидкохідності  $n_s$ , який є одним із критеріїв подібності насоса:

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

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

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

$H_n$  – напір натурального насоса, м.

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2500 \cdot \sqrt{\frac{50}{3600}}}{40^{(3/4)}} = 67,6$$

За розрахованим значенням  $n_s$  обираємо в якості модельного насоса насос К 40-45 який має наступні параметри:

$$Q_M = 40 \text{ м}^3/\text{Г}, H_M = 45 \text{ м}, n_M = 3000 \text{ об/хв}, \rho_M = 950 \text{ кг/м}^3.$$

Обраний насос (див. рис. 1) є відцентровим, горизонтальним, консольним, одноступеневим, загального призначення. Робоче колесо - закритого типу з одностороннім входом.

Базова деталь насоса – литий чавунний корпус, який має відвід спірального типу. Суцільно з корпусомвідлиті опорні лапи.

Проточна частина насоса має такі основні складові: осьовий підвод, робочі колеса, відвід спірального типу.

Робоче колесо складається з основного та покривного дисків і лопатей. Робоче колесо і втулка сальникового ущільнення піджимаються по валу гайкою-обтікачем, яка фіксується від відвороту стопорною шайбою.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8



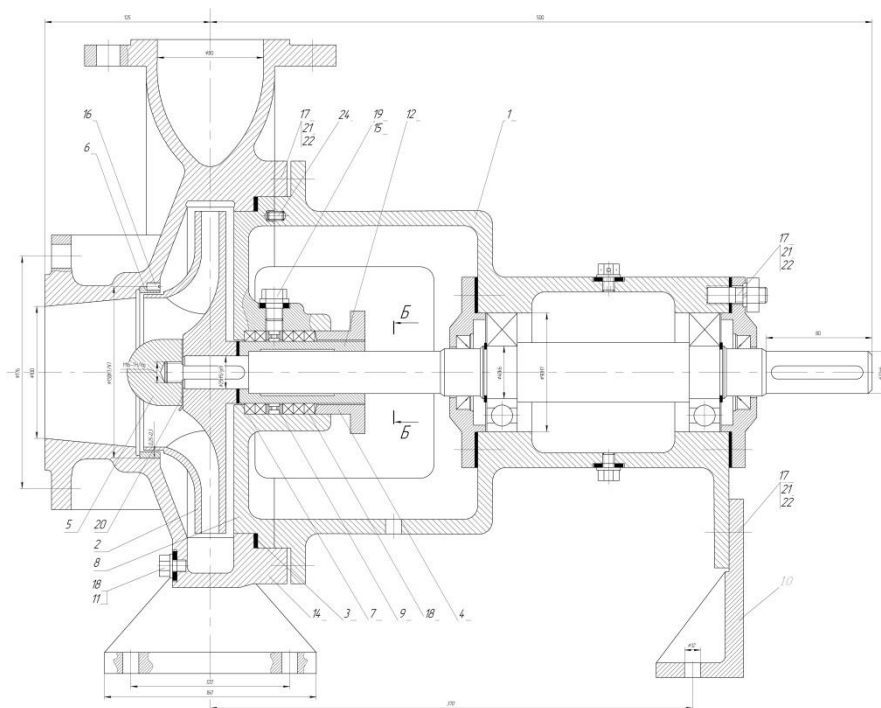


Рисунок 1 - Схема відцентрового консольного насоса К 40-45

Для зменшення перетікання рідини з області нагнітання в область всмоктування призначене переднє ущільнення робочого колеса.

В зазначеному насосі використовуємо кінцеве ущільнення сальникового типу. Між сальниковою набивкою (змащений бавовняний шнур) встановлене 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.

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

У нижній частині корпусу виконані отвори (закриті пробками під час роботи насоса): для зливання робочої рідини з порожнини корпусу насоса перед довготривалим його зупиненням або розбиранням.

До корпусу шпильками прикріплюється опорний кронштейн, що може зніматися. Для зручності під час збирання/розбирання насоса у кронштейні передбачена лапа, яка запобігає перекиданню насоса.

						6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			9

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

На обох опорах кронштейна встановлені однакові шарикопідшипники середньої серії. 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.

У кришках підшипників встановлюються манжети для запобігання протікання змазки по валу.

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.[1]

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

### 3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

#### 3.1 Розрахунок зовнішнього діаметра натурального робочого колеса

Визначаємо попереднє значення зовнішнього діаметру натурального робочого колеса за формулою:

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

$$D_{2н} = 19,1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 40}}{2500} = 0,214 \text{ м}$$

Виходячи з характеристик натурального та модельних насосів визначаємо масштабний коефіцієнт геометричної подібності:

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

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{50}{40}\right)^2 \cdot \frac{45}{40}} = 1,15$$

Визначаємо значення зовнішнього діаметра натурального робочого колеса виходячи з теорії геометричної подібності:

$$D_{2н} = \lambda D_{2м},$$

$$D_{2н} = 1,15 \cdot 200 = 230 \text{ мм}$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

### 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.[1]

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

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

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

$g$  - прискорення вільного падіння,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$H$  - напір насоса, м;

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

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

$\eta_z$  – гідравлічний ККД;

$\eta_{об}$  – об'ємний ККД;

$\eta_m$  – механічний ККД.

#### 3.2.1 Гідравлічні втрати

У першому наближенні гідравлічний ККД визначають за формулою Ломакіна:

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

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

Приведений діаметр робочого колеса (мм) визначається за формулою:

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

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

$$D_{1np} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{50}{3600 \cdot 2500}} = 0,071 \text{ м}$$

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

$Q$  - подача насоса, м<sup>3</sup>/год;

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

Визначаємо гідравлічний ККД

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg(0,071 \cdot 10^3) - 0,172)^2} = 0,85$$

### 3.2.2 Об'ємні втрати

Приблизна оцінка об'ємного ККД насоса проводиться за формулою Ломакіна

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

У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення (див. схема 2).

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

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \sum q},$$

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

										Лист
										13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	6.050502.06BP.000.00					

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

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q},$$

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

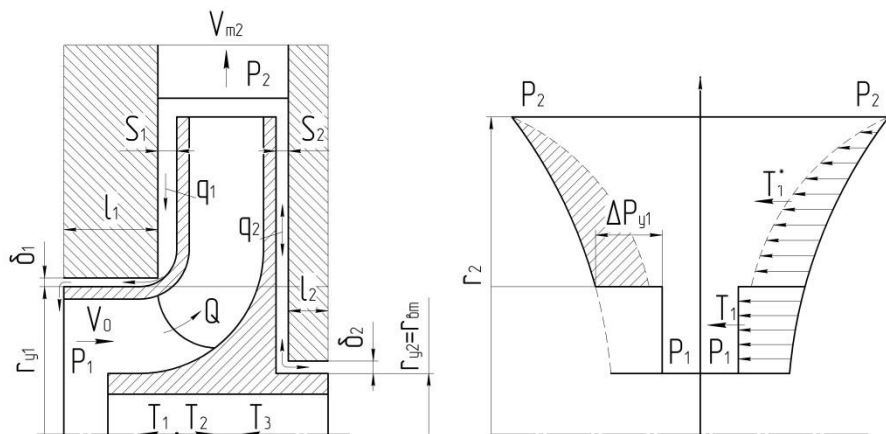


Рисунок 2 - Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса.

Визначаємо протікання через переднє ущільнення робочого колеса

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

де  $\mu$  – коефіцієнт протікання циліндричної щілини;

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

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

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини

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

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

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

$l$  – довжина щілини, мм.

Довжина щілини визначається з виразу:

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

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

$$l = 0,15 \cdot 2 \cdot 66,5 = 20 \text{ мм}$$

Радіальний зазор в ущільненні колеса складає:

$$\delta_1 = 0,2 - 0,3 \text{ мм.}$$

Обираємо  $\delta_1 = 0,25$  мм

Визначаємо площу поперечного перерізу щілини

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

$$f_y = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0665 \cdot 0,00025 = 0,0001 \text{ м}^2$$

Напір, що втрачається в ущільненні

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

де  $H_p$  – потенційний напір, м;

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

$r_2$  – зовнішній радіус робочого колеса, м.

Потенційний напір робочого колеса:

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

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

$H_m$  – теоретичний напір, м.

$$H_p = 47,1 \cdot 0,92 \left( 1 - \frac{9,81 \cdot 47,1}{2 \cdot 30,1^2} \right) = 32,3 \text{ м}$$

Теоретичний напір визначають за формулою

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

$$H_m = \frac{40}{0,85} = 47,1 \text{ м}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$u_2 = \omega r_2,$$

де  $r_2 = 0,115$  м – зовнішній радіус РК (обирається з креслення)

$\omega$  - колова швидкість обертання ротора насоса,  $\text{с}^{-1}$ . Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16



$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2500}{30} = 261,8 \text{ с}^{-1}$$

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

Виходячи із попередніх розрахунків знаходимо колову швидкість на виході робочого колеса:

$$u_2 = 261,8 \cdot 0,115 = 30,1 \text{ м/с}$$

Виходячи із попередніх розрахунків визначаємо напір, що втрачається в ущільненні:

$$h_y = 32,3 - \frac{30,1^2}{8 \cdot 9,81} \left[ 1 - \left( \frac{66,5}{115} \right)^2 \right]^2 = 27,2 \text{ м}$$

Виходячи із попередніх розрахунків визначаємо коефіцієнт протікання циліндричної щілини:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,04 \cdot 20}{2 \cdot 0,25}}} = 0,57$$

Виходячи із попередніх розрахунків визначаємо протікання через переднє ущільнення робочого колеса:

$$q = 0,57 \cdot 0,0001 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 27,2} = 0,001317 \text{ м}^3/\text{с}$$

Підсумовуючи попередні розрахунки визначаємо об'ємний ККД:

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

$$\eta_{об} = \frac{50}{50 + 0,001317 \cdot 3600} = 0,91$$

### 3.2.3 Механічні втрати

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

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

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).[1]

Втрати на дискове тертя можна визначити за таким виразом:

$$N_{от} = 0,882 u_2^3 D_2 (D_2 + 5l), \text{ Вт},$$

де  $l$  - сумарна товщина основного та покривного дисків робочого колеса, м:

$$l = l_1 + l_2,$$

$$l = 0,005 + 0,005 = 0,01 \text{ м}$$

де  $l_1, l_2$  – товщини основного та покривного дисків відповідно, м.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Виходячи із попередніх даних знаходимо втрати на дискове тертя

$$N_{от} = 0,882 \cdot 30,1^3 \cdot 0,230 \cdot (0,230 + 5 \cdot 0,01) = 1549 \text{ Вт}$$

Внутрішній механічний ККД визначається за формулою

$$\eta_{вн} = \frac{\rho g Q_{PK} H_m}{\rho g Q_{PK} H_m + N_{от}},$$

де  $Q_{PK}$  - витрата рідини, що проходить через робоче колесо. Вона може бути визначена таким чином:

$$Q_{PK} = \frac{Q}{\eta_{об}}$$

$$Q_{PK} = \frac{50}{0,91} = 54,95 \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

Виходячи із попередніх даних знаходимо внутрішній механічний ККД

$$\eta_{вн} = \frac{950 \cdot 9,81 \cdot \frac{54,95}{3600} \cdot 47,1}{950 \cdot 9,81 \cdot \frac{54,95}{3600} \cdot 47,1 + 1549} = 0,81$$

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

Підсумовуючи розрахунки визначаємо механічний ККД

$$\eta_m = 0,81 \cdot 0,98 = 0,79$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Визначаємо повний ККД насоса

$$\eta = 0,85 \cdot 0,91 \cdot 0,79 = 0,61$$

### 3.3 Розрахунок гідродинамічних сил

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

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса:

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

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

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

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

Осьова сила  $T_1$  визначається таким чином

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

$$T_1 = 9319,5 \cdot 3,14 (0,0665^2 - 0,021^2) \cdot \left[ 32,3 - \frac{261,8^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( 0,115^2 - \frac{0,0665^2 + 0,021^2}{2} \right) \right] = 2569,5 \text{ Н}$$

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

$$\gamma = \rho \cdot g = 950 \cdot 9,81 = 9319,5, \text{ Н/м}^3;$$

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

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

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$T_2 = \rho Q V_0,$$

$$T_2 = 950 \cdot \frac{50}{3600} \cdot 3,5 = 46,2 \text{ Н}$$

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

Швидкість потоку:

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi D_{\text{вп}}^2}.$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot \frac{50}{3600}}{3,14 \cdot 0,071^2} = 3,5 \text{ м/с}$$

Осьова сила ТЗ:

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

де  $d_{\text{вп}}$  – діаметр втулки робочого колеса, м;  $d_{\text{вп}} = 0,043$  м

$P_{\text{атм}}$  – атмосферний тиск;  $P_{\text{атм}} = 1 \cdot 10^5$  Па

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

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

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

$\Delta h$  – кавітаційний запас, м.

Кавітаційний запас можна визначити за формулою

										Лист
										21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	6.050502.06BP.000.00					

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

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

$\lambda_1, \lambda_2$  - 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. 3):

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

де  $\beta_1$  - кут установлення лопаті на вході в робоче колесо;

$V_{1m}$  - 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

$$V_{1m} = \frac{Q_{PK}}{\pi D_1 b_1},$$

де  $D_1 = 0,100$  м - діаметр вхідної воронки робочого колеса, м;

$b_1 = 0,036$  м - ширина робочого колеса на вході, м.

$$V_{1m} = \frac{\frac{54,95}{3600}}{3,14 \cdot 0,100 \cdot 0,036} = 1,35 \text{ м/с}$$

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

Виходячи із попередніх розрахунків знаходимо швидкість  $W_1$ :

$$W_1 = \frac{1,35}{\sin 7^\circ} = 11,08 \text{ м/с}$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Виходячи із попередніх розрахунків знаходимо кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{3,5^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{11,08^2}{2 \cdot 9,81} = 2,6 \text{ м}$$

Виходячи із попередніх розрахунків знаходим тиск на вході у робоче колесо:

$$P_{\text{вх}} = 2 \cdot 10^3 + 950 \cdot 9,81 \cdot 2,6 - 950 \cdot \frac{3,5^2}{2} = 20412 \text{ Па}$$

Підсумовуючи всі данні знаходимо осьову силу ТЗ:

$$T_3 = \frac{3,14 \cdot 0,043^2}{4} \cdot (1 \cdot 10^5 - 3450) = 115,6 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо насоса:

$$T = 2569,5 - 46,2 + 115,6 = 2638,9 \text{ Н}$$

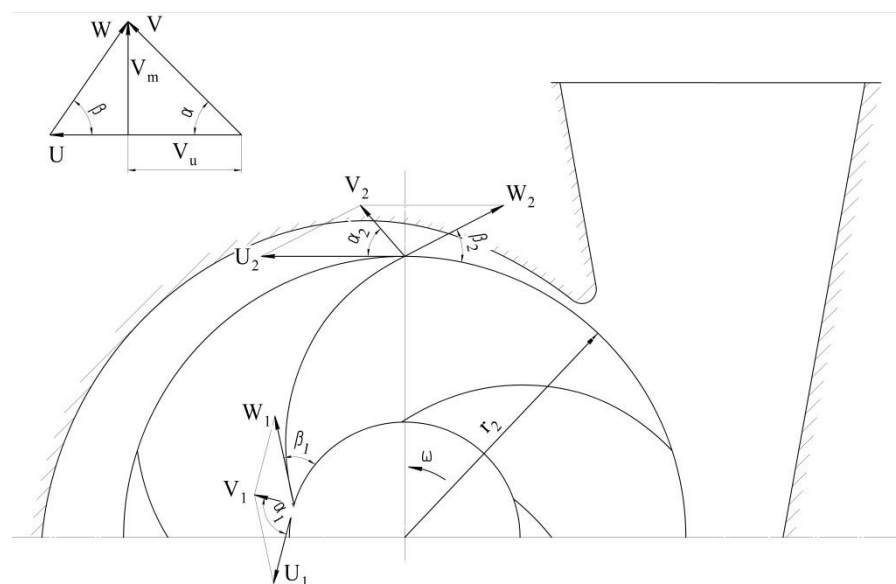


Рисунок 3 - Трикутники швидкостей в робочому колесі

### 3.3.2 Радіальна сила

Причини, що призводять до виникнення радіальної сили, можуть бути як механічного, так і гідравлічного характеру. Гідродинамічна радіальна сила виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.[1]

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається за формулою

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

де  $K_R \approx 0,36$  – експериментальний коефіцієнт, [1];

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

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

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

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

$$R_{max} = 0,36 \cdot 9319,5 \cdot 40 \cdot 0,230 \cdot 0,0069 = 213\text{Н}$$

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

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24



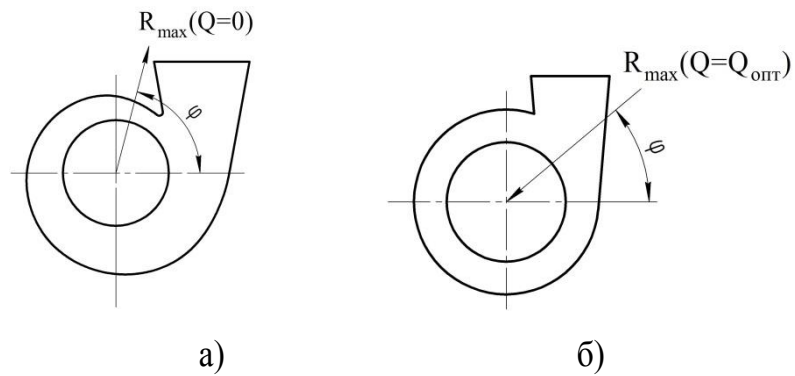


Рисунок 4 - Напряг максимальної радіальної сили у відцентрових насосах:  
а) зі спіральним відводом; б) з кільцевим відводом

При  $Q > 0,5Q_{opt}$  радіальна сила спрямована до центра під кутом  $\varphi = 40^\circ$  (див. рис. 4). При  $Q < 0,5Q_{opt}$  кут зменшується.

Гідродинамічні сили негативно впливають на роботу насоса, приводять до виходу з ладу радіальних підшипників кочення та ущільнень ротора.[1]

### 3.4 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкості:

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

$$c = \frac{5,62 \cdot 2500 \cdot \sqrt{\frac{50}{3600}}}{2,6^{0,75}} = 809$$

Установлено, що насоси мають добрі антикавітаційні показники при  $c = 700 - 900$ . Тому дані розрахунки відповідають вказаним нормам.

										Лист
										25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	6.050502.06BP.000.00					

### 3.5 Розрахунок робочого колеса за допомогою комфортної діаграми

#### 3.5.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 5.[2]

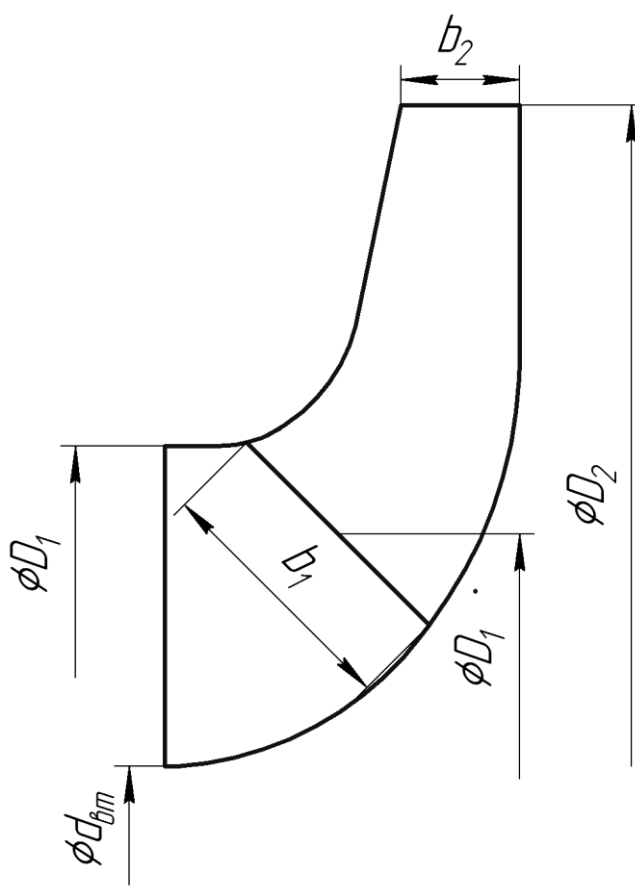


Рисунок 5 – Меридіанний переріз

Коефіцієнт швидкохідності:

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}},$$

де  $i$  – число ступеней

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2500 \cdot \sqrt{50 / 3600}}{\left(\frac{40}{1}\right)^{3/4}} = 67,6$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{дон}}{R}\right)^{3/4}},$$

де  $\square h_{дон}$  - допустимий кавітаційний запас, м;  $\square h_{дон} = 3$ .

$R$  – коефіцієнт запаса. Приймаємо  $R = 1,2$ .

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 2500 \cdot \sqrt{50 / 3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 833$$

Приведений діаметр робочого колеса за формулою Д.Я.Суханова:

$$D_{1np} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}},$$

де  $k_{вх} = 3,5 \div 5,0$  – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

										Лист
										27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	6.050502.06BP.000.00					

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо  $k_{вх}=5$ .

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{50}{3600 \cdot 2500}} = 0,089 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m ,$$

де  $\eta_o$  - об'ємний ККД;

$\eta_{\Gamma}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_m$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_m$  - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}} ,$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 67,6^{-2/3}} = 0,96$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2} ,$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,089 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,87$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} ,$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$\eta'_m = \frac{1}{1+820 \cdot 67.6^{-2}} = 0,85$$

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$ . Приймаємо  $\eta_m = 0,99$ .

Тоді

$$\eta = 0.96 \cdot 0.87 \cdot 0.85 \cdot 0.99 = 0,7$$

Потужність, яка споживається насосом:

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

де  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  - густина води

$$N = \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot 50 \cdot 40}{3600 \cdot 0.7} = 7786 \text{ Вт} = 7,8 \text{ кВт}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_r};$$

$$H_m = \frac{40}{0,87} = 46 \text{ м}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N;$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

$$N_{max}=1.1 \cdot 7786 = 8565 \text{ Вт} = 8,5 \text{ кВт}$$

В першому наближенні діаметр вала визначаємо з розрахунку на кручення:

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}$$

де  $[\tau]$  - допустиме напруження на кручення, Н/м<sup>2</sup>. Приймаємо

$$[\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

$M$  – крутний момент на валу насоса, Н · м.

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n};$$

$$M = \frac{30 \cdot 8565}{3.14 \cdot 2500} = 32,7 \text{ Н·м}$$

Тоді:

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 32,7}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,022 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала  $d_g=25 \text{ мм}$

Діаметр втулки орієнтовно вибирають за залежністю:

$$d_{вт} = (1,2 \div 1,25) \cdot d_g;$$

$$d_{вт} = (1,2 \div 1,25) \cdot 25 = (30 \div 31,25)$$

Приймаємо  $d_{вт}=31 \text{ мм}$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначають з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2} ;$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2} .$$

$$D_0 = \sqrt{0.089^2 + 0.022^2} = 0,092m$$

Швидкість на вході у робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2}$$

де  $Q_{p.k.}$  – витрата, що проходить через робоче колесо, м<sup>3</sup>/с.

$$Q_{p.k.} = \frac{Q}{\eta_o} ;$$

$$Q_{p.k.} = \frac{50}{3600 \cdot 0,96} = 0,0145 \text{ м}^3/\text{с}$$

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0.0145}{3.14 \cdot 0.089^2} = 2,33 \text{ м/с}$$

Це швидкість без урахування стиснення потоку лопатями робочого колеса на вході.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Визначимо діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0;$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,092 = 0,074 \text{ м}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається з виразу:

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m},$$

де  $V'_{1m}$  - меридіанна швидкість без урахування стиснення, м/с;

$\psi_1$  = коефіцієнт стиснення потоку на вході.  $\psi_1 = 1,15 \div 1,3$ . Приймаємо  $\psi_1 = 1,27$ .

$$V'_{1m} = V_0 = 2,33 \text{ м/с}$$

$$V_{1m} = 1,27 \cdot 2,33 = 2,96 \text{ м/с}$$

В загальному випадку кут потоку на вході розраховуємо з трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}},$$

де  $U_1$  – переносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60};$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32



$$U_I = \frac{3.14 \cdot 0.092 \cdot 2500}{60} = 12 \text{ м/с}$$

$V_{1u}$  – колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.

В консольних насосах  $V_{1u} = 0$ .

Тоді:

$$\beta_{1n} = \left( \arctg \frac{2,86}{9,7} \right) = 14^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta$$

Цей кут повинен знаходитись у границях  $15 \div 30^\circ$ .

Кут атаки  $\Delta\beta = 3 \div 8^\circ$  вводиться з ціллю зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращення його кавітаційних якостей.

Приймаємо  $\Delta\beta = 6^\circ$ .

Тоді

$$\beta_1 = 14^\circ + 6^\circ = 20^\circ$$

Визначимо число лопатей та їх товщину.

Існує рекомендація, що для чистих рідин число лопатей складає від 5 до 8.

Товщину лопаті робочого колеса вибирають орієнтовно від 3 до 4 мм. Приймаємо  $z = 7$  та  $S_1 = 3$  мм.

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюємо значення  $\psi_1'$  за формулою:

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_1}},$$

де  $t_1$  – крок встановлення лопаті.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z};$$

$$t_1 = \frac{3.14 \cdot 0.092}{7} = 0,041 \text{ м}$$

Тоді:

$$\psi_1' = \frac{0.041}{0.041 - \frac{0.003}{\sin 20^\circ}} = 1,27$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi_1' - \psi_1| \leq 0,01$$

$$|1.27 - 1.27| = 0 < 0.01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}'};$$

$$b_1 = \frac{0.0145}{3.14 \cdot 0.092 \cdot 2.33} = 0,022 \text{ м}$$

Визначимо геометричні параметри виходу з робочого колеса.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Значення зовнішнього діаметру робочого колеса у першому наближенні може бути визначено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для  $V_{1n} = 0$  та  $V_{2n} = 0,5U_2$ .

$$D'_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n},$$

де  $m_2 = 19,1$  при  $n_s \leq 100$ ,

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6}, \text{ при } n_s > 100.$$

Так як  $n_s = 67,6$ , то

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 40}}{2500} = 0,214 \text{ м}$$

Кінцево  $D_2$  визначаємо з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V'_{2m} = 2,21 \text{ м/с}$$

Кут на виході з РК  $\beta_2$  визначається з трикутника швидкостей в залежності від прийнятого значення  $V'_{2m}$ .

Приймаємо  $\beta_2 = 22^\circ$

Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо  $\psi_2 = 1,1$  ( $\psi_2 = 1,05 \div 1,1$ ).

Проведемо уточнення наружного діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.[2]

Даний розрахунок виконують, використовуючи преобразоване основне рівняння Ейлера (вирішуючи його відносно швидкості  $U_2$ ), після ряду підстановок у вигляді:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty}},$$

де  $H_{T\infty}$  - теоретичний напір робочого колеса з безкінечним числом тонких лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot k_z},$$

де  $k_z$  – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1+p},$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}$$

Коефіцієнт  $\psi$  визначається в залежності від  $n_s$ . При  $n_s < 150$  ( $n_s = 95,9$ ):

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2;$$

$$\psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 22 = 0,82$$

$$P = 2 \cdot \frac{0,82}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,092}{0,214}\right)^2} = 0,29;$$

Знаходимо поправку на кінцеве число лопатей.

$$k_z = \frac{1}{1+0,29} = 0,78;$$

Теоретичний напір робочого колеса з безкінечним числом тонких лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{40}{0,87 \cdot 0,78} = 59 \text{ м};$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m};$$

$$V_{2m} = 1.1 \cdot 2.21 = 2,43 \text{ м/с};$$

За формулою Ейлера

$$U_2 = \frac{2.43}{2 \operatorname{tg} 22^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2.43}{2 \operatorname{tg} 22^\circ}\right)^2 + 9.81 \cdot 59} = 27,3$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 27.3}{3.14 \cdot 2500} = 0,209 \text{ м}$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}};$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,209 \cdot \sin 22}} = 1,1$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_2 - \psi_2| \leq 0,01;$$

1.01 - 1.01 = 0 ≤ 0.01 - умова виконується.

Приймаємо  $D_2 = 0,209 \text{ м}$ .

										Лист
										37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	6.050502.06BP.000.00					

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}};$$

$$b_2 = \frac{0.0145}{3.14 \cdot 0.209 \cdot 2.43} = 0,009\text{м}$$

### 3.5.2 Проектування меридіанного перерізу

Будують меридіанний переріз за допомогою метода послідовних наближень.

а) Намічають спочатку «на око» контури крайніх ліній струминок. Рекомендується при цьому орієнтуватись на існуючі робочі колеса подібних  $n_s$ .

б) Наносять середню лінію каналу, яка представляє собою геометричне місце центрів вписаних кіл, зазвичай від входу до виходу РК тонкими лініями вписується 8-10 кіл. У зоні повороту потоку кіл зазвичай розміщують густіше. Центри вписаних кіл нумерують цифрами 1, 2, 3, ...

в) Вираховуємо площі нормальних перерізів за формулами:

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{em}^2)$$

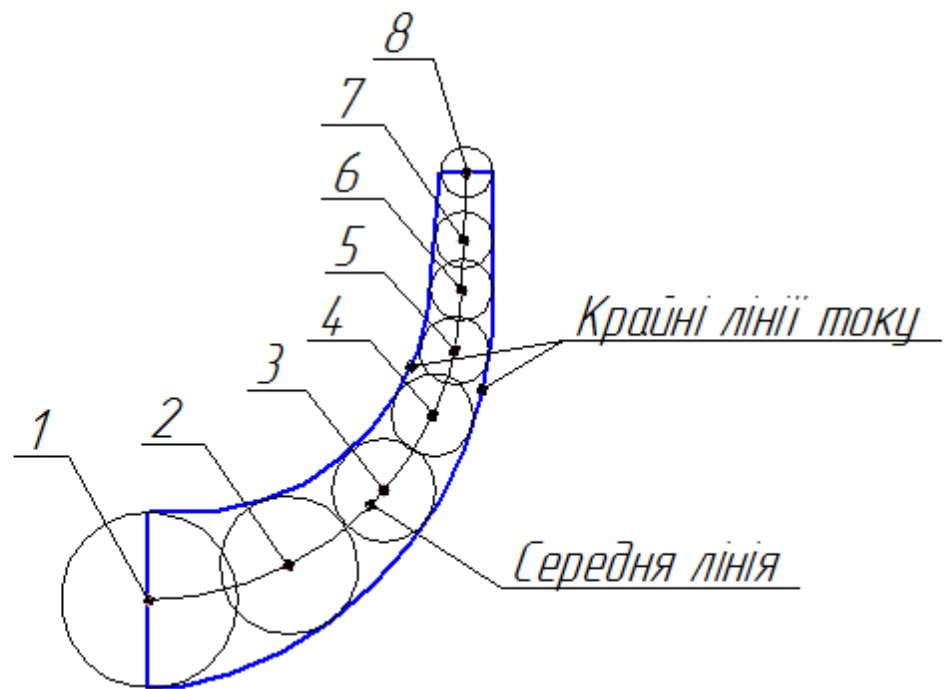


Рисунок 6 – До проектування меридіанного перерізу

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} \cdot (92^2 - 31^2) = 5893 \text{ мм}^2$$

кінцевого (на виході з РК):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2;$$

$$F_{\text{вих}} = 3.14 \cdot 209 \cdot 9 = 5909 \text{ мм}^2$$

проміжних:

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i,$$

де  $r_i$  - відстань від осі РК до центра вписаного кола;

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

Розрахунок наведемо в табличній формі

Таблиця 1. – Розрахунок площі проміжних нормальних перерізів

номер точки	$r_i$ , мм	$b_i$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$F_i$ , мм <sup>2</sup>
1	-	-	0	5893
2	37	24	25	5580
3	50	18	46	5655
4	63	14	62	5542
5	74	12	73	5580
6	84	11	84	5806
7	93	10	93	5843
8	105	9	104	5938

Відстань  $\Delta l_i$  вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначається по кресленню.

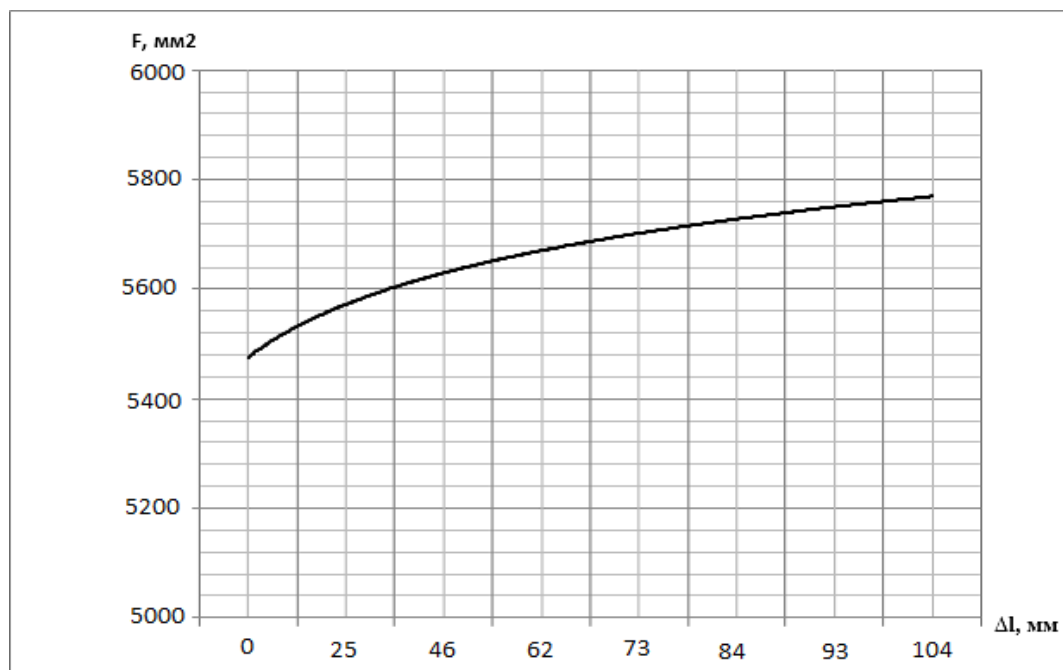


Рисунок 2– Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса



### 3.5.3 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Для робочих коліс  $n_s < 100$  рекомендується кількість потоків  $k=2$ , кількість розрахункових перерізів (ліній струму)  $n=3$ .

Очертання ліній току знаходимо методом послідовних наближень із предположення рівношвидкісного потоку, який відповідає постійності меридіанної швидкості  $V_m$  вздовж даної нормалі.[2]

Витрата через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі,  $m^3/c$ :

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k,$$

де  $l$  – довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями, м;

$r_{ц.т.}$  – відстань ваги відрізка  $l$  до вісі робочого колеса, м.

Виходячи з того, що швидкість  $V_m$  вздовж нормалі постійна, то вищезгаданий вираз приймає вигляд:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const$$

Тут:

$$\delta(r_{ц.т.} \cdot l) = r_{ц.т.} \cdot l - (r_{ц.т.} \cdot l)_{cp},$$

$$(r_{ц.т.} \cdot l)_{cp} = \frac{\sum r_{ц.т.}}{K},$$

$$\delta l = \frac{\delta(r_{ц.т.} \cdot l)}{r_{ц.т.}}.$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

За значеннями  $\delta l$  вносимо корективи в лінії струму і нормалі. Кореговку закінчуємо, якщо відхилення  $\delta l/l \leq 0,05$ .

Таблиця 3 – Розрахунки по вписування рівношвидкісного потоку в меридіанний перетин робочого колеса

Линия тока	$r_{ум}$ , мм	$l$ , мм	$r_{ум} \times l$ , мм <sup>2</sup>	$\delta_{(r_{ум} l)}$	$\delta_l$	$V_m = \frac{Q_{pk}}{2\pi r_{ум} l}$ , м/с
<i>a</i>	87,54	5,27	461,34	2,8	0,032	5,0
<i>b</i>						
<i>c</i>	87,31	5,22	455,82	-2,8	-0,032	5,1

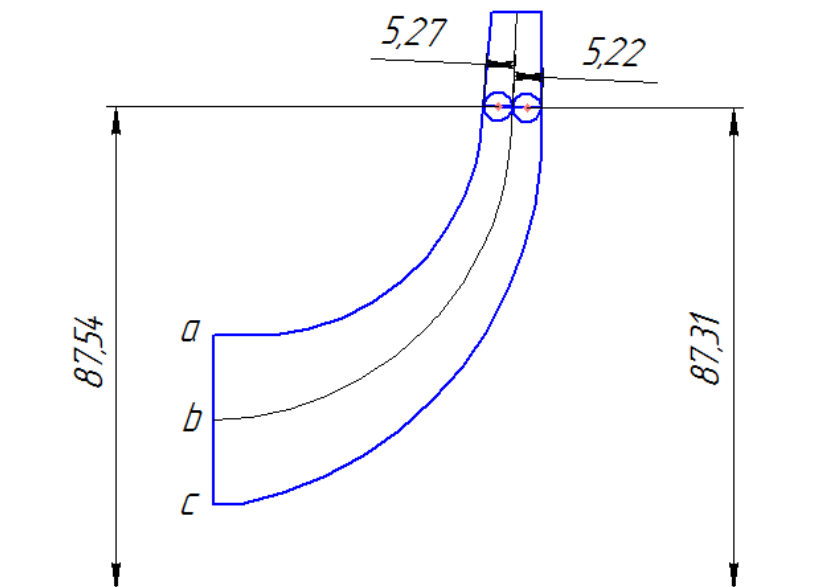


Рисунок 7 – Ескіз до розрахунку рівношвидкісного потоку

### 3.5.4 Профілювання лопаті

Профілювання лопаті проводимо методом конформного відображення поверхні струму на розгортку поверхню циліндра обертання. При конформному відображенні кути лопаті зображують без іскаження, а відповідні лінійні розміри – пропорційні.

Для побудови координатної сітки на розгортці задаємося кутом  $\Delta\varphi=10^\circ$  між меридіальними перерізами зображаемого циліндра, радіус якого приймаємо рівним:

$$R_{к.ц.}=R_2= 104,5 \text{ мм.}$$

Геометричні розміри ячійки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c},$$

де  $c=10$  – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta\varphi}{180^\circ}$$

Тоді:

$$\Delta L = \frac{104,5}{10} = 10,45 \text{ мм;}$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 104,5 \cdot 10}{180^\circ} = 18,2 \text{ мм}$$

Лінійний крок лопаті на розгортці циліндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{к.ц.}}{z};$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 104,5}{7} = 93,8 \text{ мм}$$

.Ориентовно на  $n_s=67,6$ , приймаємо кут охоплення лопаті  $\theta=120^\circ$ .

Для побудови конформного відображення координатної сітки на поверхні струму розбиваємо всі розрахункові лінії струму по умовам конформності:

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{C} = 0,1r_{cp},$$

де  $r_{cpi}$  – відстань від вісі РК до середини відрізка  $\Delta l_i$  на лінії струму.

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{C} = 0,1r_{cpi}$$

Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки  $\Delta l$  проводимо в табличній формі

Таблиця 4 – Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки

	a		b		c	
	$\Delta l_i$ , мм	$r_{cpi}$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$r_{cpi}$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$r_{cpi}$ , мм
1	9,91	99,1	9,91	99,1	9,908	99,08
2	8,976	89,76	8,97	89,7	8,96	89,6
3	8,09	80,9	11,91	119,1	8,112	81,12
4	7,398	73,98	8,1	81,0	7,344	73,44
5	6,77	67,7	6,67	66,7	6,63	66,3
6	6,297	62,97	6,08	60,8	6,02	60,2
7	6,02	60,2	5,56	55,6	5,44	54,4
8			5,134	51,34	4,964	49,64
9			4,76	47,6	4,53	45,3
10					4,15	41,5
11					3,81	38,1
12					3,5	35

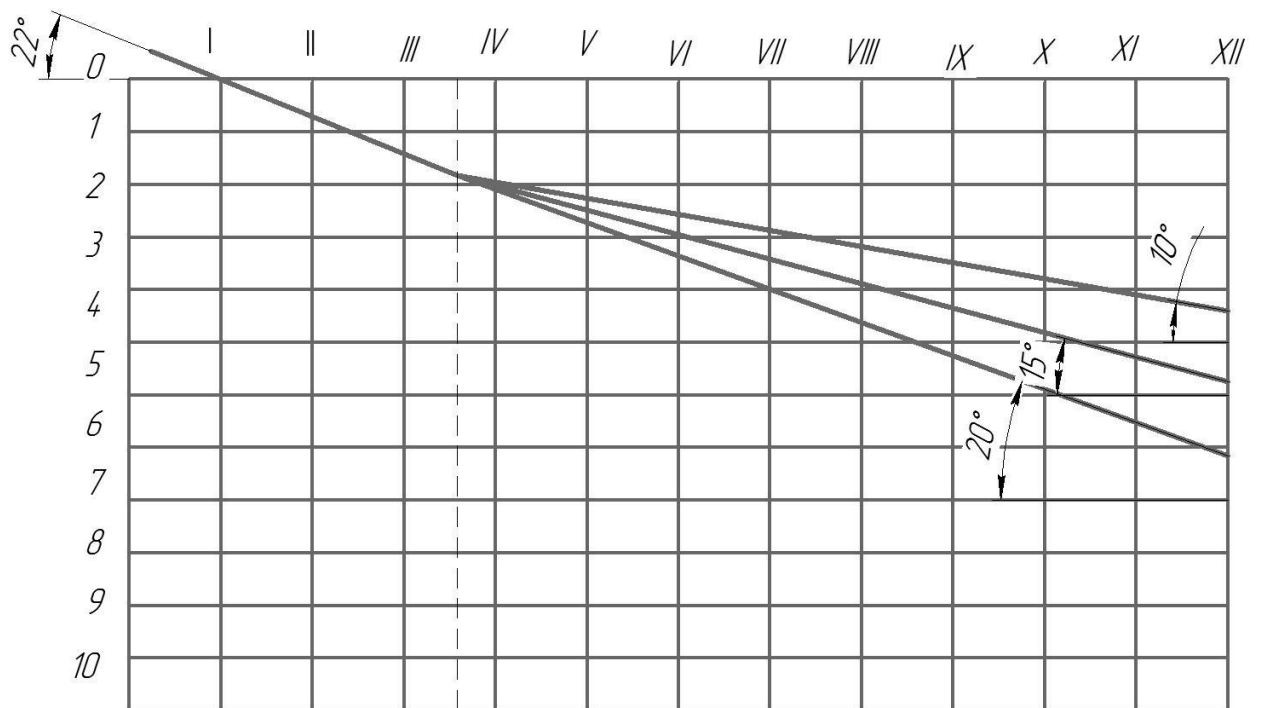


Рисунок 8 – Конформна діаграма

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу а,б,с.

Меридіанна швидкість, м/с.

$$V'_{1m} = \frac{Q_{p.k.}}{k \cdot 2\pi \cdot r_{ц.т.} \cdot l}$$

де  $l$  – довжина нормалі між даною і сусідніми лініями струму, яка проведена через дану точку входу, м;

$r_{ц.т.}$  – відстань центра ваги нормалі  $l$  від вісі РК, м.

Струмinka:

$$a: V'_{1m} = \frac{0.0145}{2 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 0.044 \cdot 0.012} = 2,2 \text{ м/с}$$

$$b: V'_{1m} = \frac{0.0145}{2 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 0.036 \cdot 0.011} = 2,9 \text{ м/с}$$

$$c: V_{1m} = \frac{0.0145}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.039 \cdot 0.011} = 2,7 \text{ м/с}$$

Колова швидкість:

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{вх}} \cdot n}{60},$$

де  $r_{\text{вх}}$  – радіус кола, на якому лежить дана точка входу, м.

$$a: U_1 = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.049 \cdot 2500}{60} = 12,8 \text{ м/с}$$

$$b: U_1 = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.042 \cdot 2500}{60} = 11 \text{ м/с}$$

$$c: U_1 = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.034 \cdot 2500}{60} = 8,9 \text{ м/с}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході при осьовому вході  $V_{1u} = 0$

Кут потоку:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}}$$

$$a: \beta_{1n} = \arctg \frac{2.2}{12.8-0} = 10^\circ$$

$$b: \beta_{1n} = \arctg \frac{2.9}{11-0} = 15^\circ$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$$c: \beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{2.7}{8.9-0} = 17^\circ$$

Задаємося кутами лопаті, з урахування кутів атаки  $\beta_1 > \beta_{1n}'$ :

$$a: \beta_1 = 10^\circ; \quad b: \beta_1 = 15^\circ; \quad c: \beta_1 = 20^\circ;$$

Кут атаки:

$$a: \Delta\beta \text{ (рекомендуемое значение } \Delta\beta_{\text{опт}} = 1^\circ \div 3^\circ)$$

$$b: \Delta\beta \text{ (рекомендуемое значение } \Delta\beta_{\text{опт}} = 5^\circ \div 7^\circ)$$

$$c: \Delta\beta \text{ (рекомендуемое значение } \Delta\beta_{\text{опт}} = 7^\circ \div 10^\circ)$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

## 4 РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА

### 4.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

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

$$N = \frac{950 \cdot 9,81 \cdot \frac{50}{3600} \cdot 40}{0,61} = 8488 \text{ Вт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N,$$

$$N_{\text{дв}} = 1,2 \cdot 8488 = 10186 \text{ Вт}$$

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

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю з довідкової літератури вибирав тип та марка двигуна: 4A132M2Y3.[8]

### 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);

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48



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

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

$$M_A = 0,21M_{ном},$$

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

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega}.$$

$$M_{ном} = \frac{8488}{261,8} = 32,4 \text{ Н·м}$$

Знаходимо момент на валу електродвигуна в точці А

$$M_A = 0,21 \cdot 32,4 = 6,8 \text{ Н·м}$$

Мінімальний момент опору відповідний точці В визначається за формулою:

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

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

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

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

$$N_{max} = N_{oe}.$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

$$N_{max} = 10186 \text{ Вт}$$

Підставивши значення  $N_{max}$  в формулу для визначення  $M_{max}$ , отримаємо:

$$M_{max} = \frac{10186}{261,8} = 38,9 \text{ Н·м}$$

Визначаємо мінімальний момент опору відповідний точці В

$$M_B = 0,03 \cdot 38,9 = 1,2 \text{ Н·м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{max},$$

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

де  $n_{max} = 2500$  об/хв – номінальна частота обертання вала електродвигуна,

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

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

$$k = \frac{38,9}{2500^2} = 0,0000062$$

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

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

$$M = kn^2.$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 5.

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 5 - Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2500
M, Н·м	0	0,248	0,992	2,23	3,97	6,2	8,93	12,15	15,87	20,08	24,8	30	35,71	38,75

На рисунку 9 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату К 50-40.

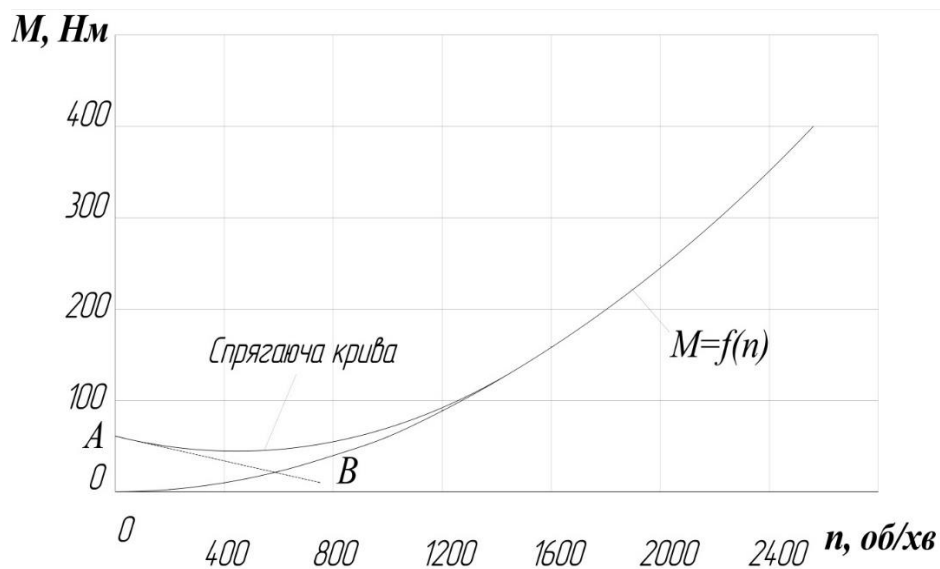


Рисунок 9 - Пускова моментна характеристика насосного агрегата К 50-40

## 5 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

### 5.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 10)



Рисунок 10 - Розміри діаметрів вала насоса

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

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 38,9}{3,14 \cdot 12 \cdot 10^6}} = 0,025 \text{ м}$$

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

Діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{om} = d_k + 10.$$

$$d_{BT} = 25 + 10 = 35 \text{ мм}$$

Діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{oe},$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

$$d_M = 1 \cdot 38 = 38 \text{ мм}$$

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

$$d_{\text{ог}} = 38 \text{ мм}$$

Діаметр вала під манжету, розміщену у кришці підшипника:

$$d_{\text{к.н.}} = d_M + (5 \div 10).$$

$$d_{\text{к.н.}} = 38 + 7 = 45 \text{ мм}$$

Діаметр посадочної поверхні підшипника, мм:

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

де  $t = 3$  мм – висота буртика.

$$d_n = 45 + 2 \cdot 3 = 51 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_n = 55$  мм

Діаметр буртика для упору підшипника, мм:

$$d_o \geq d_n + 3 \cdot r,$$

де  $r$  – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника (див. табл. 6).

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

Таблиця 6 - 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

За табл. 6 обираємо координату фаски підшипника  $r = 3$  мм

Діаметр буртика для упору підшипника становить:

$$d_6 = 55 + 3 \cdot 3 = 64 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_6 = 65$  мм

## 5.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

### 5.2.1 Вибір типу ущільнення

У наведеній на рис. 1 конструкції насоса у якості кінцевого ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 11).

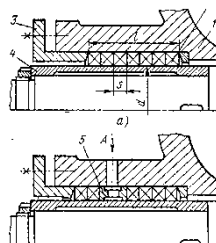


Рисунок 11 – Конструкція сальникового ущільнення

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. У якості набивки 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.[1]

Товщина кільця набивки сальника, мм:

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

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

$$d = d_{\text{вт}} + 10.$$

$$d_{\text{вт}} = 35 \text{ мм}$$

$$d = 35 + 10 = 45 \text{ мм}$$

Виходячи із попередніх розрахунків знаходимо товщину кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{45} = 7 \text{ мм}$$

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s,$$

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

Обираємо  $i = 4$ . Тоді довжина сальника дорівнює:

$$L = 4 \cdot 7 = 28 \text{ мм}$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

### 5.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

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

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

$$d_{\text{вт}} = 3,5 \text{ см}$$

$$r = \frac{3,5}{2} + 0,5 = 2,25 \text{ см}$$

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

Обираємо  $\mu = 0,01$

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

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

$$L = 2,68 \text{ см}, S = 0,67 \text{ см}, p_0 = 1 \text{ кгс/см}^2$$

$$N_C = 261,8 \cdot 3,14 \cdot 2,25^2 \cdot 0,67 \cdot 1 \cdot \frac{0,01}{0,5} \cdot \left( 2,72^{2 \cdot 0,5 \cdot \frac{2,68}{0,67}} - 1 \right) = 2998 \text{ Вт}$$

### 5.3 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 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 –

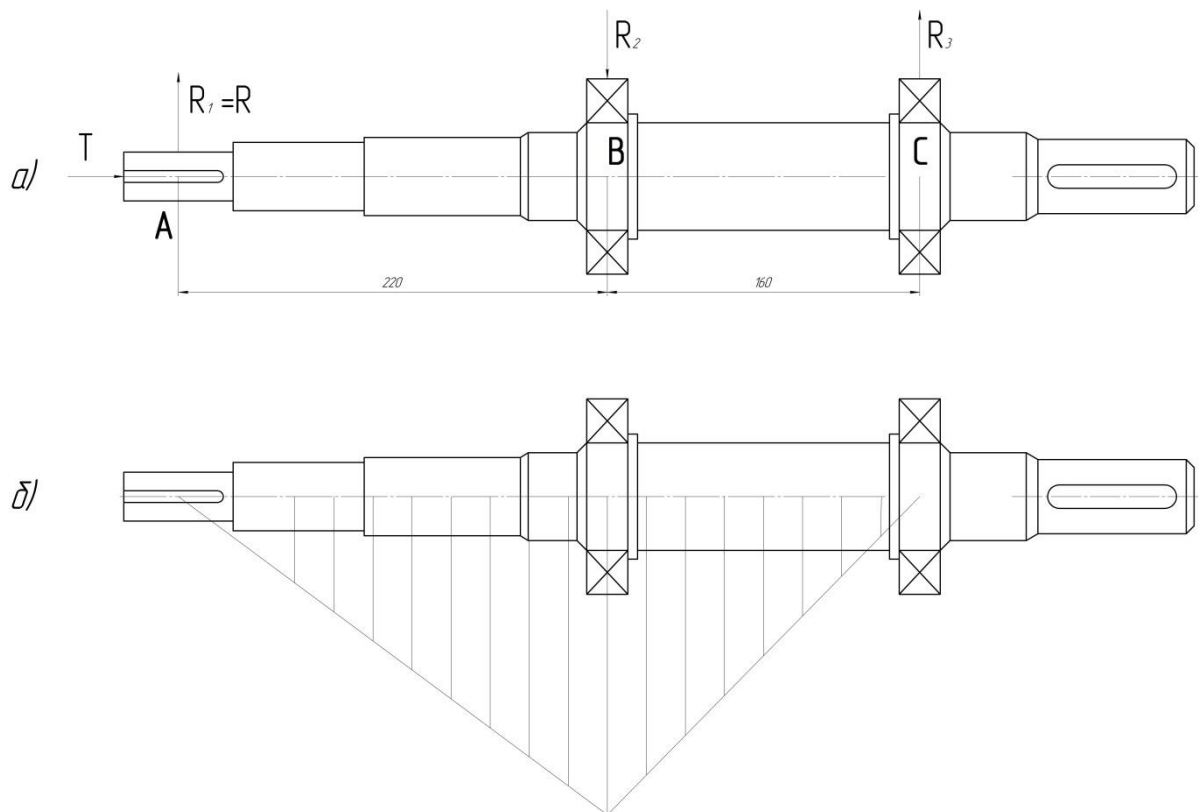
					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56



визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.[1]

### 5.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила  $R_1 = R$  (див. рис. 12), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції ( $R_2, R_3$ ).



$$M_{\text{зг. max}} = 46,86 \text{ Нм}$$

Рисунок 12 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) еюра згинальних моментів

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

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\Sigma M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2 l_2 = 0.$$

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

$$R_1 = 213 \text{ Н}, l_1 = 0,22 \text{ м}, l_2 = 0,16 \text{ м}$$

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

$$R_2 = \frac{213 \cdot (0,22 + 0,16)}{0,16} = 506 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\Sigma M_B = R_1 l_1 - R_3 l_2 = 0$$

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

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

$$R_3 = \frac{213 \cdot 0,22}{0,16} = 293 \text{ Н}$$

### 5.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мак}^2 + 0,75M_{мак}^2},$$

де  $M_{мак} = 38,9 \text{ Н·м}$

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

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 8:

$$M_{зг.маx} = R_1 l_1.$$

$$M_{зг.маx} = 213 \cdot 0,22 = 46,86 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Тепер знаходимо еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі

$$M_E = \sqrt{46,86^2 + 0,75 \cdot 38,9^2} = 57,68 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

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

де  $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$ .

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{57,68}{0,1 \cdot 40}} = 25 \text{ мм}$$

У розділі 5.1 конструктивно було отримане значення  $d_n = 55 \text{ мм}$ , що є більшим, ніж отримане значення  $d_n$  під час наближеного розрахунку вала. Для подальшого проектування та розрахунків обираємо  $d_n = 55 \text{ мм}$ , що під час експлуатації насоса забезпечить значно більший запас міцності.

### 5.3.3 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

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

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

де  $s$  - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

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

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

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

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

$\sigma_a, \tau_a$  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.

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

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 100 = 398 \text{ МПа}$$

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

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

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 398 = 231 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{32, \max}}{0,1 \cdot d_n^3},$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

$$\sigma_a = \frac{46,86}{0,1 \cdot 0,055} = 8520 \text{ Па} = 0,009 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_n^2};$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 2639}{3,14 \cdot 0,055^2} = 1110770 \text{ Па} = 1,1 \text{ МПа}$$

Де  $T = 2639 \text{ Н}$

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

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{38,9}{0,2 \cdot 0,055^3} = 584523 \text{ Па} = 0,6 \text{ МПа}$$

Де  $M_{\max} = 38,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Масштабні коефіцієнти  $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  визначають залежно від діаметра вала (див. табл.7).

Таблиця 7 - 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

Згідно з таблиці  $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,69$

Знаходимо коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$S_{\sigma} = \frac{398}{\frac{2,2}{0,69} \cdot 0,009 + 0,25 \cdot 1,1} = 1310,5$$

де  $\psi_{\sigma} = 0,25$

$$S_{\tau} = \frac{231}{\frac{1,41}{0,69} \cdot 0,6 + 0,1 \cdot 0,6} = 180$$

Перевіряємо умову міцності

$$S = \frac{1310,5 \cdot 180}{\sqrt{1310,5^2 + 180^2}} = 178$$

Умова  $s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s]$ , виконється  $178 \geq 2$

#### 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:  $b \times h \times l$ . [1]

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

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

де  $t_1 = 4$  – глибина паза вала (вибирається за довідковою літературою), мм;

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

$h = 7$  – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 25$  – діаметр вала, мм;

$M_{\max} = 38,9$  підставляється в Н·м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b,$$

де  $l = 56$  мм- довжина шпонки;

$b = 8$  мм- ширина шпонки.

$$l_p = 56 - 8 = 48 \text{ мм}$$

Визначаємо напруження на змінання під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 38,9}{25 \cdot 48 \cdot (7-4)} \cdot 10^3 = 21,6 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на змінання:

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

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

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

При розрахунку на змінання повинна виконуватися умова

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}.$$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

Умова виконується  $21,6 \leq 192$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3.$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 38,9}{25 \cdot 56 \cdot 8} \cdot 10^3 = 7 \text{ МПа}$$

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

Допустиме напруження на зріз:

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

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

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}.$$

Умова виконується  $7 \leq 115$

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 робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра вала, мм:  $b \times h \times l$ .

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64



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

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

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

$h = 8$  мм – висота шпонки;

$d = d_k = 38$  мм – діаметр вала;

$M_{\max} = 38,9$  Н·м;

$l_p$  – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b,$$

де  $l = 80$  мм - довжина шпонки, мм;

$b = 12$  мм - ширина шпонки, мм.

$$l_p = 80 - 12 = 68 \text{ мм}$$

Визначаємо напруження на зминання під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 38,9}{38 \cdot 68 \cdot (8 - 5)} \cdot 10^3 = 10 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

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

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}.$$

Умова виконується  $10 \leq 192$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b} \cdot 10^3.$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 38,9}{38 \cdot 80 \cdot 12} \cdot 10^3 = 2 \text{ МПа}$$

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

Допустиме напруження на зріз:

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

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

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}.$$

Умова виконується  $2 \leq 115$

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

## 5.5 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим діаметром  $d_n = 55$  мм у довідковій літературі вибирають тип та марку підшипників, їх динамічну  $C$  (Н) та статичну вантажопідйомність  $C_0$  (Н).

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В (див. рис. 12). 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  $F_r = R = 728$ ,  $F_a = T = 2639$  – 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 з довідкової літератури залежно від співвідношення  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ .

Згідно з співвідношення  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$  ми обрали  $X=0,45$   $Y=1$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження

$$P = (0,45 \cdot 728 \cdot 1 + 1 \cdot 2639) \cdot 1 \cdot 1 = 2967 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника, год:

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

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

$$L_{hp} = \left( \frac{58,4 \cdot 10^3}{2967} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2500} = 50839 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_n.$$

Умова довговічності підшипників виконується: 50839 год  $\geq$  20000 год

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

## 6 РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ

В даному розділі була розглянута тема «Промислова безпека насосного обладнання».

Даний розділ був складений відносно АТ «Сумський завод» Насосенергомаш ».

При прийомі на роботу на виробництві проводиться вступний інструктаж. Згодом всі категорії працівників проходять первинний, повторний і інші види інструктажів, а також стажування, спеціальне навчання та перевірку знань з охорони праці. Повторні інструктажі- раз в шість місяців для всіх професій і раз в три місяці – для тих, хто виконує роботи підвищеної небезпеки.

При оформленні або переведенні на іншу роботу працівники інформуються під розпис про умови праці, наявність небезпечних і шкідливих виробничих факторів на робочому місці і про можливі наслідки їх впливу на здоров'я, права, пільги та компенсації за працю в таких умовах.

На атестовані робочі місця зі шкідливими умовами праці регулярно ведеться моніторинг стану робочої зони (запиленість і загазованість повітряного середовища, параметри освітленості, мікроклімату, рівня шуму, вібрації, електромагнітних випромінювань і ін.). Організовано проведення планового контролю і оцінки параметра шкідливих і небезпечних виробничих факторів і речовин відповідно до узгоджених і затверджених в установленому порядку графіків. Дана робота проводиться акредитованою відповідно до законодавчих актів України санітарно-промисловою лабораторією АТ і лабораторією обласної СЕС. Атестація за умовами праці проводиться раз на п'ять років.

На підприємстві виділяються необхідні кошти для зміцнення матеріальної бази МСЧ, розташованої на території, для організації і проведення медоглядів, реалізації виконання рекомендацій медичної комісії, на обстеження і лікування працівників в медичних профілактичних установах. Забезпечується виконання рекомендованих оздоровчо-профілактичних заходів, а також проводиться робота по виділенню групи ризику розвитку профзахворювань, проведення диспансерного спостереження, профілактичного лікування.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Майстри виробничих дільниць, громадські інспектори, інженери відділу охорони праці здійснюють постійний контроль за застосуванням передбачених засобів індивідуального захисту. Порушення фіксуються в журналах і по даним фактам вживаються відповідні заходи попереджувального характеру і дисциплінарного впливу. Заводською комісією постійно проводиться контроль стану культури виробництва згідно з Положенням про преміювання працівників структурних підрозділів за результатами змагання за підвищення культури виробництва, поліпшення умов праці і зниження виробничого травматизму в кожній групі підрозділів. Такі перевірки дозволяють виявляти потенційні причини виробничого травматизму, аварій і інцидентів.

З метою зниження виробничого травматизму і професійних захворювань адміністрацією постійно проводиться робота щодо забезпечення допустимих рівнів шкідливих факторів на робочих місцях. Механічне та інше обладнання, пристосування і інструмент, вентиляційні системи, пило- і газоочисні установки утримання у справному стані за рахунок своєчасного і якісного виконання ППР силами ремонтно-експлуатаційної служби підприємства відповідно до планів, графіків або фактичному стану обладнання. Організовано періодичний контроль вібраційних і шумових характеристик шумо-вібробезпечного обладнання ручного пневмоінструменту. Виробничі дільниці та зони з підвищеними рівнями шкідливих і небезпечних виробничих факторів позначені відповідними знаками безпеки. Всі працівники забезпечуються в повному обсязі якісними та ефективними засобами індивідуального захисту органів слуху, зору, дихання, шкіри, миючими та захисними засобами відповідно до вимог галузевих норм, норм і вимог техніки безпеки, закріпленими Колективним договором. При цьому варто зауважити, що працівники отримують спецодяг корпоративного стилю. Організовано і щотижня проводиться централізоване промислове прання спецодягу. Проводиться робота з реконструкції та переоснащення дільниць із шкідливими умовами праці, виконуються роботи по ремонту виробничих і побутових приміщень, по наведенню порядку в цехах і на робочих місцях. Високі вимоги до працівників, які працюють у шкідливих умовах праці, в частині прийняття гідропробур, вітамінів, застосування необхідних засобів індивідуального захисту. У

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

2011 році підприємством на проведення медоглядів, комплектування медичних аптечок, вітамінізацію, забезпечення морською сіллю, хімічними реактивами та ін. було використано 39903 грн. З метою зміцнення матеріально-технічної бази медико-санітарної частини придбані новий електрокардіограф (для проведення медичних оглядів і діагностики працівників АТ) та ультразвуковий інгалятор (для проведення лікувальних і профілактичних медичних заходів)

Своєчасно проведений аналіз причин травматизму, розробка і впровадження коригувальних і запобіжних дій, спрямованих на їх усунення, дозволить знизити втрату працездатності від нещасних випадків за рік на 18%.

На виробничих майданчиках АТ «Сумський завод» Насосенергомаш експлуатується 577 об'єктів і устаткування підвищеної небезпеки. Відповідальність підприємства за існування ризику заподіяння шкоди життю, здоров'ю або майну інших осіб і навколишньому середовищу у випадку аварії на небезпечних виробничих об'єктах застрахована. Персонал, допущений до експлуатації ОПО, проходить своєчасне навчання і атестацію. Технічні пристрої, а також документація, пов'язана з експлуатацією ОПО, проходять експертизу промислової безпеки відповідно до вимог законодавства України. Нові робочі місця обладнуються необхідними витяжними системами і колективними засобами захисту працюючих.

Два-три рази на рік кожен структурний підрозділ піддається перевірки. Вся інформація доводиться до структурних підрозділів, по ділянках, цехах. Щорічно в рамках Всесвітнього Дня охорони праці на підприємстві проводиться «День охорони праці» - один із заходів, що проводиться в підрозділах підприємства з метою перевірки відповідності вимогам ПБЕЕ, ПУЕ, ПТЕ, ППБ та інших нормативних і директивних документів, стану території, будівель, споруд, обладнання, санітарно-побутових приміщень, документації, написів, плакатів (знаків) безпеки, захисних засобів, вантажно-розвантажувальних засобів і пристосувань, забезпеченості ними, а також забезпеченості персоналу спецвзуттям та спецодягом. Ефективно працює заводська комісія з культури виробництва. У числі її головних цілей-зниження травматизму і профзахворювань. Щодо забезпечення експлуатації устаткування підвищеної небезпеки

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

на підприємстві є система проведення ремонтів і планово-попереджувальних ремонтів. Є група технічного нагляду, яка здійснює нагляд за безпечною експлуатацією об'єктів підвищеної небезпеки. На підприємстві на договірних умовах нерідко виконують разові, тимчасові роботи підрядні організації. Їх працівники також проходять інструктажі.

Відповідно до щорічно затвердженого Бізнес-плану на підприємстві впроваджуються технічні заходи, спрямовані на зниження або виключення шкідливих факторів, що перевищують гранично допустимі санітарні норми. Аналіз їх виконання і розробка нових проводяться щорічно згідно із встановленим регламентом.[4]

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72



## 7 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

В даному розділі була розглянута тема «Непотокове виробництво, його суть і характеристика».

В організації виробництва існує два методи: непотоковий і потоковий.

Непотоковий метод характеризується наступними ознаками:

1) На робочих місцях обробляються різні за конструкцією і технологією виготовлення деталі, оскільки випуск їх невеликий;

2) Технологічне устаткування розміщується за однотипними групами без певного зв'язку з послідовністю виконання операцій. Наприклад, групи токарних, фрезерних, свердлувальних, шліфувальних верстатів та ін.

3) Деталі переміщуються в процесі виготовлення складним маршрутом, що обумовлює великі перерви в обробці. Після кожної операції деталі, як правило, поступають у цехові проміжні комори до тих пір, поки звільниться робоче місце для виконання наступної операції.

Застосовується непотоковий метод переважно в одиничному і серійному виробництві, де обробляються окремі деталі або їх партії, що мають різні технологічні маршрути і характер обробки.

До непотокових методів відносяться: партійний і одиничний.

Партійний метод організації виробництва характеризується запуском у виробництво виробів і вузлів партіями певного розміру при стійкому їх чергуванні в часі.

Під одиничним методом організації виробництва розуміється виготовлення виробів і деталей невеликими партіями, що повторюються, або окремими зразками. Він характерний для дрібносерійного і дослідного виробництва, займає високу питому вагу в галузях важкого, транспортного, енергетичного машинобудування.

Особливостями одиничного методу організації виробництва є:

						6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			73

1) широка номенклатура виробів, що виготовляються, з великою питомою вагою нестандартних, оригінальних вузлів і різноманітних робіт, що виконуються на кожному робочому місці;

2) рідкісна повторюваність виготовлення однотипної продукції, неможливість закріплення операції за конкретним робочим місцем;

3) відсутність типізації процесів виготовлення виробів, різна послідовність виконуваних операцій, відсутність синхронності окремих операцій;

4) висока трудомісткість і тривалість циклу виготовлення виробів, комплексу окремих операцій;

5) висока питома вага ручних робіт;

6) переналадка устаткування і виникнення перерв у виробництві.

Оскільки в непотоковому виробництві на одних і тих же робочих місцях обробляються різні деталі, дуже важливо визначити кількість однакових деталей, що обробляються безперервно на кожній операції, тобто партіюдеталей.

1. У одиничному і дрібносерійному виробництві при виготовленні деталей для разових замовлень і малих серій в якості партії деталей приймається кількість їх загальної потреби.

2. У серійному виробництві, коли деталі потрібні періодично або постійно, але їх обробкою устаткування повністю не завантажене, партія деталей визначається з урахуванням конкретних виробничих умов:

а) збільшення партії деталей сприяє зменшенню кількості переналадок устаткування, внаслідок чого поліпшується його використання і знижуються витрати на підготовчо-завершальні роботи (переналадку устаткування, отримання і здачу роботи), спрощується планування і облік виробництва;

б) зменшення партії деталей обумовлює зниження запасів деталей у НЗВ, зменшення виробничої і складської площі для їх зберігання.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

Суперечливий вплив партії деталей на техніко-економічні показники роботи вимагає встановлення оптимальної її величини. Оптимальним є такий розмір партії, при якому загальні витрати з їх виготовлення будуть мінімальними, включаючи витрати, що стосуються НЗВ.

Процес виготовлення однієї деталі в серійному виробництві здійснюється не постійно, а у порядку черги з виготовленням інших деталей на цьому ж робочому місці. Тому обладнання необхідно переналагоджувати. Чим більше розмір партії, тим триваліше періоди між переналадками і менші перерви у роботі обладнання.

Розрахований розмір партії деталей надалі коректується з урахуванням зручності планування і організація виробництва. Партія повинна бути рівна або кратна місячній програмі випуску деталей, не менше змінного або хоч би напівзмінного вироблення робочого, повинне бути забезпечене місце для зберігання деталей.

Непотокове виробництво в організаційному відношенні є досить складним і не відповідає повною мірою принципам раціональної організації виробничого процесу. У міру концентрації однорідного виробництва і підвищення його масовості створюються передумови для переходу до ефективніших поточкових методів виробництва.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

## 8 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

### 005 Заготівельна

Спосіб отримання заготовки - лиття лиття по виплавляемим моделям.

### 010 Контрольна ВТК

На даній операції на столі ВТК контролюються розміри отриманої заготовки.

Обладнання: Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89.

### 015 Токарно-гвинторізна

Деталь базується та закріплюється в патрон токарний самоцентруючий 3-кулачковий спеціальні кулачки. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Токарно-гвинторізний верстат мод.1М63Н-1.

Оснащення:

Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=315 мм, виконання 1.

Позначення: Патрон 7108-0022 ГОСТ 2571-71.

Ріжучий інструмент:

PI №1 Різець PCLDR2525-M12 T5K10

PI №2 Різець S25Q-PWKFR06 T5K10

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

Штангенциркуль ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-89.

020 Токарна з ЧПК

Деталь базується та закріплюється в патрон токарний самоцентруючий 3-кулачковий. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Токарний верстат мод. 16М30Ф3; система ЧПК - WL4Т.

Оснащення:

Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=315 мм, виконання 1.

Позначення: Патрон 7108-0022 ГОСТ 2571-71.

Ріжучий інструмент:

РІ №1 Різець PCLDR2525-M12 T15K6

РІ №2 Різець S25Q-PWKFR06 T30K4

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-150-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-пробка 8140-0007 H7 П-ПР ГОСТ 14820-69,

Калібр-пробка 8140-0057 H7 П-НЕ ГОСТ 14821-69.

025 Токарна з ЧПК

Деталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій оправці. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Токарний верстат мод. 16М30Ф3; система ЧПК - WL4Т.

Оснащення:

Оправка цангова самоцентруюча d25спеціальна.

Ріжучий інструмент:

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

PI №1 Різець PCLDR2525-M12 T15K6

PI №2 Різець S25Q-PWKFR06 T15K6

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89.

030 Контрольна ВТК

На даній операції проводиться контроль розмірів деталі, отриманих на операціях 015, 020, 025.

Обладнання:

Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-пробка 8140-0007 Н7 П-ПР ГОСТ 14820-69,

Калібр-пробка 8140-0057 Н7 П-НЕ ГОСТ 14821-69.

035 Наплавка

На даній операції здійснюється наплавка твердого сплаву якщо є тріщини.

040 Токарна з ЧПК

Деталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій оправці. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Токарний верстат мод. 16М30Ф3; система ЧПК - WL4Т.

Оснащення:

Оправка цангова самоцентруюча d25 спеціальна.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

Ріжучий інструмент:

PI №1 Різець PCLAR2525-M12 Эльбор-Р

PI №2 Різець S25Q-PWKBR06 T30K4

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-скоба d135 ГОСТ 18365-93,

Калібр-скоба d230h11 ГОСТ 18365-93.

045 Токарна з ЧПК

Деталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій оправці.

Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Токарний верстат мод. 16М30Ф3; система ЧПК - WL4T.

Оснащення:

Оправка цангова самоцентруюча d25 спеціальна.

Ріжучий інструмент:

PI №1 Різець PCLAR2525-M12 T30K4

PI №2 Різець S25Q-PLFAR06 T30K4

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-скоба d52h7 ГОСТ 18365-93,

Калібр-скоба d230 ГОСТ 18365-93.

050 Контрольна ВТК

На даній операції проводиться контроль розмірів деталі, отриманих на операціях 040, 045.

Обладнання: Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,  
Штангенциркуль ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-89,  
Калібр-скоба d52h7 ГОСТ 18365-93,  
Калібр-скоба d134 ГОСТ 18365-93,  
Калібр-скоба d230ГОСТ 18365-93,  
Індикатор ИЧ02 кл. 0 ГОСТ 577-68.

055 Контроль неруйнуючий проникаючими речовинами  
Контролювати вхідні кромки лопастей та вихідні  
кромки на відсутність тріщин капілярним методом, клас  
чутливості II ГОСТ 18842-80.

060 Контрольна ВТК

На даній операції проводиться контроль деталі після сварки  
Обладнання: Стіл ВТК.

065 Довбальна

На даній операції обробляється поверхня пазу.

Деталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій  
оправці. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну  
опорну бази.

Обладнання:

Довбальний верстат мод. 7405.

Оснащення:

Втулка самоцентруюча d134 спеціальна.

Ріжучий інструмент:

Довбляк 2184-0573 Т5К10 ГОСТ 9323-79. Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Комплексний калібр для контролю паралельності, симетричності

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80



та розмірів пазу спеціальний.

#### 070 Контрольна ВТК

На даній операції проводиться контроль розмірів деталі, отриманих на операції 065.

Обладнання:

Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Комплексний калібр для контролю паралельності, симетричності та розмірів пазу спеціальний.

#### 075 Слюсарна

Після операцій зачищаються внутрішні поверхні, кромки лопаток

Обладнання:

Верстак слюсарний.

Оснащення:

Напильник 2820-0003 ГОСТ 1465-80.

#### 080 Балансування

Деталь балансувати статично по ГОСТ 22061-76. Коригування маси здійснювати зняттям металу з поверхні

#### 085 Контроль неруйнуючий проникаючими речовинами

Контролювати місця зняття дизбалансу на відсутність тріщин капілярним методом, клас чутливості II ГОСТ 18842-80.

#### 090 Маркувальна

Маркувати позначення креслення та матеріал деталі електрографічним пером

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ док.ум.	Подпись	Дата		81

Оснащення:

Електропоро П8-1948

095 Контрольна ВТК

Перевірити наявність та правильність маркування.

Обладнання:

Стіл ВТК.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ док.м.	Подпись	Дата		82

## Література

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. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
4. Охорона праці (техніка безпеки) : начальний посібник / І. П. Пістун, М. Ф. Мандзюк, М. Є. Ліщук, І. О. Трунова. С Луцьк : Вид-во «Волинянин», 2012. – 448 с.
5. ДСТУ 4132–2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
6. ГОСТ 22247–96. Насосы центробежные консольные для воды.
7. Международный стандарт ИСО 2858–75. Насосы центробежные с осевым входом (номинальное давление 16 бар). Обозначение, номинальные параметры и размеры.
8. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов /С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1998. – 416с.

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

**Додаток А**

Технологічний процес робочого колеса

					6.050502.06BP.000.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

Дудл.			
Зам.			
Подп.			

--	--	--	--	--	--	--	--

--	--	--	--	--	--	--	--

СумДУ 01140 6 1

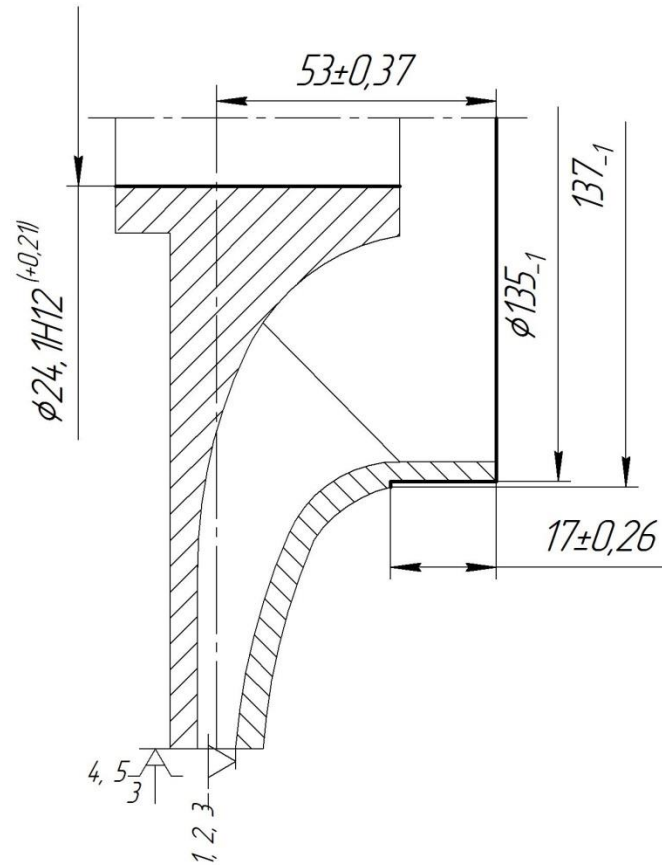
Розроб.	Ракітянський		
Перевір.	Колісниченко		
Н. контр.	Алексєенко		

СумДУ			
-------	--	--	--

--	--	--	--

СумДУ 10140			
Колесо робоче			015

Ra 12,5



KE

Дцдл.			
Зам.			
Подп.			

--	--	--	--	--	--	--	--

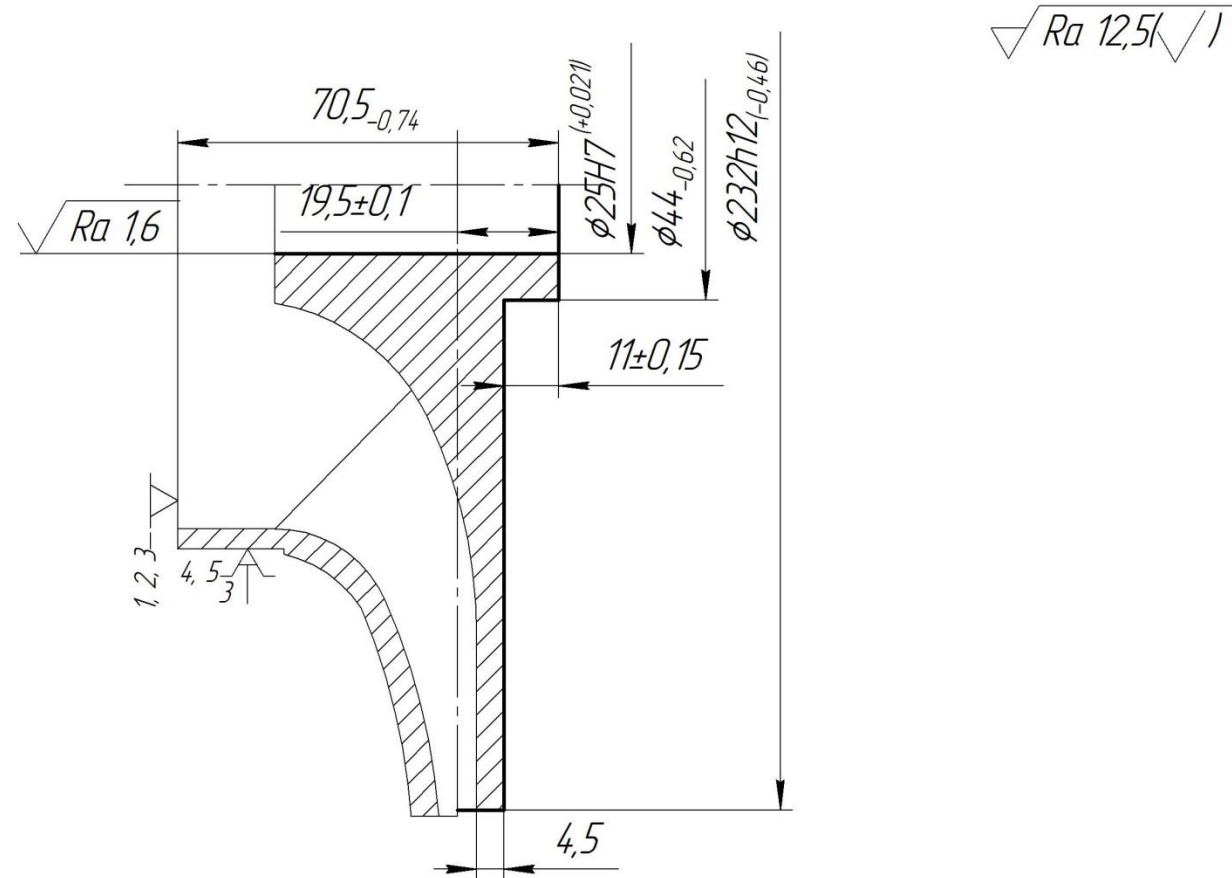
--	--	--	--	--	--	--	--

СумДУ 01140	6	2
-------------	---	---

Разрэд.			
Перевір.			
Н. контр.			

СумДУ			
Колесо робоче			

СумДУ 10140			
			020



KE

Дудл.			
Зам.			
Подп.			

--	--	--	--	--	--	--	--

--	--	--	--	--	--	--	--

СумДУ 01140	6	3
-------------	---	---

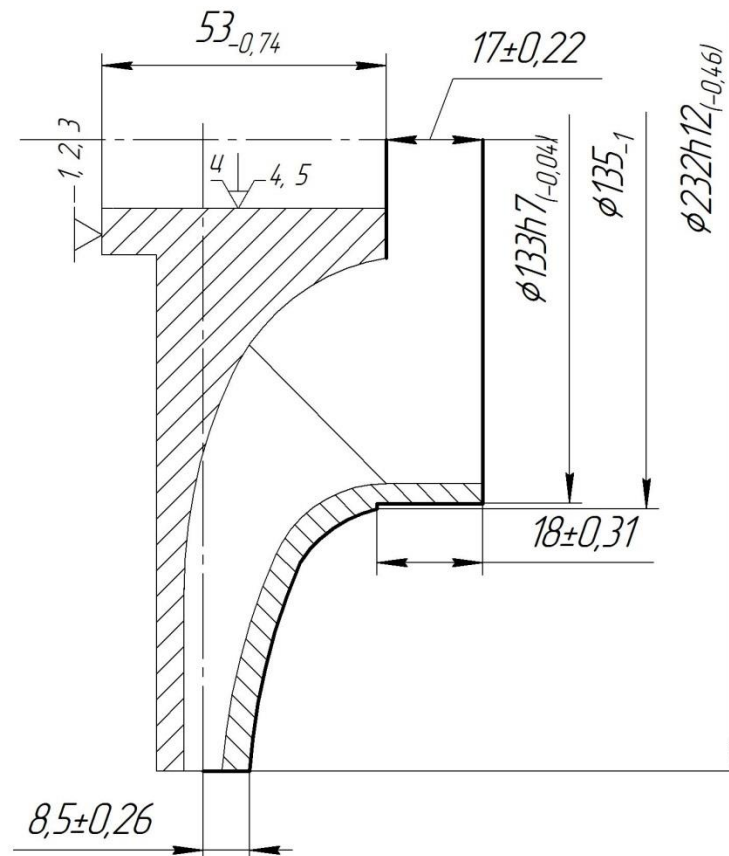
Розроб.			
Перевір.			
Н. контр.			

СумДУ

СумДУ 10140

Колесо робоче

025


 $\nabla Ra 12,5$ 

KE

Дудл.			
Зам.			
Подп.			

--	--	--	--	--	--	--	--

--	--	--	--	--	--	--	--

СумДУ 01140

6

4

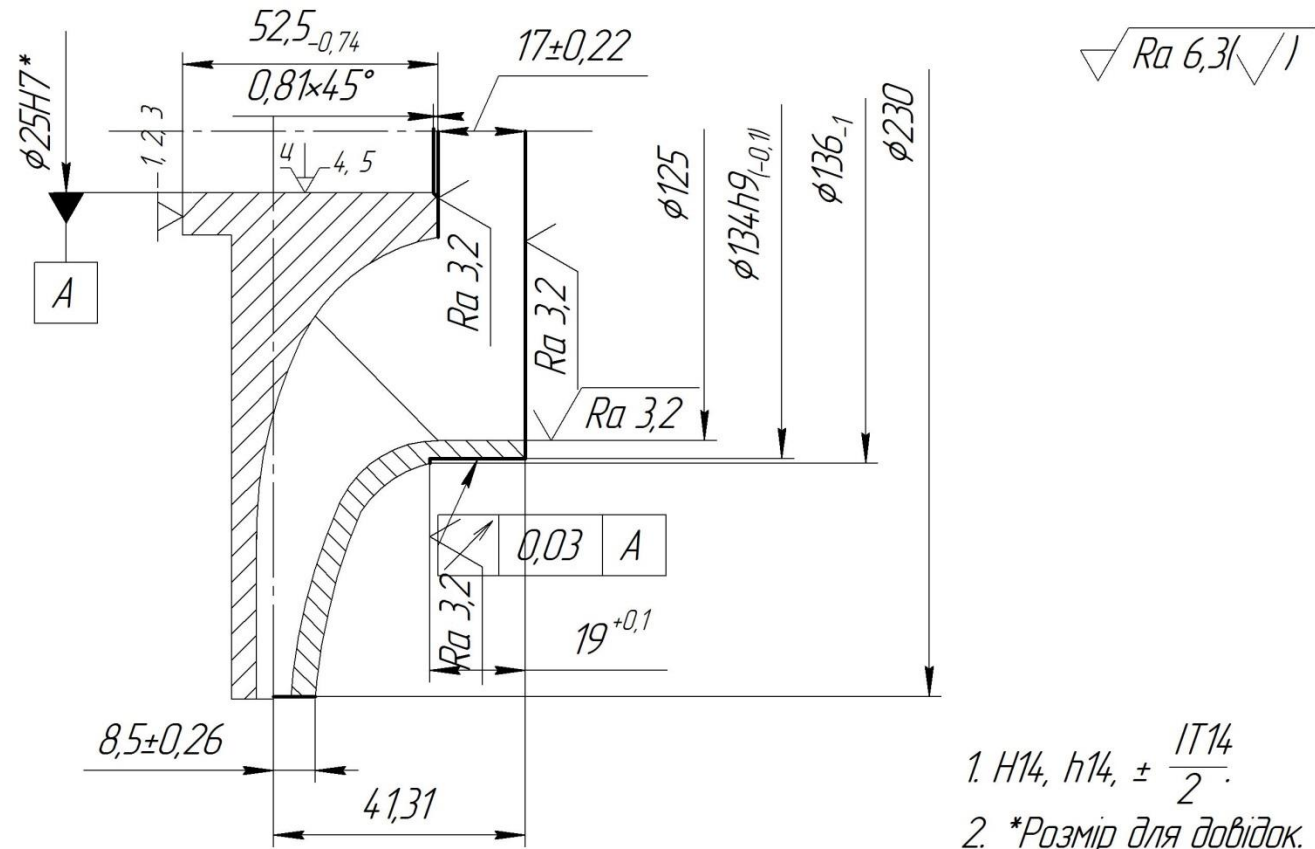
Розроб.					
Перевір.					
Н. контр.					

СумДУ

СумДУ 10140

Колесо робоче

040



KE



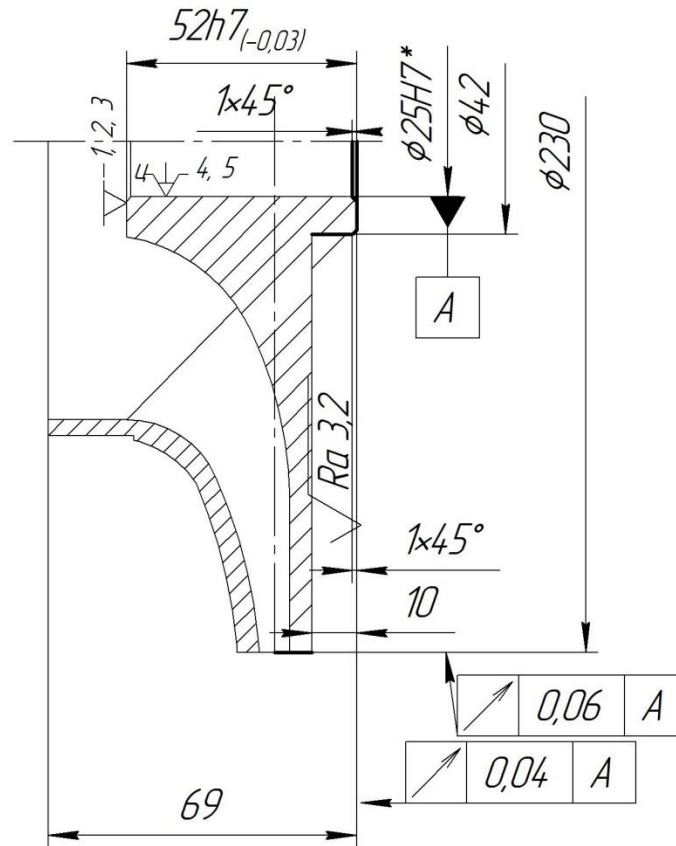
Дудл.			
Зам.			
Подп.			

--	--	--	--	--	--	--	--

--	--	--	--	--	--	--	--

СумДУ 01140 6 5

Розроб.			
Перевір.			
Н. контр.			

СумДУ  
Колесо робочеСумДУ 10140  
045

1. H14, h14,  $\pm \frac{IT14}{2}$ .
2. \*Размір для довідок.

KE

Дудл.			
Зам.			
Подп.			

--	--	--	--	--	--

--	--	--	--	--	--

СумДУ 01140

6

6

Розроб.			
Перевір.			

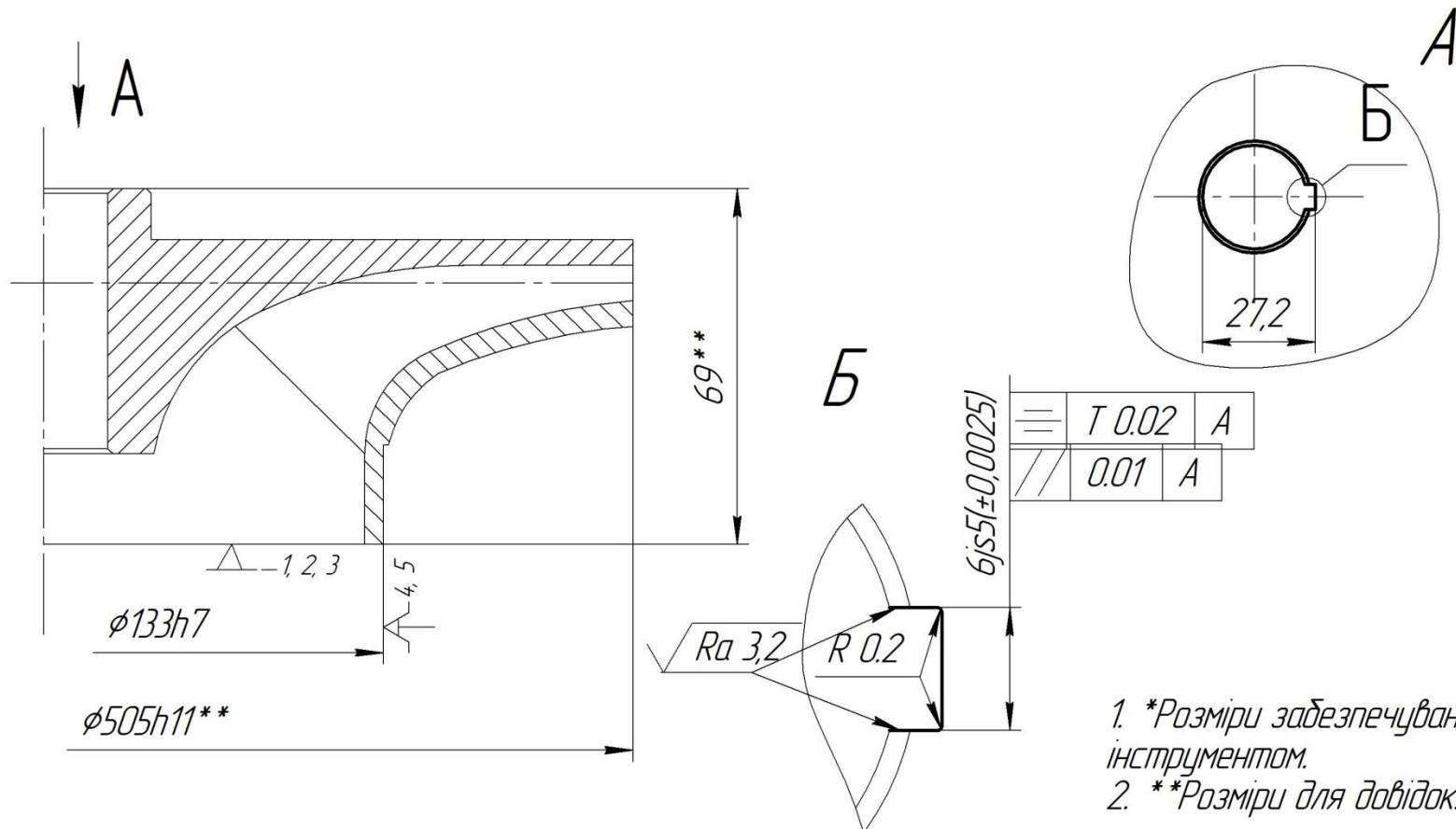
СумДУ

СумДУ 10140

Н. контр.

Колесо робоче

065



KE

Дцбл.																			
Зам.																			
Підп.																			
															СумДУ 01140		5	1	
Розроб.	Ракітянський						СумДУ						СумДУ 10140						
Перевір.	Колісниченко																		
Н. контр.	Алексєєнко									Колесо робоче									
М01	Відливка ГОСТ 26645-85 / Сталь 20X13 ГОСТ 977-88																		
М02	Код	Ев	МД	ЕН	Н. расх.	КИМ	Код загот.	Профіль та розміри				КД	МЗ						
	-	166	4,4	1	-	0,68	Литва	Круг 230x69				1	7,2						
А	Цех	Дільн.	РМ	Опер.	Код, найменування операції						Позначення документа								
Б	Код, найменування обладнання						СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КВД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.		
А03	XX	XX	XX	005	XXXX Заготівельна						ИОТ №XX								
Б04	XXXX	XXXX	XX				X	XXXX	X	1P	1	1	1	X	X	XX	XX		
05																			
А06	XX	XX	XX	010	0200 Контроль ВТК						ИОТ №35								
Б07	XXXX	XXXX					4	XXXX	X	1P	1	1	1	X	X	XX	XX		
08																			
А09	XX	XX	XX	015	4114 Токарно-гвинтарізна						ИОТ №2								
Б10	381148	XXXX					2	18217	212	1P	1	1	1	X	X	XX	XX		
11																			
А12	XX	XX	XX	020	4233 Токарна з ЧПК						ИОТ №2								
Б13	XXXX	XXXX					1	18292	212	1P	1	1	1	X	X	XX	XX		
014	Встановити, закріпити, зняти.																		
Т15	Патрон 7108-0022 ГОСТ 2571-71.																		
016	Точити поверхні по програмі згідно креслення, витримуючи розміри l10; l19,5; l70,5; d44 та d232.																		
МК																			





МК				СумДУ 01140										4		
А	Цех	Дільн.	РМ	Опер.	Код найменування операції				Позначення документи							
Б	Код найменування обладнання				СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КВД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.	
К/М	Найменування деталі, зб. одиниці або матеріалу				Позначення код				ОПП	ЕВ	ЕН	КІ	Н. расх.			
Т01	XXXX	XXXX			різець S25Q-PLFAR06, T30K4.											
002	Точити поверхні по програмі згідно креслення, витримуючи розміри l10; l52; d42; d230.															
Т03	XXXX	XXXX			різець PCLAR2525-M12, T30K4.											
004	Контроль виконавцем.															
Т05	XXXX	XXXX			Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89; калібр-скоба d52h7 ГОСТ 18365-93; калібр-скоба d230 ГОСТ 18365-93.											
06																
А07	XX	XX	XX	050	0200	Контроль ВТК				ИОТ №35						
Б08	XXXX	XXXX				4	XXXX	X	1P	1	1	1	X	X	XX	XX
09																
А10	XX	XX	XX	055	XXXX	Контроль неруйнуючий проникаючими речовинами				ИОТ №96						
Б11	XXXX	XXXX	XX			X	XXXX	X	1P	1	1	1	X	X	XX	XX
12																
А13	XX	XX	XX	060	0200	Контроль ВТК				ИОТ №35						
Б14	XXXX	XXXX				4	XXXX	X	1P	1	1	1	X	X	XX	XX
15																
А16	XX	XX	XX	065	4175	Довбальна				ИОТ №2						
Б17	381718	XXXX	7405			2	11863	2	1P	1	1	1	X	X	XX	XX
18																
19																

